

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Российский университет транспорта»
РУТ (МИИТ)

На правах рукописи



Сергеев Иван Константинович

Моделирование продольных сил, возникающих при взаимодействии
порожних и малозагруженных вагонов в грузовых поездах

2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор
Филиппов Виктор Николаевич

Москва – 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 ОБЗОР НАУЧНЫХ РАБОТ, ПОСВЯЩЁННЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ДИНАМИКЕ	11
1.1 Динамика вагона как научная дисциплина	11
1.2 Обзор работ и методов компьютерного моделирования, применяющихся в решении задач динамики	25
1.3 Постановка цели и задач исследования	35
1.4 Выводы по разделу 1	36
2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ ВАГОНА В СОСТАВЕ ПОЕЗДА	37
2.1 Расчётная схема единичного вагона	38
2.2 Принятые допущения	42
2.3 Составление системы дифференциальных уравнений движения вагона в составе	42
2.4 Учёт внешних силовых воздействий, возникающих в процессе движения состава	46
2.5 Моделирование работы поглощающих аппаратов	49
2.5.1 Моделирование работы поглощающих аппаратов на основе экспериментальных данных	49
2.5.2 Моделирование работы эластомерных поглощающих аппаратов	52
2.6 Выбор метода численного интегрирования	55
2.6.1 Разностно-итерационный метод	56
2.6.2 Метод Эйлера	57
2.6.3 Метод Эйлера-Коши	57
2.6.4 Метод Рунге-Кутты	58
2.6.5 Метод Стрёмера	60
2.7 Выбор и обоснование расчётного метода	61

2.8	Выводы по разделу 2	67
3	ПРОГРАММНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РАЗРАБОТАННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ	68
3.1	Составление алгоритма главной функции	70
3.2	Составление алгоритма расчёта межвагонной реакции	72
3.3	Описание интерфейса разработанной программы	74
3.4	Выводы по разделу 3	81
4	ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЧИСЛА ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ НА СКОРОСТЬ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ТОРМОЗНОЙ ВОЛНЫ	82
4.1	Постановка проблемы и концепция её решения.....	83
4.2	Описание тормозной испытательной станции.....	85
4.3	Методика испытаний	86
4.4	Результаты натурных испытаний	87
4.5	Верификация экспериментальных данных	92
4.6	Выводы по разделу 4	98
5	КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ СОСТАВА ПО ПЕРЕГОНУ	99
5.1	Переходной режим тяга-торможение для состава полувагонов.....	101
	5.1.1 Профиль с низиной.....	102
	5.1.2 Профиль с возвышенностью	109
5.2	Переходной режим тяга-торможение для состава длиннобазных платформ	114
	5.2.1 Профиль с низиной.....	116
	5.2.2 Профиль с возвышенностью	121
5.3	Поиск критических режимов движения состава вагонов по переломному профилю	127
	5.3.1 Определение критериев оценки критического режима	128

5.3.2 Критические режимы для состава полувагонов с порожней платформой	131
5.3.3 Критические режимы для состава длиннобазных платформ с порожней платформой	140
5.4 Формирование практических рекомендаций, основанных на результатах проведённого исследования	146
5.5 Выводы по разделу 5	152
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	154
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	156
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	157
ПРИЛОЖЕНИЕ А (обязательное) Алгоритм главной функции созданной программы	177
ПРИЛОЖЕНИЕ Б (спарочное) Подробные результаты компьютерного моделирования движения поезда	179

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В настоящее время на железных дорогах Российской Федерации наблюдается существенный рост грузопотоков. Причём повышение провозной и пропускной способности железных дорог является одной из важных целей, определяемых стратегией развития экономики страны. Указанное является причиной роста веса поездов, их длины и маршрутных скоростей движения.

Изменение конфигурации составов и условий их эксплуатации неизбежно приводит к изменению уровней динамических воздействий на конструкцию грузовых вагонов, а также на стабильность работы некоторых узлов, к числу которых относится тормозное оборудование. При этом указанное изменение не во всех случаях подвергается исследованию и анализу, существуют особенные ситуации, возникновение которых, во-первых, связано с изменившимися характеристиками динамических процессов в узлах вагонов, а во-вторых, при неблагоприятных обстоятельствах может иметь крайне негативные последствия. К числу таких возможных последствий относится выжимание некоторых вагонов состава из рельсовой колеи под действием продольных сил.

Отмеченное проявляется особым образом при эксплуатации порожних и малозагруженных вагонов, включенных в поезда. Особенно актуально указанное для длиннобазных платформ, число которых на железных дорогах непрерывно увеличивается в связи с ростом популярности контейнерных перевозок. Длиннобазные платформы для шестидесятифутовых и восьмидесятифутовых контейнеров могут перевозить легковесные грузы и быть частично загруженными.

Отсутствие сведений о характерах силовых процессов в конструкциях узлов при некоторых режимах движения ставит вопрос **актуальности** работы, заключающейся в необходимости оценки безопасности движения порожних и малозагруженных вагонов в составах различной конфигурации при переходных режимах движения поездов.

Степень разработанности темы исследования. Проблемы динамической нагруженности подвижного состава, практические вопросы его конструирования и анализа влияния динамики на конструктивное исполнение ключевых элементов вагона изучались многими учёными. Свой значительный вклад внесли Н.Г. Беспалов, Е.П. Блохин, Г.И. Богомаз, М.М. Болотин, Ю.П. Бороненко, М.Ф. Вериго, С.В. Вершинский, Н.А. Панькин, В.Я. Першин, Ю.И. Першиц, А.В. Аванов, В.Е. Попова, А.Н. Просолов, Б.С. Ратнер, А.В. Смольянинов, М.М. Соколов, Е.Л. Стамблер, В.Ф. Ушаков, И.Б. Феоктистов, В.Н. Филиппов, П.С. Анисимов, В.Р. Асадченко, В.Д. Хусидов, Ю.М. Черкашин, И.И. Челноков, Л.А. Шадур, П.Т. Гребенюк, И.А. Добычин, Г.Б. Дурандин, и др.

Большой вклад в определение динамической нагруженности состава при опасных режимах движения внесли сотрудники Московского института инженеров транспорта (МИИТ) в семидесятых годах XX века. Ими был проведён ряд испытаний, целью которого было определение безопасных режимов соударения и аварийного поведения конструкций вагонов при ненормативном соударении. Результатом проведения этих испытаний стал разработанный впоследствии комплекс устройств защиты котлов цистерн, ориентированный на недопущение чрезмерно опасных повреждений котла в случае возникновения аварийных ситуаций. При этом были изучены такие характерные типы аварий как «выкатка тележки», «пробой котла автосцепкой накатываемого вагона», «выжимание вагона» и др. В результате были получены данные, ставшие основой для ряда научных статей, изданных впоследствии.

Работы по оценке устойчивости малозагруженных вагонов в поездах проводились в шестидесятых и семидесятых годах XX века в Всероссийском научно-исследовательском институте железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ) в связи с тем, что на некоторых электрифицированных участках железной дороги стало применяться рекуперативное торможение и стали возникать сходы из-за выжимания вагонов. Проведённые исследования были опубликованы в научных работах учёных-современников.

В статьях обсуждалась и доказывалась польза от необходимости формирования математических моделей с последующей программной реализацией, а большинство трудностей такого внедрения были связаны с текущим на тот момент уровнем развития вычислительной техники. В настоящее время исследованиями железнодорожной динамики активно занимаются сотрудники институтов ВНИИЖТ, Научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава (ВНИКТИ), университетов РУТ (МИИТ), Петербургского государственного университета путей сообщения (ПГУПС), Брянского государственного технического университета (БГТУ) и др.

Цель и задачи исследования. Целью работы является улучшение безопасности движения грузовых поездов при переходных режимах движения путём снижения риска выжимания порожних и малозагруженных вагонов под действием продольных сил.

В соответствии с поставленной целью в работе необходимо решить следующие задачи:

- разработать математическую модель движения многомассовой колебательной системы вагон – путь, учитывающую силы межвагонного взаимодействия и уклон профиля пути;

- на основе созданной математической модели разработать программу компьютерного моделирования процесса движения состава вагонов, позволяющую проводить исследование переходных процессов тяги и торможения;

- провести экспериментальные исследования влияния конфигурации тормозной системы грузового поезда на скорость распространения тормозной волны по длине состава;

- используя созданную программу и результаты натурных испытаний провести серию опытов компьютерного моделирования переходных режимов движения составов грузовых вагонов нескольких конфигураций при благоприятных и неблагоприятных условиях и сформулировать перечень практических рекомендаций по улучшению конструкции некоторых узлов

грузового вагона с целью предотвращения выжимания порожних и малозагруженных вагонов.

Объектом исследования является процесс движения грузового вагона в составе поезда.

Предметом исследования является динамическая нагруженность грузового вагона, возникающая в результате действия продольных сил при переходных режимах движения.

Научная новизна. Разработана математическая модель движения вагона в составе поезда, позволяющая учитывать переходные режимы движения и отдельно вычислять вертикальную и горизонтальную составляющую межвагонной реакции. Проведён натурный эксперимент по определению влияния числа воздухораспределителей на скорость распространения тормозной волны в грузовом поезде, а также численный эксперимент по определению динамической нагруженности состава при различных режимах движения. Имитационное моделирование межвагонных реакций проведено с учётом результатов натурального эксперимента.

Практическая значимость работы. Разработана программа, использование которой позволяет осуществлять имитационное моделирование движения состава вагонов при переходных процессах с учётом скорости распространения тормозной волны. Предлагается перечень практических рекомендаций, в который входит особая схема расположения тормозного оборудования, а также вариант полужёсткого закрепления кузова длиннобазной платформы. Перечень основан на экспериментах с компьютерной моделью, практическая реализация перечня позволит снизить величины межвагонных реакций и улучшить безопасность движения грузовых поездов.

Методология и методы исследования. Достижение цели исследования и решение задач осуществлялось с использованием следующих методов:

- метода анализа – при уточнении и конкретизации проблемы динамической нагруженности в обзоре литературы (раздел 1);

- метода моделирования – при составлении математической модели и разработки расчётной компьютерной программы (разделы 2 и 3);

- метода натурального эксперимента – при проведении лабораторных испытаний с тормозной станцией лаборатории кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» РУТ(МИИТ) (раздел 4);

- метода модельного эксперимента – при проведении экспериментов с созданной моделью при работе с программой (раздел 5);

- метода синтеза – при обработке результатов численного эксперимента и формировании перечня практических рекомендаций (раздел 5).

Положения, выносимые на защиту:

- математическая модель движения вагона в составе поезда и система дифференциальных уравнений, описывающая модель;

- результаты натурального эксперимента по определению влияния числа воздухораспределителей на скорость распространения тормозной волны в грузовых поездах;

- результаты компьютерного моделирования по движению составов грузовых вагонов различной конфигурации при благоприятных и неблагоприятных внешних условиях;

- перечень практических рекомендаций по улучшению безопасности движения грузовых поездов.

Степень достоверности работы основана на высокой степени сходимости результатов решения аналогичной, ранее решённой задачи из области железнодорожной динамики, полученных методом компьютерного моделирования с использованием выбранного в настоящей работе численного метода интегрирования с результатами оригинального натурального эксперимента. Достоверность результатов натурального эксперимента подтверждается теоретическими зависимостями, полученными в результате исследования газодинамических процессов в тормозной системе грузовых поездов группой отечественных учёных.

Апробация результатов. Основные результаты работы докладывались на заседаниях кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Российского университета транспорта (РУТ(МИИТ)) в период с 2019 по 2022 г.; на международной интернет-конференции «Современные проблемы железнодорожного транспорта» в 2020 году; на VII Международной научно-практической конференции «Наука и техника: новые вызовы современности», в 2022 г.; на IX Международной научно-практической конференции «Актуальные вопросы современной науки и практики» в 2022 году; на IX Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы науки и техники. Инноватика» в 2022 году.

Публикации. По материалам диссертации опубликованы 10 работ, в том числе 3 работы в рецензируемых научных изданиях.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы, двух приложений. Работа изложена на 190 страницах в том числе: 151 страница основного текста, 86 рисунков, 16 таблиц. Список литературы содержит 145 наименований.

1 ОБЗОР НАУЧНЫХ РАБОТ, ПОСВЯЩЁННЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ДИНАМИКЕ

Моментом зарождения науки «Динамика вагона» можно по праву считать самые первые годы существования железных дорог. Движение поезда по железнодорожному пути, которое является одним из важнейших объектов исследования дисциплины, является одним из самых сложных процессов для анализа и моделирования. Система поезда включает множество тел. Связи между элементами могут быть различными, а число степеней свободы системы большим. Технология анализа таких систем базируется на длительном процессе исторического развития методов и подходов. В начале XIX века внимание учёных, работающих в данной сфере, было в основном сконцентрировано на вопросах тяги и трения. Значительным шагом в развитии динамики послужило заимствование некоторых узлов и деталей из других видов транспорта. К примеру, заимствование конструкции рессор у повозок на лошадиной тяге. Вопрос направления состава по железнодорожному пути был решён в тот же исторический период путём внедрения гребня колеса, что явилось результатом эмпирического подхода и проявления интуиции инженеров той эпохи. Впоследствии динамические расчёты сложных систем стали производиться с использованием методов компьютерного моделирования. Поэтому в данной главе будут описаны основные вехи в развитии железнодорожной динамики как научной дисциплины, а также будет показан исторический процесс развития прикладных компьютерных комплексов и программ, занимавшихся решением задач динамики. В конце главы будут сформированы основная цель и задачи исследования.

1.1 Динамика вагона как научная дисциплина

Эксплуатация первых вагонов сопровождалась порой только устным описанием их динамического поведения. Первые математические модели движения появились только в середине XIX века. Их разработкой занимались

Редтенбахер и Клингель [139], однако их работы, в сущности, никак не повлияли на принципы конструирования. Рост мощности и размеров паровозов привёл к проблеме вписывания состава в кривые. Первым оценку возникающих при этом сил дал Дж. Маккензи в работе, датированной 1883 годом [140]. Его анализ стал основой для типовых расчётов, которые выполнялись на протяжении всей паровозной эпохи. По мере роста скоростей локомотивов, качество хода состава стало одной из самых важных проблем отрасли. Изобретение электровоза в конце XIX века привлекло известного учёного Картера к исследованию этих вопросов. Одним из важных итогов его многочисленных работ явилось первое в мире исследование поперечной стабильности поезда [135]. До сих пор теоретические исследования не имели сильного влияния на железнодорожную отрасль, а эмпирический подход инженеров-практиков позволял эффективно справляться с возникающими трудностями. Этому суждено было измениться в начале XX века. Тогда сильно возросшие скорости движения поездов и большие потенциальные риски от факторов, учёт которых исключительно посредством эмпирических практик был невозможен, стимулировали развитие теоретического подхода к динамике вагонов. Только тогда дисциплина приобрела законченность и самостоятельность. Наиболее значительные работы также относятся к этому этапу и связаны с именами таких российских учёных, как А.М. Годыцкий-Цвирко [37], Н.П. Петров [84] и таких зарубежных, как Г. Марье [64] и Х. Хейман [122] и со многими другими.

К примеру, в трудах Н.П. Петрова исследовались особенности взаимодействия подвижного состава и рельсов и была разработана методика вычислений, возникающих в процессе взаимодействия напряжений и сил [84].

Невозможно не отметить имя немецкого учёного Х. Хеймана, внёсшего значительный вклад в развитие динамики движения составов. Он является автором метода определения направляющих сил при движении вагона в кривой путём анализа геометрических соотношений [122]. В его работах развиваются основные положения теорий Холодецкого, такие как использование плоской системы сил вместо пространственной, игнорирование наличия силы трения между гребнями

колёс, а также их коничности (колёса принимаются цилиндрическими), отсутствие учёта упругих свойств конструкции вагонов и рельс.

Позднее учёные начали активно использовать новый метод анализа динамических процессов – физическое моделирование. Одним из первых этот метод стал применять А.А. Камаев. Указанный метод позволял исследовать динамические процессы используя физические модели подвижного состава. Его достоинством по сравнению с аналитическим методом является лёгкость и скорость моделирования, а также высокая достоверность результатов. Результаты физических испытаний позволили уточнить влияние демпферов и узлов сочленений конструкций на основные динамические параметры вагонов и локомотивов. Результаты этих работ подтверждены натурными испытаниями.

Разделение динамики на горизонтальную и вертикальную обусловлено историческим развитием науки. На ранних этапах виды колебаний удобнее всего было рассматривать по отдельным плоскостям. В дальнейшем этот подход был подвергнут критике, поскольку было установлено и доказано, что различные виды колебаний оказывают влияние друг на друга. Причём было установлено, что связь между боковыми и горизонтальными колебаниями является нелинейной. Только с активным внедрением компьютерной техники во всем мире удалось успешно реализовать расчёт пространственных моделей [130].

Существенный вклад внёс Н.Е. Жуковский, создав классификацию колебаний. Кроме того, Жуковский вывел аналитический метод определения частот свободных колебаний вагонов и паровоза, его труды содержат методы вычисления сил трения, возникающих в зонах контакта колёс и рельсов, кроме того отмечено влияние таких сил на безопасность движения поездов [100]

В первой половине XX века в области динамики было сделано важное открытие: в 1926 году Ф. Картер открыл так называемое явление «псевдоскольжения» поверхности катания колёс по головке рельса. Это явление было названо им «Крипом». По высказанной Картером гипотезе, силы, возникающие в точке контакта колеса и рельса, меняют своё значение пропорционально отношению скоростей скольжения и качения. Применяв методы

теории упругости, Картер провёл исследование процесса качения колеса по рельсу в плоскости и высказал идею о возникновении зоны упругого скольжения колёс при движении [134, 136].

Эта гипотеза послужила толчком к дальнейшему развитию отрасли и в середине XX века И. Калкер дополнил её и установил, что в пятне контакта помимо сил действует ещё и момент, вызванный смещением результирующей сил относительно оси симметрии пятна контакта [137, 138]. Дополненная гипотеза Калкера позволила уточнить алгебраические выражения для вычисления коэффициентов кривизны. Кроме того, обновлённая гипотеза послужила основой для ряда других важных работ в области железнодорожной динамики.

Как следует из вышесказанного, проблеме вычисления сил кривизны было посвящено немало работ. В труде В.К. Гарга подробно описываются различные теории и проводится их сравнительный анализ [36]. Однако при моделировании не всегда целесообразно прибегать к сложным теориям. Учитывая значительный статистический разброс показателей, в некоторых случаях достаточно использовать упрощённые модели.

Дальнейший вклад в стремительно развивавшуюся науку внесли С.В. Вершинский [32], М.В. Винокуров [33], Е.П. Блохина [11, 12], А.Партер [139], Г.И. Богомаз [16, 17], М.Ф. Вериги [29] и прочие известные деятели науки той эпохи.

Выдающимся исследователем колебаний железнодорожных вагонов был Г. Марье. В своих трудах он одним из первых исследовал физические процессы, влияющие на плавность хода, и провёл оценку уровней ускорений элементов вагонов и локомотивов [64]. Существенным выводом из работ Г. Марье была идея о необходимости увеличения статического прогиба ходовых частей с целью повышения плавности хода. Марье впервые включил в математические модели схемы упругих элементов.

Движение экипажа по железной дороге при моделировании стоит рассматривать как сложное движение, которое, как известно из теоретической механики, является суммой переносного и абсолютного движений. Уравнения

связи при таком подходе целесообразно записывать как «углы Эйлера», или как «углы Эйлера с модификацией», как это выполнено в работе Н.А. Радченко [88]. Им же был получен способ исследования движения составов в стационарных режимах. Был предложен подход, при котором экипаж представляется в виде нелинейной механической системы с дискретными элементами и большим числом степеней свободы. Связи при могут иметь упруго-диссипативную, шарнирную или жёсткую природу. Рельсы представлены в виде бесконечных параллельных лучей, располагающихся на упругой площадке. Все нелинейности подвергаются линеаризации в такой системе. При исследовании динамики при вписывании состава в кривую рассматривают движение состава в невозмущённом состоянии. Такой подход использовался в работах В.А. Лазаряна, А.А. Львова, Ю.В. Демина и других. Недостатком такого метода является отсутствие информации о достигаемых значениях боковых сил, возможности вкатывания гребней колёсных пар состава на головку рельса и возможности опрокидывания. Практика использования эйлеровых углов не нашла широкого распространения. Это связано в первую очередь с громоздкостью расчётов и сложностью выводимых таким образом тригонометрических соотношений. В связи с этим очень часто угол рыскания (в железнодорожной практике – угол виляния) принимают ограниченным, а углы боковой и продольной качки считаются малыми.

Особого внимания заслуживает исследование проблемы прохождения кривых участков пути. Самые первые работы по вписыванию вагонов в кривые были в основном посвящены процессу безопасного прохождения составом криволинейных участков пути без нарушения габаритов и заклинивания колёсных пар. Однако рост мощностей техники потребовал наличия гипотез оценки нагруженности колёсных пар и рельс. Появились расчёты, в основе которых лежало квазистатическое вписывание. Стоит отметить работы выдающихся русских учёных, занимавшихся этими вопросами. профессор С.Н. Смирнов занимался определением положения центра поворота паровоза при прохождении кривых, А.А. Холодецкий исследовал процессы прохождения составами кривых при помощи методов наименьшего сопротивления и выдвинул несколько важных

теорий, которые впоследствии были дополнены учёными К.Ю. Цеглинским и Г. Юбелакером [128].

Важной стадией в развитии динамики вагонов стало применение при расчётах моделей, использующих динамический подход во временной области. В этих моделях подвижной состав представляется как нелинейная механическая система с большим числом степеней свободы. Такой подход был реализован в работе Ю.С. Ромена [98]. В ней математическая модель была несколько упрощена путём представления ходовых частей вагона как жёсткого прямоугольника. То есть при таком подходе не учитывалась деформация тележки в плане. Несмотря на это, в работе получены значимые результаты, касающиеся влияния горизонтальных неровностей на боковое воздействие на путь движения состава в кривой.

Таким образом, вопросы движения состава в кривой имеют богатую историю развития. Сегодня на практике наиболее часто применяются линейные и линеаризованные модели. Цели проводимых исследований влияют на глубину и полноту применяемых моделей. Особенно это относится к моделированию точки контакта колеса и рельса. В таких моделях исследователь может варьировать факторами учёта профиля бандажа, крипа, зазора колеи и выбора типов неровностей в своей работе. Примеры применения таких моделей – работы последних лет специалистов МИИТа и ВНИИЖТа.

Однако в большинстве случаев под исследование попадают динамические процессы, возникающие в режиме выбега. Задача значительно усложняется, если необходимо вводить в модель процессы тяги и торможения. Переходные процессы вводят новые переменные в модели и их учёт зачастую приводит к излишне громоздким расчётам. Помимо этого, необходимо учитывать силы, вызывающие сопротивление движению подвижного состава

Учитывать силу ветра при динамических расчётах, а так же корректировать модели с учётом эксцентриситета колёсной пары было впервые предложено Г.М. Шахунянцом [131]. Им было отмечено влияние сил, передаваемых через сцепку на динамические процессы, расчётные схемы уточнялись путём введения в

них зазоров в скользунах тележек и колебание центра тяжести перевозимого груза при движении.

Особый вклад в изучение вопросов безопасности движения поездов при различных геометрических параметрах деталей и узлов вагонов, отличавшихся от нормативных, внесли исследователи, объединённые под началом С.В. Вершинского и Л.А. Шадура. Составлены математические модели вагонов на тележках с числом осей, отличавшемся от двух, созданы методы расчёта целого класса применяемых в вагоностроении упругих элементов [31].

Эта школа по изучению динамики вагонов является одной из ведущих школ этой науки, и в неё входят такие деятели науки как П.С. Анисимов [51], Е.П. Корольков [52], Г.И. Петров [76-83], В.Н. Филиппов [118, 119], В.Д. Хусидов [123-127], и другие.

Наиболее часто координатные оси при моделировании принимаются как оси, движущиеся с постоянной скоростью вдоль оси пути, что справедливо как для прямого, так и для криволинейного участков. Возникающие при этом уравнения приводят к сложным расчётам. В своих работах Хусидов В.Д. разработал и применил другой подход, при котором системы дифференциальных уравнений записываются в одной системе координат. В этом случае основная смысловая нагрузка возлагается на функции возмущения пути.

Методика непосредственной оценки сил трения в узлах гасителей колебаний тележки представлена в работах П.С. Анисимова. Получены зависимости сил трения от динамических воздействий при различных перемещениях фрикционного клина. Подчёркнута важность учёта изменения модуля силы трения при решении исследовательских задач [1-4]. Позднее, П.С. Анисимов в совместной работе с В.Д. Хусидовым был описан алгоритм, позволявший с высокой точностью вычислять силы сухого трения [127]. Указанный алгоритм применялся для многих математических моделей. Здесь же следует отметить, что вопросы по изучению фрикционных клиньев обладают самой высокой степенью научной разработанности среди прочих объектов исследования вагонов с фрикционной связью. Вопросы механики элементов подпятниковой зоны, силы трения,

действующие на шкворень изучены недостаточно подробно. К числу немногочисленных работ, посвященных этим вопросам относится работа С.В. Павлова [74].

Другой широко известной проблемой динамики грузовых вагонов является забегание боковых рам трёхэлементных тележек в процессе извилистого движения колёсных пар. Такая проблема обусловлена недостаточным моментом сил сопротивления, возникающем в узле рессорного подвешивания и большими зазорами в узле буксы. Об этом и о том, что такая конструкция приводит к неравномерному распределению горизонтальных сил отмечается в работе [6]. В той же работе отмечается, что американский аналог тележки ЦНИИ-ХЗ – тележка Barber S-2-R, лучше связана в плане. Там же отмечается, что завышение зазоров буксовых узлов негативно сказывается на связанности боковых рам тележки. О необходимости введения упругой прокладки в зону буксового узла сообщается в работе А.В. Раменского. В этой работе отмечается, что связь в продольном направлении должна быть более жёсткой, чем в поперечном. Динамические качества такого вагона (с упругими элементами между ходовыми частями тележки) были изучены в работе [42]. Установлено, что влияние при движении по прямому участку пути на динамические характеристики преимущественно оказывается продольной жёсткостью.

Большую роль для развития динамики играют труды учёных «ВНИИЖТ». К примеру, вопросам взаимодействия пути и подвижного состава посвящены труды М.Ф. Вериги [29].

В Санкт-Петербургском государственном университете путей сообщения (СГУПС) так же, как и представленных выше организациях, была сформирована школа учёных, труды которых посвящены динамике. Группу возглавил И.И. Челноков.

Важным шагом в развитии науки стало подробное изучение характера межэлементных связей. В работах И.И. Челнокова отмечена нелинейность рабочей характеристики фрикционных клиньев и получены обобщенные выражения для расчёта сил трения с учётом направления перемещения узлов. Описано влияние

химического состава, формы поверхности клина и планки на коэффициент трения этой пары. Не смотря на ценность полученных результатов, при исследовании динамики вагонов очень часто применяются модели, лишённые знакопеременных сил трения, такие модели проще в реализации, но не учитывают особенности работы реальных гасителей колебаний.

Подробное изучение элементов вагонной тележки 18-100, включая пару трения «фрикционный клин - планка» было проведено в работе В.А. Кошелева [54]. Были освещены недостатки применяющихся демпферов вместе с возможными путями их устранения. Подробная модель тележки, учитывающая специфику работы гасителей колебаний, была предложена Ю.К. Мустафаевым и Л.В. Кудюровым [68]. В их работе отражена специфика движения вагона с гасителем колебаний, имеющим неисправность.

Другим важным фактором, который необходимо учитывать при моделировании динамических процессов является перевалка кузова. Этот фактор значительно влияет на безопасность движения. Наиболее часто узел пятника и подпятника моделируется упрощённо – в виде шарнира с линейно-упругими элементами. Такой подход можно наблюдать в работе [99]. Однако при этом не учитывается площадь пятна контакта поверхностей, поскольку соприкосновение в этом случае осуществляется через точку.

Отдельный раздел науки посвящён изучению продольных колебаний вагонов, так как из-за возможности возникновения резонанса эти колебания способны достигать опасных значений и при некотором неблагоприятном стечении обстоятельств могут привести к выходу за габарит приближения строений. Большое количество проведённых экспериментов, результаты моделирования и эмпирические данные свидетельствуют, что боковые колебаний определяются характером извилистого движения колесных пар [35, 58]. Учёные пытались объяснить этот характер движения, реализовать методы его моделирования, создать технические средства, способные удерживать амплитуду колебаний в допустимых пределах. Одной из первых работ, посвящённых этому вопросу была работа академика Н.П. Петрова, посвящённая изучению колебаний виляния

паровозов [84]. Влияние конструкции рессорного подвешивания на энергетические затраты исследовались в работе Ю.П. Бороненко и А.Н. Комаровой. В работе учитывается конструкция фрикционных клиньев [50].

Отдельным очень важным разделом динамики вагонов является динамика тел, содержащих жидкость. Это связано с тем, что номенклатура грузов, перевозимых цистернами, как правило состоит из опасных грузов. Недостаток знаний о характере динамических процессов, возникающих при движении состава цистерн, приводит к неадекватным конструктивным решениям, которые в свою очередь могут стать причиной серьёзного крушения. Первые работы в этой области были выполнены английским механиком и математиком Дж. Стоксом [143]. Он одним из первых выдвинул предложение о моделировании жидкости как деформируемого твёрдого тела. Значительный вклад в динамику жидкостей внёс упомянутый ранее Н.Е. Жуковский. Им было доказана справедливость представления жидкости как несжимаемого твёрдого тела, а сложное движение системы «тело-жидкость» было разложено на поступательное и вращательное движение. Бурное развитие науки и техники в XX веке предопределило круг задач гидродинамики. На первый план вышли задачи, связанные с движением тел, частично заполненных жидкостью, и стало необходимым учитывать характер колебаний свободной поверхности жидкости. К учёным, посвятившим себя решению такого круга задач, можно отнести Г.Е. Павленко, Л.Н. Стеренского С.Г. Крейна [55]. В их трудах были предложены комплексные методы решения краевых задач математической физики. Сформировались два направления: линейная и нелинейная теории. Уравнения первой теории более удобны для включения в практические инженерные расчёты. В них применяются упрощённые модели, которые, тем не менее, хорошо согласуются с результатом. Линейная теория позволяет рассматривать систему «тело-жидкость» в качестве эквивалентной системы, состоящей из твёрдого тела с закреплёнными маятниками, моделирующими различные колебания жидкости. При этом линейная теория предполагает широкое применение численных методов. Параллельно с этим проводились исследования, посвящённые применению нелинейной теории на

практике. Одним из первых внимание на указанную теорию обратил Г.С. Нариманов [70]. Ему принадлежит одна из первых методик записи нелинейных уравнений движения жидкости, частично заполняющей полость цилиндрического тела, а также им были проведены обоснования некоторых гидродинамических явлений.

Таковы были самые первые подходы, послужившие основой для дальнейших работ во многих сферах промышленности, включая железнодорожный транспорт. Они способствовали усовершенствованию математических моделей, применяемых для исследования пространственных нелинейных колебаний вагонов-цистерн. Методы прогнозирования уровней динамического воздействия при аварийных режимах были разработаны с использованием накопленного опыта первых исследований. Предложены первые технические средства защиты котлов вагонов-цистерн [118, 119].

П.И. Горький предположил, что сила воздействия на днище цистерны может быть равна удвоенному значению силы инерции. Это предположение было им выдвинуто после решения задачи о прямолинейном движении цистерны. Были получены уравнения свободной поверхности и установлена длина волны.

Исследование пространственных колебаний цистерн путём разработки математической модели с маятниковыми аналогиями проводилась в [19]. Колебания груза в этих моделях представлялись малыми, а механическая система, служащая аналогом для жидкости, состояла из множества несвязанных маятников, колебавшихся в продольной и поперечной плоскостях. Для установления параметров маятников модели были решены краевые задачи, как и в ранних работах этой сферы. Работа содержит системы дифференциальных уравнений, применение которых возможно для решения задач динамики цистерн с частично заполненным котлом.

Математическое моделирование позволяет получать точные результаты, если модель составлена с учётом всех необходимых факторов. Однако число этих факторов в задачах динамики настолько велико, что не всегда удаётся выявить из их числа наиболее существенные и модели для исследования становятся

чрезвычайно громоздкими. В связи с этим широко применяется метод натуральных испытаний, позволяющий измерить требуемые параметры с помощью аппаратуры [77]. Однако этот метод не лишён недостатков. Дороговизна натуральных испытаний и их продолжительные сроки являются негативными факторами этого метода.

Отдельно стоит отметить важность оптимизации динамических параметров вагонов. В настоящее время этим вопросам не уделяется должного внимания. Из имеющихся работ можно выделить несколько существующих подходов: оптимизация единого выбранного критерия качества (как правило, это стоимость технического изделия, определяющего конкретный динамический параметр), оптимизация одного параметра с накладыванием ограничений на другие, минимизация нескольких критериев качества, вывод множества допустимых решений многокритериальной задачи и отбор одного варианта по дополнительным параметрам. Самые первые труды по оптимизации были выполнены с использованием аналитического подхода или с использованием аналоговой вычислительной техники. В качестве показателей качества динамики вагонов применялись показатели значений ускорений и перемещений кузова, коэффициенты вертикальной и горизонтальной динамики. Затем последовал ввод пространственных моделей для расчётов, этому во многом способствовало введение ЭВМ в широкую практику. Далее было проведено расширение круга критериев оценки динамических качеств вагонов. Были введены показатели силовых воздействий на пассажиров и грузы, показатели сохранности целостности конструкции, показатели влияния ходовых частей вагонов на путь, уровни ускорений элементов вагонов, максимальные величины рамных сил, коэффициенты устойчивости колёсной пары от вкатывания гребня колеса на головку рельса, коэффициент устойчивости от опрокидывания, максимально достигаемые уровни прогибов рессор вагонов. В настоящее время одной из важных тем оптимизации является работа по максимальной ликвидации износа обода колёс и рельсов. Часто встречаются предложения по добавлению смазки на головку рельса, модернизация ходовых частей путем дополнения устройства радиальной

установки колёсных пар в кривых и др. Исследование таких факторов как фактор износа, определяемый произведением угла набегания и направляющей силы и фактор, основанный на вычислении работы и мощности сил трения. Отысканием оптимальных параметров рессорного подвешивания локомотива занимался Э.П. Братчев в одной из своих научных работ [21]. При этом использовалась интегральная оценка критериев качества.

Г.С. Михальченко в своей работе исследовал критерии и показатели качества, используемые при проектировании новых локомотивов [66]. Им было выделено несколько групп критериев: показатели, характеризующие динамические и тяговые свойства локомотива, показатели надёжности ходовых частей, факторы экономической эффективности, показатели габарита, унификации и патентоспособности конструкции. Исследуя историю развития динамики вагона, стоит подробнее остановиться на динамических качествах конструкций.

Для локомотивов во многом справедливы показатели, применяемые для оценки динамических качеств вагонов. Однако локомотивы имеют несколько специфических показателей, учёт которых наиболее важен. Так, основным показателем горизонтальной динамики локомотивов являются рамные силы. К недостаткам этого показателя относится отсутствие учёта воздействия неподдресоренных масс. Проблема снижения износа колёс и рельсов в последнее время становится всё более актуальной, и многие учёные работают над разработкой методов снижения износа гребней колёсных пар [35]. Помимо вышеупомянутых методов лубрикации и использования механизмов радиальной установки колёсных пар в кривых, исследуются конструкции колёсных пар с независимым вращением колёс, тележек с единственной осью, колёсных пар с дифференциальным вращением. К критериям оценки износа колёсных пар относятся работа и мощность сил трения на гребне, а также различные критерии износа гребней.

Эти методы реализованы в программном комплексе «Универсальный механизм». Учёт их также возможен и при непосредственном моделировании в какой-либо среде программирования. Как бы то ни было, в последнее время всё

большую популярность набирает метод компьютерного моделирования, речь о котором пойдёт в следующем разделе.

Работы по оценке устойчивости малозагруженных вагонов в поездах активно проводились в шестидесятых и семидесятых годах во ВНИИЖТ, что было связано с тем, что на некоторых электрифицированных участках железных дорог стала активно применяться рекуперация. Введение рекуперации привело к изменению схемы расположения единиц подвижного состава в структуре поезда. Указанное привело к возникновению сходов порожних и малозагруженных вагонов, расположенных в головной части поезда. Проводившиеся испытания ВНИИЖТ позволили определить предельные токи рекуперации, обеспечивающие достаточную устойчивость вагонов от схода с рельс. Были введены ограничения по схемам расположения головных вагонов в составе поезда. При этом возникли требования установки таких вагонов в хвостовую часть состава, что привело к затруднению маневровых операций по формированию поездов на сортировочных горках.

Вопросы устойчивости малозагруженных вагонов исследовались в работах Подлесникова Я.Д. [89, 90, 94]. Отдельного внимания заслуживают работы Кулаги А.А., в которых рассматривались вопросы взаимодействия пневматических элементов тормозной системы [57-60]. В настоящее время активно исследуются вопросы повышения эффективности систем рекуперации, однако следует иметь в виду трудности, заключающиеся в проблеме выжимания порожних вагонов из головной части поезда. Проблемы выжимания порожних вагонов продольными силами в некоторых случаях рассматриваются как задачи взаимодействия автосцепных устройств, но и в этом случае основное внимание уделяется энергоёмкости без учёта характеристики самого поглощающего аппарата. Для снижения продольных сил в некоторых случаях возможно применение автосцепных устройств увеличенного хода или плавающих хребтовых балок.

1.2 Обзор работ и методов компьютерного моделирования, применяющихся в решении задач динамики

Для компьютерного моделирования необходимым условием является наличие адекватной математической модели. Этап построения математической модели изучаемого процесса является одним из самых ответственных этапов исследования. На данном этапе учёный должен подробно изучить природу исследуемого явления, что нередко связано с изучением смежных научных дисциплин. Учесть все процессы, происходящие с реальным объектом невозможно, впрочем, это и не является необходимым условием качественного моделирования. Более того, чрезмерное усложнение модели может привести к проблемам на этапе составления алгоритма, а также на этапе программной реализации модели. Проблемами составления эффективных алгоритмов посвящены труды Д.Ю. Погорелова [85], В.К. Гарга [36], В.О. Шиллена [132], О. Уолраппа [142] и других учёных.

Как было отмечено ранее, анализ динамических процессов на первых этапах развития науки проводился с использованием аналитических методов. Во многих случаях учёным не удавалось получить точное решение дифференциальных уравнений, но, когда это получалось, точное решение позволяло не только получить необходимый численный результат при заданных исходных данных, но и глубже понять природу процесса. С развитием ЭВМ исследователи всё чаще стали работать именно с приближёнными вычислениями. В понятии «приближённый» кроится и главный недостаток таких методов – погрешность результата. На основе методов численного моделирования в дальнейшем было создано много специализированных программных комплексов.

Компьютерное моделирование невозможно без качественной математической модели. На начальном этапе исследования учёный должен составить математическую модель, включив в неё только те зависимости, которые необходимы для качественной программной реализации конкретного исследуемого процесса.

После составления математической модели наступает этап её алгоритмизации. На этом этапе исследователю приходится учитывать особенности той компьютерной среды, где он намерен создавать модель. При этом возможно использовать следующие подходы:

- использовать пакет программ, рассчитанных на решение задач конкретной научной области;
- использовать среду программирования и самостоятельно осуществить программную реализацию исследуемого явления.

Всё более широкую популярность приобретает первый вариант компьютерного моделирования. Такие программные комплексы как UM (Универсальный механизм), «Дионис», ADAMS и другие позволяют решать широкий спектр задач динамики. Помимо этого, такие программные комплексы являются оптимизированными в вопросах экономии вычислительной мощности при расчётах. Они основаны на применении аппарата автоматизированного синтеза дифференциальных уравнений, при котором в основе комплекса лежит симбиоз методов теоретической механики, методов численного решения дифференциальных уравнений, векторной алгебры и современных приёмов программирования. Кроме того, алгоритмы расчёта в этих комплексах оптимизированы и на вычисление уходит минимальное количество времени. Однако эти комплексы ограничивают исследователя теми моделями, которые заложены в них изначально.

ADAMS был одним из первых программных комплексов, созданных для решения задач динамики систем твёрдых тел. Самое первое руководство пользователя этого программного комплекса было издано ещё в 1987 году. Вскоре программный комплекс получил пакет модулей, касающихся исключительно железнодорожной динамики. Это дополнение было разработано при содействии железных дорог Нидерландов и было названо ADAMS/Rail. Эта модификация комплекса предлагает исследователю широкий набор методов моделирования в зависимости от целей исследования, а также позволяет вносить изменения в собственный код, что рассчитано на опытных пользователей, владеющих

программированием, и позволяет ещё более точно составлять математические модели. Последняя модификация комплекса известна под названием VI-Rail. В комплексе возможно выбирать модели, основанные на различных теориях качения колёс, начиная от линейных и заканчивая пространственными.

Комплекс A'GEM был создан в университете г. Кингстон в Канаде. В качестве средства для моделирования использовался AutoCad. Этот комплекс отличается детализированным графическим интерфейсом и позволяет представлять результаты с использованием широкого спектра средств анимации. В программе присутствуют модули для расчёта показателей обезгрузки колёс, плавности хода, оценки устойчивости от вкатывания гребня колеса на головку рельса. Недостатком этого комплекса является устаревшая операционная система DOS.

Германским авиационным и космическим агентством в девяностых годах XX века был разработан комплекс моделирования динамики систем твёрдых тел, получивший название Medyna. Особенности программного комплекса является наличие подвижной и неподвижной систем координат, а также возможность использовать нелинейные и квазилинейные модели сил в точке контакта колёс с рельсами при моделировании. С помощью этого программного комплекса успешно решалось множество задач железнодорожной динамики. Вписывание состава в кривую моделируется при помощи введения подвижной системы координат, характеристики абсолютного движения получаются путём сложения малых перемещений относительно подвижной системы координат и больших перемещений подвижной неинерциальной системы координат относительно общей инерциальной системы координат. С помощью программного комплекса Medyna были определены динамические показатели отечественного скоростного поезда «Сокол». Руководил этими работами Ю.П. Бороненко [20].

К числу прочих программных комплексов для моделирования динамики систем твёрдых тел относится Nucras. Nucras позволяет создавать сложные модели механических систем и точно определять их механические параметры. Моделировать движение экипажа этот комплекс позволяет в режиме тяги и выбега.

В этом комплексе возможно проведение исследования входа поезда в кривую, анализ формы и частот колебаний и многое другое. Комплекс показывает хорошие результаты при определении коэффициента устойчивости от вкатывания гребня колеса на головку рельса. Последние версии программы расширены модулем автоматического расчёта двухточечного контакта и фиксирования схода с рельс.

Разработчики компании «Британские железные дороги» в девяностых годах создали свой программный комплекс, который носит название Vampire. Этот комплекс очень популярен во всём мире, однако имеет один существенный недостаток – отсутствие возможности включения в модель клиновых гасителей колебаний. Поскольку именно такие гасители применяются в трёхэлементных тележках на железных дорогах России, то Vampire не позволит создавать модели отечественных грузовых тележек. Несмотря на это, комплекс не уступает в точности своим конкурентам. Недавно компанией Transportation Technology Center были проведены исследования показателей динамики типового пассажирского вагона железных дорог Европы. Исследования проводились при помощи Nucras и Vampire и оба продукта продемонстрировали близкие по точности результаты.

Особенностью программного комплекса Omnisim является возможность использовать в математических моделях деформируемые тела. Комплекс был успешно применён в 2002 году железнодорожной администрацией США для формирования годового отчёта по безопасности движения поездов.

Одним из наиболее популярных отечественных программных комплексов является «Универсальный механизм». Этот комплекс был создан в восьмидесятых годах в Брянском государственном техническом университете. Руководителем работ по созданию этого продукта является проф. Д.Ю. Погорелов [85]. Главной идеей разработки комплекса являлось создание инструмента для анализа механических систем. Однако вскоре комплекс получил расширение, в состав которого входил пакет, специально созданный для разработки моделей железнодорожного транспорта. В этот пакет входили инструменты моделирования неровностей железнодорожного пути, различные профили колёс и рельсов и др. Кроме того комплекс позволяет создавать системы уравнений без применения их

линеаризации, что способствует высокой точности вычислений. Рельс является безынерционным элементом и определение положения рельса относительно колеса основывается на решении систем нелинейных уравнений равновесия. Значительным образом разработаны теории контакта колёс с рельсами и является возможным применять модели одноточечного контакта, двухточечного контакта, гребневого контакта, отрыва гребня и режим вкатки колёс на рельсы. «Универсальный механизм» успешно применяется отечественными учёными для исследования задач динамики [65, 87]. Г.С. Михальченко использовал пакет программ «Универсальный механизм» в работе по определению параметров пространственных колебаний подвижного состава [53]. Гарантом адекватности полученных выходных данных является факт прохождения манчестерских тестов этим программным продуктом [144].

Разработкой программного комплекса «Дионис» занимались исследователи кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» под руководством Петрова Г.И. В состав «Диониса» входят несколько взаимно независимых вычислительных и функциональных блоков. В комплексе применяется устаревшая модель контактных сил Жуковского, вместо широко распространённой модели Калкера, а также у комплекса отсутствует блок автоматического синтеза уравнений движения. Данное программное обеспечение нуждается в обновлении, поскольку не позволяет автоматически осуществлять синтез уравнений движения. Существуют и другие, менее известные разработки отечественных учёных, успешно применяемы для моделирования динамики подвижного состава. Здесь стоит отметить разработки А.А. Зарифьяна и Г.А. Бузало [67]

Практически все из описанных программных комплексов в настоящее время развиваются. К основным направлениям развития комплексов относится повышение точности расчётов. Особенную актуальность в последнее время приобрели задачи моделирования движения вагонов в составе поезда. Это произошло благодаря росту вычислительных мощностей компьютеров и накопленного опыта, полученного при решении задач динамики. Большинство из представленных программных комплексов нуждаются в проведении ряда работ по

оптимизации с целью экономии вычислительных мощностей. К числу методов верификации результатов моделирования различными программными комплексами являются манчестерские тесты. Эти тесты были созданы для того, чтобы исследователи, опираясь на результаты теста, могли выбрать для своих работ наиболее подходящий продукт. Большинство вышеописанных комплексов успешно прошли эти тесты.

Рассмотрев большинство существующих программных комплексов, можно отметить несколько особенностей. Практически все программные комплексы базируются на подходах динамики систем тел и включают в себя: узел препроцессора, служащий для детального описания структуры объекта моделирования, блок численного интегрирования системы дифференциальных уравнений, в основе которого заложен один из современных методов численного решения таких систем, узел постпроцессора, который необходим для представления результатов решения в наглядной форме в виде графиков, диаграмм и таблиц и узел оптимизации вычислительных процессов. Кроме того, систему дифференциальных уравнений движения состава обычно записывают относительно неинерциальной системы координат, движущейся вдоль оси пути. При необходимости совершить переход к абсолютному движению, он совершается с добавлением сил инерции. Учёт сил крипа становится неотъемлемой частью каждого программного комплекса.

Касательно основных тенденций развития программных комплексов стоит отметить рост детализации моделей и применения всё более широких расчётных схем, использование общего метода моделирования поверхности контакта клина трёхэлементных тележек, уточнение моделей демпферов пружин и резиновых прокладок. В последнее время силы исследователей направлены на моделирование взаимодействия сцепов вагонов в составе поезда. Проведение таких исследований важно для оценки потенциальной возможности схода вагонов с рельс. В настоящее время широко распространена тенденция применения гибридных расчётных схем при моделировании составов, что позволяет исследовать динамику механической системы при учёте упругости её отдельных элементов. Этим вопросам посвящён

целый ряд работ отечественных учёных [3, 48, 133]. Упругие части конструкций моделируются с использованием метода конечных элементов. Особенно актуально применение таких моделей для исследования длиннобазных экипажей, где возможно возникновение резонанса в частотах колебаний рамы и твердотельной части, а также при движении по неровностям пути, оказывающим вибрационное воздействие на вагон.

Высоким спросом пользуются программные продукты, объединяющие в себе комплекс для моделирования динамики и блок, отвечающий за оптимизацию. К примеру, к таким пакетам программ относятся MathLab, Simulink, modeFrontier и Simpack. Ранее описанные программные комплексы как правило не оснащаются блоком оптимизации расчётов, в чём заключен их существенных недостаток. Целесообразным является модернизация этих программ с добавлением такого блока.

Другим подходом к моделированию является написание собственной программы на выбранном языке программирования. При этом выбор численного метода интегрирования, выбор модели контакта колеса с рельсом выполняются исследователем самостоятельно. Такой подход, с одной стороны, является более затратным по времени, с другой стороны, позволяет применять именно такие методы, какие автор считает необходимым. Кроме того, он имеет более широкие возможности визуализации данных (при условии наличия соответствующих навыков у создателя программы).

Большую роль при этом играет выбор среды программирования (IDE), в которой будет реализовываться программа. Развитие информационных технологий переживает период стремительного роста и количество сред, в которых ученые могут реализовать математические модели растёт с каждым годом. Стоит более подробно остановиться на имеющихся на сегодняшний день программных средах, в которых можно проводить исследования динамики вагонов.

Visual Studio является линейкой разнообразных продуктов, созданных и постоянно совершенствующихся компанией Microsoft, в которую входит интегрированная среда разработки широкого спектра как специализированных, так

и прикладных программ. Она может быть использована как для разработки классических консольных приложений, так и для написания комплексных продуктов с широкими возможностями визуализации результатов. В Visual Studio входит редактор исходного кода, отладчик уровня исходного кода с возможностью редактирования машинного кода, а также инструментарий для создания графического интерфейса приложений. Программирование может вестись на множестве популярных языков, включая C++, C#, Boo, Nemerle, Java, Visual Basic, .NET, Vala, CIL и другие.

Code::Blocks представляет собой бесплатную среду разработки приложений на языке C, C++ и Fortran, она отвечает самым распространённым требованиям пользователей в вопросах программирования. Среда Code::Blocks является гибкой и может быть расширена множеством плагинов и надстроек, кроме того она дружелюбна к кросс-платформенному программированию. Плагины могут быть найдены в открытом доступе или написаны программистами самостоятельно. В среде присутствует встроенный компилятор и отладчик.

AWS Cloud9 является облачной средой разработки программного обеспечения, позволяющей писать, запускать и производить отладку кода в персональном браузере пользователя. В систему включены отладчик, редактор исходного кода и терминал. Стартовый пакет модулей этой среды располагает популярными и современными инструментами программирования, включающими JavaScript, Python, PHP и др. Достоинством этой среды является возможность работать над проектом из любого места, поскольку AWS Cloud9 облачная. Она также может быть использована для создания внесерверных приложений с возможностью распределения вычислительных ресурсов машины, отладки исходного кода и выполнения программы (удалённой или локальной). Среда позволяет параллельно программировать в реальном времени сразу нескольким пользователям и удобна для совместной работы в команде над крупными цифровыми проектами.

Среда Borland C++ Builder является инструментом быстрой разработки приложений на языке C++. В состав среды Borland C++ Builder входят множество

библиотек (STL, VCL, CLX, MFC), редактор исходного кода, компилятор, отладчик и многое другое. Удобный интерфейс среды, а также возможности применяемого механизма «drag-and-drop» делают разработку окон программы особенно удобной и визуальной. Инструментарием этой среды является так называемая «Палитра компонентов» – совокупность вкладок типовых модулей программы, разделённых по принципу единой функциональности. Кроме того, функционал компонентов палитры может быть модифицирован программистом самостоятельно. Палитра состоит из более чем сотни различных компонентов, которые часто встречаются при решении практических задач (кнопки прокрутки, линейки управления Windows, списки, модули поддержки диалогов, инструменты работы с базами данных и др.). Свойства компонентов могут быть изменены в инспекторе объектов. Таким образом проект, построенный в такой системе, всегда будет хорошо продуман, поскольку его конструирование будет проходить в течение длительного промежутка времени и иметь ярко выраженный визуальный характер. Встроенные элементы управления синтаксисом способствуют эффективному (быстрому и с малым числом ошибок) написанию кода и облегчают отладку программы на соответствующих этапах. Среда обладает поддержкой основных принципов объектно-ориентированного программирования (ООП), к числу которых относятся инкапсуляция, полиморфизм и множественное наследование и периодически пополняется новыми библиотеками и нововведениями спецификации по мере совершенствования стандартов C++. Интегрированная среда разработки поставляется в трёх вариантах, различающихся доступным функционалом. В расширенных версиях сделан упор на использование специалистами языка запросов SQL, пакетами поддержки системы Internet и дополнительными особенностями, которые могут пригодиться веб-разработчику. Система отличается высокой надёжностью и гарантирует правильное и успешное выполнение приложения при отсутствии ошибок в исходном коде, которые могут быть легко выявлены на этапе отладки.

Популярным продуктом компании Embarcadero Technologies является IDE Delphi. Последняя версия продукта датируется 2012 годом. В первых версиях

разработка велась на языке Delphi (язык-наследник Object Pascal), но позднее была добавлена возможность писать код на языке C++. Основным принципом среды, как и в случае с C++ Builder, является концепция визуального программирования. Среда полностью поддерживает Unicode и созданные в ней приложения исправно работают на любой языковой версии Windows. В 2009 году среда была включена в состав другого продукта компании Embarcadero – Embarcadero Rad Studio 2010. В эту общую среду входят сразу несколько редакций Delphi со своими особенностями. Самым последним обновлением является версия RAD Studio XE2, которая объединяется в себе Delphi XE2, C++Builder (был выкуплен у компании Borland), Prism XE2 и RadPHP XE2. Последняя версия отличается поддержкой Windows 64, Mac OS X и iOS, наличием современной библиотеки FireMonkey, снабжённой аппаратным ускорением и улучшения технологий DataSnap.

Ещё одной бесплатной средой разработки с открытым исходным кодом является среда NetBeans. IDE обладает всеми необходимыми средствами для создания высококачественных программных продуктов на различных платформах, включающих Java, C/C++, PHP, JavaScript, Groovy и Ruby. В среду встроены элементы подсветки и автоматической коррекции синтаксиса. Разработчик получает подсказки по мере написания кода, что значительно ускоряет и упрощает процесс разработки. Коррекция синтаксиса производится за счёт анализа исходного кода в течении ввода. Полученные подсказки разделяются на предупреждения, сообщения об ошибках компилятора, всплывающие фрагменты документации и др. В среде реализованы полезные алгоритмы переработки кода, значительно способствующие ускорению процесса разработки. Осуществлять написание программы можно путём вставки отдельных блоков кода (например, предопределённых методов, циклов и блоков try-catch), заранее заготовленных средой. Внедрены средства проверки иерархии классов Java и имеется возможность полностью изменять пользовательский интерфейс среды.

Среда Borland C++ Builder пользуется популярностью среди учёных, исследующих динамику вагонов. Такие авторы как Беспалько С.В. и Богачёв В.И. успешно выполняли комплексные исследования опираясь на её функционал

[8, 9, 10]. Её обновлённая версия Embarcadero C++ Builder обладает улучшенным интерфейсом и поддерживает современные операционные системы [101, 107]. В связи с этим в данной работе компьютерное моделирование будет осуществляться путём создания программы в интегрированной среде разработки Embarcadero C++ Builder, моделирующей интересующий процесс без использования специализированных программных комплексов.

1.3 Постановка цели и задач исследования

Проведённый обзор литературы подчеркивает актуальность выбранного для исследования вопроса и позволяет поставить сформулировать цель работы в следующем виде:

Улучшение безопасности движения грузовых поездов при переходных режимах движения путём снижения вероятности выжимания порожних и малозагруженных вагонов под действием продольных сил.

В соответствии с поставленной целью в работе необходимо решить следующие задачи:

- разработать математическую модель движения многомассовой колебательной системы вагон – путь, учитывающую силы межвагонного взаимодействия и уклон профиля пути;

- на основе созданной математической модели разработать программу компьютерного моделирования процесса движения состава вагонов, позволяющую проводить исследование переходных процессов тяги и торможения;

- провести экспериментальные исследования влияния конфигурации тормозной системы грузового поезда на скорость распространения тормозной волны по длине состава;

- используя созданную программу и результаты натурных испытаний провести серию опытов компьютерного моделирования переходных режимов движения составов грузовых вагонов нескольких конфигураций при благоприятных и неблагоприятных условиях и сформулировать перечень

практических рекомендаций по улучшению конструкции некоторых узлов грузового вагона с целью предотвращения выжимания порожних и малозагруженных вагонов.

1.4 Выводы по разделу 1

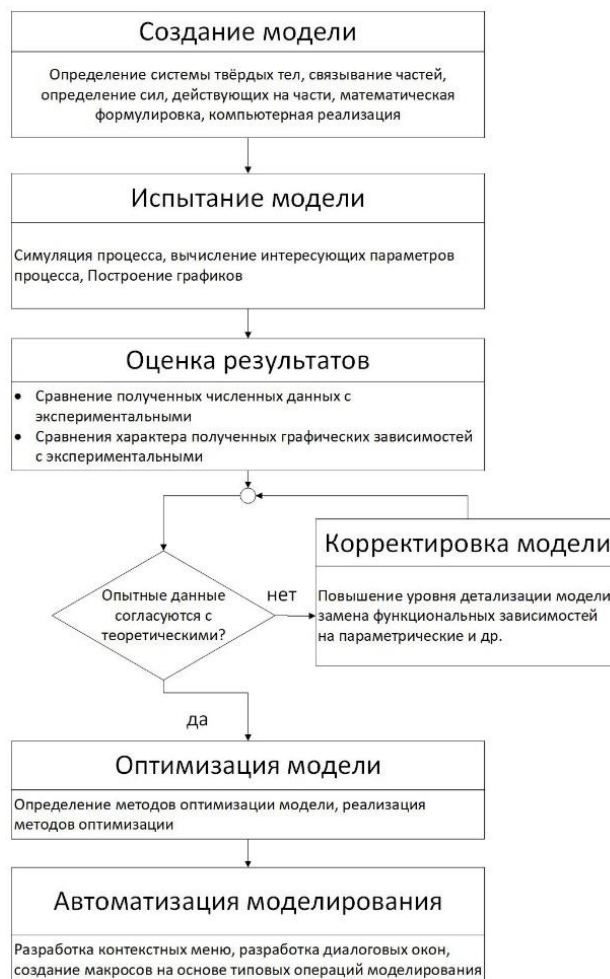
1 Проведённый обзор литературы показал, что динамика вагона как научная дисциплина имеет долгую историю становления и развития. При этом процесс развития железнодорожной динамики был непрерывно связан как с экспериментальными, так и с теоретическими исследованиями. Было отмечено, что сегодня решение задач динамики осуществляется преимущественно техники путём компьютерного моделирования. Указанное явилось основанием для выбора методики математического и компьютерного моделирования в качестве главенствующей методики решения поставленных проблем.

2 Выбор компьютерного моделирования в качестве основной методики потребовал проведения обзора программных комплексов. В связи с этим в данном разделе был также осуществлён обзор развития программных комплексов для исследования динамики железнодорожных экипажей. Были рассмотрены такие программные продукты как UM (Универсальный механизм), «Дионис», ADAMS. Было отмечено наличие ограничений, накладываемых на исследователя при выборе отдельного продукта. В связи с этим был проведён обзор сред программирования, которые могут быть использованы для самостоятельного написания необходимой для исследования программы. Вторым подходом был выбран в качестве главенствующего при осуществлении компьютерного моделирования, при этом в качестве среды разработки была выбрана среда Embarcadero C++ Builder.

3 Были сформулированы основная цель и задачи исследования, к которым относится проведение натурного эксперимента, составление математической и компьютерной модели движения вагона в поезде и проведение экспериментов по численному моделированию с полученной моделью.

2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ ВАГОНА В СОСТАВЕ ПОЕЗДА

Составление математической модели представляет собой важный этап исследования. Гарантированно получить качественную модель можно в том случае, если процесс анализа и составления модели проводился согласно заранее принятому плану или алгоритму [106]. Эффективный алгоритм моделирования обычно состоит из нескольких основных этапов (рисунок 2.1).



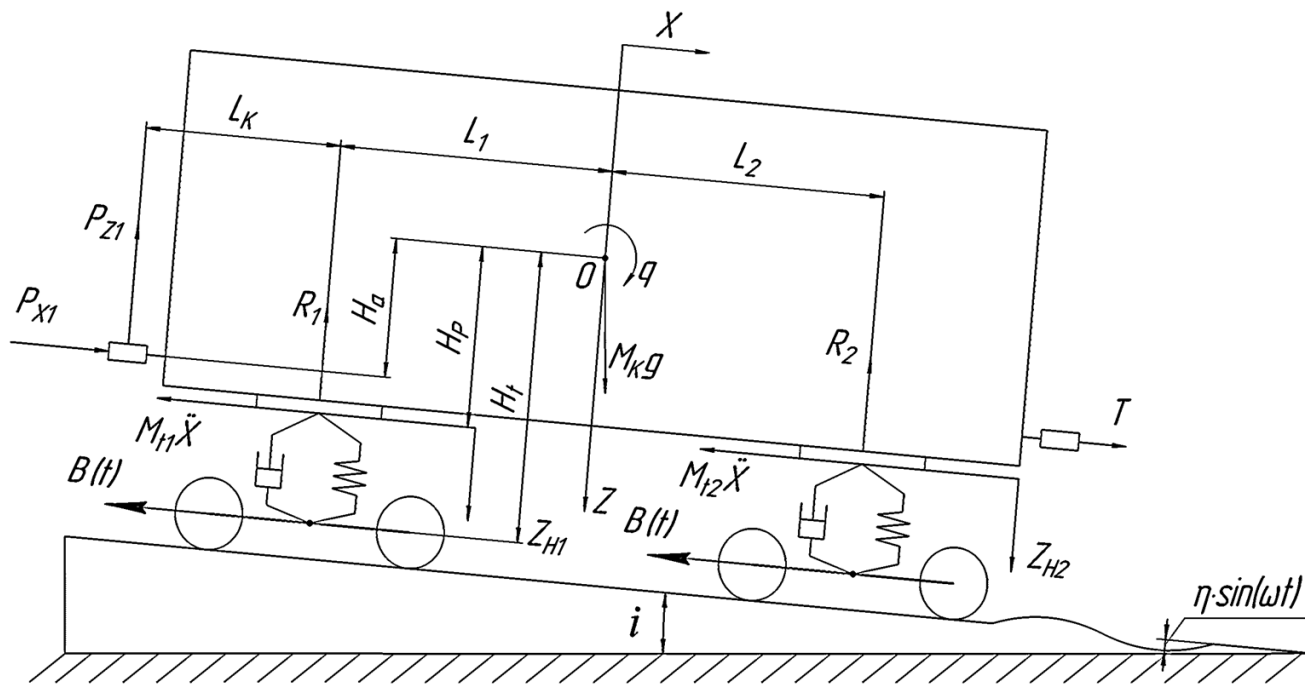
**Рисунок 2.1 – Алгоритм создания и оптимизации компьютерных
моделей для исследования динамики подвижного состава**

Особенно важными являются этапы сравнения полученных результатов с экспериментальными данными и этап корректировки модели. Важным является наличие значительного по величине массива экспериментальных данных для

сверки результатов. Только в этом случае возможен учёт большого числа особенностей процесса и последующая адекватная корректировка.

2.1 Расчётная схема единичного вагона

Расчётная схема, применяемая для описания колебаний вагонов состава изображена на рисунке 2.2.



P_{x1} – горизонтальное усилие в межвагонной связи; P_{z1} – вертикальное усилие в межвагонной связи; T – сила тяги локомотива; $B(t)$ – тормозная сила, действующая на тележки вагона; R_1, R_2 – вертикальные реакции рессорных комплектов тележек; $M_{t1} \cdot \ddot{X}, M_{t2} \cdot \ddot{X}$ – силы инерции тележек вагона; L_1, L_2, L_k – базовые геометрические размеры вагона, учитывающие смещения центра тяжести груженого вагона по оси X ; H_a – возвышение центра тяжести вагона над продольной осью хребтовой балки; H_p – возвышение центра тяжести вагона над опорной поверхностью пятников; H_t – возвышение центра тяжести вагона над осью колёсной пары; x, z, q – координаты и их производные по времени в уравнениях; i – угол наклона элемента продольного профиля пути, на котором находится вагон; M_k – масса обрессоренных частей вагона; M_{t1}, M_{t2} – масса необрессоренных частей вагона; $M_k g$ – сила тяжести, действующая на кузов вагона с грузом; J_k – момент инерции кузова вагона, относительно поперечной оси Y , совпадающей с положением центра тяжести в точке O ; η – амплитуда неровности пути; ω – частота возмущения от неровности пути на колёсную пару; x, z, q – соответственно ось продольного, вертикального и углового перемещения вагона

Рисунок 2.2 – Расчётная схема единичного вагона

В представленной модели учитываются основные геометрические параметры вагона и пути, в первую очередь влияющие на величину межвагонных реакций. Стоит подробно рассмотреть каждый учитываемый параметр.

Горизонтальные силы P_{x1}, P_{x2} – силы взаимодействия двух автосцепок вагонов между собой в горизонтальной плоскости. Для адекватного моделирования этих сил (силы равны по величине и направлены в противоположные стороны) будет необходимо учесть наличие поглощающих аппаратов различной конструкции в узле межвагонной связи. При этом необходимо будет введение различных типов аппаратов в модель и добавление возможности автоматического подключения соответствующего расчётного блока при вычислениях в зависимости от типа подвижного состава. Стоит отметить, что на первую по счёту единицу подвижного состава действует только одна горизонтальная сила в межвагонном соединении и одна сила тяги. На последнюю единицу действует только горизонтальная сила, заставляющая вагон двигаться в составе. Моделирование работы поглощающих аппаратов целесообразно провести с использованием эмпирических зависимостей и экспериментальных данных.

Сила $B(t)$ – тормозная сила, действующая на тележки вагона. При моделировании процессов торможения в разрабатываемой модели будет учитываться скорость распространения тормозной волны по составу, вычисляемая на основе эмпирических выражений и экспериментальных данных. В связи с этим тормозная сила, приходящаяся на вагон, зависит от начального времени торможения и скорости распространения тормозной волны, задаваемой перед моделированием.

Вертикальные силы R_1, R_2 – силы вертикальных реакций, возникающие в рессорных комплектах тележек при взаимодействии вагонов состава с вертикальными неровностями пути. При подсчёте вертикальных реакций учитывается статический прогиб вагона и приведённая жесткость рессорных комплектов тележек.

$M_{t1} \cdot \ddot{X}, M_{t2} \cdot \ddot{X}$ – силы инерции вагонных тележек. Эти величины вычисляются путём произведения ускорения вагона на массу соответствующей

тележки. В явном виде эти показатели не входят в программу, их учёт ведётся через вычисление ускорения вагона после подсчёта реакций в составе. Ускорение вагона затем используется для численного определения скорости на следующем шаге интегрирования.

Геометрические размеры L_1, L_2, L_k – соответственно задняя по ходу движения полубаза вагона, передняя по ходу движения полубаза вагона и длина консоли вагона. Разделение базы вагона $2L$ на полубазы различной длины необходимо для учёта смещения центра тяжести кузова вагона в случае неравномерного распределения груза по длине кузова.

Геометрический размер H_a – расстояние от центра тяжести вагона до продольной оси хребтовой балки. Этот параметр необходим для подсчёта момента сил, равного произведению результирующей горизонтальной силы P_x на плечо H_a . При достаточно большой горизонтальной силе возможно значительное подпрыгивание вагона и выкатка одной из тележек.

Геометрический размер H_p – расстояние от центра тяжести вагона до опорных поверхностей пятников тележек. Этот размер участвует в вычислении значения момента сил. По величине момента можно судить о прочности шкворня вагона и выдать сообщение об его изломе в случае превышения допускаемых значений прочности.

Геометрический размер H_t – расстояние от центра тяжести вагона до осей колёсных пар. Параметр необходим для расчёта действующих на буксовый узел сил и для учёта момента сил при торможении.

Координаты x, z, q – соответственно горизонтальное перемещение вагона (подёргивание), вертикальное перемещение вагона (подпрыгивание) и поворот кузова вагона вокруг поперечной оси y (галопирование). В расчётную модель также входят производные от этих параметров – скорость вагона в горизонтальном направлении \dot{x} , скорость вагона в вертикальном направлении \dot{z} , угловая скорость поворота \dot{q} .

Масса M_k – масса обессоренных узлов вагона. К обессоренным частям относятся части, расположенные выше рессорных комплектов вагона (начиная от

надрессорных балок тележек и выше включая кузов, хребтовую балку, узел пятника-подпятника).

Массы M_{t1}, M_{t2} – массы необессоренных узлов вагона. К необессоренным частям относятся элементы, расположенные ниже рессорных комплектов вагона (начиная от надрессорных балок тележек и ниже включая боковую раму, буксу, элементы колёсных пар).

Сила $M_k g$ – сила тяжести вагона, определяемая произведением массы кузова вагона на ускорение свободного падения. Сила тяжести раскладывается на составляющие с учётом уклона пути [105].

Геометрический параметр J_k – момент инерции кузова вагона, относительно поперечной оси Y , совпадающей с положением центра тяжести в точке O . Необходим для подсчёта угловых ускорений при галопировании, а также в операциях вычисления дополнительной нагрузки и обезгрузки тележек вагона при галопировании.

Возмущение от неровности рассчитывается по следующей формуле:

$$\omega = \frac{2\pi v}{L_n}, \quad (2.1)$$

где $v = \dot{x}$ – скорость движения вагона, м/с

L_n – длина неровности, м.

Помимо указанных параметров модели одного вагона необходимо отметить ещё несколько параметров, не указанных на расчётной схеме, но не менее важных для исследования.

Координата X , скорость \dot{X} и ускорение \ddot{X} – основные переменные величины модели. Каждый вагон состава обладает своей координатой, присеваемой ему перед началом процесса численного интегрирования по формуле:

$$x[i + 1] = x[i] + (L2[i] + Lk[i] + L1[i + 1] + Lk[i + 1]), \quad (2.2)$$

где i – номер вагона;

$x[i]$ – координата i -го вагона, м;

$x[i + 1]$ – координата $i + 1$ -го вагона, м;

$L1, L2, Lk$ – базовые геометрические размеры вагона, м.

С помощью выражения (2.2) производится виртуальная расстановка состава на начальном отрезке пути. При этом координаты отмечают места междвагонных соединений поезда. Скорость \dot{X} может быть присвоена вагонам в начальный момент времени, если проводится исследование движения состава с некоторой начальной скоростью $V_{\text{нач}}$:

$$\dot{X}[i] = V_{\text{нач}} \quad (2.3)$$

Если проводится исследование состава, расположенного на спуске, или моделируется режим трогания с места, то в начальный момент времени скорость может быть равной нулю.

2.2 Принятые допущения

Для упрощения расчётной схемы при соблюдении достаточной точности и репрезентативности были приняты следующие допущения:

- расчётная схема состава аппроксимируется и сводится к модели дискретных масс, объединённых упругостью, элементы различной упругостью моделируются при помощи введения в модель специализированных межмассовых связей;
- пластическими деформациями, происходящими в междвагонных связях, пренебрегаем (строгое следование закону Гука);
- не ведётся учёт силы вязкого трения, возникающей в междвагонных связях;
- допускается, что элементы междвагонных узлов не обладают силой инерции.

2.3 Составление системы дифференциальных уравнений

движения вагона в составе

Из представленной расчётной схемы можно заключить, что состав вагонов представляет собой совокупность сосредоточенных масс, объединённых элементами, обладающими упругостью. В междвагонных соединениях находятся поглощающие аппараты – узлы, обладающие переменной жесткостью (в зависимости от скорости и от деформации).

Система дифференциальных уравнений для одного вагона может быть составлена из параметров, описанных в разделе 2.1 на основе второго закона Ньютона. Каждый вагон будет описываться тремя уравнениями, соответствующими колебаниям подёргивания, подпрыгивания и галопирования:

$$\begin{cases} M_k \ddot{X} - T + M_{t2} \dot{X} + M_{t1} \ddot{X} + B(t) - P_{x1} - M_k g \sin \alpha = 0 \\ M_k \ddot{Z} + P_{z1} + P_{z2} + R_1 + R_2 - M_k g \cos \alpha = 0 \\ J_k \ddot{q} - P_{z2}(L_2 + L_k) + P_{z1}(L_1 + L_k) - T[H_a - (L_2 + L_k)q] - \\ - P_{x1}[H_a + (L_1 + L_k)q] - R_2 L_2 + R_1 L_1 + B(t) \cdot H_t = 0 \end{cases} \quad (2.4)$$

Чтобы получить необходимую для описания процесса систему дифференциальных уравнений необходимо систему (2.4) увеличить в число раз, равное количеству вагонов в поезде. Таким образом итоговая система дифференциальных уравнений, описывающая исследуемый процесс примет следующий вид:

$$\begin{cases} M_{k_0} \ddot{X}_0 + P_{x2_0} + M_{t2_0} \dot{X}_0 + M_{t1_0} \ddot{X}_0 + B(t)_0 - P_{x1_0} - M_{k_0} g \sin \alpha_0 = 0 \\ M_{k_0} \ddot{Z}_0 + P_{z1_0} + P_{z2_0} + R_{1_0} + R_{2_0} - M_{k_0} g \cos \alpha_0 = 0 \\ J_{k_0} \ddot{q}_0 - P_{z2_0}(L_{2_0} + L_{k_0}) + P_{z1_0}(L_{1_0} + L_{k_0}) + P_{x2_0}[H_{a_0} - (L_{2_0} + L_{k_0})q_0] - \\ - P_{x1_0}[H_{a_0} + (L_{1_0} + L_{k_0})q_0] - R_{2_0} L_{2_0} + R_{1_0} L_{1_0} + B(t)_0 \cdot H_{t_0} = 0 \\ \\ M_{k_1} \ddot{X}_1 + P_{x2_1} + M_{t2_1} \dot{X}_1 + M_{t1_1} \ddot{X}_1 + B(t)_1 - P_{x1_1} - M_{k_1} g \sin \alpha_1 = 0 \\ M_{k_1} \ddot{Z}_1 + P_{z1_1} + P_{z2_1} + R_{1_1} + R_{2_1} - M_{k_1} g \cos \alpha_1 = 0 \\ J_{k_1} \ddot{q}_1 - P_{z2_1}(L_{2_1} + L_{k_1}) + P_{z1_1}(L_{1_1} + L_{k_1}) + P_{x2_1}[H_{a_1} - (L_{2_1} + L_{k_1})q_1] - \\ - P_{x1_1}[H_{a_1} + (L_{1_1} + L_{k_1})q_1] - R_{2_1} L_{2_1} + R_{1_1} L_{1_1} + B(t)_1 \cdot H_{t_1} = 0 \\ \\ \dots \\ \\ M_{k_i} \ddot{X}_i - T + M_{t2_i} \dot{X}_i + M_{t1_i} \ddot{X}_i + B(t)_i - P_{x1_i} - M_{k_i} g \sin \alpha_i = 0 \\ M_{k_i} \ddot{Z}_i + P_{z1_i} + P_{z2_i} + R_{1_i} + R_{2_i} - M_{k_i} g \cos \alpha_i = 0 \\ J_{k_i} \ddot{q}_i - P_{z2_i}(L_{2_i} + L_{k_i}) + P_{z1_i}(L_{1_i} + L_{k_i}) - T[H_{a_i} - (L_{2_i} + L_{k_i})q_i] - \\ - P_{x1_i}[H_{a_i} + (L_{1_i} + L_{k_i})q_i] - R_{2_i} L_{2_i} + R_{1_i} L_{1_i} + B(t)_i \cdot H_{t_i} = 0, \end{cases} \quad (2.5)$$

где $i \in (0 \dots n-1)$ – индекс вагона в составе из n вагонов.

Решение системы (2.5) целесообразно находить численным методом с помощью программных алгоритмов. Начальные условия отличаются для

различных режимов движения [105]. Для режима, когда состав въезжает на горизонтальный участок с начальной скоростью, они будут иметь следующий вид:

$$t = 0, x[i] = 0, \dot{x}[i] = V_{\text{нач}}, \ddot{x}[i] = 0 \quad (2.6)$$

Другим режимом является ситуация, при которой неподвижный состав приходит в движение под действием силы тяжести. Такой режим может быть интересен для исследования характера движения состава и динамических сил при отказе тормозов на стоянке на наклонном участке. Тогда ускорение состава будет зависеть от уклона пути, что соответствует набору условий (2.7). Знак ускорения состава зависит от знака уклона (спуск или подъём).

$$t = 0, x[i] = 0, \dot{x}[i] = V_{\text{нач}}, \ddot{x}[i] = a_{\text{grad}}[i] \quad (2.7)$$

В третьем случае разгон состава может производиться за счёт силы тяги локомотива (2.8). Кроме того, возможны комбинации начальных условий, затрагивающие параметр ускорения и начальную скорость состава. В общем виде ускорение определяется по формуле, а начальная скорость задаётся исследователем в диапазоне допустимых скоростей.

$$t = 0, x[i] = 0, \dot{x}[i] = V_{\text{нач}}, \ddot{x}[i] = \frac{T}{M_k[i]}, \quad (2.8)$$

Таким образом, математическую модель составляют выражения (2.5) с возможными начальными условиями, представленными вариантами (2.6) – (2.8).

Для удобства численного интегрирования необходимо разрешить систему дифференциальных уравнений относительно составляющих ускорений. Проведя некоторые преобразования в результате получим выражения для нахождения трёх составляющих ускорения.

Для каждого вагона продольная составляющая ускорения определяется по формуле:

$$ax[i] = \frac{P_{x1}[i] - P_{x2}[i] - B(t)[i] - \omega_{\text{сопр}}}{M_k[i]} - aX_{\text{grad}}[i], \quad (2.9)$$

где $P_{x1}[i], P_{x2}[i]$ – горизонтальные составляющие межвагонных реакций, действующие на i -й вагон (для вагона, следующего за локомотивом одна из реакций заменяется на значение силы тяги), кН;

$B(t)[i]$ – тормозная сила, действующая на тележки i -го вагона;

M_k – масса обессоренных узлов i -го вагона;

$\omega_{\text{сопр}}$ – сила сопротивления движению состава вагонов;

$aXgrad[i]$ – продольная составляющая силы тяжести, действующая на i -й вагон и учитывающая уклон профиля отрезка пути.

Для каждого вагона вертикальная составляющая ускорения определяется по формуле:

$$a_z[i] = \frac{-R_1[i] - R_2[i] - P_{z1}[i] + P_{z2}[i]}{M_k[i]} - aZgrad[i], \quad (2.10)$$

где $R_1[i], R_2[i]$ – вертикальные реакции рессорных комплектов тележек, действующие в i -м вагоне, кН;

$P_{z1}[i], P_{z2}[i]$ – вертикальные составляющие межвагонных реакций, действующие на i -й вагон, кН;

M_k – масса обессоренных узлов i -го вагона, кг;

$aZgrad[i]$ – вертикальная составляющая силы тяжести, действующая на i -й вагон и учитывающая уклон профиля отрезка пути, м/с^2 .

Для каждого вагона составляющая углового ускорения от галопирования определяется по формуле:

$$a_q[i] = \frac{R_2[i] \cdot L_2[i] - R_1[i] \cdot L_1[i] + P_{x1}[i] \cdot (H_a[i] + L_1[i] + L_k[i]) \cdot q_0[i] - P_{x2}[i] \cdot (H_a[i] - L_2[i] + L_k[i]) \cdot q_0[i] - P_{z1}[i] \cdot (L_1[i] + L_k[i]) + P_{z2}[i] \cdot (L_2[i] + L_k[i]) - B(t)[i]}{J_k[i] + (M_{t1}[i] + M_{t2}[i]) \cdot (H_r[i] \cdot H_r[i] + L_1[i] \cdot L_1[i])}, \quad (2.11)$$

где $R_1[i], R_2[i]$ – вертикальные реакции рессорных комплектов тележек, действующие в i -м вагоне, кН;

$P_{x1}[i], P_{x2}[i]$ – горизонтальные составляющие межвагонных реакций, действующие на i -й вагон, кН;

$L_1[i], L_2[i], L_k[i]$ – базовые геометрические размеры i -го вагона, учитывающие смещения центра тяжести груженого вагона по оси X, м;

$H_a[i]$ – возвышение центра тяжести i -го вагона над продольной осью хребтовой балки, м;

$H_r[i]$ – возвышение центра тяжести i -го вагона над опорной поверхностью пятников, м;

$P_{z1}[i], P_{z2}[i]$ – вертикальные составляющие межвагонных реакций, действующие на i -й вагон, кН;

$q_0[i]$ – угол поворота кузова вагона, м;

$J_k[i]$ – момент инерции кузова вагона, кг·м²;

M_{t1}, M_{t2} – соответственно масса первой и второй тележки i -го вагона, кг;

$B(t)[i]$ – тормозная сила, действующая на тележки i -го вагона, кН;

$aZgrad[i]$ – вертикальная составляющая силы тяжести, действующая на i -й вагон и учитывающая уклон профиля отрезка пути, м/с².

Таким образом, выражения (2.9) – (2.11) фактически представляют математическую модель движения вагона в составе под действием продольных сил и могут быть использованы в процессе численного интегрирования для отыскания значений межвагонных реакций.

2.4 Учёт внешних силовых воздействий, возникающих в процессе движения состава

Целью исследования переходных режимов движения поезда является определение динамических усилий в наиболее опасных сечениях состава. При этом для расчёта необходимо моделировать внешние силы, возникающие при переходных процессах в пути следования поезда.

Сила тяги T , действующая на поезд в процессе движения и трогания с места описывается следующим эмпирическим выражением:

$$T = \begin{cases} 28800 \cdot \left(14,6 - \frac{0,9v}{14}\right) & \text{при } v < 14 \\ 28800 \cdot (-9 \cdot 10^{-5}v^3 + 0,017348v^2 - 1,11875v + 26,53218) & \text{при } v \geq 14, \end{cases} \quad (2.12)$$

где v – скорость движения состава, м/с.

Предельная скорость, которая может быть достигнута составом в процессе тяги составляет 90 км/ч. Моделирование силы тяги в виде силы, приложенной к

передней автосцепке вагона позволит учесть её влияние на реакции рессорных комплектов тележек [102].

Момент срабатывания тормозов вагона зависит от его положения в составе и от скорости распространения тормозной волны, которая определяется в соответствии с характеристиками тормозных приборов. Тормозная сила $B(t)[i]$ определяется с использованием следующей эмпирической зависимости:

$$\frac{B_i(t)}{9800} = \begin{cases} 0 & \text{при } t < 4,6 \\ \min \left(0,3 + \frac{2,26}{2,8} \cdot (t - 4,6), (7,8 \cdot 10^{-5}v^2 - 0,01478v + 2,7) \right) & \text{при } t \geq 4,6, \end{cases} \quad (2.13)$$

где v – скорость движения состава, м/с;

t – время с момента срабатывания воздухораспределителя, с.

Выражение (2.13) учитывает время, затрачиваемое на наполнение тормозных цилиндров, холостой ход тормозной рычажной передачи и прижатие тормозных колодок к колёсам. Выражение учитывает ступенчатый рост давления в тормозном цилиндре и, соответственно, ступенчатое изменение тормозной силы.

Сопротивление движению состава определяется согласно следующей зависимости, позволяющей рассчитывать сопротивление от движения как четырехосных, так и восьмиосных вагонов:

$$\omega_{\text{сопр}} = \begin{cases} 0,7 \cdot \frac{3 + 0,1v + 0,0025v^2}{\frac{M_k[i]}{4}} \cdot 9,81 & \text{при } n[i] = 4 \\ 0,7 \cdot \frac{6 + 0,038v + 0,0021v^2}{\frac{M_k[i]}{8}} \cdot 9,81 & \text{при } n[i] = 8 \end{cases}, \quad (2.14)$$

где $M_k[i]$ – масса кузова i -го вагона состава, кг;

$n[i]$ – число осей i -го вагона состава.

Воздействие от неровностей пути на вагоны состава определяется по следующей зависимости:

$$\eta = \eta_0 \cdot \sin \left(\frac{2\pi v[i]}{L_{\text{н}}} \cdot t \right), \quad (2.15)$$

где η_0 – амплитуда неровности пути, м;

$v[i]$ – скорость движения i -го вагона, м/с;

L_n – расчётная длина рельса, м;

t – время процесса, с.

Оценка неровностей пути по зависимости (2.15) является актуальным способом моделирования неровностей [97, 103]. В документации также приведены рекомендованные значения констант, входящих в уравнение. Реакции в рессорном комплекте тележек вычисляются согласно следующему выражению:

$$R = C_r[i] \cdot (\Delta z[i] + \eta(v[i], t[i])), \quad (2.16)$$

где C_r – приведённая суммарная жёсткость рессорного комплекта i -го вагона, МН/м;

$\Delta z[i]$ – приращение вертикального перемещения центра масс i -го вагона за шаг интегрирования, м;

$\eta(v[i], t[i])$ - воздействие от неровностей пути на i -й вагон состава, м.

Вертикальная составляющая реакция в межвагонной связи определяется согласно следующему выражению:

$$P_z[i] = P_x[i] \cdot \frac{\Delta z[i]}{\Delta x[i]}, \quad (2.17)$$

где $P_x[i]$ – реакция в поглощающем аппарате i -го вагона, МН;

$\Delta x[i]$ – величина межвагонного промежутка i -го вагона, м;

$\Delta z[i]$ – расстояние между продольными осями автосцепок i -го вагона, м.

Можно заметить, что величина вертикальной силы, действующей в автосцепном устройстве, зависит от значения продольной составляющей межвагонной реакции, определяемой реакцией поглощающего аппарата:

$$P_x[i] = Reaction(x, v, type, \alpha), \quad (2.18)$$

где $Reaction(x, v, type, \alpha)$ – функция вычисления межвагонной реакции в аппарате, зависящая от величины межвагонной деформации, скорости деформации, типа поглощающего аппарата и продольной жёсткости рамы. Описание функции вычисления реакции приводится в следующем разделе.

2.5 Моделирование работы поглощающих аппаратов

Поглощающие аппараты вагонов являются элементами конструкции, параметры которых значительно влияют на величину возникающих сил в межвагонных соединениях. Существует множество различных конструкций поглощающих аппаратов, использующих различный принцип гашения энергии, причём в поезд могут быть включены вагоны, оборудованные разными поглощающими аппаратами. Учитывая это, возникает проблема моделирования работы этих устройств в составе. Требуется составление математических моделей для наиболее массовых типов аппаратов и поиск значений их технических характеристик.

Важным для моделирования работы поглощающих аппаратов является наличие их силовой характеристики – зависимости силы сжатия аппарата от координаты (величины сжатия) и скорости (скорости сжатия). Моделирование поглощающих аппаратов может быть осуществлено несколькими способами. Первый подход связан с учётом физических особенностей процесса работы поглощающего аппарата и составлением математической модели на их основе. Альтернативный подход заключается в составлении эмпирического массива коэффициентов и условий на основе экспериментально полученных силовых характеристик. Оба подхода являются научно достоверными и адекватны для использования в моделях железнодорожной динамики.

2.5.1 Моделирование работы поглощающих аппаратов на основе экспериментальных данных

Для моделирования работы группы пружинно-фрикционных аппаратов воспользуемся графическим методом. Вид силовых характеристик модельного ряда поглощающих аппаратов глубоко исследован и в свободном доступе имеются диаграммы их работы под нагрузкой. В целом для любого пружинно-

фрикционного аппарата справедливой является следующая схема силовой характеристики (рисунок 2.3).

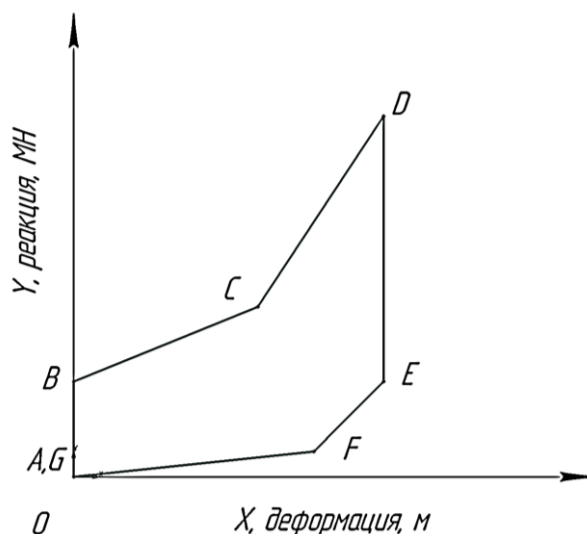


Рисунок 2.3 – Обобщённая силовая характеристика пружинно-фрикционных аппаратов

Из рисунка следует, что в целом существует шесть участков характеристики с ключевыми точками на концах. При этом зная направление деформации, которое следует из знака и величины деформации, представляется возможным однозначно найти реакцию в межвагонной связи.

Пружинно-фрикционные поглощающие аппараты являются глубоко исследованным классом технических устройств. С целью анализ их работы было проведено множество испытаний, опубликованы данные и графики физического процесса поглощения энергии [92]. Эти данные могут стать основой для формирования массива координат точек для силовой характеристики (рисунок 2.3). Представленный массив данных удобно свести в таблицу. Результаты обработки экспериментальных данных представлены в таблице 2.1).

Таблица 2.1 – Массив точек обобщенной силовой характеристики

Модель аппарата	A	B	C	D	E	F	G
Ш-1-ТМ	0;0	0;0,2	0,04;0,8	0,07;2,0	0,07;0,4	0,06;0,148	0;0
Ш-6-ТО-4	0;0	0;0,4	0,08;1,3	0,12;2,5	0,12;0,4	0,11;0,18	0;0
Ш-2-В	0;0	0;0,2	0,06;0,75	0,09;2,0	0,09;0,45	0,0825;0,2	0;0
ПГФ-4	0;0	0;0,1	0,08;0,74	0,12;2,2	0,12;0,25	0,11;0,07	0;0
ПМК-110А	0;0	0;0,1	0,025;0,18	0,11;1,8	0,11;0,25	0,105;0,1	0;0

Первая цифра в ячейках является значением деформации и измеряется в метрах, вторая цифра является соответствующей ей реакцией аппарата, измеряемой в МН. Множество промежуточных значений может быть получено путем составления уравнения ломаной линии, на основании которой может быть построен алгоритм определения функции реакции. В алгоритме необходимо учитывать значение и направление деформации межвагонной связи, а также значение и направление скорости деформации. Случай закрытия аппарата также необходимо учесть. Если реакция превысит допустимое значение, то реакция должна вычисляться пропорционально жёсткости рамы вагона. В результате алгоритм будет представлять собой набор условий, узловыми точками которого будут являться значения из таблицы 2.1

В общем случае значение реакции на произвольном участке 1-2 может быть определено согласно следующему выражению:

$$R_{12} = y_1 + \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \cdot (x - x_1), \quad (2.19)$$

где R_{12} – реакция в пружинно-фрикционном аппарате на участке 1-2, МН;

y_1 – значение реакции в аппарате в начале участка 1-2, МН;

y_2 – значение реакции в аппарате в конце участка 1-2, МН;

x_1 – значение деформации межвагонной связи в начале участка 1-2, м;

x_2 – значение деформации межвагонной связи в конце участка 1-2, м;

x – значение деформации межвагонной связи в произвольной точке в границах участка 1-2, м.

Отметим, что часть координат характерных точек, входящих в выражение (2.19) может обратиться в ноль, или совпасть друг с другом. В результате этого фактическое расчётное выражение для алгоритма, используемое в программе, можно упростить. Заменяя цифры на буквенные обозначения характерных точек, можно получить расчётное выражение для любого участка диаграммы, представленного на рисунке 2.3.

В том случае, если деформация превысила допустимое из конструктивных соображений значение и аппарат закрылся, то он работает как жёсткий блок. При

этом коэффициентом жёсткости α будет являться продольная жёсткость рамы. Для большинства вагонов, эксплуатирующихся на сети железных дорог это значение составляет 100 МН/м. Математическое выражение для случая закрытия аппарата примет следующий вид:

$$R_{x>x_{max}} = y_D + \alpha \cdot (x - x_D), \quad (2.20)$$

где $R_{x>x_{max}}$ – реакция в пружинно-фрикционном аппарате в случае его закрытия, МН;

α – продольная жёсткость рамы вагона, МН/м

Указанный подход справедлив и для поглощающих аппаратов других типов. При наличии массива коэффициентов-точек, характеризующих переломы силовой характеристики аппарата, не представляет труда запрограммировать алгоритм отыскания значения реакции при конкретных входных параметрах. В настоящей работе с помощью указанного подхода будут дополнительно включены в модель такие аппараты как Р-5П и Р-2П.

2.5.2 Моделирование работы эластомерных поглощающих аппаратов

Процесс работы эластомерного поглощающего аппарата обладает уникальной физикой. Основным преимуществом устройств этого типа является наличие жидкостного (вязкого) трения, пропорционального скорости деформации. Важным в данном случае является и рабочий орган аппарата – один из видов полимера, представляющий собой тело сложной физической структуры, главными параметрами которого являются значения объёмной сжимаемости и вязкотекучести. Полимер при нагружении последовательно вовлекается в несколько этапов физического процесса: этап значительной упругости, этап высокой эластичности и этап сочетания вязкости и упругости. Если нагружение рабочего тела имеет высокочастотный характер, то свойство повышенной текучести эластомера утрачивается.

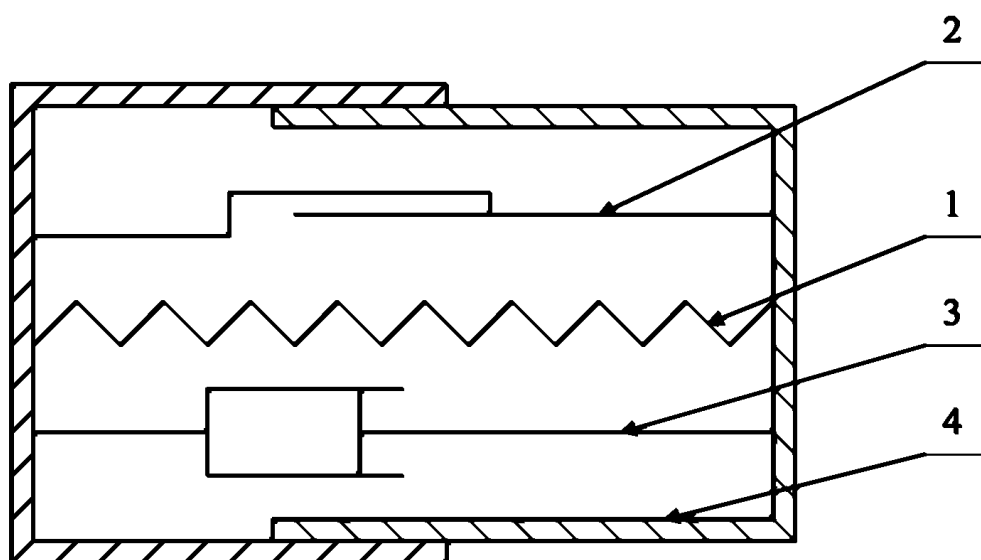
Упругие деформации начального этапа нагружения являются обратимыми. Следующие за ними высокоэластичные деформации также не оставляют

остаточного изменения размеров рабочего тела. Деформации третьей стадии заставляют эластомер течь и являются необратимыми. Важным является факт того, что продолжительности всех стадий зависят от многих факторов рабочей среды полимера, к числу которых относится температура, влажность, давление и прочее. В современных поглощающих аппаратах высокого класса используется особый вид полимера – эластомер. Его свойства были исследованы в многочисленных работах отечественных специалистов [5, 38, 69].

При составлении математической модели эластомерного аппарата необходимо учесть следующие положения:

- присутствие в аппарате начального усилия при отсутствии деформации, именуемого начальной затяжкой;
- обладание рабочим телом свойства упругости, которое не зависит от первой производной деформации по времени;
- присутствие в аппарате сил сухого трения и вязкого трения, зависящих от величины и скорости деформации.

Указанные положения могут быть представлены в виде расчётной схемы эластомерного аппарата, представленной на рисунке 2.4.



1 – имитация упругой части свойств рабочего органа аппарата; 2 – имитация сухого трения при деформации аппарата; 3 – имитация вязкого трения при деформации аппарата; 4 – защитная оболочка аппарата

Рисунок 2.4 – Расчётная схема эластомерного поглощающего аппарата

Математическим аналогом, учитывающим указанные особенности, будет являться следующее выражение:

$$R_a = R_0 + cx_a \pm F_{тр} \pm \beta V_a^2, \quad (2.21)$$

где R_a – искомая реакция в автосцепке, МН;

R_0 – величина усилия начальной затяжки, МН;

c – жесткость рабочего органа аппарата при сжатии, МН/м;

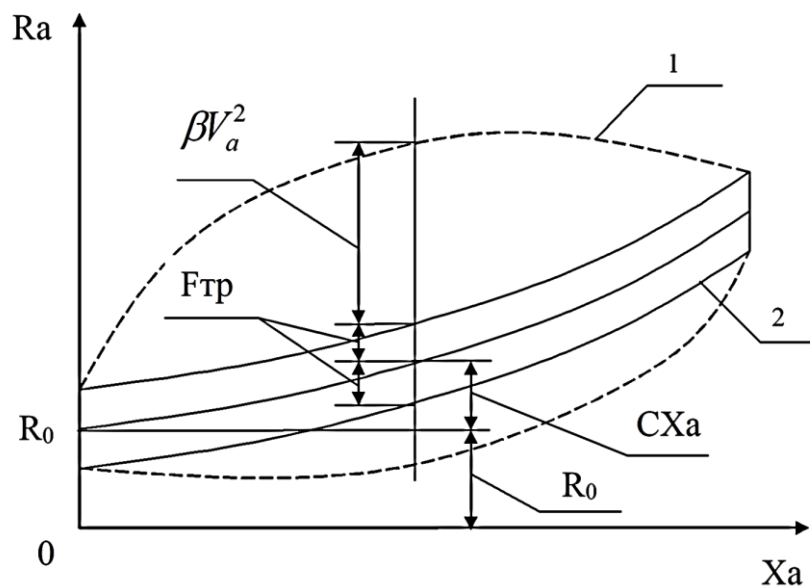
x_a – деформация аппарата, м;

$F_{тр}$ – силы сухого трения в аппарате, МН;

β – коэффициент вязкого трения рабочего органа аппарата, кг/м;

V_a – первая производная от деформации аппарата по времени, м/с.

Одно из допущений, которое будет сделано при разработке программной модели заключается в том, что коэффициенты c , β и $F_{тр}$ являются в общем случае переменными величинами. Это связано с тем, что в процессе деформации меняются свойства рабочего тела и размеры рабочих камер аппарата. Статическая и динамическая силовая характеристика эластомерного поглощающего аппарата представлены на рисунке 2.5.



1 – динамическая характеристика эластомерного поглощающего аппарата; 2 – статическая характеристика эластомерного поглощающего аппарата

Рисунок 2.5 – Силовые характеристики эластомерного поглощающего аппарата

Параметры математической модели могут быть составлены на основе анализа свойств эластомера или при помощи использования силовой экспериментальной характеристики аппарата благодаря замерам характерных участков как показано на рисунке 2.5. Указанным методом в модель включаются аппараты 73-ZW, 73-ZW-Y2, АПЭ-120-И. Таким образом, в математическую модель процесса будут включены поглощающие аппараты, представленные в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Поглощающие аппараты, включённые в модель расчёта

Модель аппарата	Сила закрытия аппарата, МН	Максимальный ход, см	Энергоёмкость, кДж	Поглощаемая энергия, кДж	Класс
73-ZW	0,85	90	110	35	T-2
73-ZW-Y2	1,85	120	140	45	T-3
P-2П	1,3	70	25	8	T-0
P-5П	1,2	80	50	15	T-0
Ш-2-В	2	90	65	20	T-0
Ш-6-ТО-4	2,5	120	90	30	T-0
Ш-1-ТМ	3	70	50	15	T-0
ПГФ-4	2	120	80	25	T-0
ПМК-110А	2	110	60	20	T-1
АПЭ-120И	1,65	120	150	50	T-3

При конкретизации параметров математических моделей указанных аппаратов использовались данные, имеющиеся на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» ИТТСУ РУТ(МИИТ).

2.6 Выбор метода численного интегрирования

Широкой практикой при работе с дифференциальными уравнениями является применение численных методов для их интегрирования. Поскольку в данной задаче ставится вопрос интегрирования системы, состоящий из большого числа дифференциальных уравнений, то адекватно выбранный численный метод не только является единственным способом нахождения первообразных подынтегральных функций, но и принципиальным образом влияет на сходимость и точность решения.

Существует множество методов численного интегрирования, каждый из которых имеет свои особенности. В связи с этим возникает вопрос устойчивости системы. Поэтому, для осмысленного выбора численного метода, необходимо провести обзор наиболее распространённых численных методов.

Обзор наиболее пригодных методов численного интегрирования для задач железнодорожной динамики приведён в [126]. Рассмотрим метод, реализованный автором статьи.

2.6.1 Разностно-итерационный метод

Пусть дифференциальное уравнение второго порядка имеет вид:

$$q = f(t, q, \dot{q}), \quad (2.22)$$

где t – время.

Тогда разностная схема, позволяющая численно определить интеграл этого выражения, будет иметь вид:

$$\begin{cases} \dot{q}_{i+1}^n = \dot{q}^i + \frac{\ddot{q}_{i+1}^{n-1}}{2} h; \\ q_{i+1}^n = q_i + \dot{q}_i h + \frac{2\ddot{q}_i + \ddot{q}_{i+1}^{n-1}}{6} h^2, \end{cases} \quad (2.23)$$

где h – шаг интегрирования по времени;

$$\ddot{q}_i = f(t, q_i, \dot{q}_i);$$

$$\ddot{q}_{i+1}^n = f(t + h, q_{i+1}^{n-1}, \dot{q}_{i+1}^{n-1});$$

n – количество итераций, полученное до соблюдения заданной точности вычислений ε , т.е.

$$|q_{i+1}^n - q_{i+1}^{n-1}| \leq \varepsilon. \quad (2.24)$$

Индексы i и $i + 1$ отмечают начальную и конечную точку отрезка интегрирования.

Для нахождения второй производной подынтегрального выражения организуется циклический процесс, условием выхода из которого является выполнение условия соблюдения заданной точности. Для обеспечения сходимости

процесса, в программе необходимо предусмотреть уменьшение шага вычислений в случае вхождения процесса в бесконечный цикл.

2.6.2 Метод Эйлера

Классический метод Эйлера является наиболее простым методом интегрирования с теоретической и практической точек зрения, обладающим, однако, ошибкой первого порядка. Впрочем, его программная реализация с малым шагом позволяет получать удовлетворительный результат даже в сложных задачах динамики. Метод основан на аппроксимации производной функции разностью значений на следующего и текущего шага по представленной формуле:

$$\dot{q}(t) = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{q(t_i + h) - q(t)}{h} \approx \frac{q_{i+1} - q_i}{h}, \quad (2.25)$$

Это выражение справедливо при малом h и явный метод Эйлера будет иметь вид:

$$f(t_i, q_i) = \frac{q_{i+1} - q_i}{h}, \quad (2.26)$$

Окончательно выразив из (2.26) интересующее нас значение функции на следующем шаге получим:

$$q_{i+1} = q_i + h \cdot f(t_i, q_i). \quad (2.27)$$

Полученное выражение весьма просто поддается реализации на компьютере и, если задача требует решения большого числа дифференциальных уравнений, значительно сокращает количество строк кода программы.

2.6.3 Метод Эйлера-Коши

Метод Эйлера-Коши является модификацией классического метода Эйлера. Варьируя шаг данного метода возможно получить искомое решение с любой точностью.

Пусть дано дифференциальное уравнение вида:

$$\dot{q} = f(t, q), \quad (2.28)$$

где $f(t, q)$ – некоторая непрерывная на области D функция.

Задачей Коши является задача нахождения такого $q = f(t)$, при $t = t_0$ чтобы выполнялось условие (2.28) при любом t . В основу метода так же, как и в предыдущем случае положена кусочно-линейная аппроксимация заданной функции. Если необходимо найти решение на отрезке $[a, b]$, то этот отрезок разделяется на n равных частей точками t_i так, что

$$t_i = a + i \cdot h, \quad (2.29)$$

где $i = 0, 1, \dots, n$ – индексы точек деления отрезка интегрирования;

$$h = \frac{b-a}{n} - \text{шаг разбиения.} \quad (2.30)$$

Метод Эйлера Коши является усовершенствованным методом Эйлера, позволяющим повысить его точность. Значения аргумента функции, промежуточного значения и значения на следующем шаге находятся по следующим выражениям соответственно:

$$t_{i+1} = a + i \cdot h \quad (2.31)$$

$$q_{i+1}^* = q_i + h \cdot f(t_i, q_i) \quad (2.32)$$

$$q_{i+1} = \frac{q_i + h \cdot f(t_i, q_i) + f(t_{i+1}, q_{i+1}^*)}{2} \quad (2.33)$$

Значение со звёздочкой (2.33) имеет смысл углового коэффициента аппроксимирующей кривой, вычисленного в середине отрезка интегрирования. Метод имеет второй порядок точности и часто используется в численном интегрировании.

2.6.4 Метод Рунге-Кутты

Метод Рунге-Кутты является ещё одним часто используемым методом, обладающим высокой точностью, которая может быть доведена до точности четвёртого порядка $O^4(h)$ путём введения дополнительных коэффициентов. Точность четвёртого порядка является достаточной для большинства инженерных расчётов. В этом методе также используется разностная модель интегрирования.

Для отыскания неизвестной функции (2.34) пользуются её разложением в ряд Тейлора(2.43) (2.35).

$$\frac{dx}{dt} = f(x, t). \quad (2.34)$$

$$x(t_{k+1}) = x(t_k) + x'(t_k)h + x''(t_k)\frac{h^2}{2} + \dots \quad (2.35)$$

Вторая производная в разложении (2.35) заменяется следующей зависимостью:

$$x''(t_k) = (x'(t_k))' = f'(x(t_k), t_k) \approx \frac{f(\tilde{x}, \tilde{t}) - f(x(t_k), t_k)}{\Delta t}, \quad (2.36)$$

$$\text{где } \tilde{t} = t_k + \Delta t; \quad (2.37)$$

$$\tilde{x} = x(t_k + \Delta t). \quad (2.38)$$

Шаг Δt выбирается таким образом, чтобы расчёт происходил с наилучшей точностью. Следующим шагом будет разложение выражения (2.38) в ряд Тейлора, после формируется вычислительная схема и производятся необходимые преобразования. Для сокращения записи расчётных формул вводятся специальные коэффициенты. Итоговая схема Рунге-Кутты принимает следующий вид:

$$x(t_{k+1}) = x(t_k) + h \cdot \left[(1 - \alpha) \cdot f(x_k, t_k) + \alpha \cdot f\left(x_k + f(x_k, t_k) \cdot \frac{h}{2\alpha}, t_k + \frac{h}{2\alpha}\right) \right], \quad (2.39)$$

$$\text{где } \alpha = \frac{h}{2\Delta x}. \quad (2.40)$$

При $\alpha = 0$ схема расчёта по методу Рунге-Кутты обращается в схему Эйлера, описанную в (2.27):

$$x_{k+1} = x_k + h \cdot f(x_k, t_k) \quad (2.41)$$

Часто метод Рунге-Кутты реализуется при $\alpha = 0.5$. Алгоритм использования этого метода может быть описан следующим образом: находится значение функции на следующем шаге численного интегрирования; для найденной точки определяется приближенное значение производной; вычисляются значения производной в конце и начале отрезка. Уточняется значение функции на конце отрезка путём использования в расчёте уточнённого значения производной. Самой высокой точностью обладает метод Рунге-Кутты четвёртого порядка аппроксимации. Он отличается от описанного выше метода бóльшим числом

дополнительных коэффициентов и вычисления значений производной функции производится для нескольких точек внутри отрезка интегрирования.

2.6.5 Метод Стрёмера

Этот метод эффективен в применении к системе уравнений второго порядка:

$$\begin{cases} \frac{d^2x}{dt^2} = f(x, y, z, t), \\ \frac{d^2y}{dt^2} = \varphi(x, y, z, t), \\ \frac{d^2z}{dt^2} = \psi(x, y, z, t), \end{cases} \quad (2.42)$$

Физическое представление таких математических зависимостей заключается в движении объекта в среде без сопротивления.

Выбрав из системы одно уравнение, к примеру самое первое, можно заметить, что в него не входит первая производная неизвестной функции x . Примем следующие начальные условия:

$$\begin{cases} t = t_0, \\ x = x_0, \\ \frac{dx}{dt} = x' = x_0'. \end{cases} \quad (2.43)$$

Принимаем $\varepsilon = h^2 x''$ и составляем таблицы, содержащие ошибки разных порядков:

Таблица 2.3 - Таблица ошибки x

n	t	x	Δx	$\Delta^2 x$
...
$n - 3$	t_{n-3}	x_{n-3}	Δx_{n-3}	$\Delta^2 x_{n-3}$
$n - 2$	t_{n-2}	x_{n-2}	Δx_{n-2}	$\Delta^2 x_{n-2}$
$n - 1$	t_{n-1}	x_{n-1}	Δx_{n-1}	-
n	t_n	x_n	-	-
$n + 1$	t_{n+1}	-	-	-

Таблица 2.4 - Таблица ошибки ε

ε	$\Delta\varepsilon$	$\Delta^2\varepsilon$	$\Delta^3\varepsilon$	$\Delta^4\varepsilon$
...
ε_{n-3}	$\Delta\varepsilon_{n-3}$	$\Delta^2\varepsilon_{n-3}$	$\Delta^3\varepsilon_{n-3}$	-
ε_{n-2}	$\Delta\varepsilon_{n-2}$	$\Delta^2\varepsilon_{n-2}$	-	-
ε_{n-1}	$\Delta\varepsilon_{n-1}$	-	-	-
ε_n	-	-	-	-

Для вычисления разностей старших порядков Стрёмер вводит следующую формулу:

$$\Delta^2 x_{n-1} = \varepsilon_n + \frac{1}{12} \left(\Delta^2 \varepsilon_{n-2} + \Delta^3 \varepsilon_{n-3} + \Delta^4 \varepsilon_{n-2} - \frac{1}{20} \Delta^4 \varepsilon_{n-2} \right), \quad (2.44)$$

Воспользовавшись выражением (2.44) определяем далее:

$$\Delta x_n = \Delta x_{n-1} + \Delta^2 x_{n-1}, \quad (2.45)$$

При этом

$$x_{n+1} = x_n + \Delta x_n, \quad (2.46)$$

Рассчитав величину x_{n+1} ведётся расчёт величины ε_{n+1} , полагая что $t = t_{n+1}$, $x = x_{n+1}$:

$$\varepsilon_{n+1} = h^2 f(t_{n+1}, x_{n+1}). \quad (2.47)$$

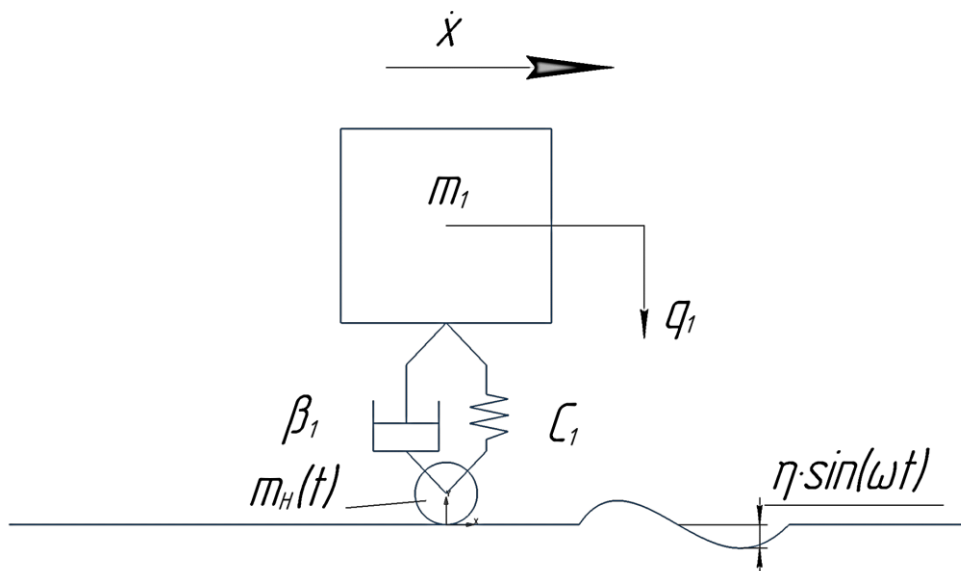
Так заполняются нижние косые строки таблицы и процесс может быть продолжен далее. Метод Стрёмера хорошо автоматизируется путём алгоритмизации и перевода алгоритма в код программы.

2.7 Выбор и обоснование расчётного метода

Для успешного выбора численного метода, применяемого в рамках решения поставленной задачи, необходимо учитывать некоторые особенности исследуемой системы. Известно, что не все численные методы могут быть с одинаковой эффективностью использованы при решении задач определённых классов.

Наиболее простым в реализации на вычислительной машине является метод Эйлера. Его легко запрограммировать, а простота алгоритма позволит эффективно отлавливать ошибки при их возникновении. Однако некоторые методы не могут быть применены, если исследуемая система является неустойчивой. В некоторых задачах динамики исследуемые технические системы способны выходить из состояния равновесия.

Одним из способов подтверждения эффективности и адекватности итерационного метода при решении задач аналогичных поставленной будет являться сравнение результатов работы двух моделей – одной, организованной при помощи метода Эйлера, а другой – аналогичной – организованной при помощи какого-нибудь другого метода и подтверждённой натурными испытаниями. В одной из работ Хусидова В.Д. исследовалась простая модель движения колеса по рельсовому пути [126]. При этом класс этой задачи совпадает с классом задачи, исследуемой в данной работе, и может быть произведён численный эксперимент компьютерного моделирования, позволяющий сравнить различные методы расчёта на основании результатов этой работы. Расчётная схема модели представлена на рисунке 2.6.



\dot{x} – скорость движения системы; q_1 – обобщённые координаты; C_1 – приведённая жёсткость рессорного комплекта; β_1 – приведённая вязкость рессорного комплекта; m_1 – масса обрессоренных элементов тележки; $m_H(t)$ – приведённая масса необрессоренных элементов системы и рельса, меняющаяся течением времени; η – амплитуда неровности пути; ω – частота возмущения от неровности пути на колёсную пару

Рисунок 2.6 – Расчётная схема простой механической системы

Расчётная схема представляет собой простейшую математическую модель движения колёсной пары с грузом по пути, имеющему неровность. В расчётной схеме приняты следующие обозначения:

Частота возмущения зависит от скорости движения вагона по пути и от длины неровности, её можно определить согласно следующему выражению:

$$\omega = \frac{2\pi v}{L_n}, \quad (2.48)$$

где $v = \dot{x}$ – скорость движения системы;

L_n – длина неровности.

В данной схеме исследуется проход одиночной колёсной пары с грузом по неровности пути. Данная системы может быть представлена математически следующим образом:

$$\begin{cases} \ddot{q}_1 = g - \frac{P}{m_1}, \\ \ddot{q}_2 = g + \frac{P - R}{m_n(t)}, \end{cases} \quad (2.49)$$

При этом начальные условия для этой системы могут быть заданы следующим образом:

$$\text{при } t = t_0 \quad q_{10} = q_{20} = f_{20}; \quad \dot{q}_{10} = \dot{q}_{20} = 0. \quad (2.50)$$

Реакция рессорного комплекта и сила между колесом и рельсом могут быть представлены следующими соотношениями при учёте сопротивлений сил трения:

$$P = c_{\Pi}(f_1 + \Delta_1) + F \frac{f_1 + \Delta_1}{f} \cdot \text{sign}(\dot{\Delta}_1); \quad (2.51)$$

$$R = c_{\Pi}(f_2 + \Delta_2) + F_{\Pi} \frac{f_2 + \Delta_2}{f_2} \cdot \text{sign}(\dot{\Delta}_2), \quad (2.52)$$

где c – жесткость рессорного комплекта;

f_1 – статический прогиб рессорного комплекта;

F – сила сухого трения в рессорном комплекте при заданном статическом прогибе;

Δ_1 – динамический прогиб рессорного комплекта;

$\dot{\Delta}_1$ – первая производная от динамического прогиба рессорного комплекта по времени;

c_{Π} – вертикальная жёсткость пути под колёсной парой;

F_{Π} – сила сухого трения в пути при заданном статическом прогибе;

Δ_2 – динамический прогиб пути;

$\dot{\Delta}_2$ – первая производная от динамического прогиба пути по времени.

Динамические прогибы пути и рессорного комплекта могут быть определены следующим образом:

$$\Delta_1 = q_1 - q_2 + \eta_{\Gamma}; \quad (2.53)$$

$$\Delta_2 = q_2 - f_2, \quad (2.54)$$

где η_{Γ} – геометрическая неровность пути, приведённая к центру нижней опорной поверхности рессорного комплекта. Эта величина может быть определена следующим образом:

$$\eta_{\Gamma} = A \cdot \sin \frac{\pi}{L_p} x + B \cdot \sin \frac{3\pi}{L_p} x, \quad (2.55)$$

где A и B – некоторые постоянные;

x – горизонтальная координата сечения рельса, вычисляемая от места стыка;

L_p – длина рельсового звена.

В работе указывается о целесообразности применения численных методов интегрирования дифференциальных уравнений для задач динамики, а также в исследовании приведены результаты расчётов, выполненных на ЭВМ с применением разностно-итерационного метода (2.23) [126]. Простота расчётной схемы позволяет провести исследование, в котором будут сравниваться результаты расчёта модели, полученные с использованием разностно-итерационного метода и метода Эйлера. Далее приводятся результаты расчётов. Поскольку целью данного исследования является верификация пригодности метода Эйлера для решения подобного класса задач динамики, то из оригинальной работы В.Д. Хусидова будут повторены только некоторые расчёты (рисунок 2.7 - 2.9). Из полученных графиков следует, что различие выходных результатов при использовании метода Эйлера и разностно-итерационного метода составляет доли процента.

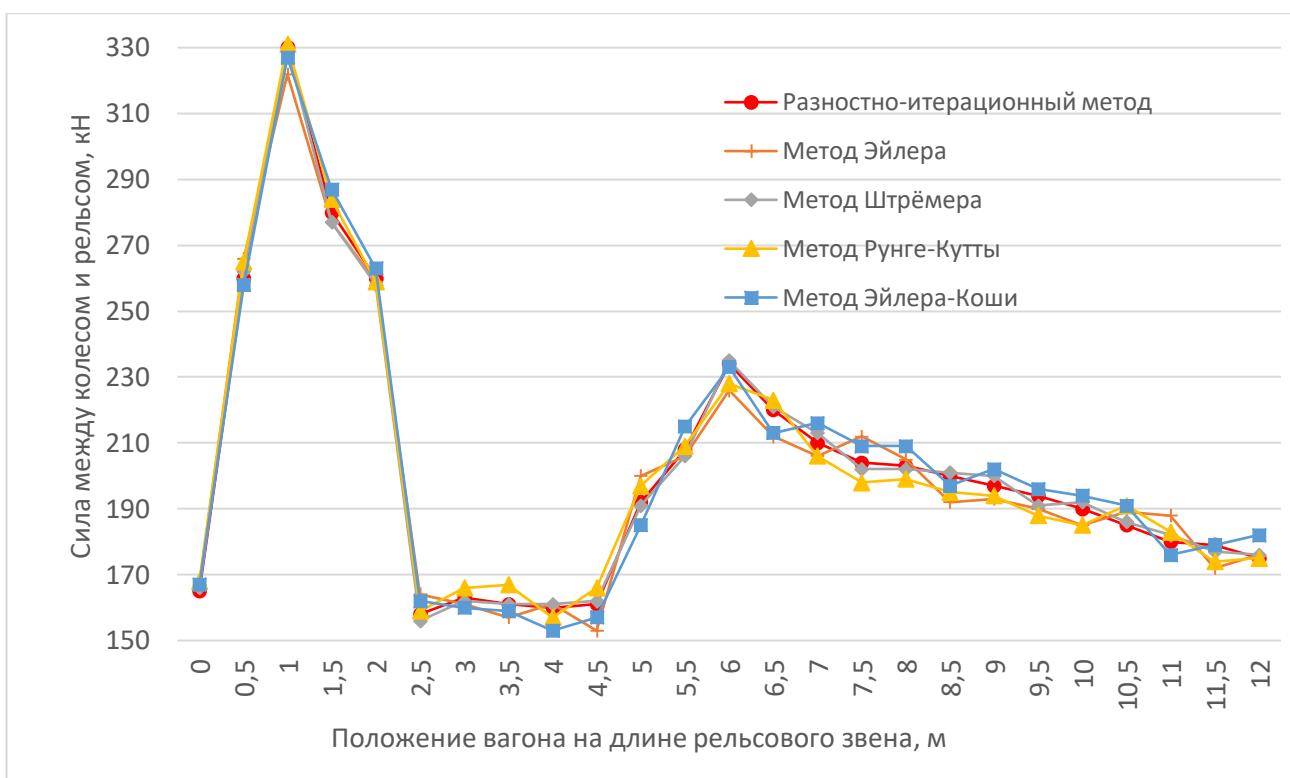


Рисунок 2.7 – Результаты расчётов зависимости силы между колесом и рельсом от положения механической системы при скорости движения в 16,66 м/с.

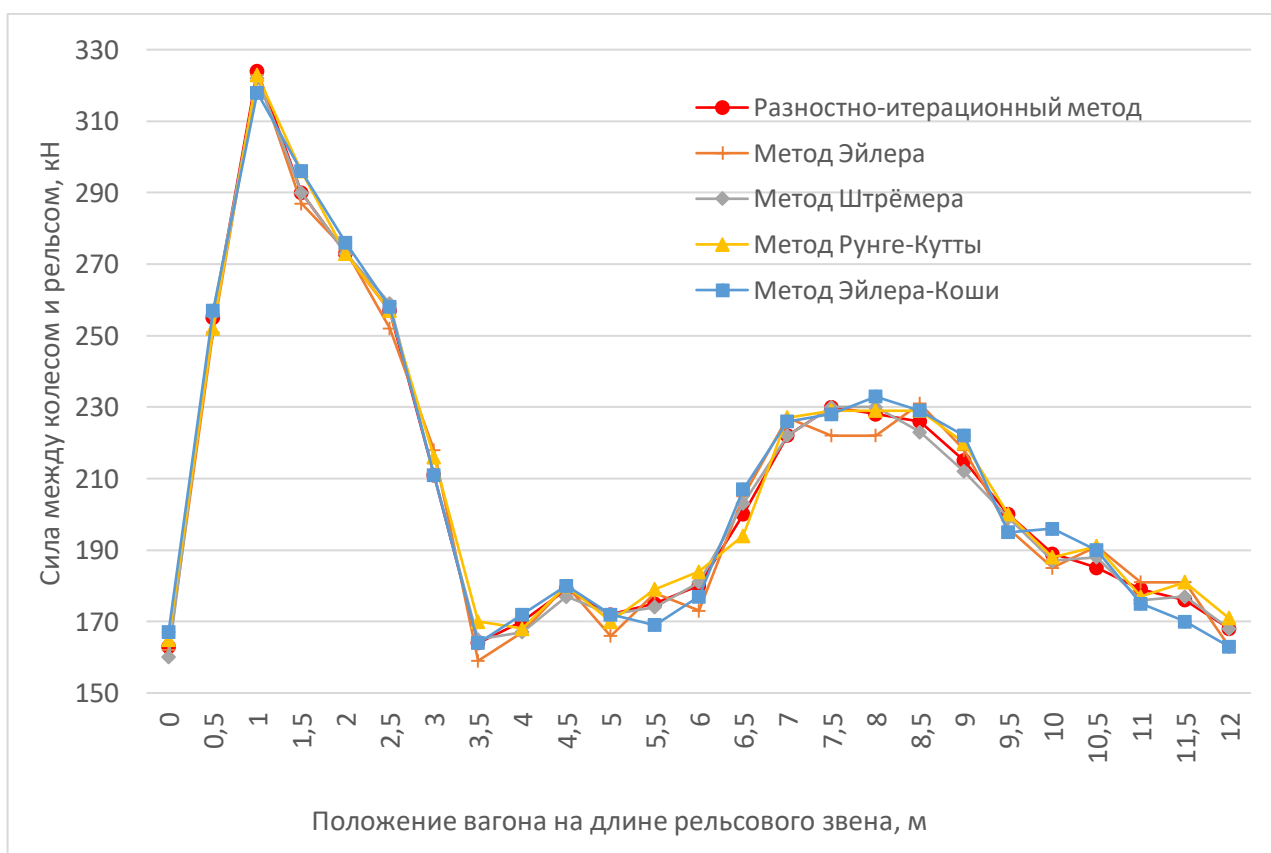


Рисунок 2.8 – Результаты расчётов зависимости силы между колесом и рельсом от положения механической системы при скорости движения в 22,22 м/с.

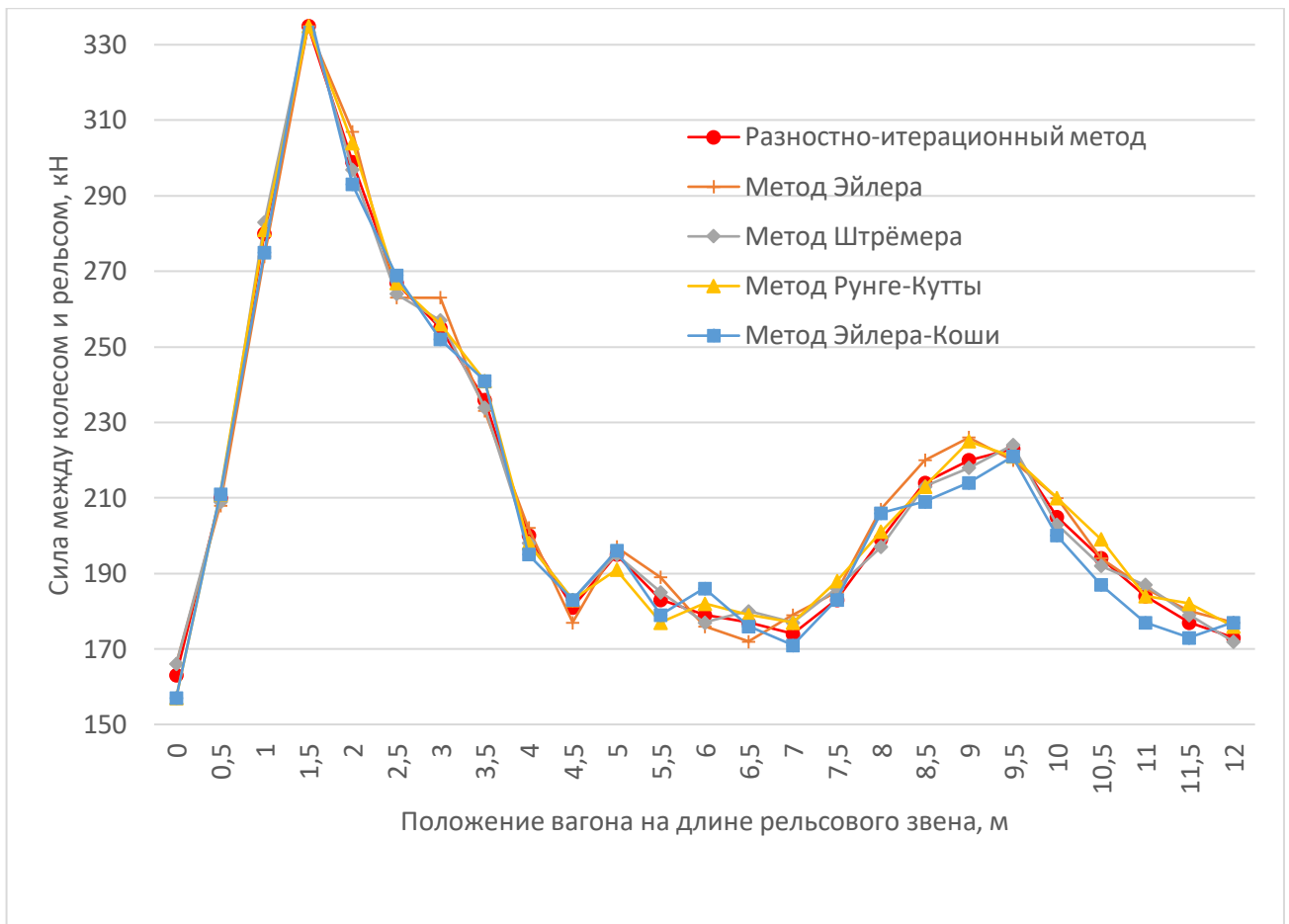


Рисунок 2.9 – Результаты расчётов зависимости силы между колесом и рельсом от положения механической системы при скорости движения в 27,77 м/с.

Наилучшую точность обеспечивает метод Стрёмера, однако из-за необходимости промежуточных вычислений с помощью таблиц этот метод неудобен для моделей, основанных на большой совокупности дифференциальных уравнений. Метод Эйлера-Коши (усовершенствованный метод Эйлера) и методы Рунге-Кутты незначительно превосходят по точности метод Эйлера для текущего класса задач. Недостаток точности метода Эйлера может быть нивелирован применением малого шага интегрирования. Таким образом не имеет смысла усложнять программу вводом дополнительных функций-интеграторов дифференциальных уравнений. Более целесообразно воспользоваться методом Эйлера с малым шагом интегрирования. В связи с этим можно сделать вывод об адекватности применения метода Эйлера при решении аналогичных задач динамики железнодорожного подвижного состава.

2.8 Выводы по разделу 2

По итогам написания данного раздела можно сделать следующие выводы:

1 Создана математическая модель колебаний вагона в составе под действием продольных сил и внешних возмущений. Модель учитывает наличие неровностей пути, тормозных сил, скорости распространения тормозной волны и силы тяги локомотива и пригодна для исследования поведения вагонов при переходных режимах движения.

2 На основе созданной математической модели, учитывающей колебания подёргивания, галопирования и подпрыгивания и второго закона Ньютона была записана система дифференциальных уравнений, описывающая исследуемый процесс.

3 Внешние возмущения, воздействующие на вагон при движении, были описаны эмпирическими зависимостями. К их числу относятся силы торможения, сила тяги локомотива, воздействие от неровности пути на тележки вагона, силы сопротивления движению.

4 Для расчёта вертикальной и горизонтальной составляющей межвагонной реакции были составлены математические модели работы поглощающих аппаратов, основанные на нескольких подходах к моделированию. Впоследствии были получены уравнения для определения реакции десяти широко распространённых моделей поглощающих аппаратов.

5 Для выбора метода численного интегрирования системы дифференциальных уравнений была решена простейшая задача движения одномассовой системы по неровностям пути. Результаты доказали пригодность использования метода Эйлера для решения задач подобного класса и указанный метод был выбран в качестве расчётного метода интегрирования.

3 ПРОГРАММНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РАЗРАБОТАННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Созданные в предыдущих разделах математические модели работы поглощающих аппаратов и взаимодействия вагонов нуждаются в программной реализации. Одной из наиболее подходящих сред разработки является среда C++ Builder, в настоящий момент входящая в состав комплексного продукта компании RAD Studio. Наиболее важными блоками, требующими реализации, являются блок главного алгоритма программы и блок вычисления реакции на автосцепке, учитывающий тип поглощающего аппарата. Также необходимо создать качественную программную оболочку для обеспечения комфортного взаимодействия пользователя с интерфейсом программы. Приведём описание требуемого функционала разрабатываемой программы.

В программе вагоны связываются между собой при помощи организации расчёта в цикл. Таким образом определяются сначала параметры первого за локомотивом вагона, затем эти значения сохраняются в оперативной памяти компьютера, после чего программа переходит к вычислению аналогичных параметров во втором вагоне, где используются ранее полученные параметры первого вагона. Так происходит пока не достигается конец состава, после чего цикл перебора по вагонам заканчивается и начинается новый цикл, уже на следующем шаге интегрирования по времени.

В конце шага интегрирования все вагоны состава изменяют свою скорость в зависимости от величины ускорения. Этот процесс реализуется при помощи численных методов, о которых речь пойдёт в дальнейшем.

Время окончания процесса t_k и шаг по времени dt – параметры, характеризующие продолжительность и точность вычислений. Время окончания процесса задаётся исследователем самостоятельно и для него возможно использование нескольких подходов.

Можно задать момент окончания расчёта, когда состав проедет интересующий участок, совокупность участков или достигнет станции. В этом

случае в программу необходимо ввести координату выхода из расчётов. – такое значение пройденного пути, при котором программа автоматически прекратит расчёт. Альтернативным является задание счётчика числа выполненных циклов расчёта. Тогда, в зависимости от шага по времени, программа прекратит расчёт после вычисления определённого количества циклов.

Выбор значения шага по времени напрямую влияет на точность расчётов и на быстродействие программы. С одной стороны, малый шаг способен чрезмерно нагрузить вычислительную систему, и программа попросту остановит расчёт в связи с нехваткой ресурсов, с другой, крупный шаг негативно скажется на точности расчётов. Выбор шага интегрирования зависит также от применяемых методов численного интегрирования, о которых речь пойдёт в следующих разделах.

Дополнительно в программе учитываются такие параметры вагонов как жесткость рессорного комплекта C_r , коэффициент демпфирования β , коэффициент сухого трения f_r . Их значения зависят от модели вагона, а именно от модели применяемой ходовой части. Ввод этих параметров в модель будет производиться путём добавления возможных типов и моделей подвижного состава в базу данных.

К геометрическим характеристикам пути относятся массив уклонов и массив длин участков пути. В программу могут быть предварительно внесены шаблоны некоторых реальных перегонов с заданной геометрией и на начальном этапе исследователь будет выбирать из их множества один интересующий. Необходимо предусмотреть возможность отрисовки собственного профиля пути в программе на начальном этапе ввода исходных параметров модели.

Особое внимание необходимо уделить функциям работы поглощающих аппаратов, используемых для вычисления межвагонных реакций, силы тяги, расчёта проекции силы на путь и тормозных сил. В таких моделях используется множество различных параметров, зависящих от конфигураций конструктивных элементов. Так, пружинно-фрикционный аппарат будет обладать одним набором параметров, резинометаллический – другим, а эластомерный – третьим. Подробное описание применяемых в программе математических моделей приведено далее.

3.1 Составление алгоритма главной функции

Расчётная программа состоит из нескольких блоков. Имеется блок ввода исходных данных, где исследователь может выбрать вагоны для включения в состав, задать и настроить профиль пути, указать различные параметры движения.

Главной функцией программы является функция `main`, в которой организуется вычисление циклов и в процессе исполнения которой вызываются все прочие вспомогательные функции. Алгоритм программы главной функции начинается с блока ввода исходных данных и начальных условий. Программа считывает введённые оператором значения параметров математической модели: количество вагонов в составе, массы их кузовов, линейные размеры, значения статического прогиба и др. Считывается характер профиля пути: число участков, наклоны участков. Кроме того, считываются начальное условие процесса – скорость в начальный момент движения. Полный список параметров, необходимых для моделирования, приведён в разделе 2.1.

В следующем блоке программа организует отдельные параметры в целостную модель. Происходит вычисление координат центров масс каждого вагона (на данном этапе из полученных параметров вагонов формируется состав) и выполняется построение графического изображения профиля пути. Для каждого вагона вычисляется время прохода тормозной волны от головы состава. В указанном расчёте вызывается вспомогательная функция, в которую в качестве исходных данных помещается значение скорости распространения тормозной волны, заданное пользователем.

Далее находится основной расчётный блок программы. Метод численного интегрирования, заложенный в программу – широко известный и удобный в реализации метод Эйлера. Расчётный блок представляет собой совокупность двух циклов по времени – один из которых вложен в другой.

Во внутреннем цикле выполняются расчёт составляющих продольной и вертикальной реакции в автосцепках каждого вагона с учётом действующих на него сил тяги и торможения. Определяется сопротивление движению вагона и

реакции в рессорных комплектах тележек от воздействия неровностей пути. Влияние силы тяжести на вычисляемые значения учитывается в специальной функции градиента. Для моделирования процесса тяги, торможения, а также переходного процесса с тяги на торможение предусмотрены специальные переменные-флаги. Во внутреннем цикле располагается подпрограмма поиска максимума составляющих реакций, координат максимумом и номеров вагонов, в сцепках которых были найденные максимумы достигнуты. Определяются координаты, скорости и составляющие ускорения каждого вагона.

Внешний цикл отвечает за выполнение процесса во времени. На каждом шаге интегрирования время процесса увеличивается на заданную величину, а величины координат и скоростей, полученные на предыдущем шаге интегрирования во внутреннем цикле, присваиваются соответствующим значениям скорости и ускорения текущего шага.

Таким образом внутренний цикл отвечает за определение параметров вагонов состава на текущем шаге интегрирования, а внешний – последовательно осуществляет интегрирование по времени. Вычисление осуществляется с заданной оператором точностью и длится до тех пор, пока время операции не станет равно задаваемому времени конца процесса или скорость состава станет равна нулю (указанное условие необходимо для реализации процесса торможения). Во втором случае происходит принудительный выход из цикла и расчёт сразу заканчивается.

В итоге на каждом временном промежутке программа последовательно вычисляет требуемые параметры для каждого вагона состава и локомотива, выводит их на экран, после чего время процесса увеличивается на задаваемый шаг и расчёт повторяется. Вывод результатов на экран во время процесса выполнения может быть отключён пользователем через добавление отметки в специальном поле. Указанное может быть наглядно представлено в виде алгоритма. Составленный алгоритм приведён в приложении А. Отдельные блоки представленного алгоритма могут выключаться из работы в зависимости от задач эксперимента. Перейдём к описанию алгоритма одной из наиболее важных частей

программы - функции REACTION, которая должна учитывать тип поглощающего аппарата на вагоне.

3.2 Составление алгоритма расчёта межвагонной реакции

В случае пружинно-фрикционного аппарата, как было отмечено в разделе 2.5.1, алгоритм может быть составлен основываясь на наборе условий, геометрически описывающих график ломанной линии, построенной по узловым точкам таблицы 2.1. Алгоритм нахождения величины реакции пружинно-фрикционного аппарата представлен на рисунке 3.1.

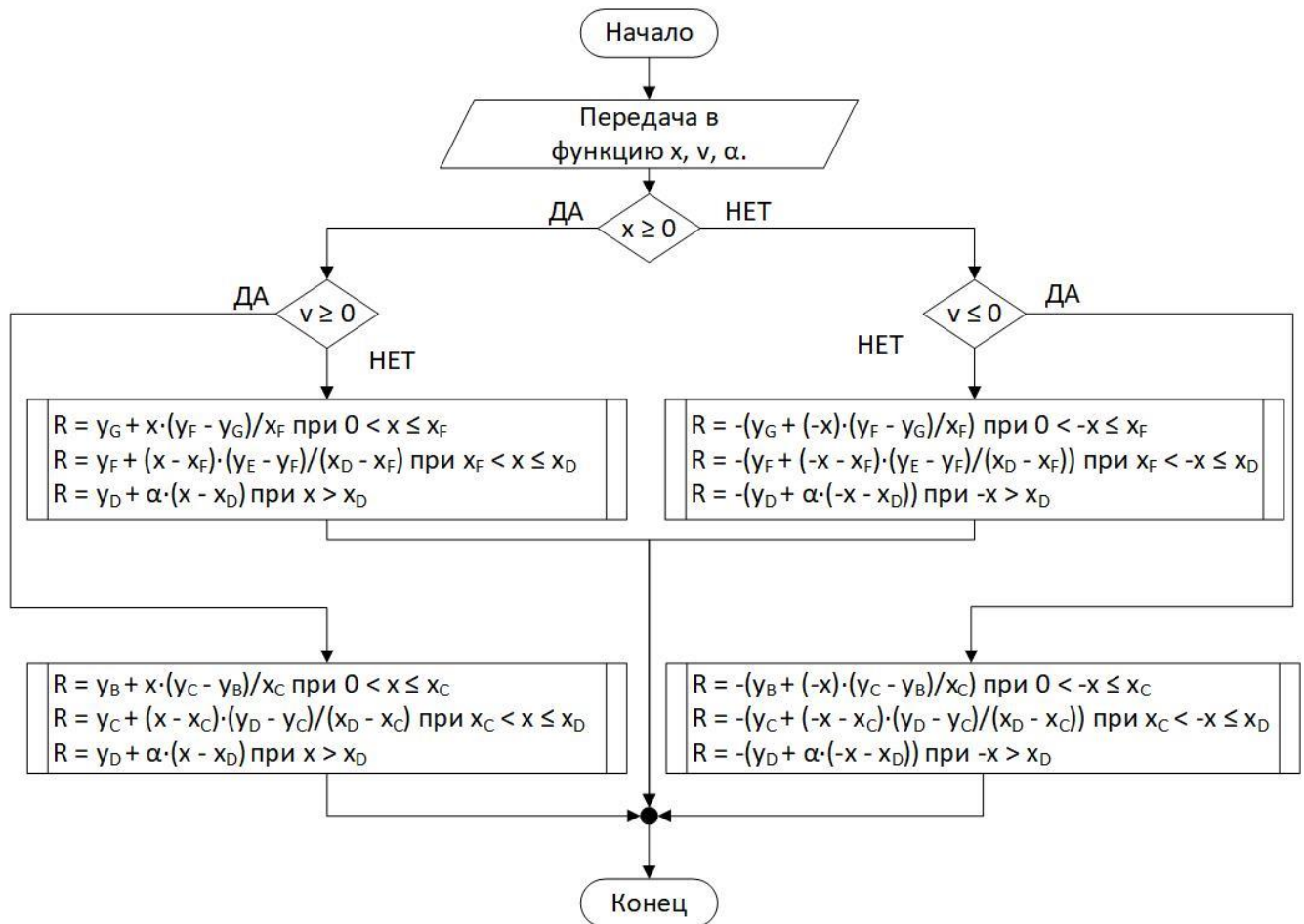


Рисунок 3.1 – Алгоритм определения реакции в пружинно-фрикционном аппарате

Положительному значению скорости деформации межвагонной связи соответствует ветвь А-Д рисунка 2.3, отрицательному значению сопоставляется

обратная ветвь G-D. Направление вектора деформации задаёт знак реакции. Переменная α представляет собой продольную жёсткость рамы вагона и передаётся в функцию в момент её вызова. Если какие-либо две точки совпадают, то для упрощения записи в формулах используется только одна из них.

Аналогичным образом представляется возможным составить алгоритм функции вычисления реакции в эластомерном поглощающем аппарате. Он будет также состоять из ввода исходных данных, проверки нескольких условий по полученным исходным данным и адаптации математической модели под каждое условие (рисунок 3.2).

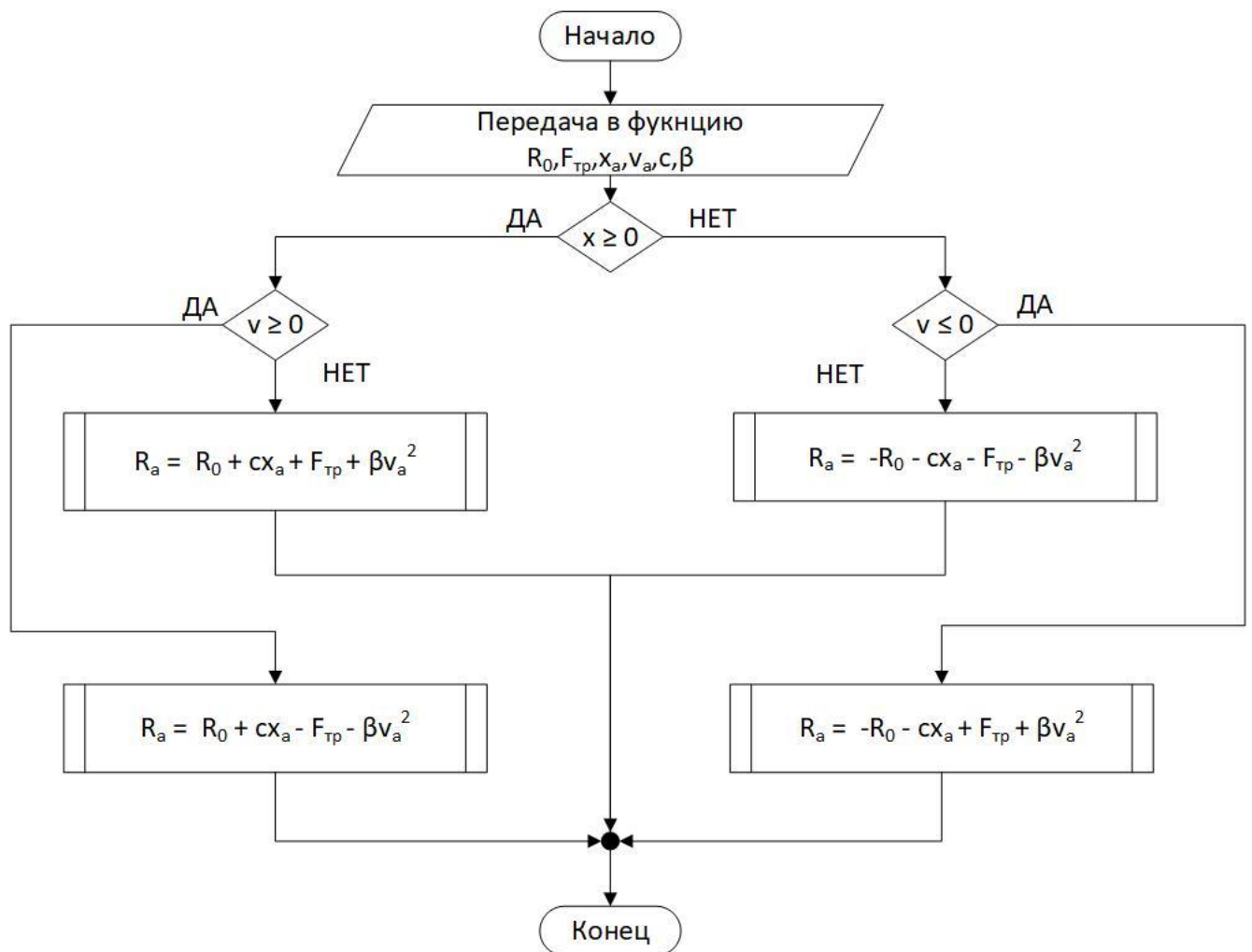


Рисунок 3.2 – Алгоритм определения реакции в эластомерном аппарате

Параметры вызова функции могут быть найдены при помощи анализа экспериментальной силовой характеристики или при помощи учёта геометрии и параметров рабочего органа эластомерного поглощающего аппарата.

Приведённые алгоритмы являются основными для программной реализации созданных моделей. Реализация вспомогательных функций возможна различными методами и обладает незначительной научной ценностью, в связи с чем она не приводится в работе. Остальные фрагменты компоновки блоков в итоговый файл могут быть целиком покрыты open-source фрагментами кода, посвящёнными взаимодействию пользователя с кнопками, формированию таблиц, заполнению чекбоксов и др. Часть функционала взаимодействия пользователя с программой уже реализована объектами среды RAD Studio C++ Builder, оставшиеся части можно без затруднений реализовать самостоятельно либо же воспользоваться интернет-базами готовых решений для реализации типового функционала.

3.3 Описание интерфейса разработанной программы

Представленный алгоритм и математическая модель нуждаются в программной реализации. В качестве среды разработки, как было отмечено в первом разделе этой работы, будет использована среда RAD Studio, являющаяся обновлённой версией продукта компании Borland – среды разработки Borland C++ Builder. На рисунке 3.3 представлена основная форма программы.

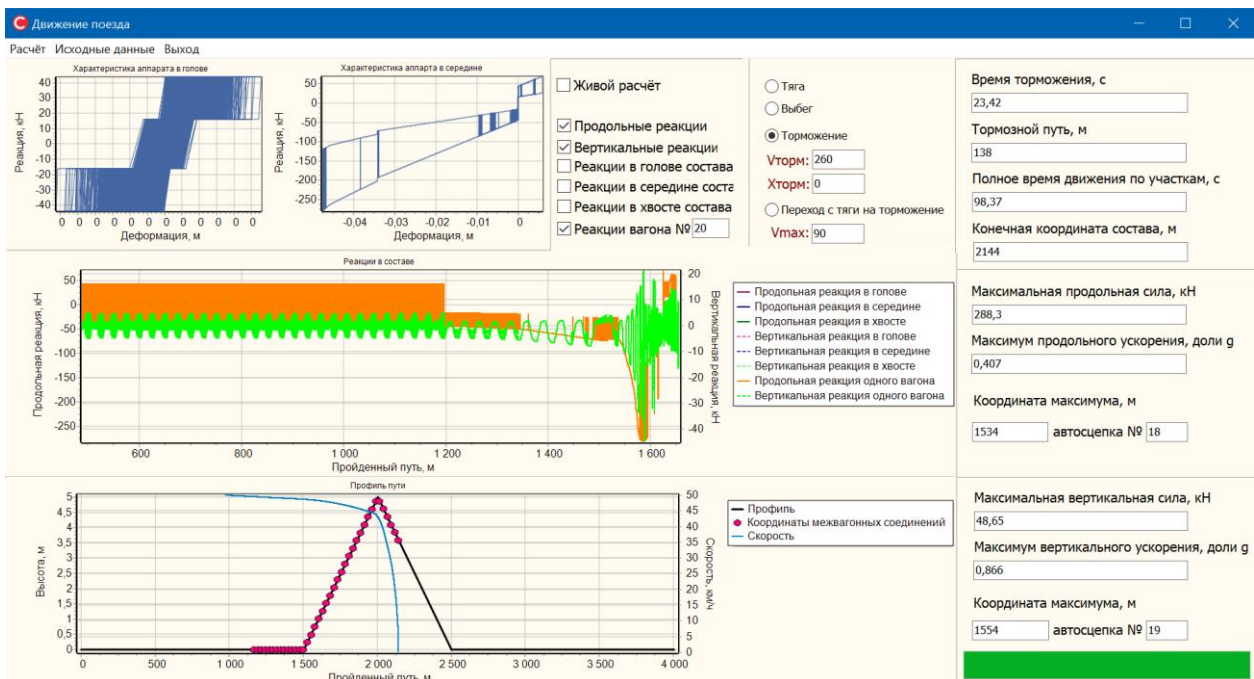


Рисунок 3.3 – Главная форма созданной программы

Основная форма программы состоит из нескольких окон и полей вывода данных, а также из меню кнопок, реализованного в виде библиотечного объекта MainMenu. Меню состоит из нескольких кнопок. Нажатие на кнопку «Расчёт» запускает процесс моделирования движения поезда по перегону с предварительной проверкой правильности ввода исходных данных и параметров процесса. Нажатие на пункт меню «Исходные данные» открывает вторую форму окна программы, предназначенную для ввода исходных данных. Нажатие на кнопку «выход» закрывает программу.

На основной форме окна располагаются 4 объекта Chart - поля для построения графиков. Левый верхний график представляет собой силовую характеристику поглощающего аппарата на вагоне, следующего за локомотивом. Справа располагается аналогичный график для вагона, расположенного в середине состава. Середина состава определяется автоматически путем деления числа заданного пользователем вагонов пополам и округления. Справа указанных графиков располагается поле настройки построения графиков, где можно выбрать конкретный вагон и включить для него вывод графика, а также отключить или включить опцию «живой расчёт», которая обеспечивает перестройку графиков непосредственно в процессе расчёта. Правее указанного поля расположено поле выбора режима движения. Программа предусматривает несколько режимов:

- режим тяги, при котором на состав постоянно действует сила тяги локомотива;
- режим выбега, при котором состав заходит на участок с начальной скоростью и непрерывно замедляется под действием сил сопротивления движению;
- режим торможения, при котором переход на торможение происходит после движения в режиме выбега по достижению заданной координаты;
- режим торможения, при котором переход на торможение происходит после движения в режиме тяги по достижению заданной скорости.

Ниже указанных графиков, в самом центре формы располагается график реакций в составе. Его наполнение может быть изменено, однако по умолчанию в нём строятся головная, две срединных (в хвосте и голове вагона) и хвостовая реакции состава. В самом низу формы находится график кинематических параметров процесса. На диаграмму выводятся профиль пути и точечные изображения междвагонных соединений состава, а также скорость локомотива. Все графики представляют собой зависимости соответствующих параметров от координаты пути. То есть в программе на каждом шаге производится расчёт большого числа переменных, которые переводятся в графическую форму для каждого шага интегрирования.

В правой части главной формы программы выводятся характеристики, которые вычисляются по завершению процесса движения состава по перегону. К ним относится полное время движения по участкам, конечная координата состава, тормозной путь, время торможения и параметры, характеризующие возникшие максимумы составляющих междвагонной реакции в составе. В правом нижнем углу располагается библиотечный компонент `ProgressBar`, который заполняется в процессе расчёта и служит индикатором штатной работы программы для пользователя.

Перейдём к описанию формы ввода исходных данных. Вид первой вкладки формы исходных данных представлен на рисунке 3.4.

Из рисунка следует, что форма ввода исходных данных содержит четыре вкладки. На первой вкладке осуществляется ввод общих параметров процесса:

- начальной скорости состава (стоит отметить, что для режима тяги значение скорости может равняться 0 – это будет соответствовать режиму троганья с места), скорость задаётся в км/ч;

- шага по времени (этим значением определяется точность расчёта и скорость компьютерного моделирования). В задачах подобного класса значение шага должно принадлежать 10^{-4} порядку;

- скорости (частоты) отрисовки графиков. В случае оставления этого поля пустым графики будут обновляться на каждом шаге интегрирования.

Ввод исходных данных

Общие параметры процесса | Параметры вагонов | Параметры пути | Поглощающие аппараты автосцепок

Начальная скорость

Шаг по времени

Скорость отрисовки графиков

Рисунок 3.4 – Первая вкладка формы ввода исходных данных

Не заполнение любого из полей ввода данной вкладки (кроме поля скорости отрисовки графиков) и нажатие на кнопку «ОК» приведёт к выбросу ошибки. Вид второй вкладки формы ввода исходных данных показан на рисунке 3.5.

Ввод исходных данных

Общие параметры процесса | Параметры вагонов | Параметры пути | Поглощающие аппараты автосцепок

Формирование состава

Тип вагона	Загрузка	Тара	Масса тележек	Момент инерции	Высота ц.т.	База вагона	Длина консоли
-	т	т	т	т*кв.м	м	м	м
Платформа	70	21	9,6	1000	1,3	9,72	1,5
Полувагон	78	22	9,6	1000	1,8	8,65	1,5
Цистерна 4-осная	57	23	9,6	1000	1,93	7,8	1
Цистерна 8-осная	120	49	24	1000	2,09	10,52	1,5
Крытый вагон	68	25	9,6	1000	1,8	10	1,5
Хоплер	67	19	9,6	1000	1,5	7,7	1,5
Изотермический	69	22	9,6	1000	1,8	8,65	1,5
Длиннобазная платформа	61	25	9,6	1000	1,3	19,7	3,01
Короткобазная платформа	72	22	9,6	1000	1,3	14,72	1,5

Сформирован состав из вагонов Сместить центр тяжести у единичного вагона

№	Тип вагона	Загрузка	Тара	Масса тележеэмент инерц	Высота ц.т.	База	Консоль	Поглощ.	Кол-во ваг.	
п/п	-	т	т	т	т*кв.м	м	м	м	шт.	
1	обазная плат	61	25	9,6	1000	1,3	19,7	3,01	Р-5П	19
1	обазная плат	30,5	25	9,6	1000	1,3	19,7	3,01	Р-5П	1
1	обазная плат	61	25	9,6	1000	1,3	19,7	3,01	Р-5П	19

Выбор поглощающего аппарата

73-ZW
73-ZW-Y2
P-2П
P-5П
Ш-2-B
Ш-6-ТО-4
Ш-1-ТМ
ПГФ-4
ПМК-110А
АПЗ-120И

Рисунок 3.5 – Вторая вкладка формы ввода исходных данных

На второй вкладке осуществляется формирование исследуемого состава. На вкладке присутствуют три таблицы. В верхней таблице приведен перечень наиболее распространённых типов грузовых вагонов с техническими характеристиками, наличие которых необходимо для формирования компьютерной модели. Полное содержание этого перечня представлено на рисунке 3.6.

Тип вагона	Загрузка	Тара	Масса тележек	Момент инерции	Высота ц.т.	База вагона	Длина консоли
-	т	т	т	т*кв.м	м	м	м
Платформа	70	21	9,6	1000	1,3	9,72	1,5
Полувагон	78	22	9,6	1000	1,8	8,65	1,5
Цистерна 4-осная	57	23	9,6	1000	1,93	7,8	1
Цистерна 8-осная	120	49	24	1000	2,09	10,52	1,5
Крытый вагон	68	25	9,6	1000	1,8	10	1,5
Хоппер	67	19	9,6	1000	1,5	7,7	1,5
Изотермический	69	22	9,6	1000	1,8	8,65	1,5
Длиннобазная платформа	61	25	9,6	1000	1,3	19,7	3,01
Короткобазная платформа	72	22	9,6	1000	1,3	14,72	1,5

Рисунок 3.6 – Перечень грузовых вагонов для формирования состава

Формирование состава вагонов происходит путём создания групп вагонов одного типа. При нажатии на соответствующую строку верхней таблицы осуществляется добавление выбранного типа вагонов в сцеп. Стоит отметить, что в программе предусмотрено добавление вагона с произвольными техническими характеристиками путём редактирования добавленной строки. После ввода необходимых типов вагонов следует указать их количество и тип поглощающего аппарата для каждой введённой группы. В случае добавления единичного вагона в средний сцеп, предусмотрена возможность смещения центра тяжести вагона для более детального моделирования ситуации неравномерной загрузки кузова. В случае необходимости лишние строки можно удалять. После окончательного формирования сцепа необходимо нажать на кнопку «сумма» чтобы осуществить подсчёт общего числа вагонов в поезде. Вид третьей вкладки формы ввода исходных данных показан на рисунке 3.7. В таблице третьей вкладки осуществляется формирование профиля пути с конкретизацией уклона и длины

каждого участка. Пользователь вводит координаты окончания участков пути и значение градиента на участке.

Ввод исходных данных

Общие параметры процесса | Параметры вагонов | **Параметры пути** | Поглощающие аппараты автоцепок

Профиль пути

Укажите число участков пути

№ участка, -	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
начало участка, м	0	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500
Градиент, -	0	0,01	-0,01	0	0	0	0	0	0	0

Рисунок 3.7 – Третья вкладка формы ввода исходных данных

Эти данные используются для построения участков пути с нужными параметрами. Отметим, что при моделировании для обеспечения корректной работы программы и верной расстановке вагонов предусмотрена функция расстановки вагонов состава. При её вызове вычисляется длина состава вагонов и к профилю пути, сформированному пользователем при помощи таблицы, приведённой на рисунке 3.7, в начало и конец добавляется ещё один участок с нулевым уклоном величина которого равна длине состава. То есть в созданной программе движение всегда начинается на ровном участке, величина которого равна длине состава. На четвертой вкладке приведена таблица со значениями поглощающих аппаратов (рисунок 3.8). Эта таблица используется при формировании сцепа путем передачи значений своих ячеек в соответствующие функции. Кроме того, указанная в ней информация служит справкой для пользователя. Интерфейс интуитивно понятен и дружелюбен, что делает доступным проведение экспериментов с моделью для широкого круга пользователей.

Ввод исходных данных

Общие параметры процесса Параметры вагонов Параметры пути Поглощающие аппараты автоцепов

Тип	Rmax, МПа	xmax, см	Э, кДж	Эпогл., кДж	Класс
73-ZW	0,85	90	110	35	T-2
73-ZW-Y2	1,85	120	140	45	T-3
P-2П	1,3	70	25	8	T-0
P-5П	1,2	80	50	15	T-0
Ш-2-B	2	90	65	20	T-0
Ш-6-ТО-4	2,5	120	90	30	T-0
Ш-1-ТМ	3	70	50	15	T-0
ПГФ-4	2	120	80	25	T-0
ПМК-110А	2	110	60	20	T-0
АПЭ-120И	1,65	120	150	50	T-3

Наличие предохранителя Да/Нет

Кoeffициент трения на поверхности

OK Отмена

Рисунок 3.8 – Четвертая вкладка формы ввода исходных данных

Также отметим, что в базовый функционал библиотеки TeeChart, с помощью которой в среде Borland C++ Builder производится графическая интерпретация данных, входит функция масштабирования графика, что позволяет подробно рассмотреть реакции вагона при проходе определённого участка пути (рисунок 3.9).

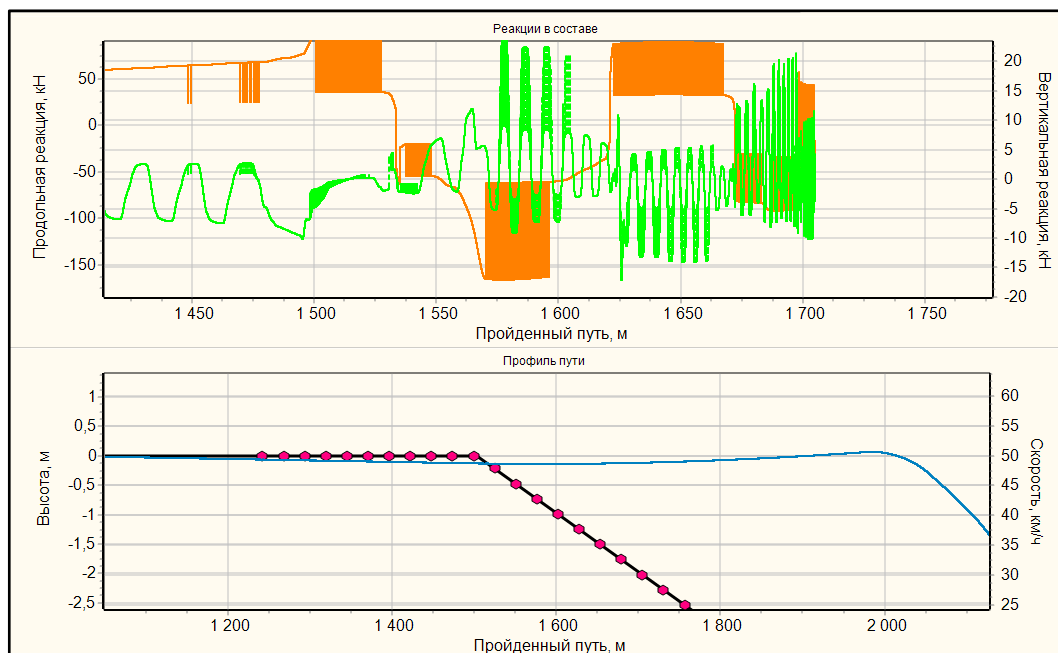


Рисунок 3.9 – Демонстрация возможности масштабирования графиков формы вывода результатов опыта

Созданная программа позволяет проводить исследование переходных режимов движения составов различной конфигурации. С использованием программы возможно проведение широкого спектра испытаний, например, для исследования поведения вагонов со сниженным значением массы тары [56].

3.4 Выводы по разделу 3

По результатам проделанной работы по формированию компьютерной модели можно сделать следующие выводы:

1 На основе ранее сформированной математической модели была спроектирована компьютерная программа с использованием среды Borland C++ Builder.

2 Для основных расчётных функций программы были составлены алгоритмы, которые могут быть использованы для проектирования аналогичных моделей в смежных областях.

3 В дополнении к главным расчётным функциям программы была добавлена дополнительная функциональность, покрываемая как библиотечными функциями выбранной среды программирования, так и широко используемыми и эффективными алгоритмах, описание которых находится в свободном доступе (алгоритм поиска максимума в цикле).

4 На основе сформированного программного кода был создан интерфейс, состоящих из одного главного и нескольких вспомогательных окон. При проектировании интерфейса использовались современные подходы к разработке, такие как user-friendly интерфейс, принципы DRY (don't repeat yourself) и прочие.

5 Созданная программа может быть использована на системах ОС Windows с разрядностью x32, x64, x86 неограниченным кругом пользователей для оценки уровней составляющих межвагонной реакции в рамках имитационного моделирования движения состава по перегону.

4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЧИСЛА ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ НА СКОРОСТЬ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ТОРМОЗНОЙ ВОЛНЫ

К числу важных факторов, которые необходимо учитывать при движении тяжеловесных и длинносоставных поездов относятся особенности работы тормозного оборудования вагонов. Большинство тормозных приборов проектируются с учётом того, что на один локомотив, обеспечивающий заполнение тормозной магистрали сжатым воздухом, редко приходится более восьмидесяти вагонов.

Однако на протяжении нескольких лет объем перевозок в Российской Федерации непрерывно растёт, и на особенно загруженных направлениях всё чаще собираются поезда с числом единиц подвижного состава, превышающим сотню вагонов. Известно, что характеристики тормозной магистрали и её компонентов разрабатывались в тридцатых годах XX века из условий относительно коротких поездов, вес которых не превышал три тысячи тонн, а длина составляла около трёхсот метров. При учёте сказанного возникает вопрос испытания и совершенствования тормозной системы вагонов длинносоставных поездов. К числу наиболее существенных характеристик эффективности работы тормозной системы вагонов относится скорость распространения тормозной волны по длине состава. Современный воздухораспределитель (ВР) грузовых вагонов ВР-483М обеспечивает скорость распространения тормозной волны не менее 280 м/с. Такие значения во многом достигаются благодаря реализуемой прибором дополнительной разрядке тормозной магистрали. Дополнительная разрядка, помимо ускорения тормозной волны обеспечивает гарантированное срабатывание прибора на торможение при разрядке тормозной магистрали темпом не менее минимального значения.

4.1 Постановка проблемы и концепция её решения

Длинносоставный поезд характеризуется большим значением длины тормозной магистрали. Следовательно время срабатывания тормозов хвостового вагона увеличено по сравнению с аналогичным параметром обычного поезда. Неодновременное срабатывание тормозов, как широко известно, приводит к повышенным значениям продольных реакций в составе и может при неблагоприятном стечении обстоятельств явиться причиной аварии или крушения.

Существуют несколько вариантов повышения скорости распространения тормозной волны. К числу возможных решений относится применение электропневматических тормозов (ЭПТ) в грузовом составе, реализованное на настоящий момент в пассажирском сообщении. Применение ЭПТ на грузовых вагонах невозможно до тех пор, пока не будет обеспечено автоматическое собирание электрической сети при сцепке грузовых вагонов. Указанное может быть достигнуто за счёт сборки электрической цепи несколькими способами:

- при использовании особых соединительных рукавов с функцией автоматической сборки электрической цепи состава;
- при сборке электрической цепи в процессе зацепления автосцепок.

Попытки реализации ЭПТ на грузовом подвижном составе впервые были предприняты в семидесятых годах XX века. Однако массового распространения применение ЭПТ на грузовом подвижном составе в настоящее время не имеет, что связано со сложностью применения жестких автосцепок в грузовых поездах. На грузовом подвижном составе для ускорения скорости распространения тормозной волны применяют так называемый «блок хвостового вагона» (БХВ) (рисунок 4.1). При торможении при помощи ручки крана машиниста (КМ) состава с установленным БХВ сигнал о торможении по радиосвязи передается на хвостовой вагон, а разрядка магистрали происходит путем схождения тормозной волны, инициированной КМ с головы и волны, инициированной БХВ с хвоста поезда. Недостатком этого прибора является зависимость от качественной радиосвязи.

Известны случаи несрабатывания БХВ в местах с неблагоприятной для прохождения радиоволн местностью.

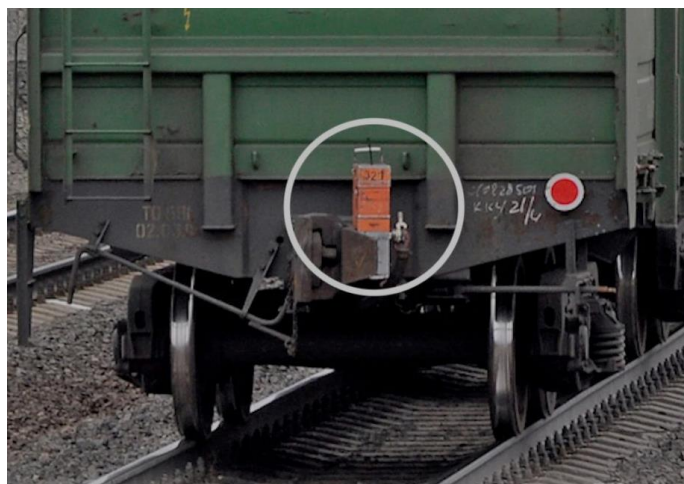
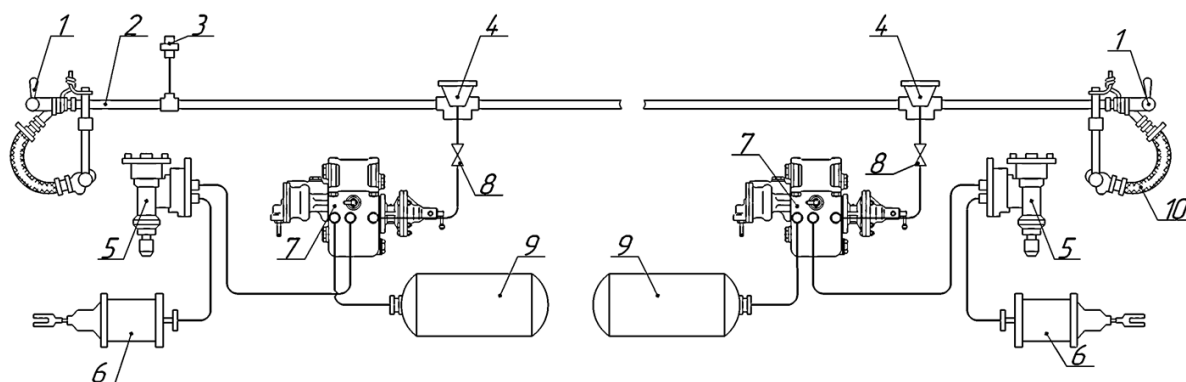


Рисунок 4.1 – Фото вагона с установленной СУП-БХВ

Наиболее надёжным способом повышения скорости распространения тормозной волны грузового поезда является совершенствование пневматической части вагонов. Предлагаемая в данной работе концепция заключается в установке двух воздухораспределителей на один вагон в дополнение к существующей схеме потележечного торможения (рисунок 4.2). Тогда при торможении вагона в составе поезда его отдельный участок магистрали будет дважды подвергаться дополнительной разрядке вместо одного.



1 – концевой кран; 2 – тормозная магистраль; 3 – стоп-кран; 4 – тройник-пылеловка; 5 – авторежим; 6 – тормозной цилиндр; 7 – грузовой воздухораспределитель; 8 – кран разобщительный; 9 – запасный резервуар; 10 – рукав соединительный

Рисунок 4.2 – Схема пневматической части тормозной системы грузового вагона при установке двух воздухораспределителей на один вагон

4.2 Описание тормозной испытательной станции

Тормозная система грузового поезда имитировалась на групповой тормозной станции. Далее приводятся её основные характеристики. Полная длина воздухопровода равняется 600 м и содержит комплект приборов 20 вагонов, оборудованных автоматическим прямодействующем ВР №483. Оборудование хвостового и головного вагона снабжено манометрами для измерения давления в рабочей камере (РК) воздухораспределителя, запасном резервуаре (ЗР), тормозном цилиндре (ТЦ), и тормозной магистрали (ТМ). Длина трубопровода до 19 вагона составляет 555 м. Для индикации выхода штока тормозных цилиндров присутствует система сигнальных ламп. Фото тормозной станции на момент открытия показано на рисунке 4.3.



**Рисунок 4.3 – Фотоснимок групповой тормозной станции
кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» РУТ(МИИТ)**

Таким образом, имеющаяся система позволяет проводить эксперимент по торможению с учётом числа включенных воздухораспределителей. Изменяя отношение числа воздухораспределителей к длине состава возможно установить

зависимость скорости распространения тормозной волны от этого отношения. Учитывая имеющиеся экспериментальные материально-технические мощности целесообразно провести следующие эксперименты (таблица 4.1).

Таблица 4.1 – Исходные данные для эксперимента с тормозной станцией

Доля ВР	Включение ВР на вагоне																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
100 %	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
50 %	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-

Целесообразно на каждый режим включения провести несколько опытов, чтобы нивелировать статистическую погрешность. Во всех опытах определяется время по сдвигу манометра на хвостовом вагоне. Испытываются режимы полного служебного торможения (ПСТ) и экстренного торможения (ЭТ).

4.3 Методика испытаний

Испытания проводились согласно следующим основным этапам:

Предварительно необходимо было подготовить испытательную станцию к опытам. Включить компрессор, заполнить главные резервуары сжатым воздухом до давления в девять атмосфер. После этого необходимо проверить подключение всех воздухораспределителей и запасных резервуаров станции к тормозной магистрали, а также подключение тормозных цилиндров к воздухораспределителям. После этого тормозную станцию необходимо зарядить, поставив ручку крана машиниста в первое положение до момента достижения величины давления в уравнительном резервуаре (УР) 5,6 - 5,8 атмосфер.

Далее была установлена видеочкамера напротив манометра тормозного цилиндра хвостового вагона. Эта камера записывает как видео, так и звук. Торможение состава сопровождается отчётливым звуком опорожнения магистрали в атмосферу, поэтому определить момент начала разрядки не составляет труда. Далее были проведены серии опытов по следующему алгоритму:

- включить камеру возле тормозного цилиндра хвостового вагона;

- выполнить необходимый тип торможения;
- остановить и сохранить запись эксперимента.

Всего было проведено шесть опытов, в трёх из которых использовалось полное служебное торможение, в других трёх - экстренное. Данные были сохранены в память камеры.

Затем необходимо отключить каждый второй воздухораспределитель с конца состава, чтобы смоделировать ситуацию увеличенного расстояния между участками дополнительной разрядки магистрали при торможении. После этого эксперименты необходимо повторить. В итоге получится двенадцать экспериментов, записи проведения которых сохранены в памяти камеры.

Далее с помощью видеоредактора было установлено время с момента начала торможения (определялось на слух) до момента сдвижки манометра тормозного цилиндра хвостового вагона. Видеоредактор позволяет установить время события с точностью до десятой доли секунда.

4.4 Результаты натуральных испытаний

Результаты проведенных испытаний по определению времени срабатывания тормоза хвостового вагона представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Экспериментальные данные по определению времени по сдвижке манометра хвостового вагона

Процент включения ВР в тормозной системе		Время по сдвижке манометра на хвостовом вагоне, с			
		опыт №1	опыт №2	опыт №3	среднее
100 %	ПСТ	5,1	5,1	5,1	5,1
	ЭТ	5,0	4,7	4,7	4,8
50 %	ПСТ	6,7	6,6	5,9	6,4
	ЭТ	6,6	6,5	5,5	6,2

Из результатов следует, что уменьшение доли включенных воздухораспределителей в составе увеличивает время срабатывания тормозов на хвостовом вагоне. Для наглядности представим полученные данные в форме диаграмм и приведём их ниже (рисунок 4.4 - 4.5). Среднее значение свидетельствует об увеличении времени срабатывания тормоза в хвосте при уменьшении доли включённых воздухораспределителей.

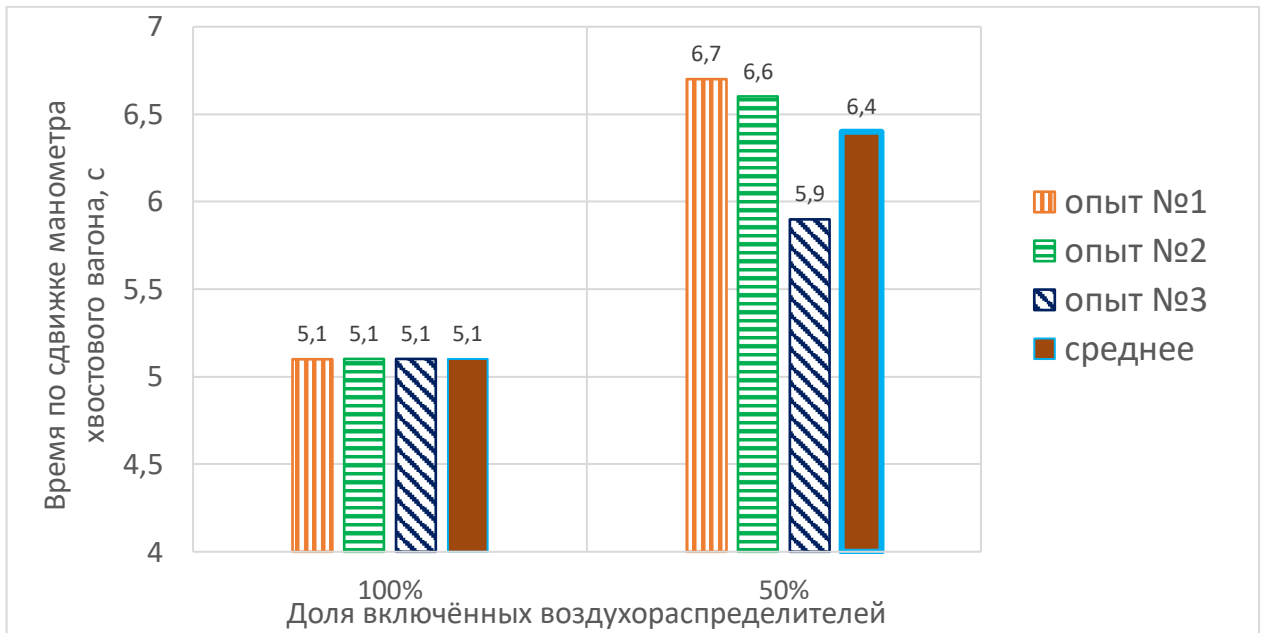


Рисунок 4.4 – Зависимость времени срабатывания тормоза хвостового вагона от доли включенных воздухораспределителей в составе при ПСТ

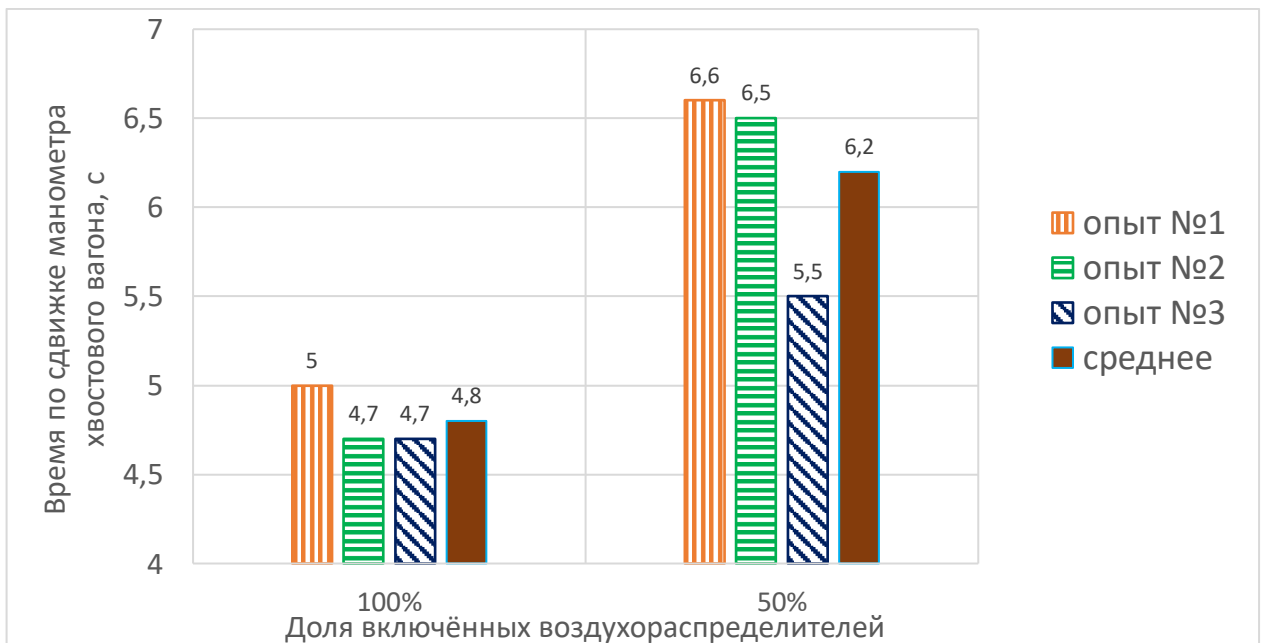


Рисунок 4.5 – Зависимость времени срабатывания тормоза хвостового вагона от доли включенных воздухораспределителей в составе при ЭТ

В паспортных данных испытательной станции указана полная длина её трубопровода. С использованием этого параметра и полученных экспериментальных данных, нетрудно вычислить скорости распространения тормозной волны (таблица 4.3).

Таблица 4.3 – Расчётные данные скоростей распространения тормозной волны

Процент включения ВР в тормозной системе		Скорость распространения тормозной волны, м/с			
		опыт №1	опыт №2	опыт №3	среднее
100 %	ПСТ	218	218	218	218
	ЭТ	222	236	236	231
50 %	ПСТ	166	168	188	173
	ЭТ	168	171	202	179

Целесообразно представить полученные значения в виде столбчатых диаграмм (рисунок 4.6 - 4.7).

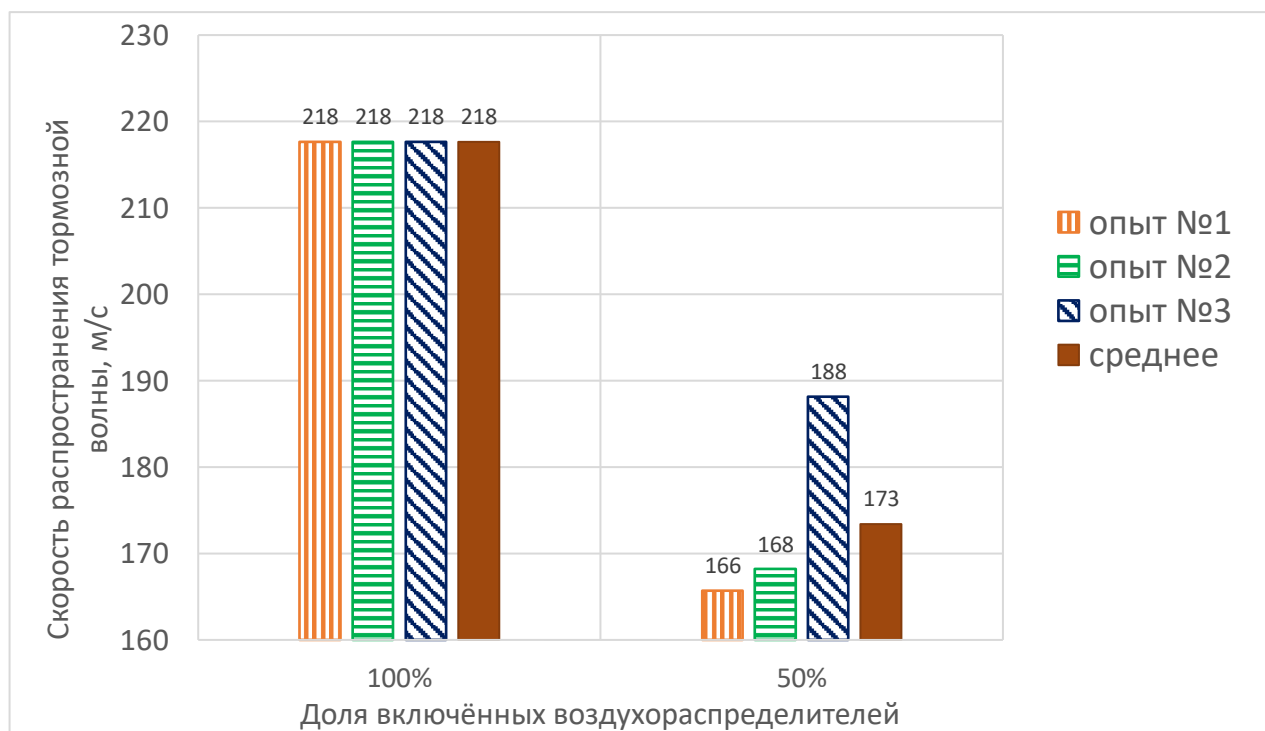


Рисунок 4.6 – Зависимость скорости распространения тормозной волны от доли включенных воздухораспределителей в составе при ПСТ

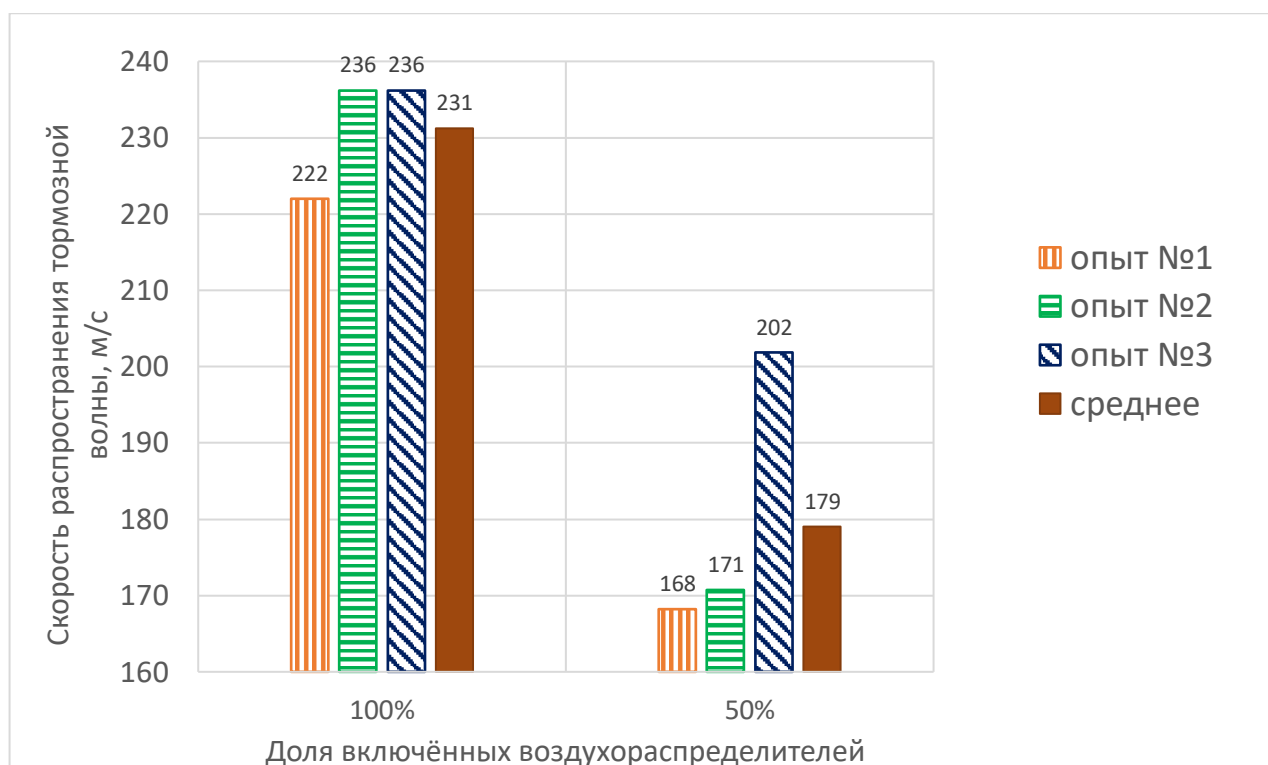


Рисунок 4.7 – Зависимость скорости распространения тормозной волны от доли включенных воздухораспределителей в составе при ЭТ

Согласно полученным данным достигаемый эффект составляет около 20 % для ПСТ и 23 % для ЭТ при сокращении числа воздухораспределителей состава вдвое. Это значение может быть использовано в дальнейшем для определения изменения реакций в составе вагонов при использовании двух различных схем расположения тормозных приборов на составе: схемы установки двух ВР на вагон и схемы установки одного ВР на вагон.

Длина трубопровода тормозной магистрали испытательной станции составляет 600 м. При этом на эту длину предусмотрена расстановка только 20 воздухораспределителей, указанное связано с габаритами лаборатории, в которой находится станция. Указанное требует проведения линейной интерполяции для получения значений, соответствующих удвоенному числу воздухораспределителей на составе, соответствующих стандартному грузовому поезду (40 вагонов на длине 600 м). Только в этом случае экспериментальные данные могут сравниваться с ранее проведёнными исследованиями других учёных. Выполним линейную интерполяцию (таблицы 4.4 - 4.5).

**Таблица 4.4 – Результаты линейной интерполяции экспериментальных данных
(время по сдвиге манометра)**

Процент включения ВР в тормозной системе		Время по сдвиге манометра на хвостовом вагоне, с
100 %	ПСТ	4,1
	ЭТ	3,9
50 %	ПСТ	5,1
	ЭТ	4,9

**Таблица 4.5 – Результаты линейной интерполяции экспериментальных данных
(скорость распространения тормозной волны)**

Процент включения ВР в тормозной системе		Скорость распространения тормозной волны, м/с
100 %	ПСТ	272
	ЭТ	289
50 %	ПСТ	216
	ЭТ	223

Отметим, что значения скорости распространения тормозной волны для полного включения воздухораспределителей в таблице 4.5. соответствует требованиям, предъявляемым соответствующей нормативно-технической документацией к тормозным приборам.

Для обоснованного включения поправки на скорость распространения тормозной волны в созданную компьютерную программу вычисления межвагонных реакций необходимо получить подтверждение адекватности проведённых экспериментов. Такое подтверждение может быть получено путём анализа работ аналогичной тематики и использования результатов этих работ.

4.5 Верификация экспериментальных данных

Полученные значения натурального эксперимента по определению скорости распространения тормозной волны нуждаются в верификации. В связи с тем, что имевшееся тормозное оборудование обладало значительной наработкой, а также с необходимостью интерполяции данных на различные значения числа вагонов в составе необходим дополнительный источник, подтверждающий достоверность выводов по проведённому эксперименту. В качестве такого источника могут выступить ранее проведённые исследования, основной или дополнительной целью которых являлось изучение процессов распространения тормозной волны по длине состава.

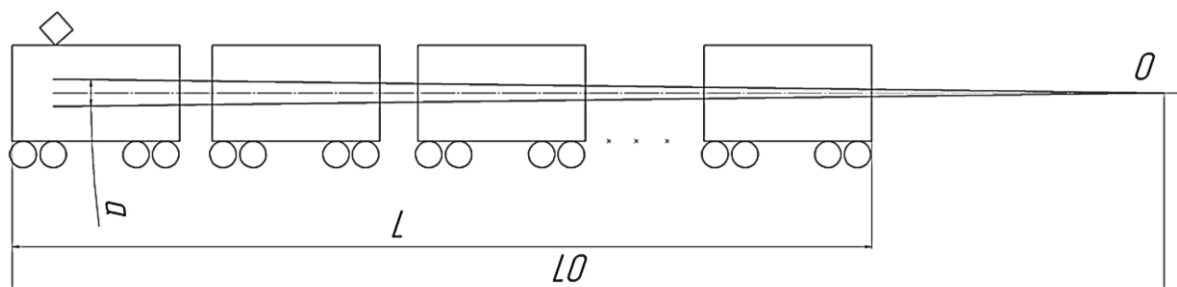
Моделированием работы пневматических устройств подвижного состава занимались многие отечественные учёные [13, 39, 60]. Отдельного внимания заслуживает исследование Попова В.Е., посвященное совершенствованию процессов управления автотормозами состава [91]. В этом исследовании был дан новый взгляд на характер и особенности процессов отпуска и торможения длинносоставных поездов, а также были разработаны несколько математических моделей, имитирующих указанные процессы. В работе поднимается необходимость учитывать поведение тормозной системы состава при расчёте величины тормозной силы, действующей на состав. В одном из разделов работы проводилось вычисление зависимости давления в тормозном цилиндре от времени. Исследовался режим частичного включения воздухораспределителей состава. Полученный график может косвенным образом служить подтверждением адекватности проведённых экспериментов. Приведём его в табличной форме в данной работе (таблица 4.6). Проведённые В.Е. Поповым эксперименты свидетельствуют о том, что разница во времени по сдвигу манометра для первого и сорокового вагона составила около 5 с. Что подтверждается интерполированным средним значением времени при ЭТ состава вагонов при частичном включении воздухораспределителей, составившим 4,9 с.

Таблица 4.6 – Результаты исследования Попова В.Е. по определению времени наполнения ТЦ вагонов состава при частичном отключении ВР (ПСТ)

Давление в тормозном цилиндре, МПа	Время с начала торможения, с							
	5	10	15	20	25	30	35	40
1 вагон	0,07	0,35	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42
40 вагон	0,01	0,05	0,20	0,25	0,30	0,37	0,42	0,42

Данные экспериментов могут сравниваться между собой потому, что данные таблицы 4.6 были взяты из раздела, посвященного исследованию случая недостаточной обеспеченности тормозами (моделировалось частичное отключение тормозных приборов), а длина состава сопоставима с длиной тормозной магистрали испытательной станции. Таким образом результаты, представленные в работе В.Е. Попова подтверждают достоверность проведённых опытов для случая экстренного торможения состава [91].

Множество положений этой работы было использовано в дальнейшем рядом учёных для перехода от общих исследований тормозных процессов к исследованиям особенностей тормозных процессов конкретных типов вагонов. К одним из недавних подобных исследований относится работа А.А. Кулаги, посвященная особенностям эксплуатации тормозов длиннобазных платформ [59]. В этой работе тормозная магистраль состава аппроксимировалась конической щелью с углом α , которая имеет начало в координате точки O (рисунок 4.8).



α – угол щели; L – длина тормозной магистрали состава; L_0 – расстояние от головы состава до центральной точки координат; O – центральная точка координат

Рисунок 4.8 – Представление тормозной магистрали состава в виде узкой щели

Представление тормозной магистрали в виде узкой щели основано на применении метода подобия, который часто используется при решении задач из области газовой динамики. Математическая модель процесса истечения воздуха из конической щели описывается системой уравнений Навье-Стокса [117]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dV_r}{dt} + V_r \frac{dV_r}{dr} + \frac{dV_\theta}{r} \cdot \frac{dV_r}{d\theta} + V_z \frac{dV_r}{dz} - \frac{V_\theta}{r} = F_r - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dP}{dr} + \nu \left(\frac{d^2 V_r}{dr^2} + \frac{1}{r^2} \cdot \right. \\ \left. \cdot \frac{d^2 V_r}{d\theta^2} + \frac{d^2 V_r}{dz^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dV_r}{dr} - \frac{2}{r^2} \cdot \frac{dV_\theta}{d\theta} - \frac{V_r}{r^2} \right); \\ \frac{dV_\theta}{dt} + V_r \frac{dV_\theta}{dr} + \frac{V_\theta}{r} \cdot \frac{dV_\theta}{d\theta} + V_z \frac{dV_\theta}{dz} + \frac{V_r V_\theta}{r} = F_\theta - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dP}{d\theta} + \nu \left(\frac{d^2 V_\theta}{dr^2} + \frac{1}{r^2} \cdot \right. \\ \left. \cdot \frac{d^2 V_\theta}{d\theta^2} + \frac{d^2 V_\theta}{dz^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dV_\theta}{dr} - \frac{2}{r^2} \cdot \frac{dV_r}{d\theta} - \frac{V_\theta}{r^2} \right); \\ \frac{dV_z}{dt} + V_r \frac{dV_z}{dr} + \frac{V_\theta}{r} \cdot \frac{dV_z}{d\theta} + V_z \frac{dV_z}{dz} = F_z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dP}{dz} + \nu \left(\frac{d^2 V_z}{dr^2} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{d^2 V_z}{dz^2} + \right. \\ \left. + \frac{1}{r} \cdot \frac{dV_z}{dr} \right). \end{array} \right. \quad (4.1)$$

Для проведения математических операций с представленной системой уравнений необходима запись уравнений неразрывности:

$$\frac{dV_r}{dr} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dV_\theta}{d\theta} + \frac{dV_z}{dz} + \frac{V_r}{r} = 0, \quad (4.2)$$

где r, z, θ – координаты;

F_z, F_θ, F_r – компоненты массовой силы;

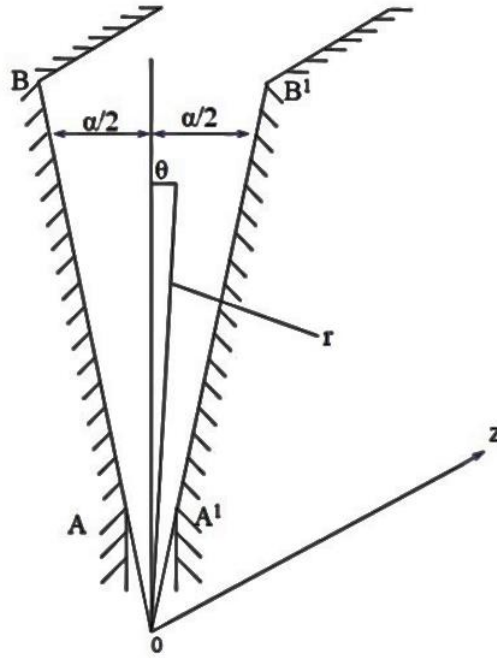
ν – кинематический коэффициент вязкости;

ρ – плотность газа (воздуха);

t – время процесса;

P – давление.

Указанные выше координаты относятся к схематическому изображению конической щели (рисунок 4.9).



r, z, θ – система цилиндрических координат; α – угол щели; AA', BB' – границы щели;
 O – центральная точка координат

Рисунок 4.9 – Схематическое изображение конической щели

С учетом принятия допущения о несжимаемости рабочей среды, указанную систему дифференциальных уравнений можно решить, получив следующий результат:

$$P(r, \theta) = \frac{2\mu}{r^2} f(\theta) + \frac{C\mu}{2r^2} + C_1 = \frac{2\mu}{r^2} \left[f(\theta) + \frac{C}{4} \right] + C_1, \quad (4.3)$$

где C и C_1 – постоянные интегрирования, значения которых могут быть получены из граничных условий:

$$\begin{aligned} P(r, \theta) &= P_0, & \text{при } \theta &= -\frac{\alpha}{2}, & r &= l_0; \\ P(r, \theta) &= P_1, & \text{при } \theta &= -\frac{\alpha}{2}, & r &= l_1, \end{aligned} \quad (4.4)$$

где l_0 – радиус вектор точки (O) по отношению к началу состава вагонов;

l_1 – радиус вектор точки (O) по отношению к хвостовому вагону состава.

Решение дифференциального уравнения (4.3) позволит отыскать вид функции $f(\theta)$. Такое решение примет следующий вид:

$$U_1 = \frac{D}{4} + A \cos 2\theta + B \sin 2\theta, \quad (4.5)$$

где A, B, D – постоянные интегрирования.

Дальнейшее совместное решение уравнений (4.1) - (4.5) позволит окончательно получить искомый вид $U_1(\theta)$:

$$U_1(\theta) = \frac{\cos \alpha - \frac{V_{\text{теч}}^0}{2} \sin \alpha}{\sin \alpha - \alpha \cos \alpha} + \frac{V_{\text{теч}}^0}{2} \frac{\sin 2\theta}{\sin \alpha} + \frac{\left(\frac{\alpha V_{\text{теч}}^0}{2} - 1\right) \cos 2\theta}{\sin \alpha - \alpha \cos \alpha} \quad (4.6)$$

Используя полученную математическую модель истечения воздуха из тормозной магистрали, представленную в виде (4.1) - (4.6) возможно подтвердить наличие зависимости скорости распространения тормозной волны от совокупности параметров тормозной магистрали. Полученная модель позволяет оценить уровни падения давления вдоль магистрали состава, а также скорости потока на конкретном участке. Результаты по моделированию были подтверждены натурными испытаниями [59]. Из результатов косвенно следует наличие зависимости скорости распространения тормозной волны от показателей тормозной системы: плотности, величины дополнительной разрядки при торможении, коэффициента дросселирования и др.

Большой вклад в исследование тормозных процессов и разработку тормозных приборов внёс известный советский учёный В.Г. Иноземцев [13, 45, 46]. В списке его многочисленных работ особого внимания заслуживает пособие, где был предложен ряд эмпирических зависимостей, характеризующий основные тормозные процессы [13]. Помимо многих уравнений в указанной работе была представлена расчётная формула времени разрядки тормозной магистрали до достижения в ней определённого давления, достоверность формулы была подтверждена натурными экспериментами:

$$t = \frac{2\alpha Kl}{\pi c} \sqrt{Y \frac{\Delta p \lambda l}{2d_0(p_H + p_K)}}, \quad (4.7)$$

где α – коэффициент, учитывающий величину разрядки запасных резервуаров при торможении;

K – отношение общего объёма тормозной сети к объёму тормозной магистрали;

l – длина тормозной магистрали, м;

c – скорость звука в воздушной среде, м/с;

Y – показатель степени экспоненциальной функции, описывающей характер протекания процесса изменения давления в тормозной магистрали;

Δp – величина разрядки тормозной магистрали краном машиниста, МПа;

λ – коэффициент сопротивления единицы длины тормозной магистрали;

d_0 – диаметр трубопровода тормозной магистрали, мм;

p_H – давление на головном участке тормозной магистрали состава, МПа;

p_K – давление на хвостовом участке тормозной магистрали состава, МПа.

Используя выражение (4.7) можно провести верификацию полученных данных для режима ПСТ. Известно, что для случая полного служебного торможения воздухораспределители состава срабатывают на торможение при величине разрядки тормозной магистрали на $\Delta p = 0,04$ МПа. При этом должен начаться процесс наполнения всех тормозных цилиндров, включая тормозной цилиндр на хвостовом вагоне. Таким образом можно оценить время срабатывания воздухораспределителя на хвостовом вагоне, что будет сопоставимо со временем по сдвигке манометра хвостового вагона в проведённом опыте. При выполнении расчёта используем рекомендованные значения коэффициентов и параметры трубопровода тормозной магистрали испытательной станции [13]. Полученное значение составило 4,08 с.

Отметим, что рассчитанное значение отличается от экспериментально полученной величины, указанной в таблице 4.4 для случая ПСТ менее чем на 1 %. Таким образом результаты опыта по определению скорости распространения тормозной волны для случая ПСТ являются достоверными. Верификацию также проходит и применённый метод линейной интерполяции, поскольку данные таблиц 4.4 - 4.5 для 40 вагонов были получены путём использования этого метода.

4.6 Выводы по разделу 4

В рамках выполнения данной части исследования был проведён натурный эксперимент по определению влияния отношения числа включенных воздухораспределителей к длине магистрали на скорость распространения тормозной волны. Можно сделать следующие выводы:

1 Проведение натурального эксперимента подтверждает гипотезу о влиянии числа воздухораспределителей на скорость распространения тормозной волны.

2 Применение удвоенного числа воздухораспределителей на вагоне (по одному прибору на каждую тележку четырёхосного вагона) увеличивает скорость распространения тормозной волны по длине состава на 20 % для режима полного служебного и на 23 % для режима экстренного торможения.

3 Достоверность полученных экспериментальных результатов подтверждается ранее проведёнными исследованиями по аналогичной тематике. Фактическое расхождение между экспериментальными и теоретическими данными не превышает 1 % [13, 91].

4 Результаты натурального эксперимента могут быть учтены в созданной программе, следовательно может быть оценено влияние предлагаемой конфигурации тормозной системы вагона на величину возникающих при торможении межвагонных реакций.

5 КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ СОСТАВА ПО ПЕРЕГОНУ

После завершения этапов математического и компьютерного моделирования был получен программный продукт, основная ценность которого заключается в возможности проведения исследования процессов динамики подвижного состава. Сформулированная ранее гипотеза о влиянии числа воздухораспределителей на скорость распространения тормозной волны нашла своё подтверждение в результате проведения натурных экспериментов и их теоретической верификации. На текущем этапе, учитывая проделанную работу, целесообразным является проведение нескольких опытов по компьютерному моделированию, обработка их результатов и формулирование выводов. При этом для некоторой группы опытов исходные данные стоит задать таким образом, чтобы в процессе эксперимента вагоны состава оказались в условиях, способствующих возникновению аварии или по крайней мере нежелательно высоких уровней межвагонных реакций и ускорений [120].

При учёте характера влияния профиля пути на значения продольно-динамических сил состава значительное влияние будет оказывать величина уклона участка пути. Причём для задач, в которых исследуется растяжение в автосцепках вагонов состава, интересны точки перехода с подъёма на спуск, а в задачах, где определяются максимально возможные силы в межвагонных соединениях при сжатии состава необходимо рассматривать точки перехода со спуска на подъём. Для ещё большего приближения процесса моделирования к реальным условиям эксплуатации массы вагонов возможно задавать случайным образом в установленных пределах, руководствоваться длиной приёмоотправочных путей при формировании состава и учитывать случаи неравномерной загрузки вагонов, при которой происходит смещение центра масс кузова. Поскольку программа при моделировании на вход принимает множество исходных данных, то исследования целесообразно проводить следующим образом: при сохранении множества

параметров неизменными менять с некоторым шагом один показатель и наблюдать за изменениями в результатах на выходе.

Целью данной работы является исследования проблемы выжимания малозагруженных вагонов и повреждения их автосцепных устройств. Указанное является ключевым критерием отбора опытов данного раздела. Было выделено несколько групп опытов:

- случай служебного торможения состава полувагонов с включением порожней платформы в среднюю часть при штатных условиях;
- случай служебного торможения состава длиннобазных платформ с включением порожней платформы в среднюю часть при штатных условиях;
- случай внештатного торможения состава полувагонов с включением порожней платформы в среднюю часть при нежелательных условиях;
- случай внештатного торможения состава полувагонов с включением малозагруженной платформы в среднюю часть при нежелательных условиях;
- случай внештатного торможения состава длиннобазных платформ с включением малозагруженной платформы в среднюю часть при нежелательных условиях;
- случай внештатного торможения состава длиннобазных платформ с включением порожней платформы в среднюю часть при нежелательных условиях.

Для каждой группы опытов предусмотрено проведение эксперимента при нескольких значениях уклона и скорости распространения тормозной волны. Таким образом в данном разделе будут представлены несколько экспериментов с результатами, приведенными в графической форме. Во всех опытах исследовалось влияние исходных данных модели на величину продольных реакций в составе. Созданная программа сохраняет максимально достигнутые за эксперимент значения исследуемых параметров и строит графики. Процесс торможения начинается после выхода хвостового вагона с начального участка пути, вычисляемого предварительно и равного длине состава. Исследуются следующие основные параметры процесса:

- Px_{max} – максимум продольной составляющей межвагонной реакции, кН;

- Pz_{max} – максимум вертикальной составляющей межвагонной реакции, кН;
- ax_{max} – максимум уровня продольных ускорений, доли g;
- az_{max} – максимум уровня вертикальных ускорений, доли g;
- $x_{Px_{max}}$ – координата, при которой был достигнут максимум продольной составляющей межвагонной реакции, м;
- $x_{Pz_{max}}$ – координата, при которой был достигнут максимум вертикальной составляющей межвагонной реакции, м;
- $N_{Px_{max}}$ – номер межвагонного соединения, в котором был достигнут максимум продольной составляющей межвагонной реакции, м;
- $N_{Pz_{max}}$ – номер межвагонного соединения, в котором был достигнут максимум вертикальной составляющей межвагонной реакции, м;
- $S_{\text{торм}}$ – длина тормозного пути, м;
- $t_{\text{торм}}$ – время торможения, с.

По завершению расчёта созданная компьютерная программа выводит на экран значения перечисленных параметров, часть из которых будет служить основой для построения графиков.

5.1 Переходной режим тяга-торможение для состава полувагонов

Выполним численное моделирование процесса торможения на участке пути с переломным профилем для состава полувагонов и одной порожней платформы, расположенной в середине состава. Подберём такое количество вагонов, чтобы длина состава находилась в соответствии с длиной приёмоотправочных путей большинства станций. Параметры состава и режима торможения указаны в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Параметры состава полувагонов для опыта с переменным профилем пути для режима торможения

№ группы	1	2	3
Тип вагона	Полувагон	Платформа	Полувагон
Загрузка, т	78	0	78
Тара, т	22	21	22

Продолжение таблицы 5.1

Масса тележки, т	9,6	9,6	9,6
Момент инерции, т·м ²	1000	1000	1000
Высота центра тяжести, м	1,8	1,8	1,8
База, м	8,65	9,72	8,65
Консоль, м	1,5	1,5	1,5
Поглощающий аппарат	ПМК-110	Р-5П	ПМК-110
Число вагонов в группе	42	1	43
Начальная скорость, км/ч	50		
Режим движения	Торможение		
Масса состава, т	8521		

Рассмотрим характер процесса для двух вариантов профиля. Сначала рассмотрим ситуацию, когда профиль имеет характер низины (спуск предшествует подъёму), а затем исследуем профиль с возвышенностью.

5.1.1 Профиль с низиной

Вид профиля приведён на рисунке 5.1. В начале и в конце пути расположены две площадки, длина которых равна длине состава. Уклон варьируется от значения в 2 ‰ до 10 ‰ с шагом в 2 ‰. Все остальные участки имеют длину 500 м.



Рисунок 5.1 – Профиль пути для эксперимента по анализу режима торможения для состава полувагонов с порожней платформой (низина)

Проведём серию экспериментов и для каждого значения уклона проведём несколько опытов по торможению состава при различных значениях скорости распространения тормозной волны. Подробные результаты экспериментов приведены в приложении Б. Результаты текущего опыта приведены в таблице Б.1.

Для анализа результатов представим их в графической форме. Зависимость максимумов продольной составляющей межвагонной реакции в составе от

значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах приведена на рисунке 5.2.

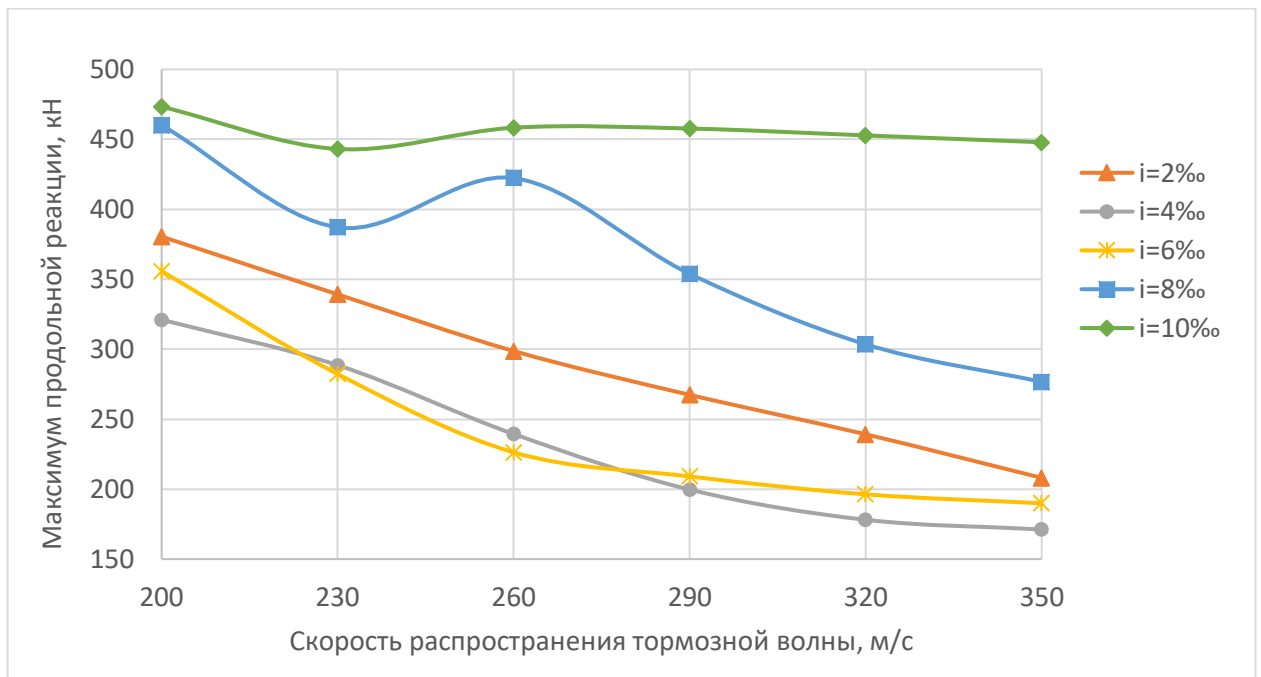


Рисунок 5.2 – Зависимость максимумов продольной составляющей межвагонной реакции в составе от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав полувагонов, профиль с низиной)

Зависимость максимумов вертикальной составляющей межвагонной реакции в составе от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах приведена на рисунке 5.3. Для данной совокупности результатов можно отметить, что с изменением скорости распространения тормозной волны вертикальная составляющая межвагонной реакции меняется не так значительно, как продольная. Отдельно отметим повышенные вертикальные реакции для случая торможения состава на уклоне величиной в 10 ‰. В среднем все значения данного опыта превысили данные других опытов в полтора раза. Указанное может быть связано с достижением неблагоприятных условий торможения через совпадение нескольких негативных факторов процесса для данной серии опытов. При этом продольные реакции для данной серии опытов близки по значению к результатам других опытов для случаев торможения со скоростью распространения тормозной

волны 200 м/с, однако с увеличением скорости распространения тормозной волны они падают не столь заметно.

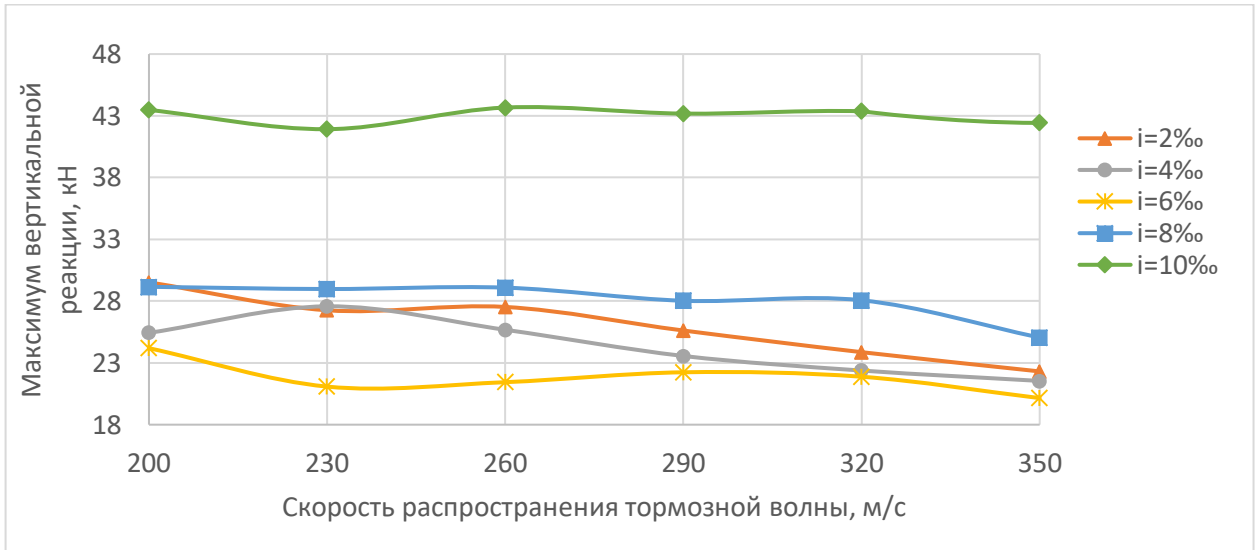


Рисунок 5.3 – Зависимость максимумов вертикальной составляющей межвагонной реакции в составе от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав полувагонов, профиль с низиной)

Отдельно построим зависимость составляющих межвагонной реакции для режима ЭПТ (рисунок 5.4).

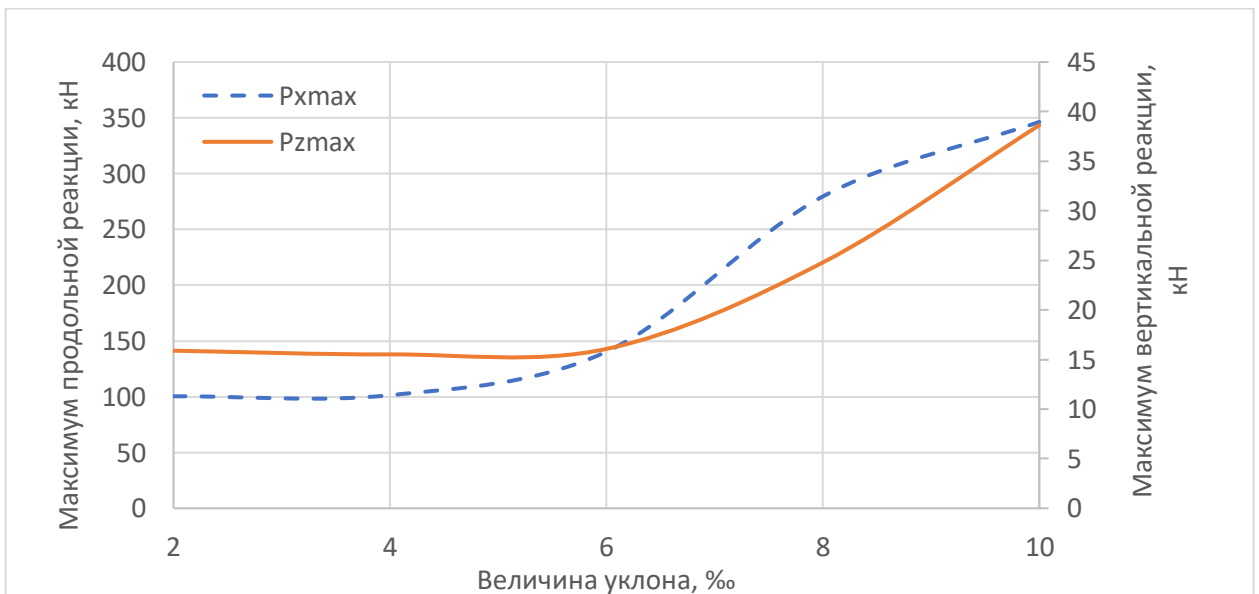


Рисунок 5.4 – Зависимость составляющих межвагонной реакции для режима ЭПТ при разных уклонах (состав полувагонов, профиль с низиной)

Из графиков следует, что увеличение скорости распространения тормозной волны позволяет значительно снизить составляющие межвагонных реакций. С увеличением уклона значения составляющих межвагонных реакций увеличиваются. Наиболее неблагоприятный режим достигается при значении уклона в 10 ‰. Наиболее благоприятными являются условия торможения при использовании ЭПТ. Более подробный график составляющих межвагонной реакции для отдельного опыта приведён на рисунке 5.5.

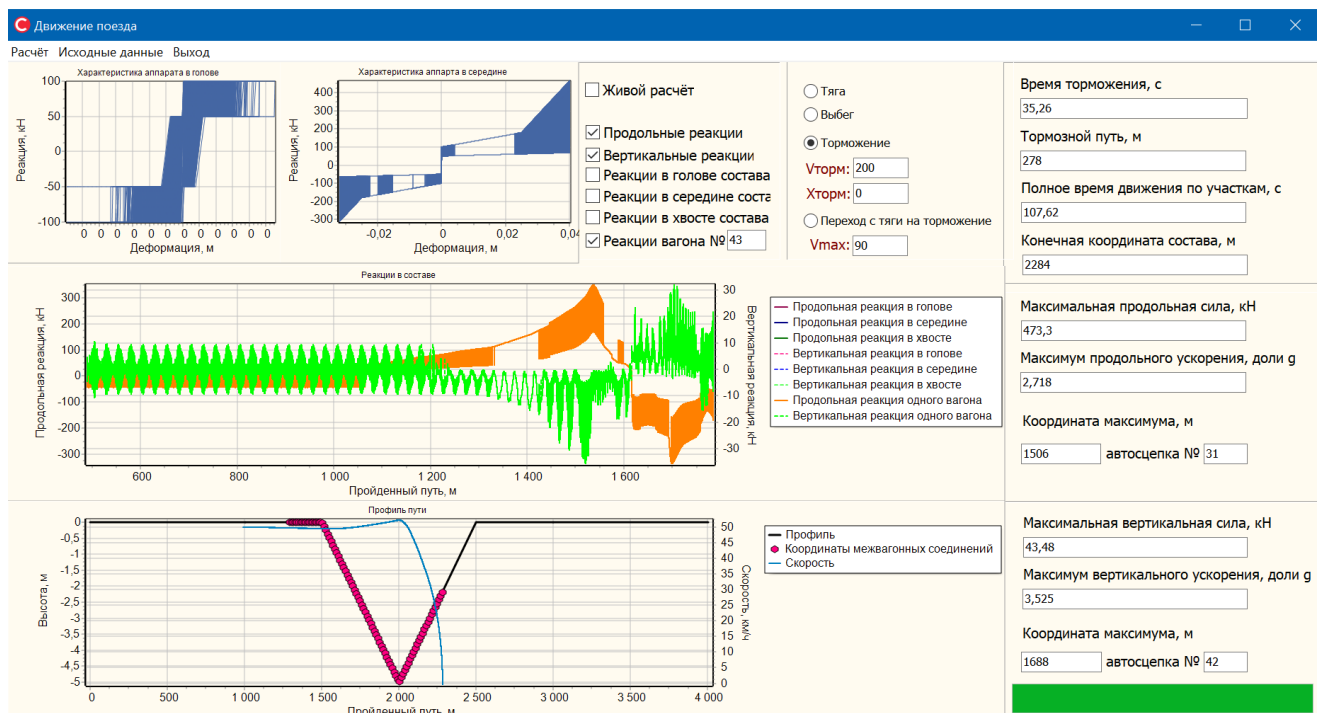


Рисунок 5.5 – Подробные результаты единичного опыта по торможению состава на перегоне (состав полувагонов, профиль с низиной)

Далее построим гистограмму распределения координат максимумов вертикальной и горизонтальной составляющих межвагонной реакции. (рисунок 5.6). Из рисунка следует, что в основном максимумы продольных реакций достигались в месте перехода с прямого участка пути на спуск. Максимумы вертикальных реакций достигались в середине спуска и на отметке 2003 м. Построим также гистограмму распределения номеров межвагонных соединений, в которых достигались силовые максимумы (рисунок 5.7).



Рисунок 5.6 – Гистограмма координат максимумов составляющих межвагонной реакции с фрагментом профиля пути (состав полувагонов, профиль с низиной)

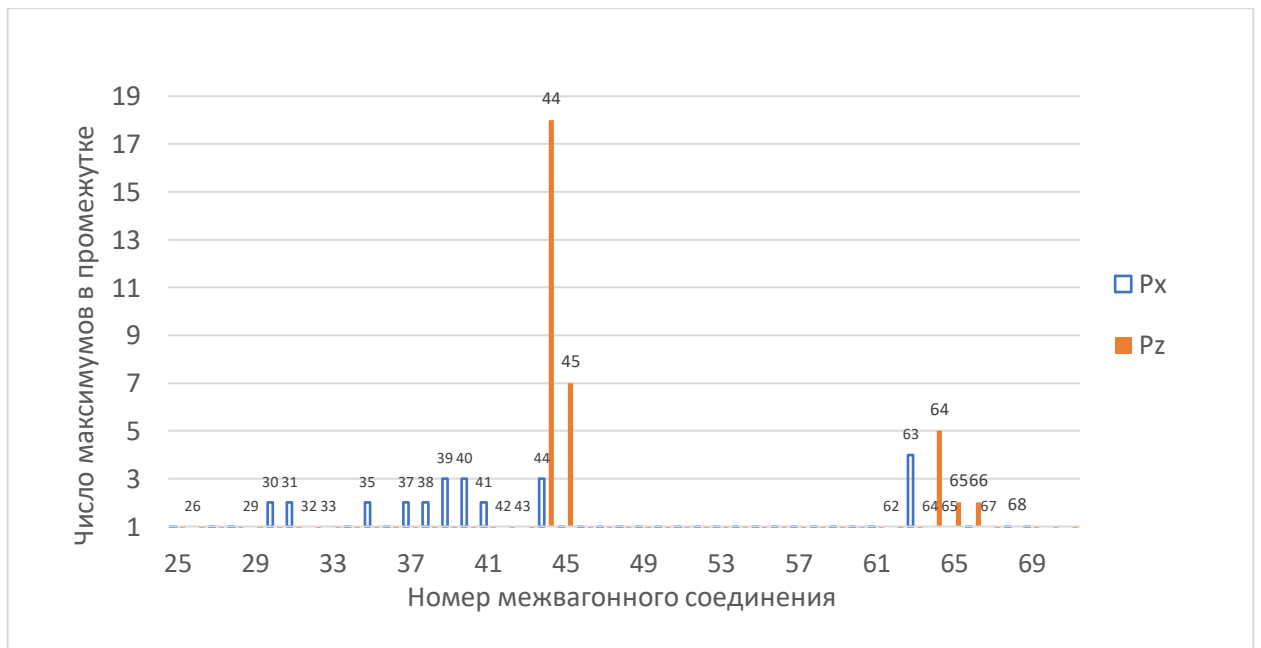


Рисунок 5.7 – Гистограмма межвагонных соединений, характеризующихся силовыми максимумами (состав полувагонов, профиль с низиной)

Отметим, что для продольной составляющей межвагонной реакции не удаётся выделить характерный номер соединения, в то время как для вертикальной реакции 18 случаев выпали на 44 номер сцепки, что соответствует головной автосцепке порожней платформы. Часть максимумов была зафиксирована в первой трети состава, что соответствует моменту прохода по перелому профиля. В заключении анализа данной группы опытов построим зависимости тормозного пути и времени торможения от скорости распространения тормозной волны при различных значениях уклона профиля (рисунки 5.8 - 5.10).

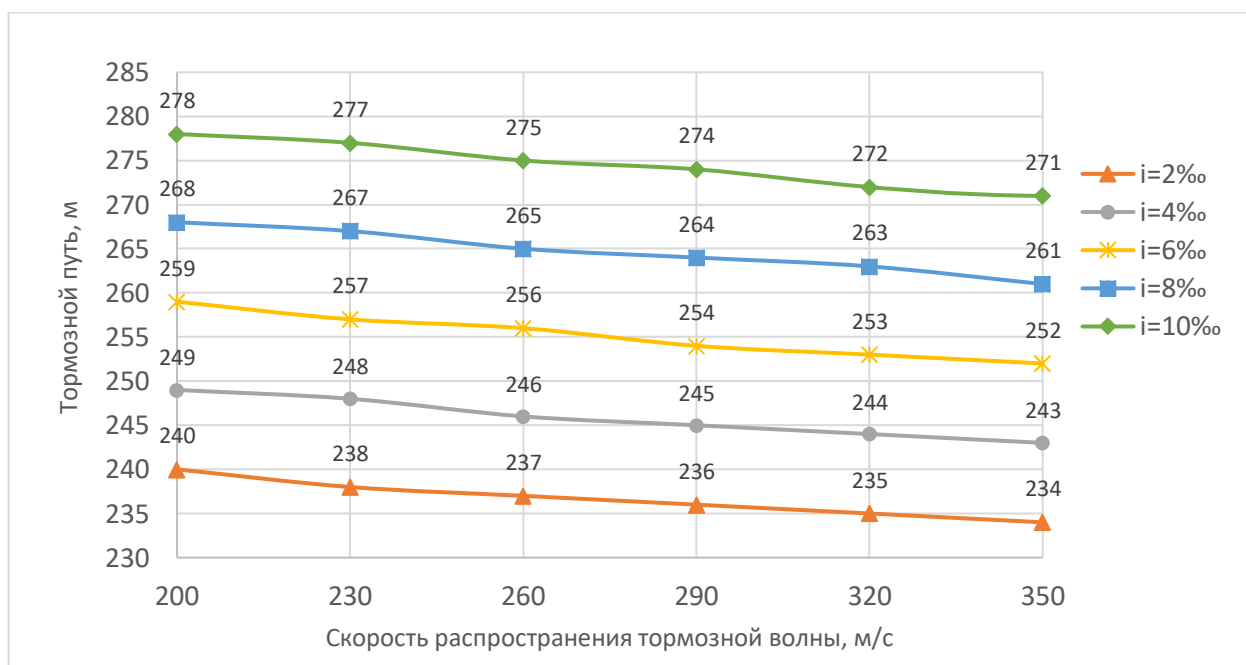


Рисунок 5.8 – Зависимость тормозного пути состава от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав полувагонов, профиль с низиной)

Из приведённых графиков следует, что тормозной путь и время торможения меняются незначительно в зависимости от уклона и от скорости распространения тормозной волны. Изменения не превышают 5 % для всех случаев. Наиболее благоприятным режимом, как и в случае с результатами силовых показателей процесса, является торможение с применением ЭПТ.

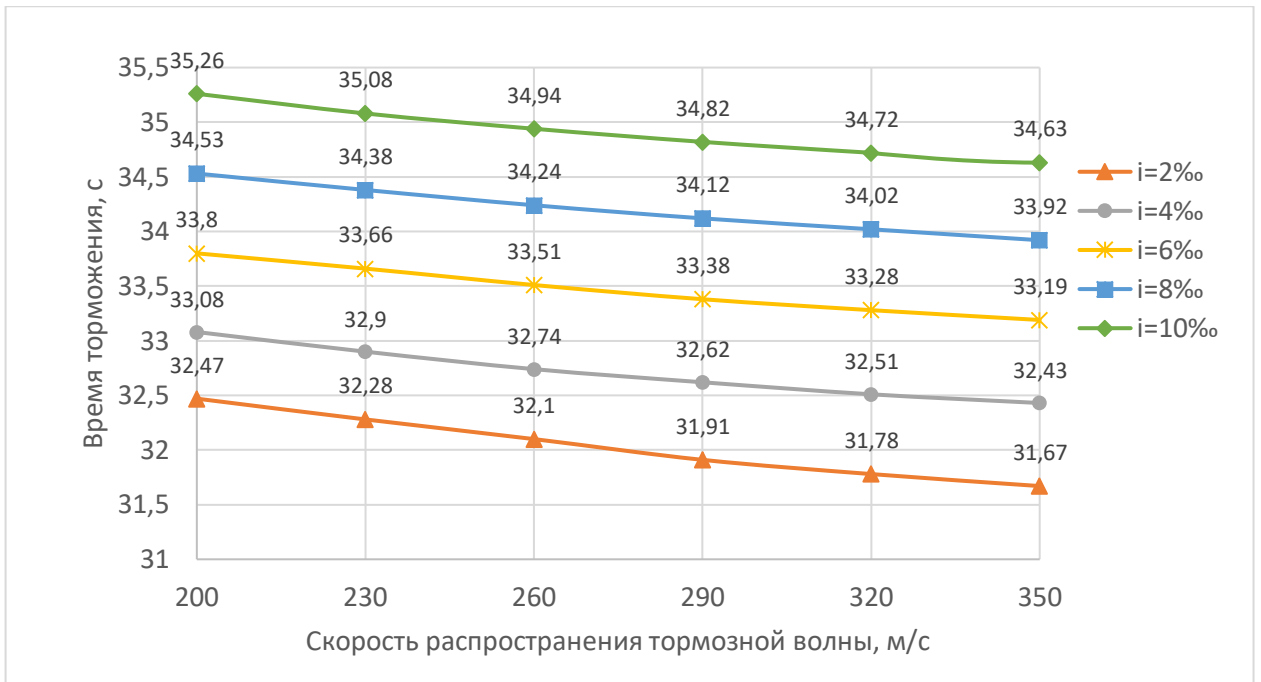


Рисунок 5.9 – Зависимость времени торможения состава от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав полувагонов, профиль с низиной)

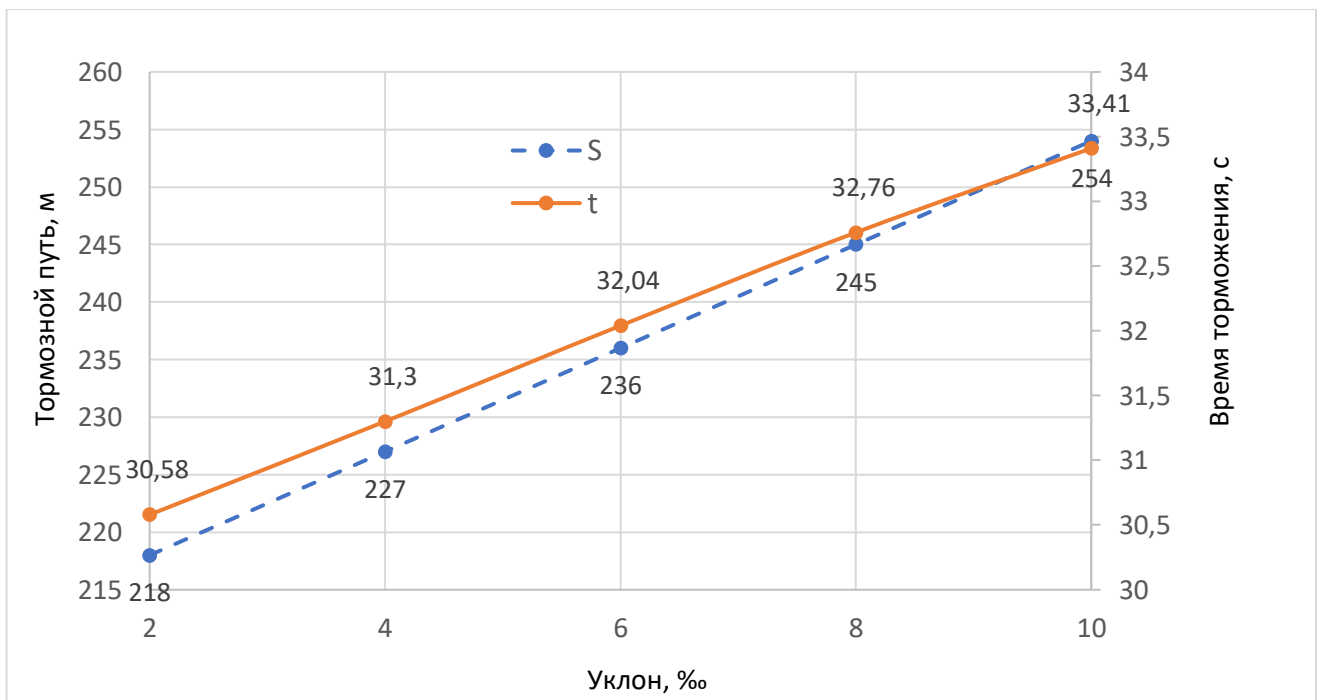


Рисунок 5.10 – Зависимость тормозного пути и времени торможения состава от величины уклона при ЭПТ (состав полувагонов, профиль с низиной)

5.1.2 Профиль с возвышенностью

Вид профиля приведен на рисунке 5.11. Все параметры участков пути аналогичны предыдущему разделу за исключением того, что в данном случае подъем расположен в начале пути, а спуск после подъема.

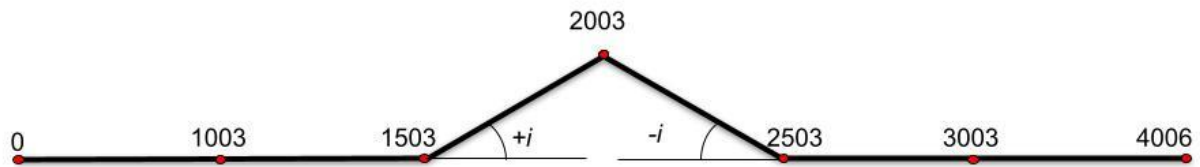


Рисунок 5.11 – Профиль пути для эксперимента по анализу режима торможения для состава полувагонов с порожней платформой (возвышенность)

Результаты эксперимента приведены в приложении Б, в таблице Б.2. Аналогично предыдущему разделу выполним построение графиков по полученным данным. Зависимость максимумов продольной составляющей межвагонной реакции в составе от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах приведена на рисунке 5.12.

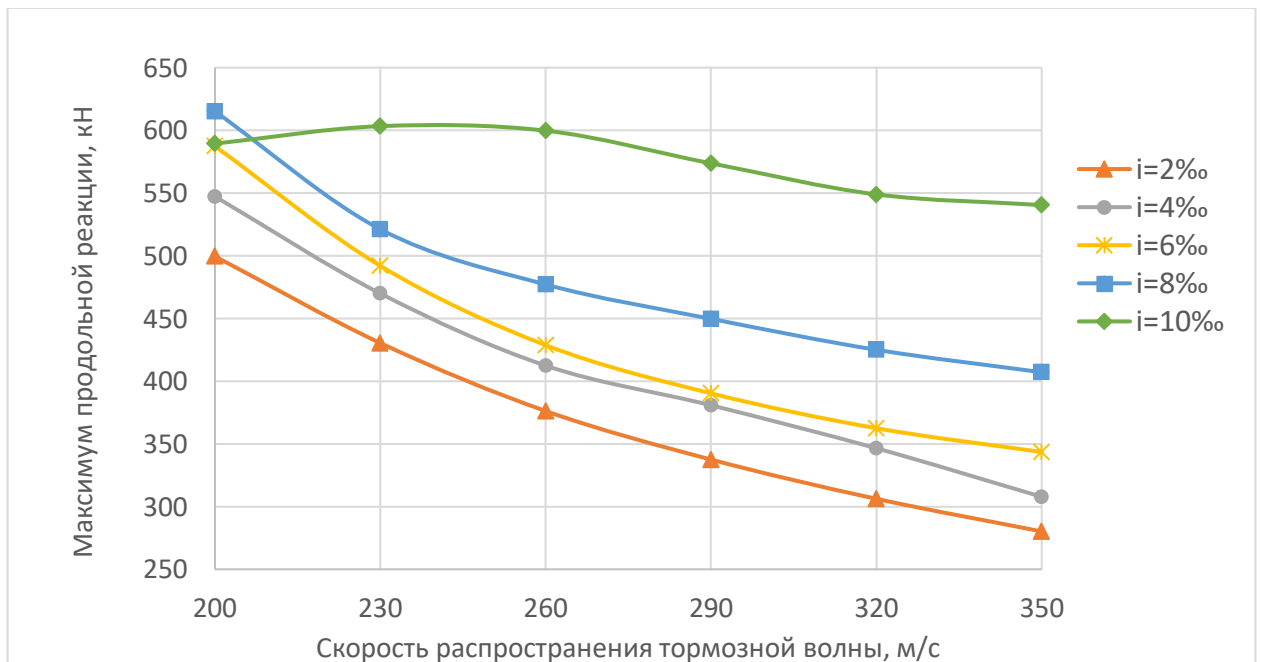


Рисунок 5.12 – Зависимость максимумов продольной составляющей межвагонной реакции в составе от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав полувагонов, профиль с возвышенностью)

Зависимость максимумов вертикальной составляющей межвагонной реакции в составе от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах приведена на рисунке 5.13. Отдельно построим зависимость составляющих межвагонной реакции для режима ЭПТ (рисунок 5.14).

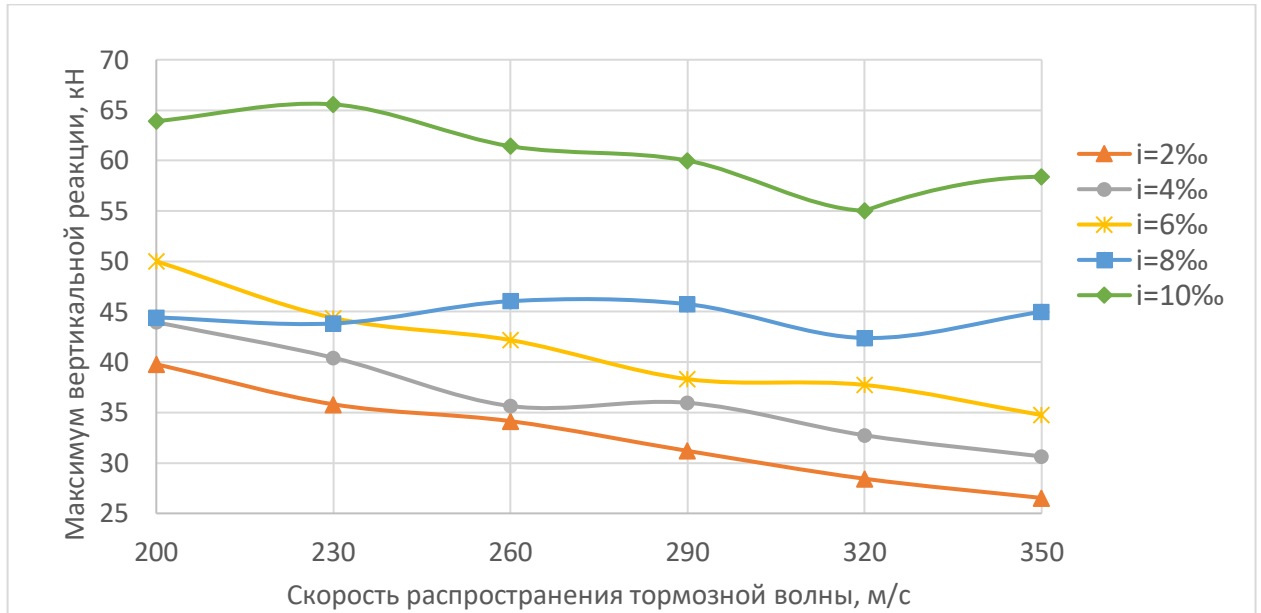


Рисунок 5.13 – Зависимость максимумов вертикальной составляющей межвагонной реакции в составе от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав полувагонов, профиль с возвышенностью)

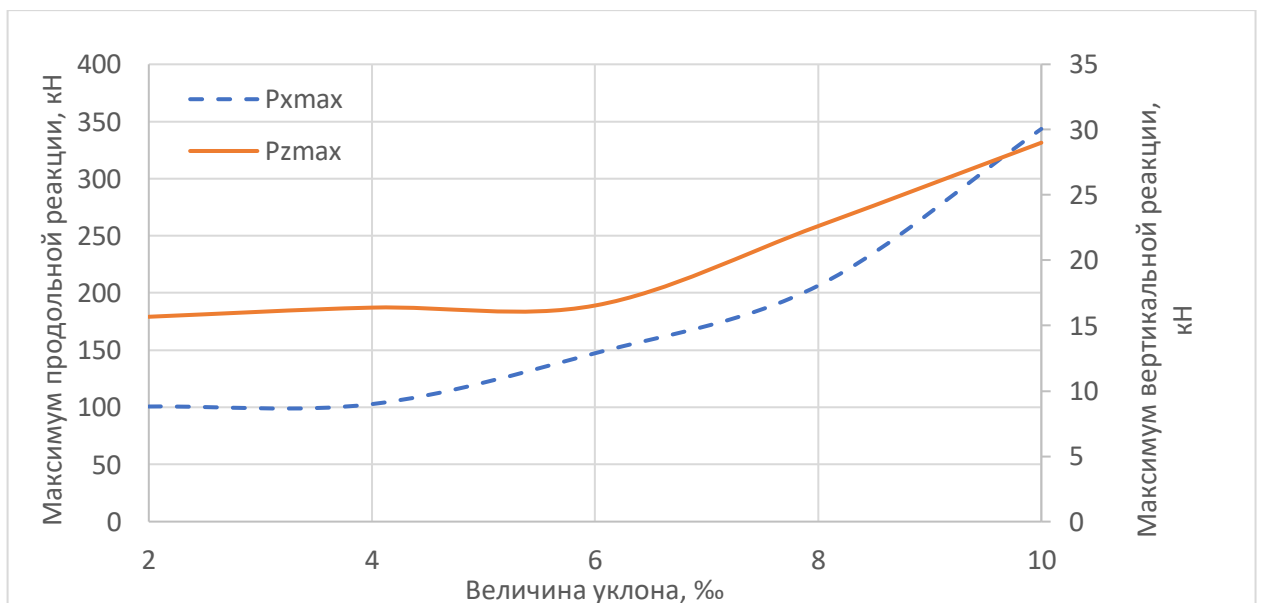


Рисунок 5.14 – Зависимость составляющих межвагонной реакции для режима ЭПТ при разных уклонах (состав полувагонов, профиль с возвышенностью)

Можно заметить, что составляющие реакции для случая с возвышенностью численно больше, чем для опытов с остановкой состава в низине. Характер зависимостей сохраняется – с увеличением скорости распространения тормозной волны реакции уменьшаются. Отметим также, что продольная составляющая межвагонной реакции для пути, значение уклона профиля которого равно 10 % снижается менее интенсивно. При этом для других значений уклона характер снижения реакции при увеличении скорости распространения тормозной волны одинаков. Приведём более подробный график составляющих межвагонной реакции (рисунок 5.15).

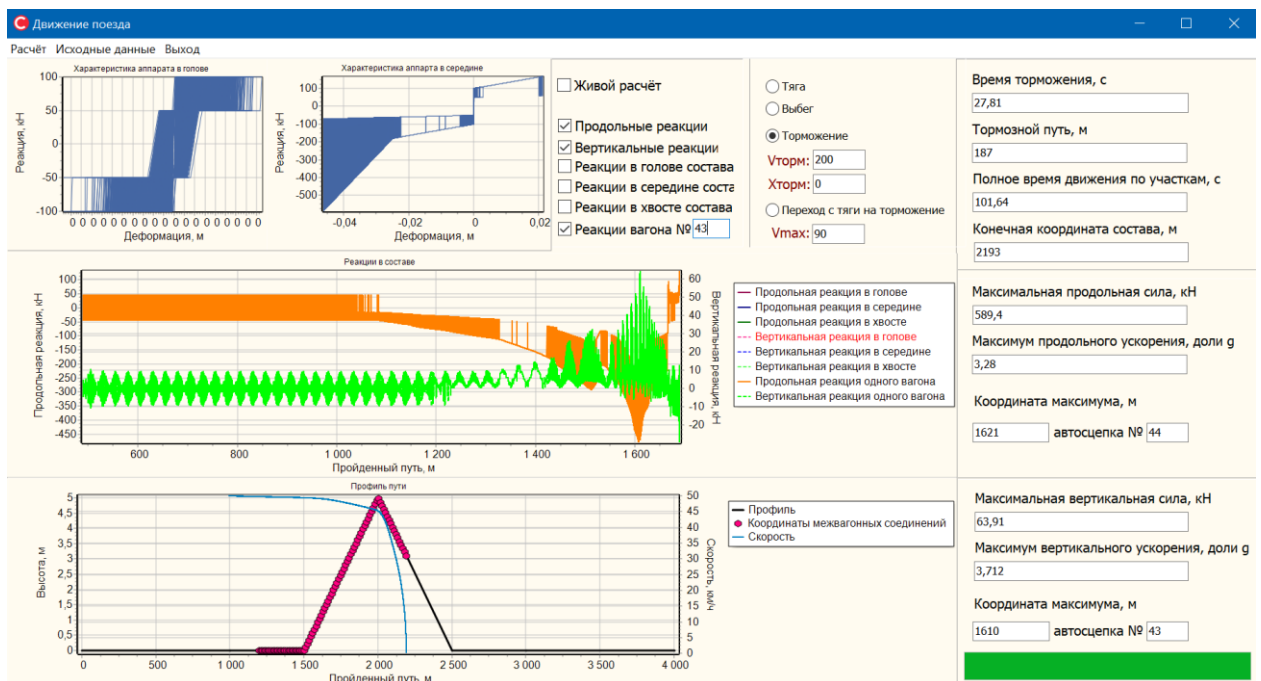


Рисунок 5.15 – Подробные результаты единичного опыта по торможению состава на перегоне (состав полувагонов, профиль с возвышенностью)

Далее построим гистограмму распределения координат максимумов вертикальной и горизонтальной составляющих межвагонной реакции. (рисунок 5.16). Из рисунка следует, что в большинстве случаев максимумы продольных реакций достигались в точке перелома профиля и начале подъёма. Отметим, что точки расположились плотнее, чем в предыдущем случае. Построим также гистограмму распределения номеров межвагонных соединений, в которых достигались силовые максимумы (рисунок 5.17).

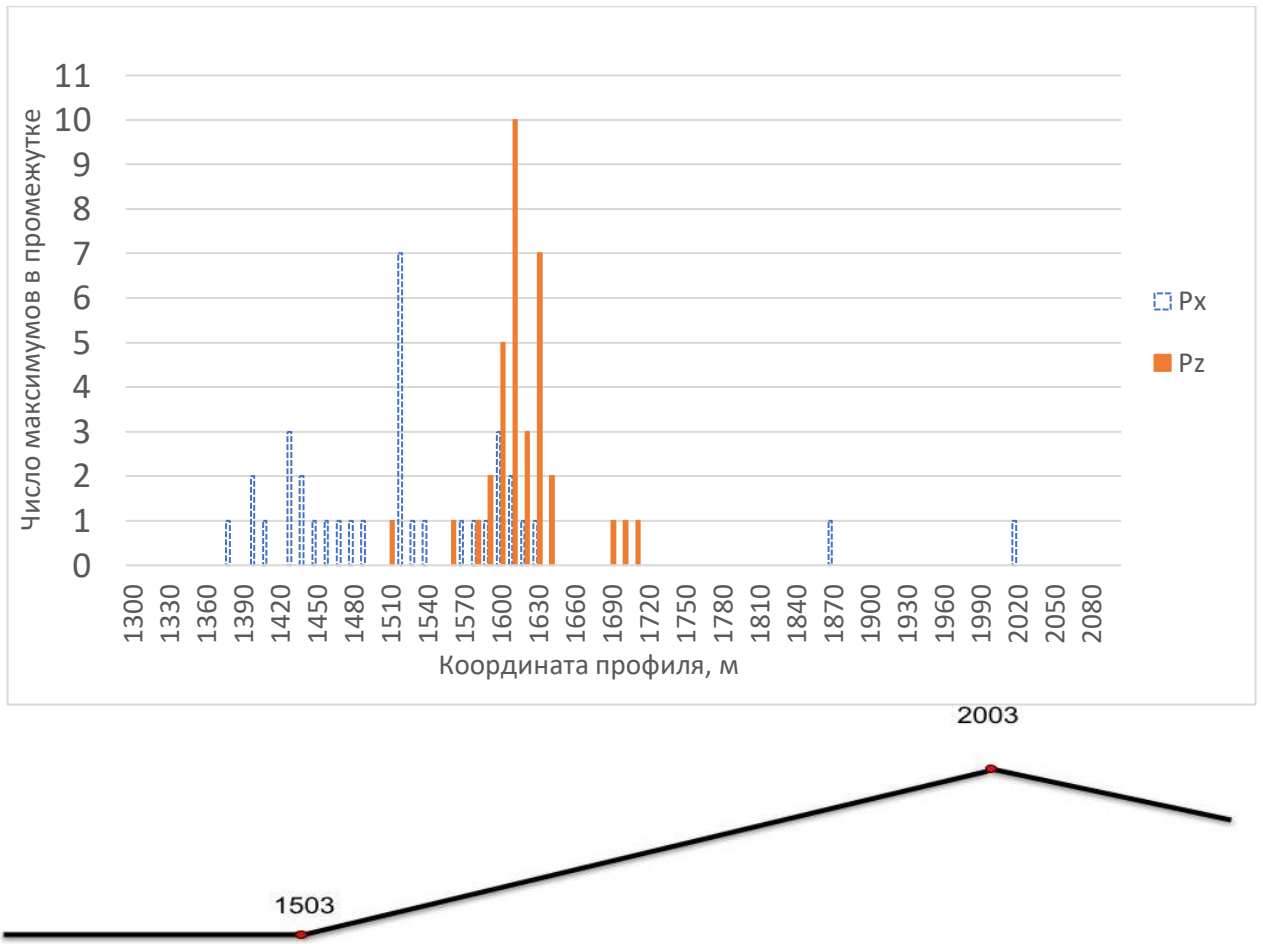


Рисунок 5.16 – Гистограмма координат максимумов составляющих межвагонной реакции с фрагментом профиля пути (состав полувагонов, профиль с возвышенностью)



Рисунок 5.17 – Гистограмма межвагонных соединений, характеризующихся силовыми максимумами (состав полувагонов, профиль с возвышенностью)

Большинство возникших максимумов вертикальной составляющей реакции пришлось на хвостовую автосцепку порожней платформы (значение 43). Кроме того, в данном случае большинство возникших максимумов продольной составляющей реакции пришлось также на порожнюю платформу – на головную автосцепку (значение 44). Далее построим графики, характеризующие кинематические параметры процесса торможения (рисунки 5.18 - 5.20).

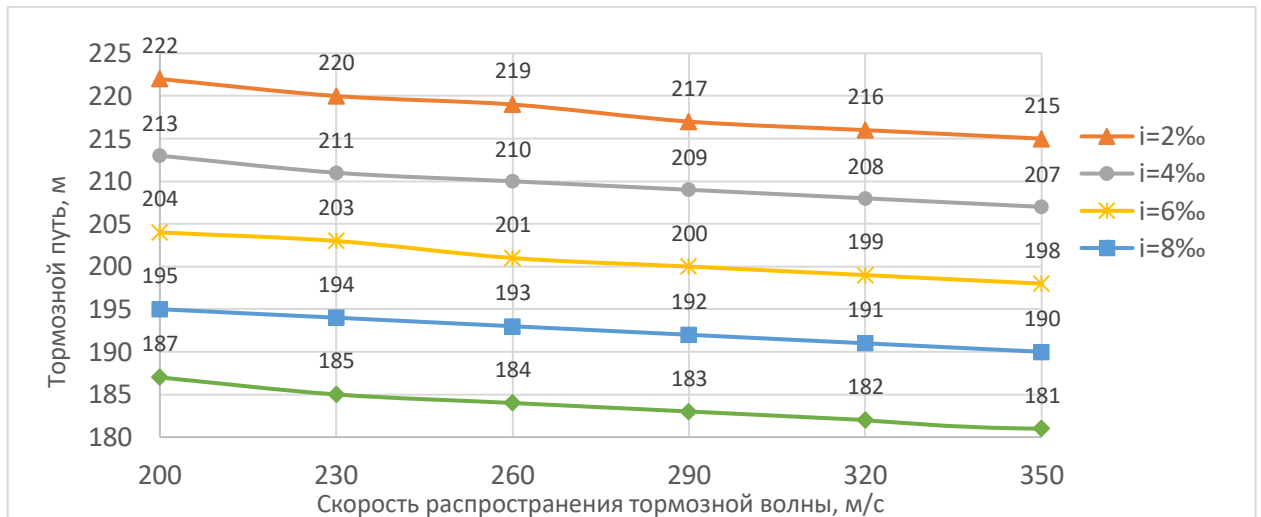


Рисунок 5.18 – Зависимость тормозного пути состава от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав полувагонов, профиль с возвышенностью)

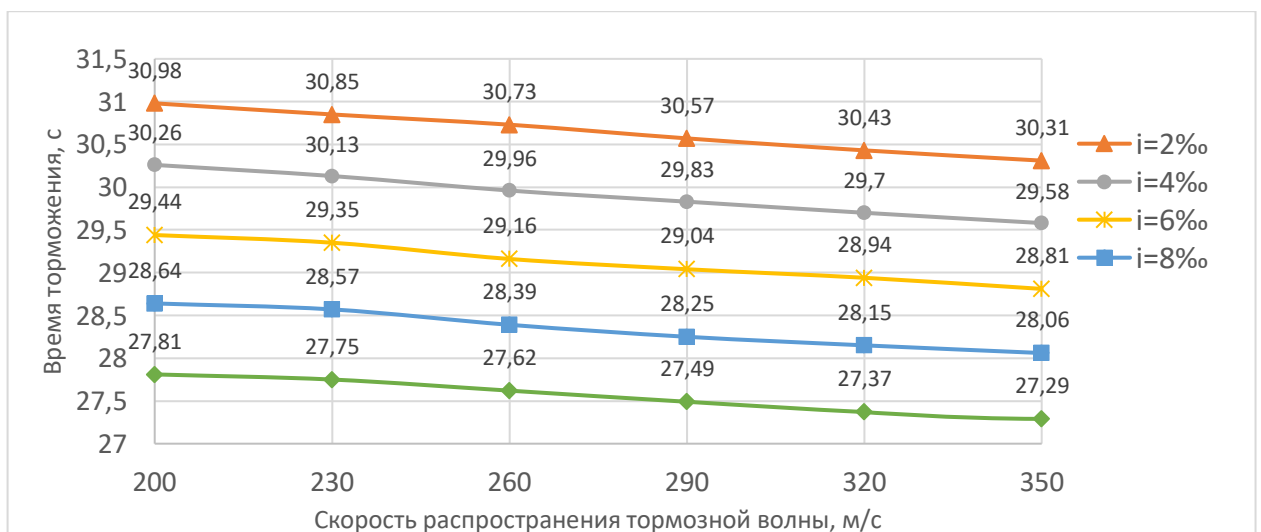


Рисунок 5.19 – Зависимость времени торможения состава от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав полувагонов, профиль с возвышенностью)

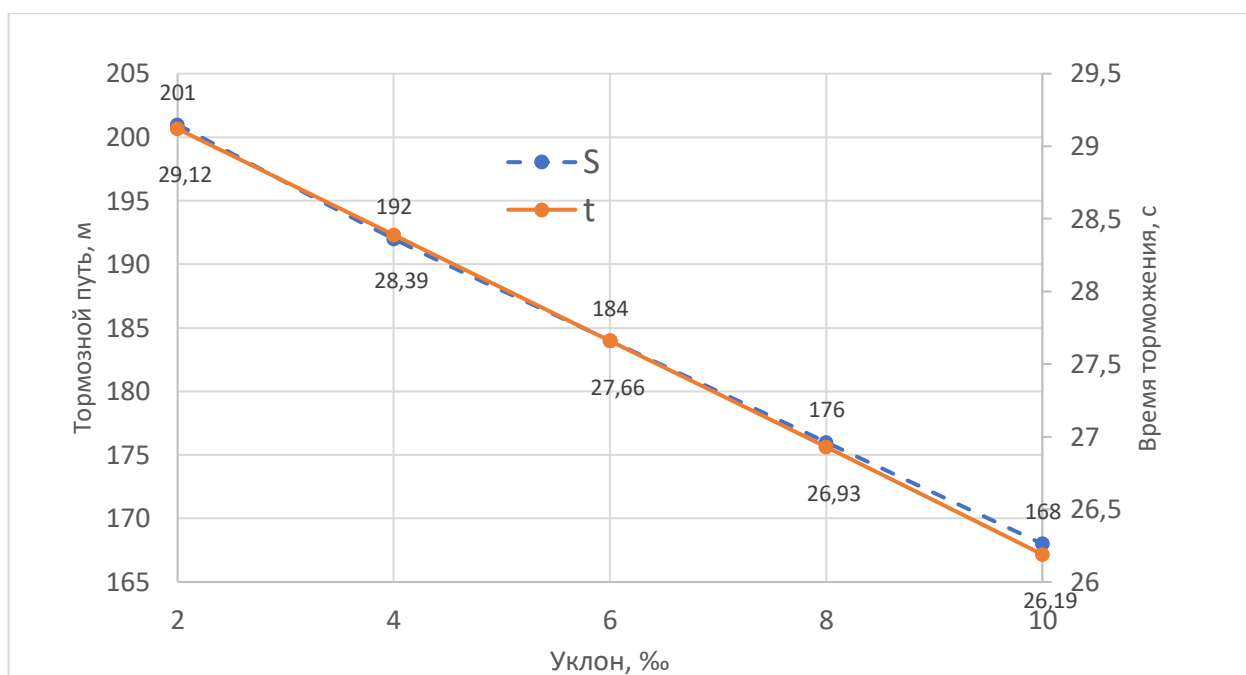


Рисунок 5.20 – Зависимость тормозного пути и времени торможения состава от величины уклона при ЭПТ (состав полувагонов, профиль с возвышенностью)

Из приведённых графиков также следует, что зависимости тормозного пути и времени торможения от скорости распространения тормозной волны имеют слабо выраженный характер. Изменения не превышают 5 % для всех случаев. Отметим, что наибольший тормозной путь и время торможения в данной группе опытов достигается при наименьшем значении уклона перелома профиля, а не при наибольшем, как это было получено в серии опытов предыдущего раздела. Это объясняется тем, что, поскольку в данном случае подъём предшествует спуску, а состав останавливается ранее, чем достигает переломной точки профиля, проекция силы тяжести на горизонтальную ось направлена против движения состава и замедляет его при торможении, а не разгоняет.

5.2 Переходной режим тяга-торможение для состава длиннобазных платформ

Следующая группа опытов посвящена моделированию торможения состава длиннобазных платформ. Прототипом используемой в модели платформы служит платформа модели 13-1281. Такой тип грузовых вагонов получает всё большее

распространение на сети железных дорог Российской Федерации в связи с ростом популярности контейнерных перевозок. Чтобы обеспечить чистоту эксперимента выполним следующие условия:

- длина состава ограничена длиной приёмоотправочных путей большинства станций;
- опции профиля пути аналогичен опциям профиля пути предыдущих разделов;
- скорость торможения, значения скорости распространения тормозной волны и режим торможения одинаковы для данной серии опытов и серии опытов предыдущего раздела;
- в середине состава длиннобазных платформ также располагается одна порожняя единица.

Соблюдение этих условий поможет снизить число возможных факторов и позволит сфокусироваться на анализе процесса для различных конструкций. Исходные параметры процесса торможения для состава длиннобазных платформ представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Параметры состава длиннобазных платформ для опыта с переменным профилем пути для режима торможения.

№ группы	1	2	3
Тип вагона	Длиннобазная платформа	Длиннобазная платформа	Длиннобазная платформа
Загрузка, т	62	0	62
Тара, т	24	24	24
Масса тележки, т	9,6	9,6	9,6
Момент инерции, т·м ²	1000	1000	1000
Высота центра тяжести, м	1,3	1,3	1,3
База, м	19,7	19,7	19,7
Консоль, м	3,01	3,01	3,01
Поглощающий аппарат	Р-5П	Р-5П	Р-5П
Число вагонов в группе	19	1	19
Начальная скорость, км/ч	50		
Режим движения	Торможение		
Масса состава, т	3905		

5.2.1 Профиль с низиной

Вид профиля приведён на рисунке 5.21.

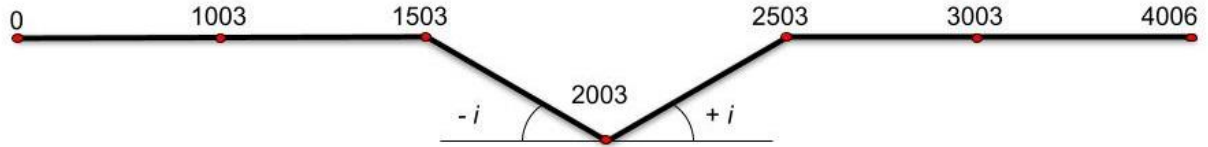


Рисунок 5.21 – Профиль пути для эксперимента по анализу режима торможения для состава полувагонов с порожней платформой (низина)

Подробные результаты текущей серии экспериментов приведены в таблице Б.3 приложения Б. Проведём обработку полученных данных путём их графической интерпретации. Графики составляющих межвагонной реакции приведены на рисунках 5.22 - 5.24.

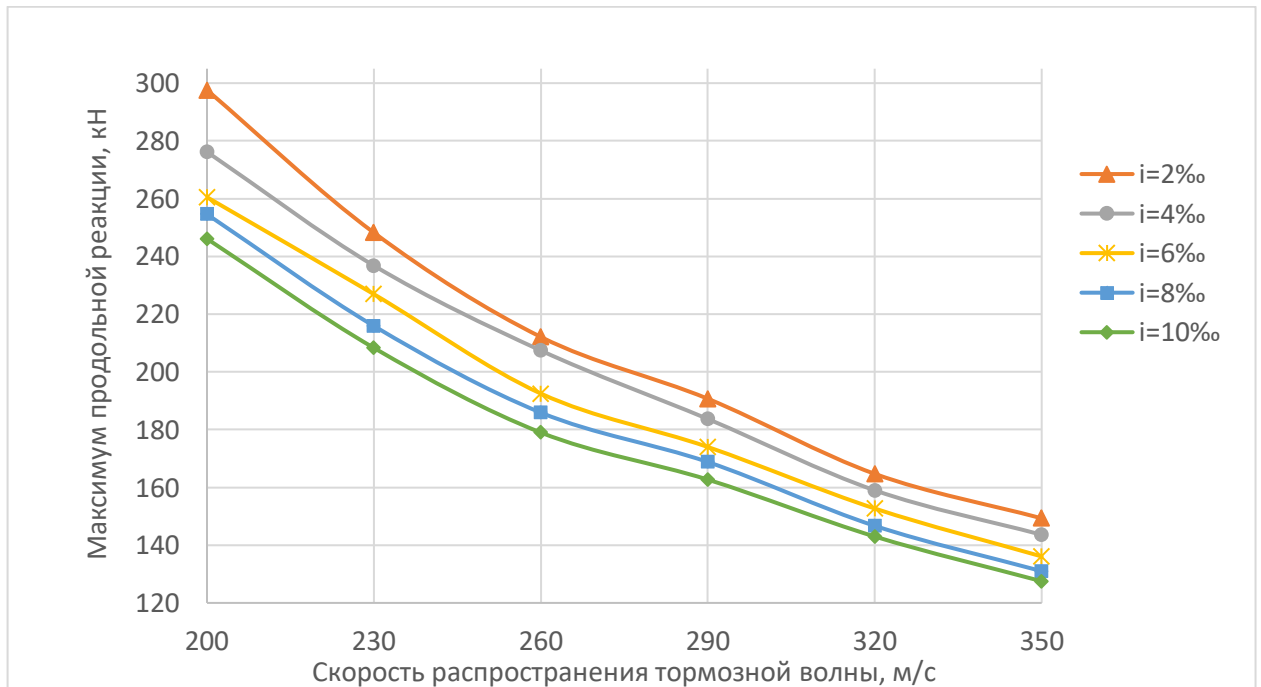


Рисунок 5.22 – Зависимость максимумов продольной составляющей межвагонной реакции в составе от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав длиннобазных платформ, профиль с низиной)

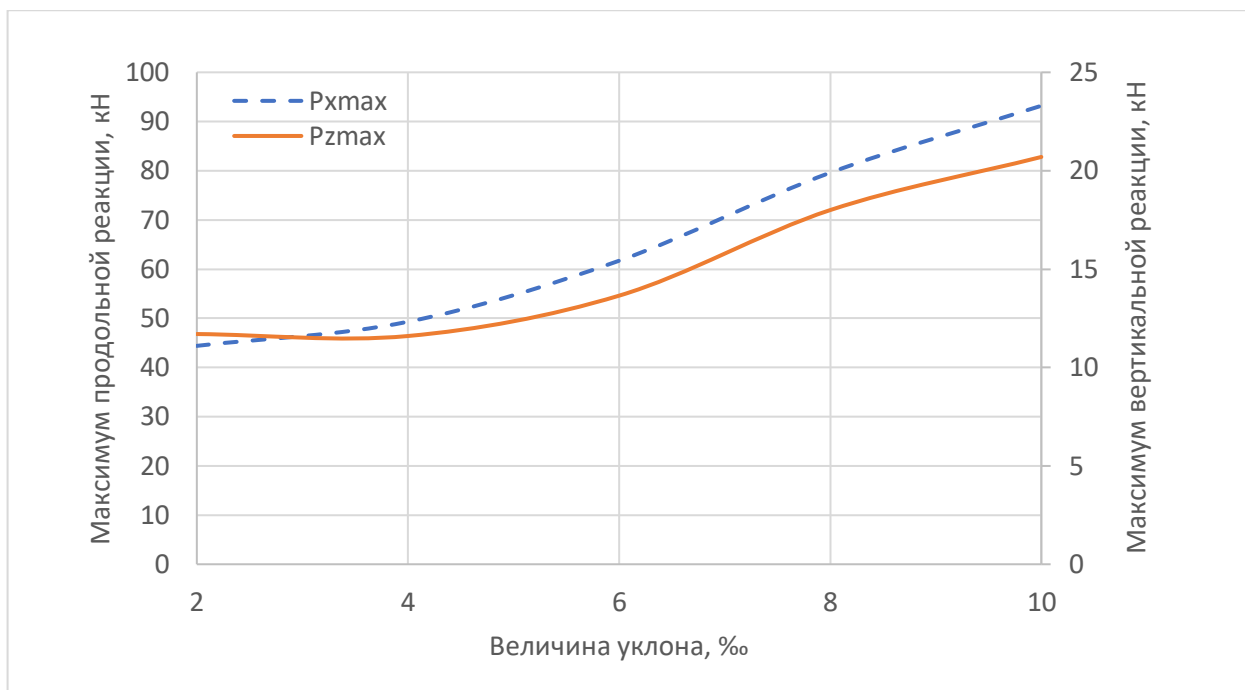


Рисунок 5.23 – Зависимость составляющих межвагонной реакции для режима ЭПТ при разных уклонах (состав длиннобазных платформ, профиль с низиной)

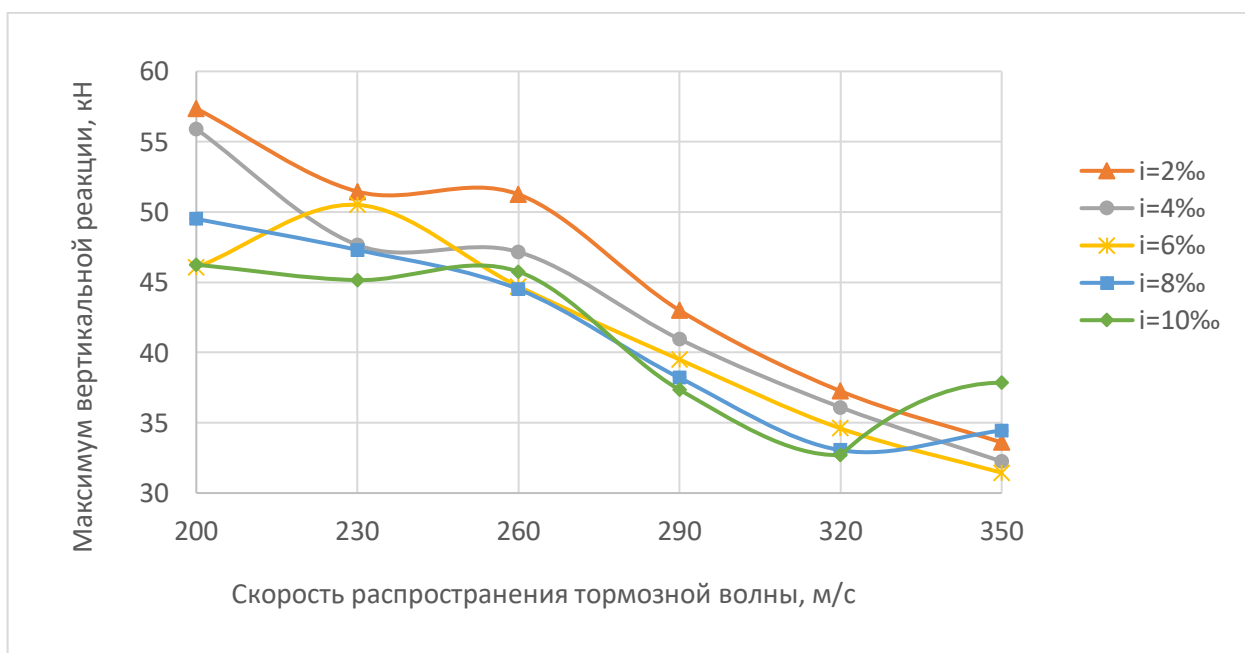


Рисунок 5.24 – Зависимость максимумов вертикальной составляющей межвагонной реакции в составе от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав длиннобазных платформ, профиль с низиной)

Несмотря на то, что масса состава длиннобазных платформ вдвое меньше, чем масса состава полувагонов, вертикальная составляющая межвагонной реакции

принимает большие значения. Также характер уменьшения межвагонных реакций с увеличением скорости распространения тормозной волны более выражен (реакции падают сильнее, чем отражено в результатах опытов для состава полувагонов). При этом продольная составляющая межвагонной реакции в этом случае меньше. Детальный график зависимостей составляющих межвагонной реакции приведён на рисунке 5.25.

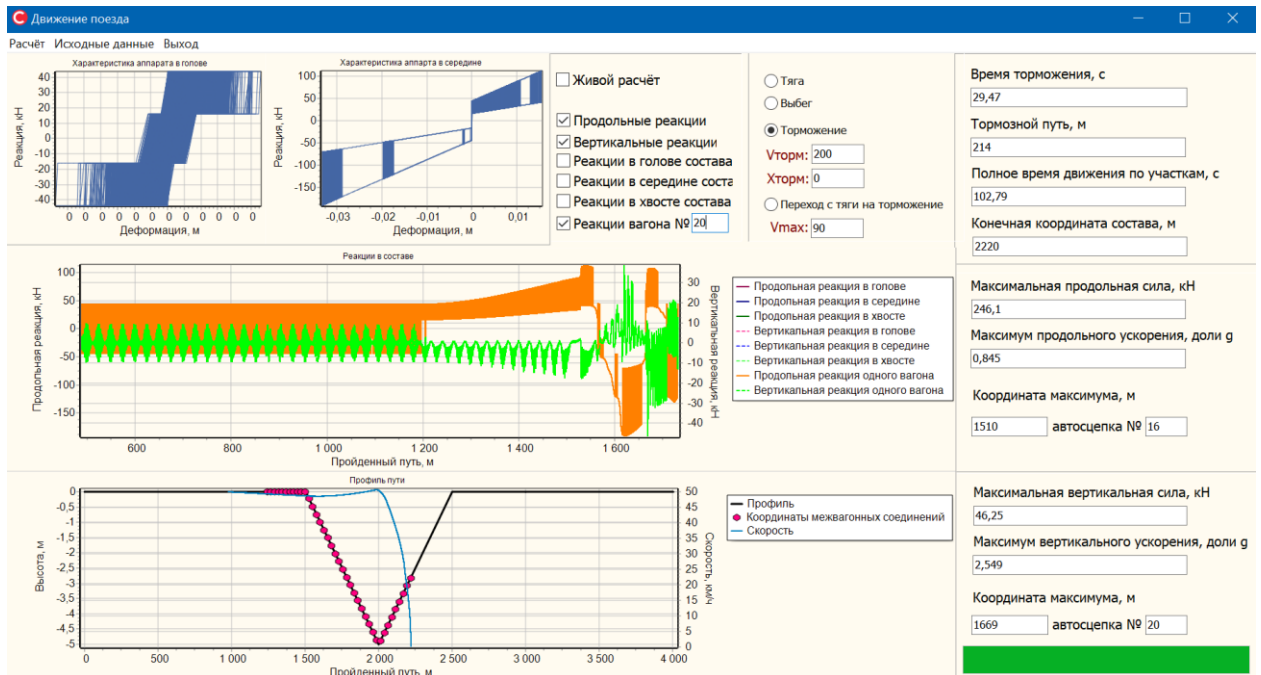


Рисунок 5.25 – Подробные результаты единичного опыта по торможению состава на перегоне (состав длиннобазных платформ, профиль с низиной)

Далее построим гистограмму распределения координат максимумов составляющих межвагонной реакции. (рисунок 5.16). Из результатов следует, что перелом профиля по-прежнему является точкой, в которой возникают наибольшие межвагонные реакции. Далее построим гистограмму распределения номеров межвагонных соединений, в которых достигались силовые максимумы (рисунок 5.27). Отметим, что, как и в опытах с составом полувагонов, большинство возникших максимумов вертикальной составляющей реакции пришлось на хвостовую автосцепку порожней платформы (значение 19). Кроме того, в данном случае большинство возникших максимумов продольной составляющей реакции пришлось также на порожнюю платформу (значение 20). Перейдём к построению графиков времени торможения и тормозного пути (рисунки 5.28 - 5.30).

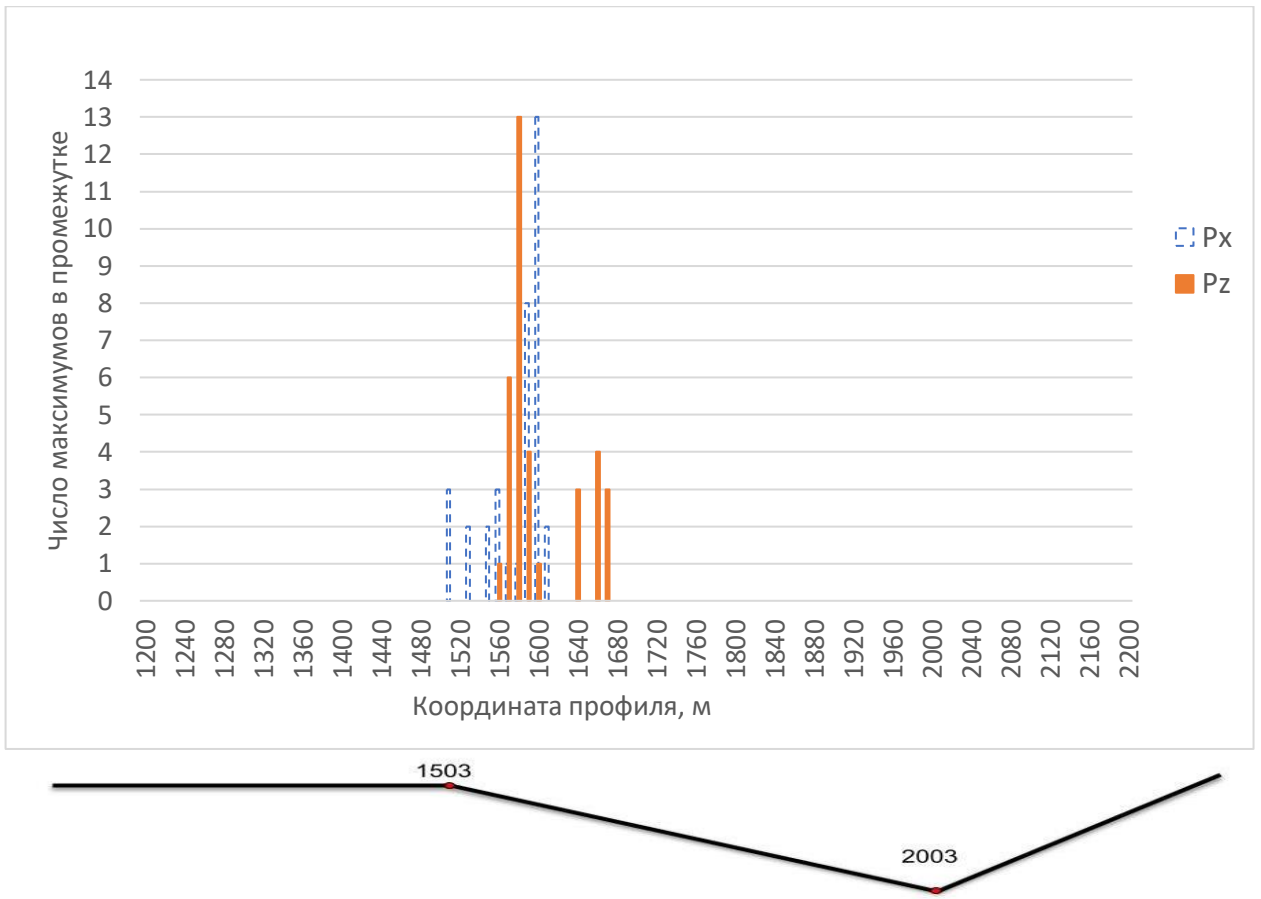


Рисунок 5.26 – Гистограмма координат максимумов составляющих межвагонной реакции с фрагментом профиля пути (состав длиннобазных платформ, профиль с низиной)

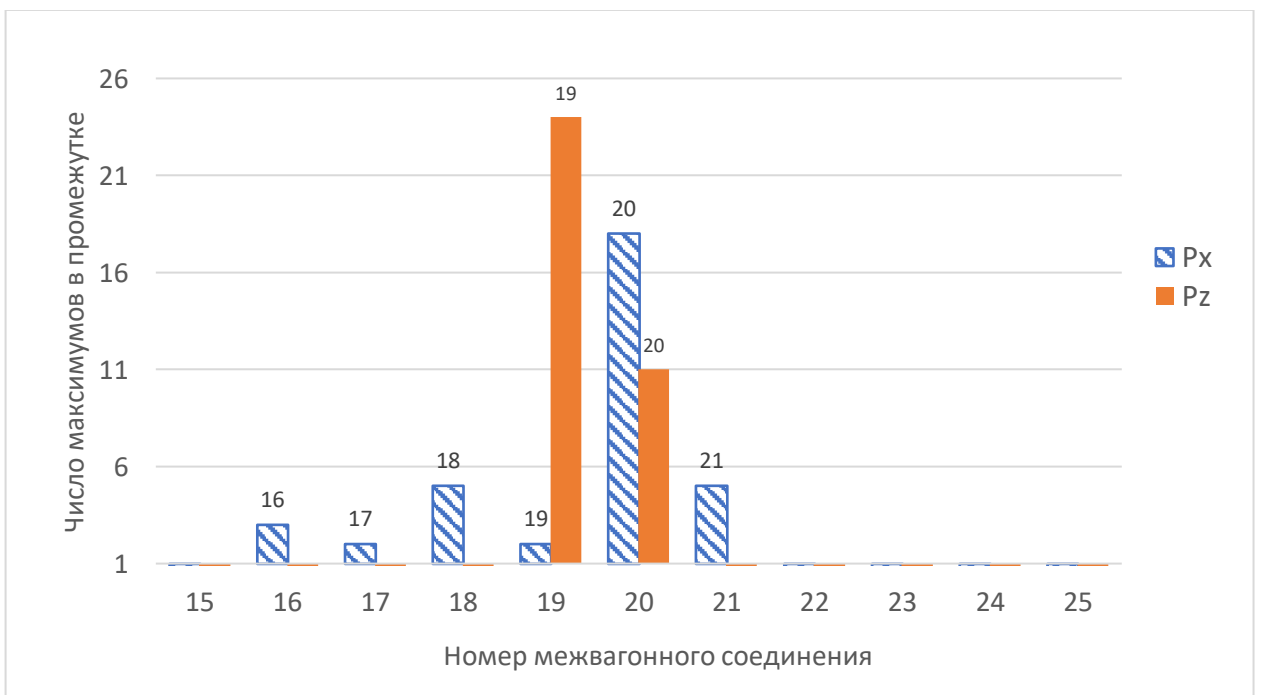


Рисунок 5.27 – Гистограмма межвагонных соединений, характеризующихся силовыми максимумами (состав длиннобазных платформ, профиль с низиной)

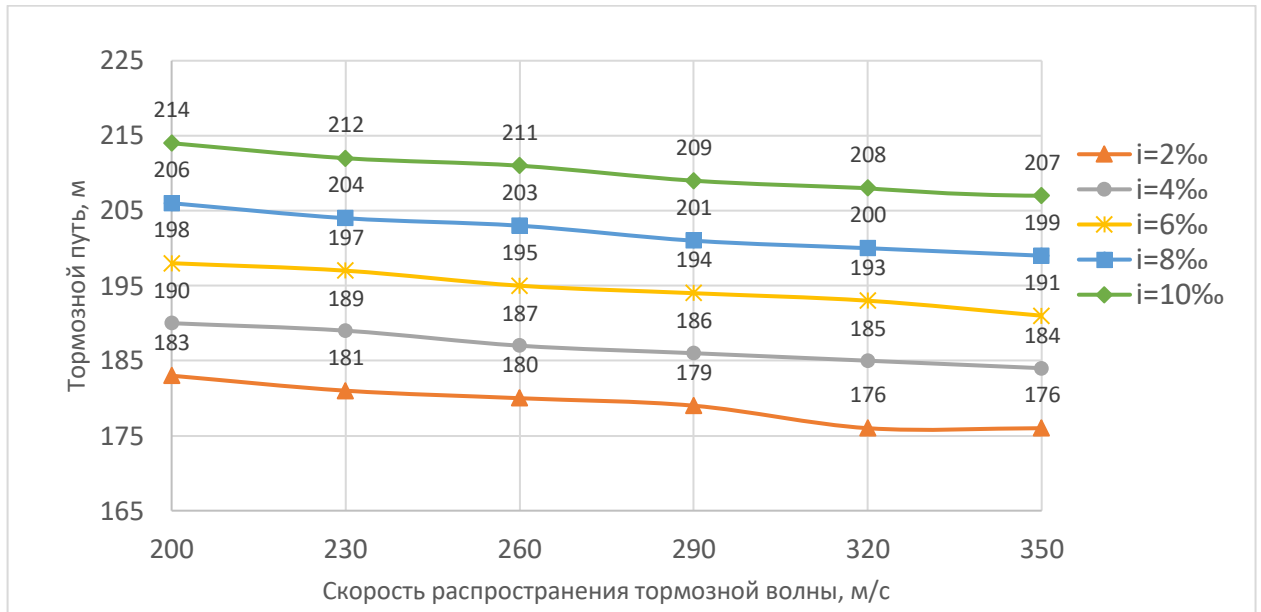


Рисунок 5.28 – Зависимость тормозного пути состава от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав длиннобазных платформ, профиль с низиной)

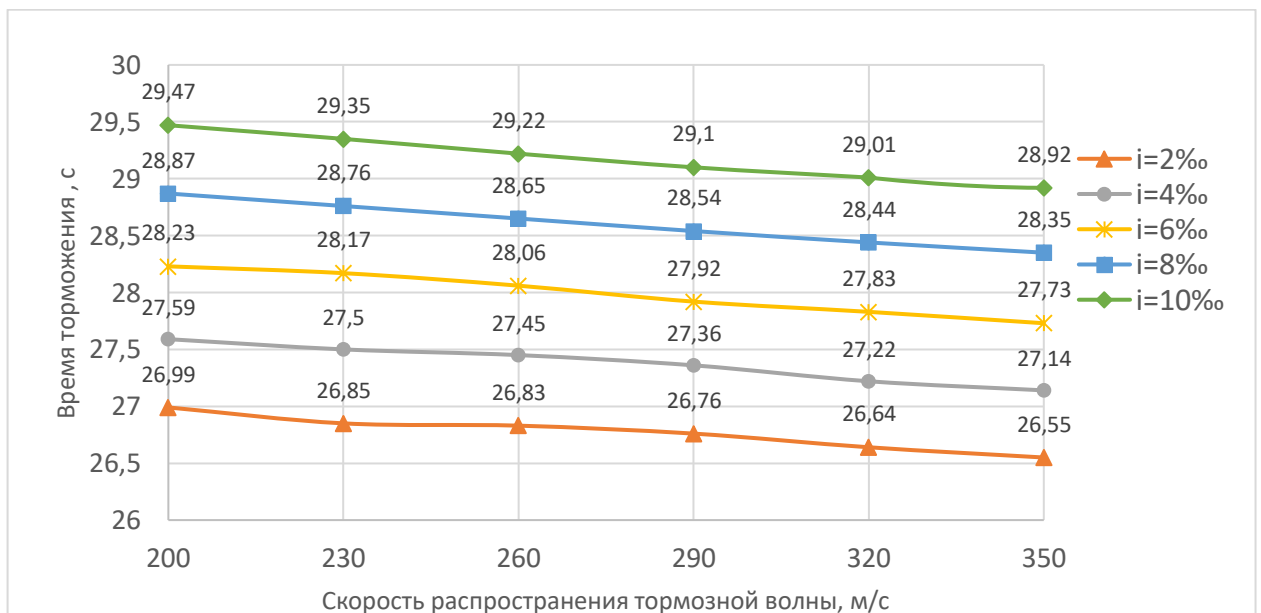


Рисунок 5.29 – Зависимость времени торможения состава от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав длиннобазных платформ, профиль с низиной)

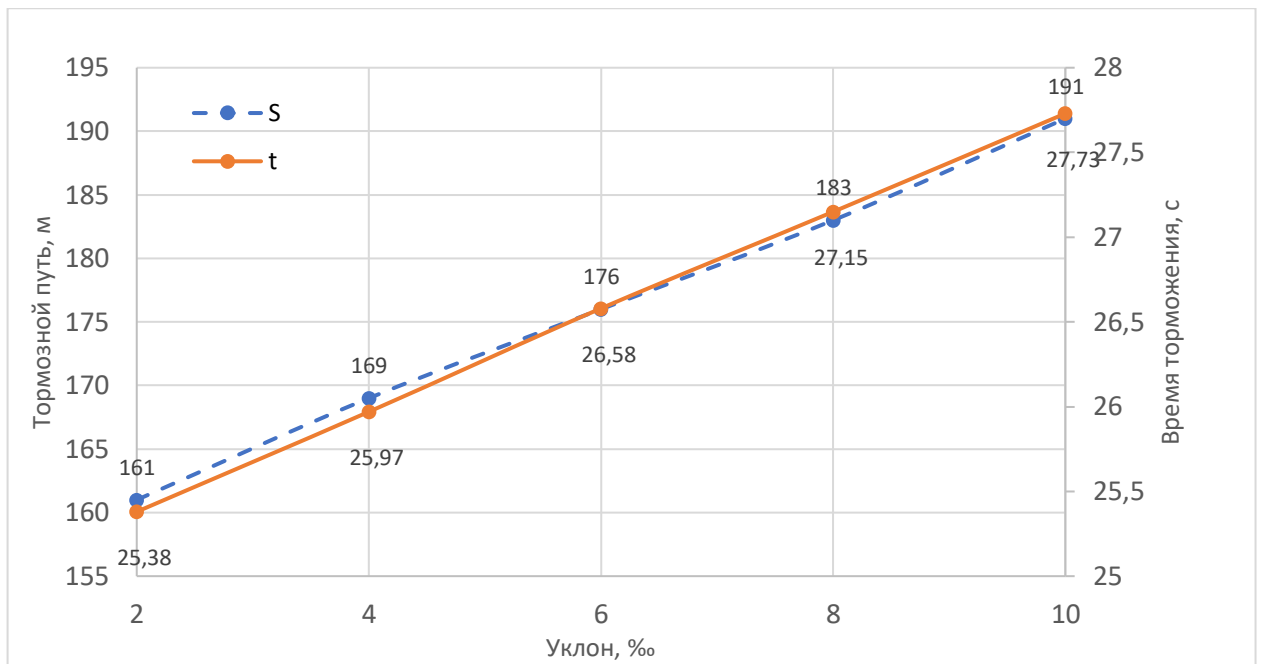


Рисунок 5.30 – Зависимость тормозного пути и времени торможения состава от величины уклона при ЭПТ (состав длиннобазных платформ, профиль с низиной)

Характер зависимостей аналогичен случаю торможения состава полувагонов на профиле с низиной и мало зависит от скорости распространения тормозной волны.

5.2.2 Профиль с возвышенностью

Вид профиля приведён на рисунке 5.31.

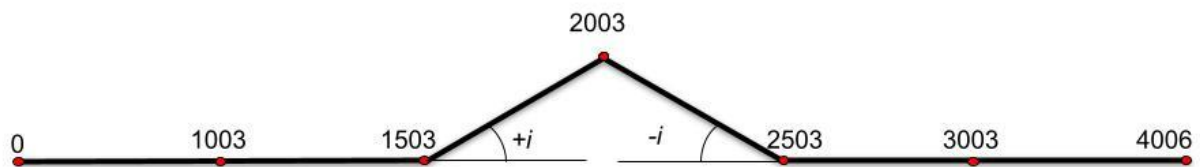


Рисунок 5.31 – Профиль пути для эксперимента по анализу режима торможения для состава длиннобазных платформ (возвышенность)

Подробные результаты текущей серии экспериментов приведены в таблице Б.4 приложения Б. Далее перейдем к графической интерпретации полученных данных. Графики составляющих межвагонных реакций приведены на рисунках 5.32 - 5.34.

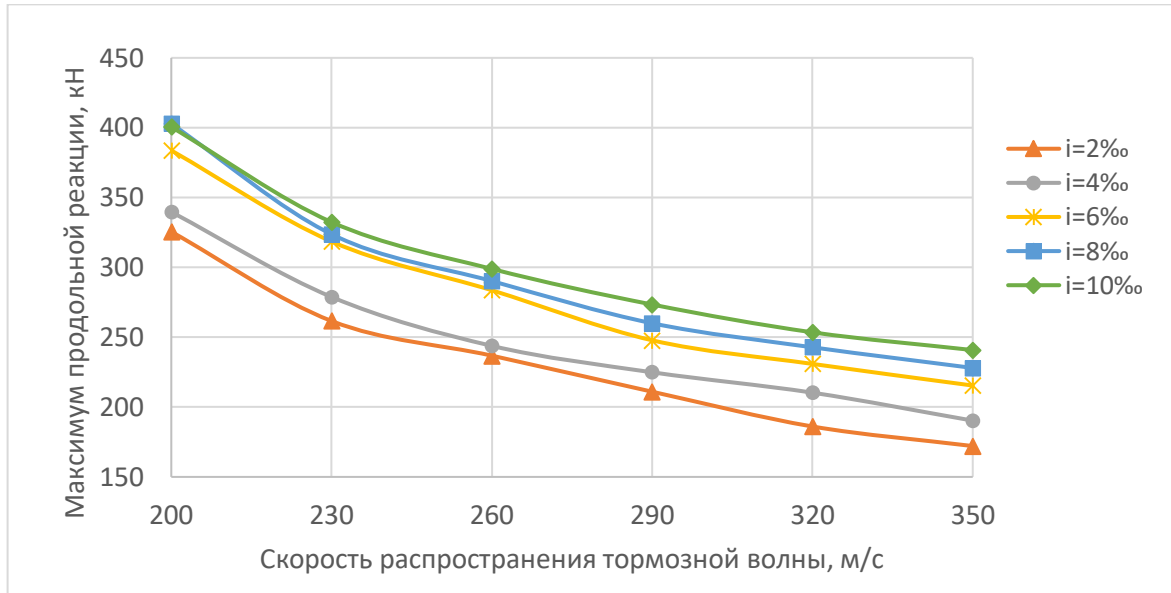


Рисунок 5.32 – Зависимость максимумов продольной составляющей межвагонной реакции в составе от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав длиннобазных платформ, профиль с возвышенностью)

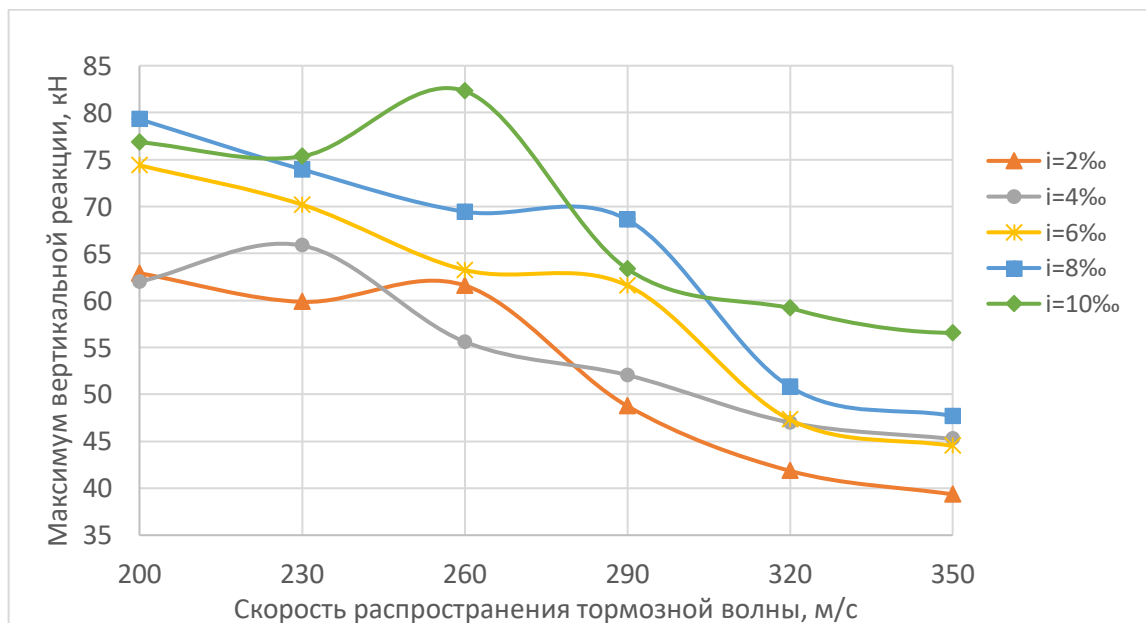


Рисунок 5.33 – Зависимость максимумов вертикальной составляющей межвагонной реакции в составе от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав длиннобазных платформ, профиль с возвышенностью)

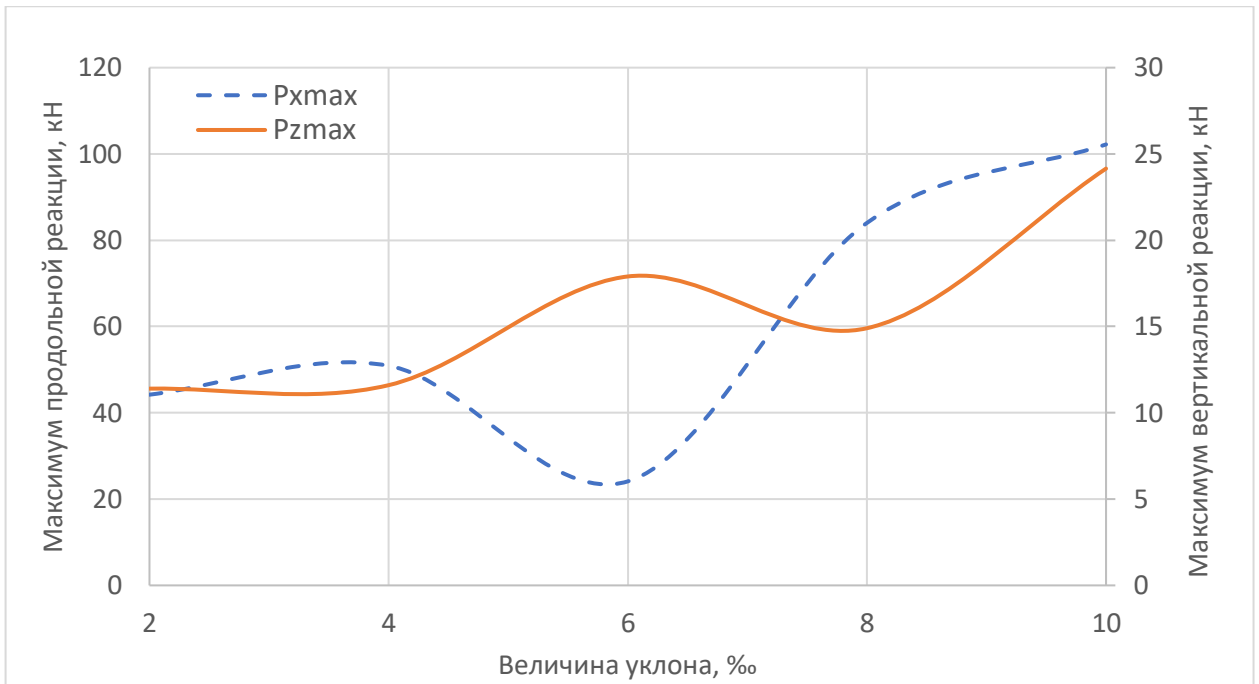


Рисунок 5.34 – Зависимость составляющих межвагонной реакции для режима ЭПТ при разных уклонах (состав длиннобазных платформ, профиль с возвышенностью)

Отметим, что для данной группы опытов значения межвагонных реакций выше, чем в случае с торможением состава длиннобазных платформ на участке с низиной. Особенно высокие значения принимает вертикальная составляющая межвагонной реакции. При неблагоприятном стечении обстоятельств указанное может служить причиной выкатки тележки из-под кузова порожней платформы.

Приведём более подробный график составляющих межвагонной реакции (рисунок 5.35). Из подробного графика следует, что максимальные значения вертикальных составляющих межвагонной реакции имеют положительное значение (направлены вверх) и способствуют выжиманию вагона в колее, что является особенно опасным случаем. Далее построим гистограмму распределения координат максимумов вертикальной и горизонтальной составляющих межвагонной реакции (рисунок 5.36). Из рисунка следует, максимумы продольных и вертикальных реакций для данной группы опытов достигались на начальном участке подъёма.

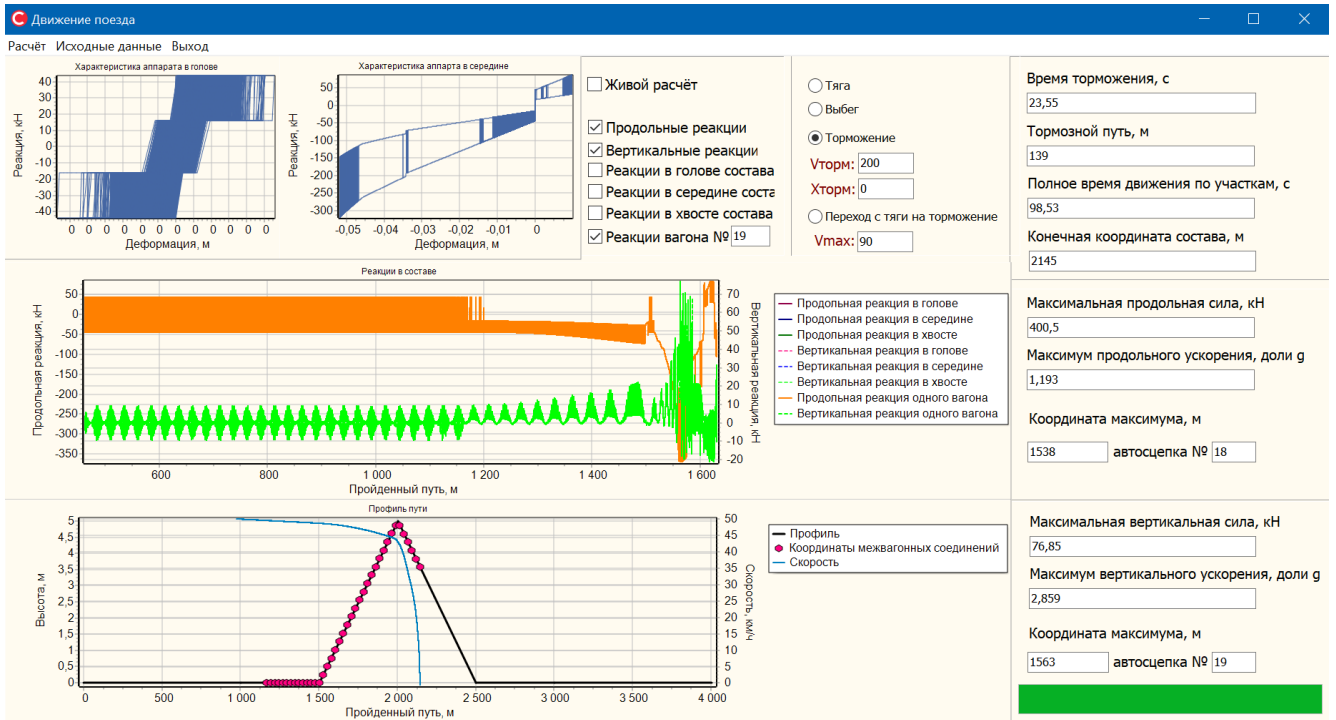


Рисунок 5.35 – Подробные результаты единичного опыта по торможению состава на перегоне (состав длиннобазных платформ, профиль с возвышенностью)

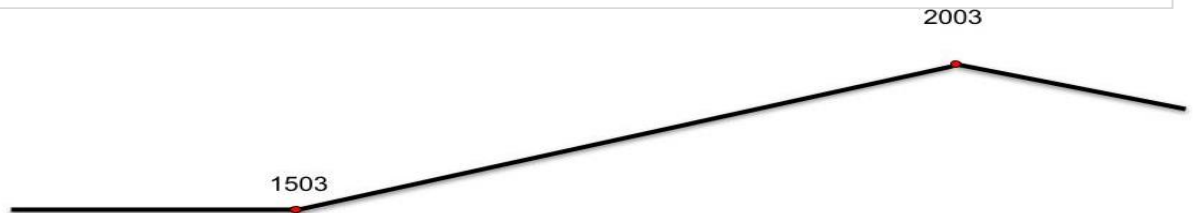
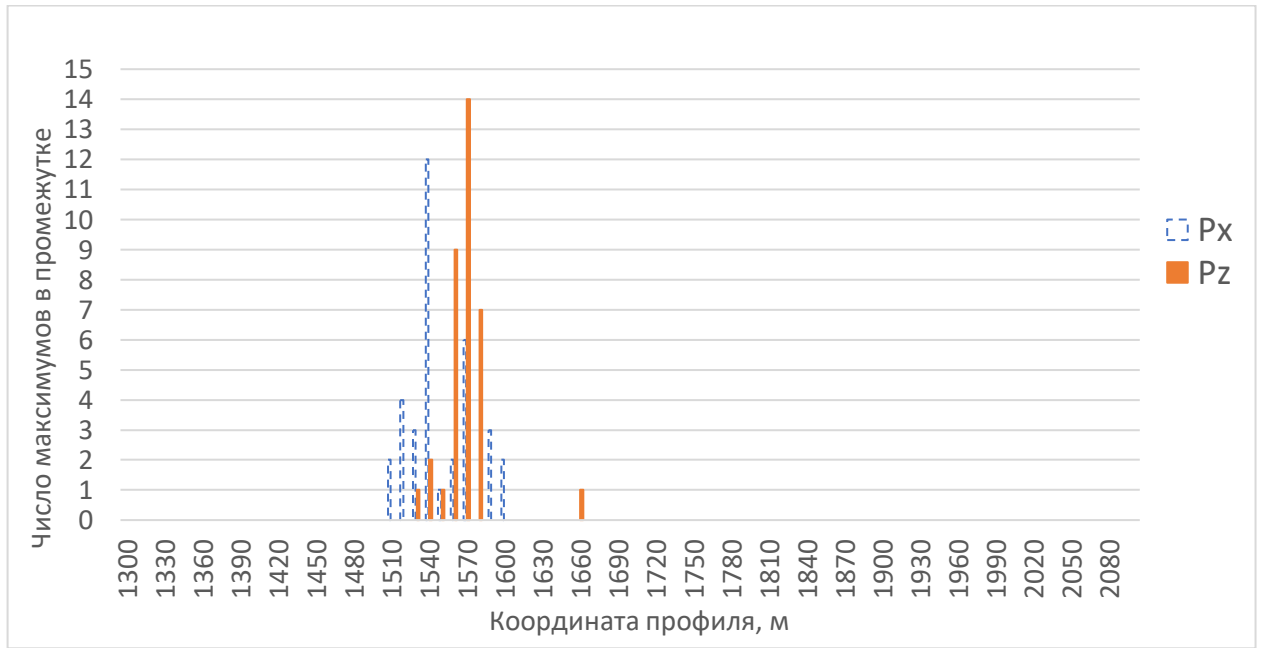


Рисунок 5.36 – Гистограмма координат максимумов составляющих межвагонной реакции с фрагментом профиля пути (состав длиннобазных платформ, профиль с возвышенностью)

Построим также гистограмму распределения номеров междвагонных соединений, в которых достигались силовые максимумы (рисунок 5.37).

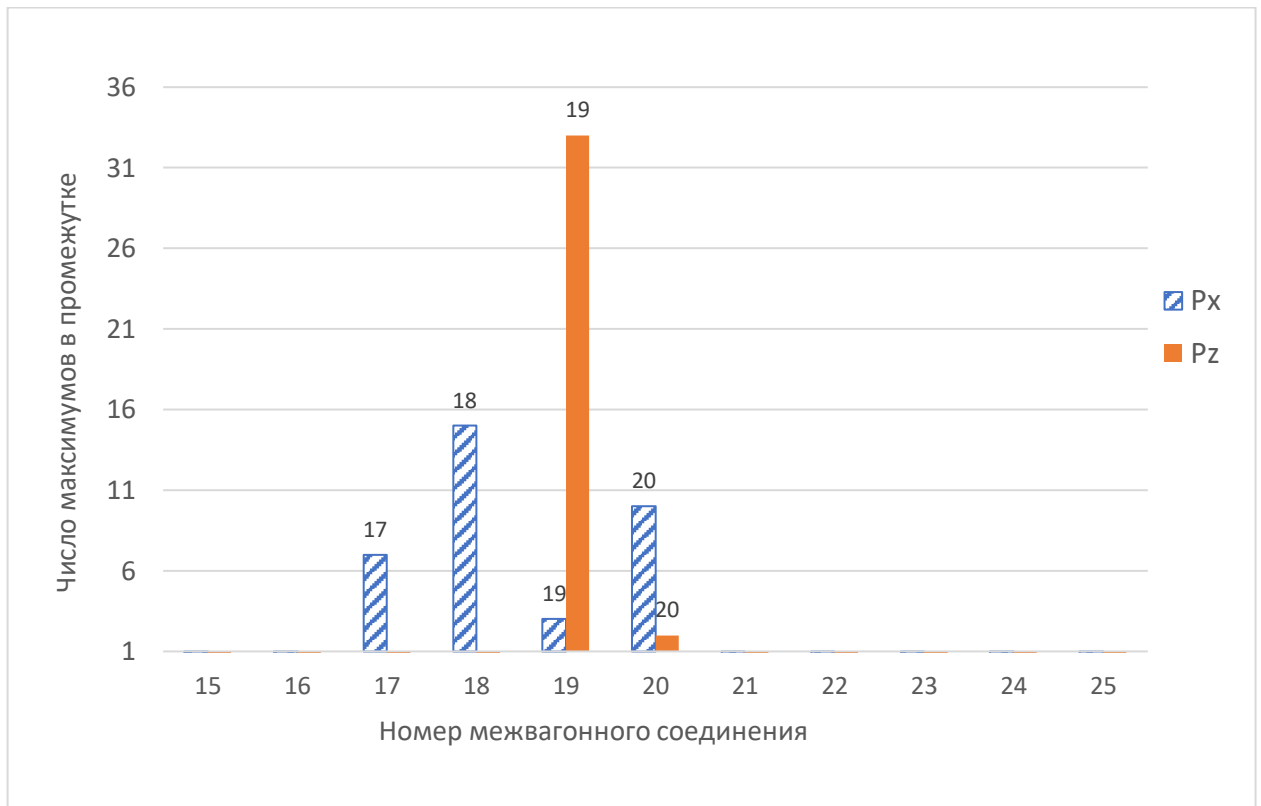


Рисунок 5.37 – Гистограмма междвагонных соединений, характеризующихся силовыми максимумами (состав длиннобазных платформ, профиль с возвышенностью)

Большинство возникших максимумов вертикальной составляющей реакции пришлось на хвостовую автосцепку порожней платформы (значение 19). Кроме того, в данном случае большинство возникших максимумов продольной составляющей реакции пришлось также на порожнюю платформу – на головную автосцепку (значение 20). Построим графики, необходимые для анализа общих параметров процесса торможения (рисунки 5.38 - 5.40). Из приведённых графиков следует, что зависимости тормозного пути и времени торможения от скорости распространения тормозной волны имеют слабо выраженный характер. Указанное способствует чистоте эксперимента, поскольку позволяет осуществлять опыты в тех же условиях, при учёте соблюдения одинаковой длины состава для разных случаев.

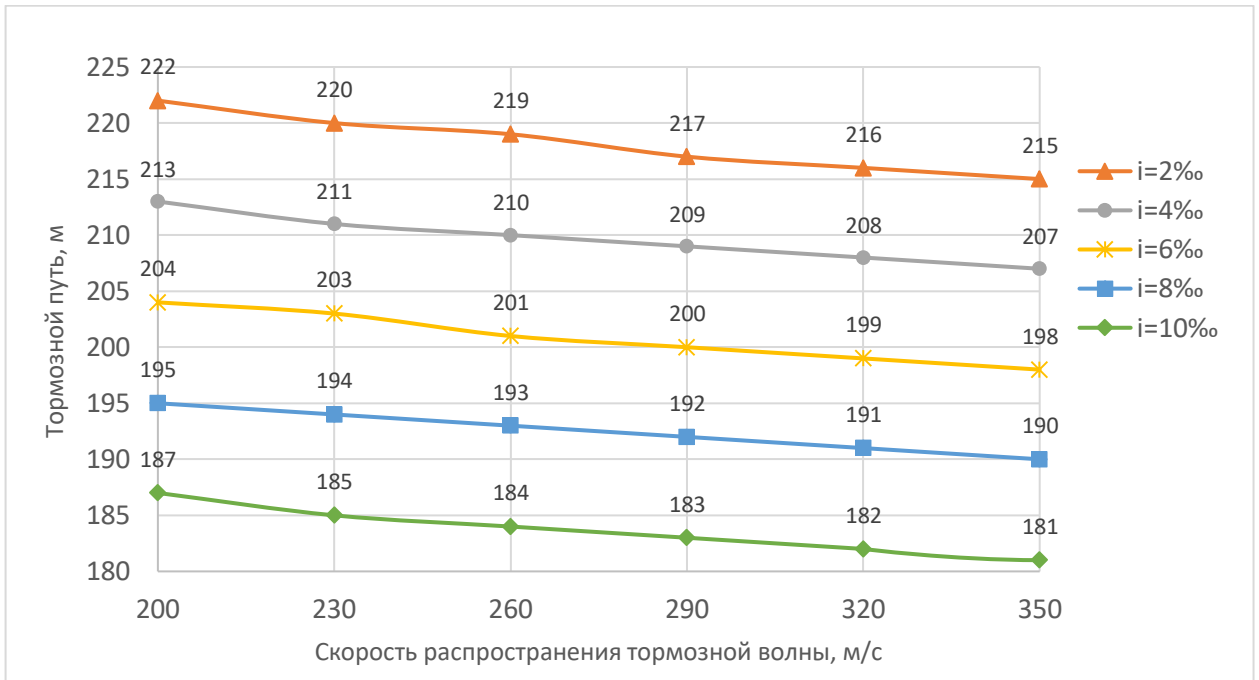


Рисунок 5.38 – Зависимость тормозного пути состава от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав длиннобазных платформ, профиль с возвышенностью)

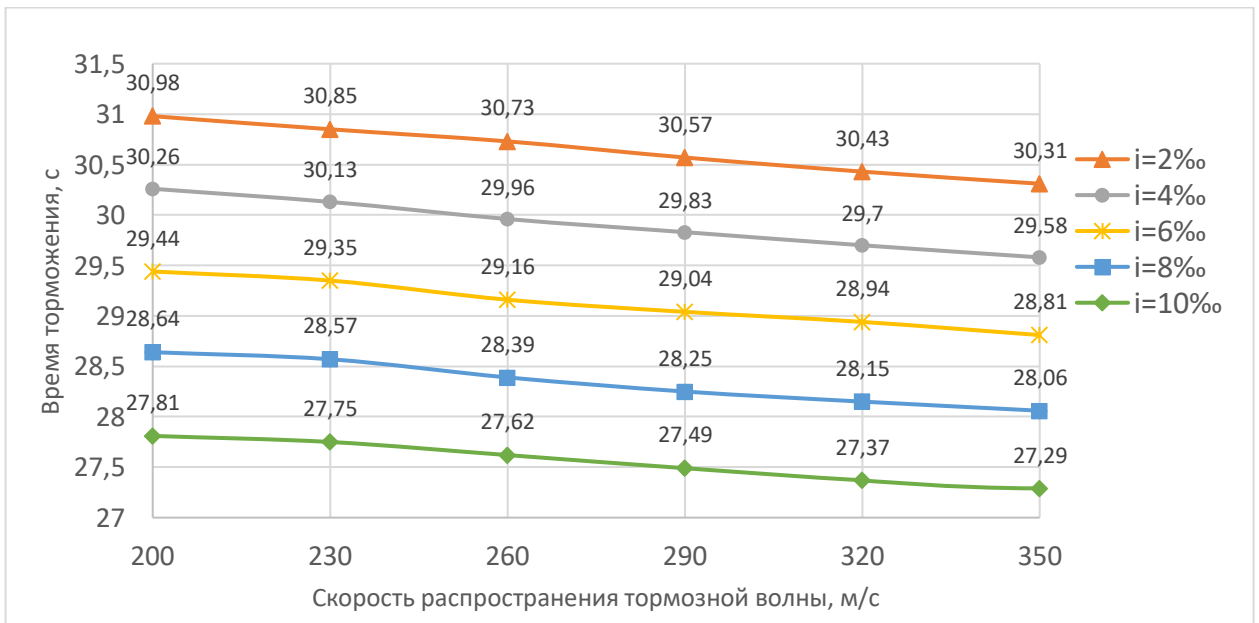


Рисунок 5.39 – Зависимость времени торможения состава от значений скорости распространения тормозной волны при разных уклонах (состав длиннобазных платформ, профиль с возвышенностью)

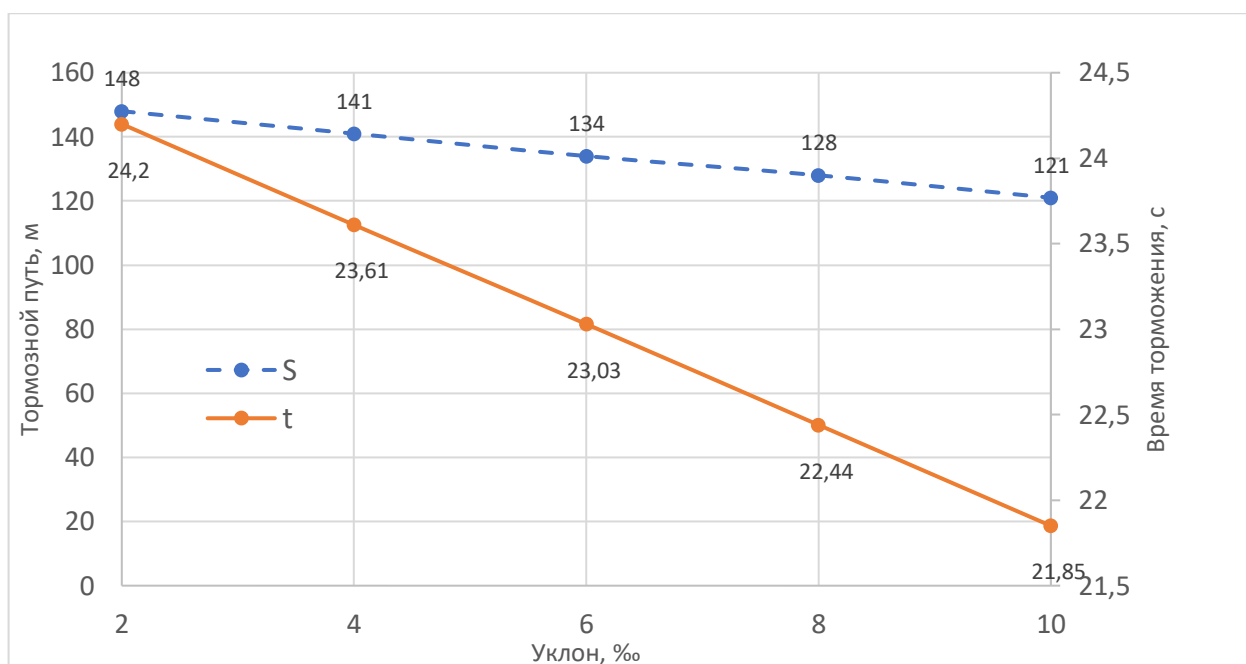


Рисунок 5.40 – Зависимость тормозного пути и времени торможения состава от величины уклона при ЭПТ (состав длиннобазных платформ, профиль с возвышенностью)

Таким образом, проведя данные серии опытов стоит отметить, что конструкция современных длиннобазных платформ характеризуется возникновением в их межвагонных соединениях значительных вертикальных реакций при сравнительно небольшой массе состава. Указанное стоит проанализировать с учётом не только штатных режимов торможения, но и с учётом случаев, характеризующихся неблагоприятным стечением факторов.

5.3 Поиск критических режимов движения состава вагонов по переломному профилю

Несмотря на широкий спектр проведённых экспериментов в предыдущих разделах, рассмотренные случаи не полностью отражают характер исследуемого процесса. К числу факторов, которые оказывают влияние на исследуемый процесс можно отнести следующие:

- фактор влияния скорости движения состава по перегону на величину реакций в поезде;

- фактор влияния скорости распространения тормозной волны и зависимости тормозной силы от времени на величину реакций в поезде;
- фактор влияния уклона профиля пути на величину реакций в поезде;
- фактор влияния массы состава на величины реакций в поезде;
- фактор влияния типа поглощающего аппарата на величины продольных в поезде.

Множество входных данных настолько велико, что исследование влияние каждого фактора займёт чрезмерно много времени и выйдет за рамки данной работы. Целесообразно будет избрать другую стратегию – стратегию поиска критических случаев. Согласно такому подходу, стоит путём варьирования части входных данных при неизменных прочих искать такие базовые случаи, при которых максимумы продольных и вертикальных реакций принимают особенно высокие значения. После нахождения таких случаев можно будет оценить влияние потенциальных усовершенствований конструкции вагонов на характер результатов этих экспериментов. Однако, прежде чем приступить к данному исследованию, следует установить критерии оценки опасности режима.

5.3.1 Определение критериев оценки критического режима

Существует несколько способов оценки опасности переходного режима поезда. Наиболее точным способом является создание комплексной математической и компьютерной модели, которая могла бы сообщать о возникновении аварии различного типа. Однако такой подход предъявляет высокие требования к разработчику-исследователю не только в области программирования, но и в области анализа аварийных ситуаций на железных дорогах. Даже в случае учёта и внедрения в модель большого числа разнообразных аварий (выкатки тележки, повреждения автосцепки, изгиба шкворня и др.) невозможно будет точно утверждать, что процесс, смоделированный в условиях реального эксперимента, приведёт к аналогичным последствиям и результатам. Указанное связанное с большим числом факторов, которых сложно будет учесть даже после нескольких

лет подробного исследования опытными специалистами. Однако отметим, что указанное является актуальным и может быть достигнуто в будущем в рамках глобальной работы значительного числа учёных и специалистов железнодорожной отрасли.

Другим подходом к оценке опасности ситуации является проверка возникающих в конструкции сил и ускорений на соответствие нормам, которые были использованы при проектировании и изготовлении исследуемых вагонов. Согласно «Нормам...» [73] все грузовые вагоны при конструировании и испытаниях подвергаются следующим режимам нагружения (таблица 5.3).

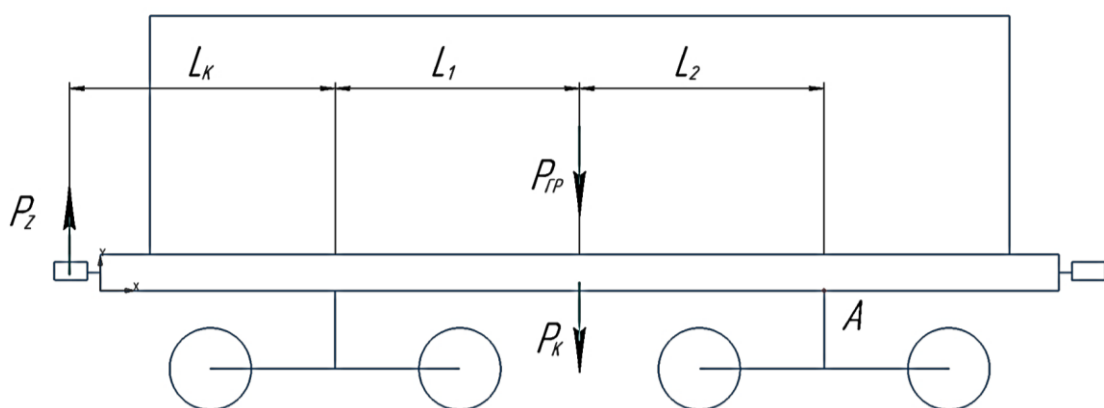
Таблица 5.3 – Величины продольных нагрузок при расчете на прочность

Наименование вагонов	Величина продольной нагрузки, МН			
	Расчетные режимы			
	I		III	
	квазистатическая сила	удар, рывок	квазистатическая сила	удар, рывок
Грузовые вагоны основных типов	-3,0 +2,5	-3,0 +2,5	-1,0 +1,0	-1,0 +1,0
Изотермические вагоны, хоппер-дозаторы, вагоны-самосвалы	-2,5 +2,5	-3,0 +2,5	-1,0 +1,0	-1,0 +1,0
Пассажирские вагоны всех типов, включая почтовые, багажные и почтово-багажные	-2,5 +1,5	-2,5 +2,0	-1,0 +1,0	-1,0 +1,0

Опираясь на данные значения, можно будет утверждать, что, если в процессе моделирования движения поезда возникшие максимумы реакций в конструкции вагонов не превысили значения, на которые эти конструкции были рассчитаны при проектировании, то движение прошло в штатном режиме. В противном случае не существует гарантий конструктора и изготовителя на стабильную и безопасную работу вагона в превышенном диапазоне физических параметров, стабильная работа внутри которого не заложена при проектировании. Безусловно, указанный подход не лишён недостатков. В его основе лежит качество используемых проектировщиками норм, однако он позволяет обоснованно оценивать характер смоделированного процесса движения состава при небольших временных затратах на указанную оценку. Для случая движения состава по перегону обратим внимание

на III расчётный режим квазистатического нагружения. Согласно описанной методике можно утверждать, что, если при проводимых далее опытах значение продольной составляющей межвагонной реакции не превышает 1 МН (1000 кН), то конструкция вагона исследуемый режим должна выдержать и в её основных узлах не должно возникнуть критических повреждений, незамедлительно ведущих к аварии. Именно по такому методу будет производиться оценка безопасности движения в данном разделе.

Необходимо понимать, что первый подход оценки режима движения также может быть частично применен в данной ситуации. Нормы не дают предельных уровней вертикальных сил, что является значительным недостатком [73]. При этом не стоит пренебрегать этим важным параметром. Исследования многих ученых свидетельствуют о возможности аварии исключительно под действием выжимающих сил. В условиях внедрения конструкций длиннобазных платформ на сеть железных дорог Российской Федерации указанное приобретает особую актуальность. Для решения указанной проблемы и установления критериев, нормирующих вертикальную составляющую межвагонной реакции, проанализируем процесс выжимания вагона с точки зрения механики. При этом будем опираться на случай подъёма кузова вагона с одного конца, поскольку именно при таком случае необходимые для выжимания реакции минимальны (рисунок 5.41).



P_z – вертикальная составляющая межвагонной реакции; $P_{гр}$ – вес перевозимого груза; $P_к$ – вес кузова вагона без учёта массы тележек; $L_к$ – длина консоли вагона; L_1 – длина первой полубазы вагона; L_2 – длина второй полубазы вагона; A – точка поворота при выжимании с края

Рисунок 5.41 – Схема подъёма кузова вагона в статике

Запишем уравнение моментов для вращения вокруг точки А. Именно такое перемещение происходит в данном случае выжимания (5.1).

$$P_{\text{Гр}} \cdot L_2 + P_{\text{к}} \cdot L_2 - P_{\text{З}} \cdot (L_{\text{к}} + L_1 + L_2) = 0 \quad (5.1)$$

Указанное уравнение описывает механику процесса подъёма кузова в случае аварийной ситуации. Поскольку все его составляющие, за исключением реакции $P_{\text{З}}$, определяются перед численным моделированием из исходных данных, то оно может быть использовано для определения граничного значения вертикальной составляющей межвагонной реакции, превышение которого может привести к возникновению аварийной ситуации:

$$P_{\text{Зкрит}} = \frac{P_{\text{к}} \cdot L_2 + P_{\text{Гр}} \cdot L_2}{(L_{\text{к}} + L_1 + L_2)} \quad (5.2)$$

Преобразуем выражение (5.2) оставив в правой части только технические параметры вагона:

$$P_{\text{Зкрит}} = \frac{(m_{\text{к}} - 2 \cdot m_{\text{т}}) \cdot g \cdot L_2 + m_{\text{Гр}} \cdot g \cdot L_2}{(L_{\text{к}} + L_1 + L_2)}, \quad (5.3)$$

где $m_{\text{к}}$ – масса кузова, кг;

$m_{\text{т}}$ – масса тележки, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

Таким образом были определены два критерия оценки безопасности движения состава при учёте возникающих межвагонных реакций.

$$\begin{cases} P_{\text{З}} < P_{\text{Зкрит}} = \frac{P_{\text{к}} \cdot L_2 + P_{\text{Гр}} \cdot L_2}{(L_{\text{к}} + L_1 + L_2)} \\ P_{\text{Х}} < P_{\text{Хкрит}} = 1000 \text{ кН} \end{cases} \quad (5.4)$$

На использовании представленных в настоящем разделе условий (5.4) будет основан следующий раздел и основные выводы по текущей главе работы.

5.3.2 Критические режимы для состава полувагонов с порожней платформой

Для устранения нелинейности задачи и поиска требуемых значений исходных данных следует предварительно провести ряд экспериментов. Характеристика исследуемого состава приведена в таблице 5.4.

Таблица 5.4 – Параметры критических режимов для состава полувагонов с порожней платформой

№ группы	1	2	3
Тип вагона	Полувагон	Платформа	Полувагон
Загрузка, т	78	0	78
Тара, т	22	21	22
Масса тележки, т	9,6	9,6	9,6
Момент инерции, т·м ²	1000	1000	1000
Высота центра тяжести, м	1,8	1,8	1,8
База, м	8,65	9,72	8,65
Консоль, м	1,5	1,5	1,5
Поглощающий аппарат	ПМК-110	Р-5П	ПМК-110
Число вагонов в группе	42	1	43
Начальная скорость, км/ч	Варьируется		
Скорость распространения тормозной волны, м/с	260		
Режим движения	Торможение, переход с тяги на торможение		
Масса состава, т	8521		

Предельно допустимое значение продольной силы принимаем равным 1 МН (1000 кН), а предельное значение вертикальной силы, действующей в межвагонном соединении определим для порожней и полупорожней платформы по формуле (5.3).

Созданная программа позволяет изменять значение начальной скорости, с которой осуществляется торможение. Проведём ряд экспериментов по установлению характера зависимости максимальных реакций на автосцепке от скорости в момент начала торможения. Профиль пути аналогичен исследованному в прошлом разделе (изображен на рисунке 5.21). Значение уклона равно 10 ‰. В результате проведения ряда опытов была получена зависимость максимумов реакций в составе от величины скорости в момент торможения. Её вид приведён на рисунке 5.42. Из полученных результатов следует, что продольные реакции растут с ростом скорости в момент начала торможения. Вертикальные реакции имеют несколько максимумов, соответствующих низким, средним и высоким значениям скорости. Целесообразно при поиске критического режима ориентироваться на установленные диапазоны скорости.

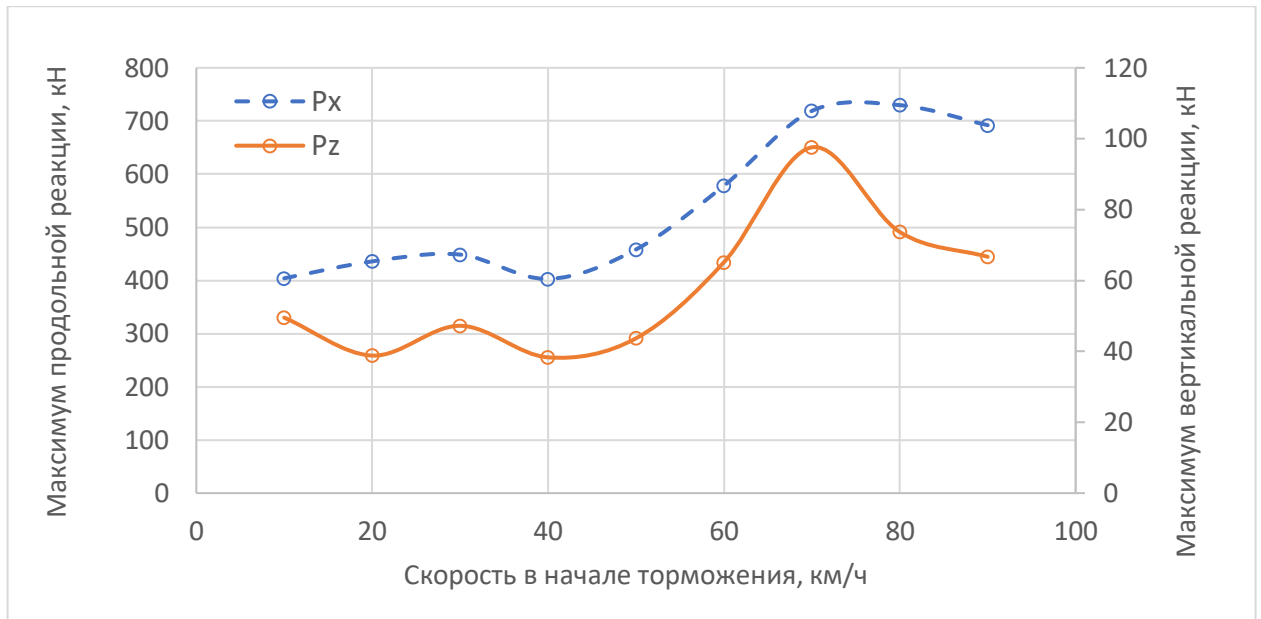


Рисунок 5.42 – Максимумы составляющих межвагонных реакций для режима торможения (состав полувагонов, низина)

Далее следует выполнить варьирование начальной координатой торможения и установить наиболее неблагоприятные случаи по продольным и вертикальным составляющим межвагонной реакции. В результате проделанных опытов для данного случая был установлен один критический режим по максимальным продольным и вертикальным реакциям в автосцепке. Выходные данные программы показаны на рисунке 5.43.

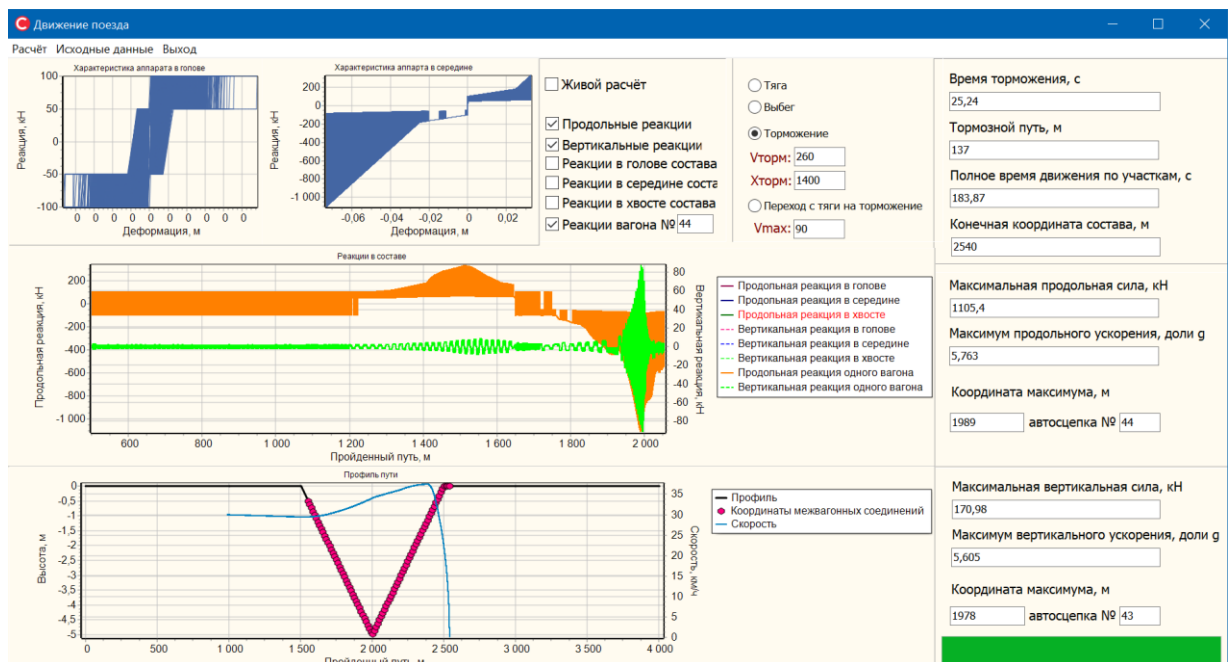


Рисунок 5.43 – Результаты моделирования критического режима (состав полувагонов, низина)

Из результатов следует, что при движении состава по заданному перегону в автосцепке № 43 возникла реакция, превышающая 1105,4 кН. Это является чрезвычайно опасной ситуацией, поскольку конструкции вагонов для обеспечения безопасного следования в поезде рассчитываются по режиму квазистатического нагружения на величины, не превышающие 1000 кН [73]. По расчётам для данной порожней платформы критическое значение вертикальной силы, при котором велика вероятность выкатки тележки составляет 48,4 кН.

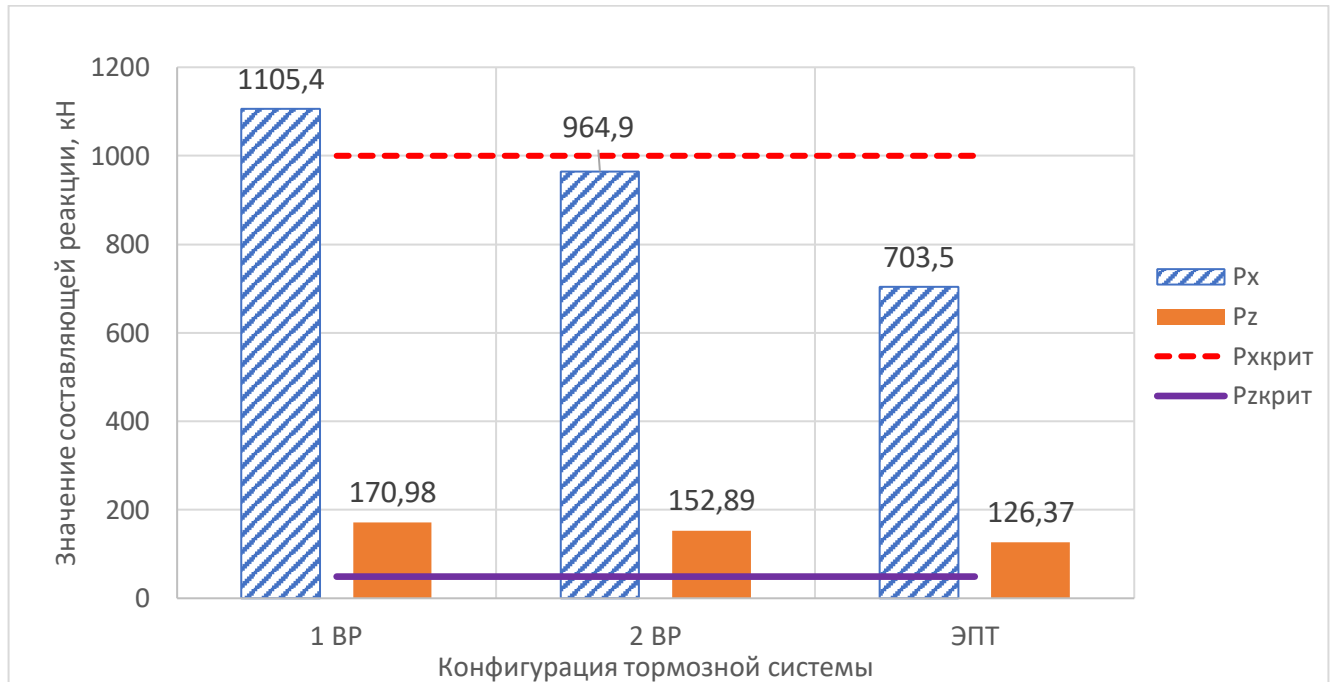
Можно сделать вывод о том, что в данных условиях эксплуатировать такой состав вагонов опасно. Далее стоит оценить влияние скорости распространения тормозной волны на характер процесса. В связи с этим построим графики зависимостей исследуемых максимумов составляющих реакций от возможных вариантов оборудования тормозной системы поезда. Таблица соответствия между конфигурацией системы и скоростью распространения тормозной волны в ней приведена в таблице 5.5. Результаты моделирования представлены на рисунке 5.44.

Таблица 5.5 – Варианты конфигурации тормозной системы вагона длинносоставного поезда

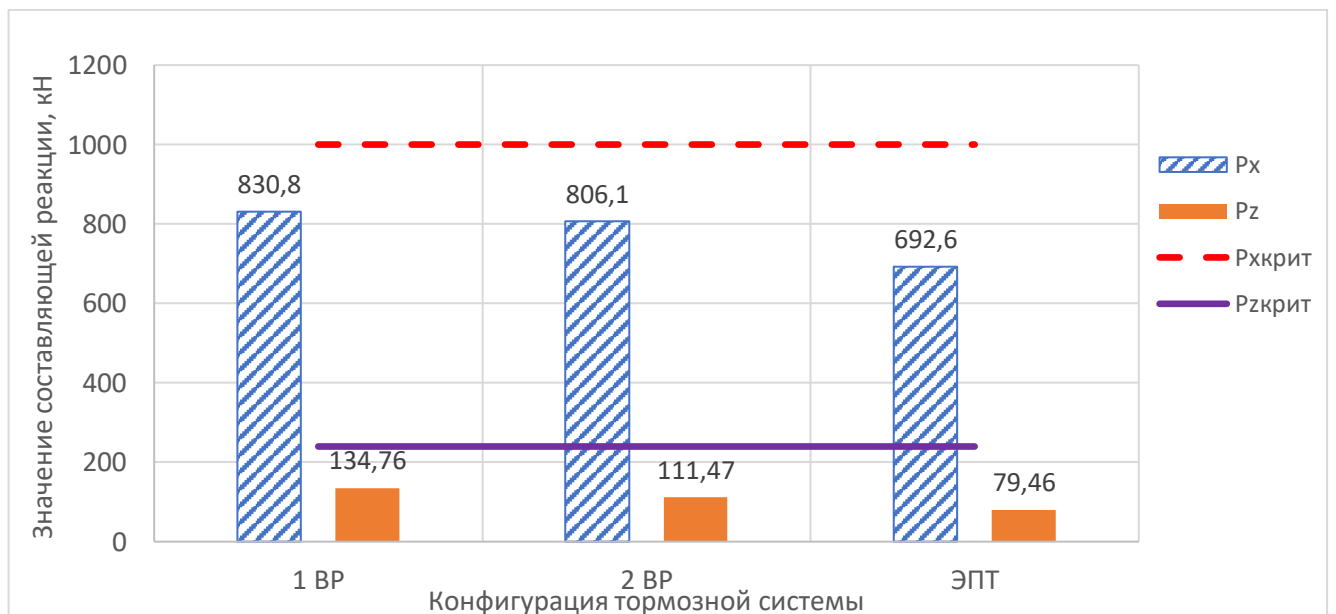
Тип системы	Скорость распространения тормозной волны, м/с
1 воздухораспределитель на вагон	260
2 воздухораспределителя на вагон	320
Электропневматический тормоз (ЭПТ)	$5 \cdot 10^{11}$

Заметим, что для стандартной конфигурации тормозного оборудования для случая постановки порожней платформы в центр состава не выполняется ни одно из условий (5.4). При использовании тормозной системы вагона с двумя воздухораспределителями условие по продольной силе выполняется, однако вертикальные реакции могут с большой долей вероятности привести к выжиманию порожней платформы. Для конфигурации вагонов с использованием ЭПТ, указанный характер процесса сохраняется.

а)



б)



а – средняя платформа порожняя; б – средняя платформа полупорожняя
Рисунок 5.44 – Зависимость максимальных реакций от конфигурации тормозной системы (состав полувагонов, низина)

При анализе графика для случая постановки полупорожней платформы в центр состава можно отметить, что набор условий (5.4) соблюдается для всех случаев конфигурации тормозной системы вагонов поезда. Можно сделать вывод о том, что для состава данной конфигурации при критической ситуации

эксплуатация вагонов с двумя воздухораспределителями позволит обеспечить необходимый уровень безопасности по недопущению возникновения критической продольной силы, однако для соблюдения условия по вертикальной силе требуются другие технические решения.

Применение ЭПТ также позволит минимизировать риски. Далее выполним аналогичное исследование с профилем, имеющим возвышенность (рисунок 5.11). Полученная зависимость максимумов реакций в составе от величины скорости в момент торможения приведена на рисунке 5.45.

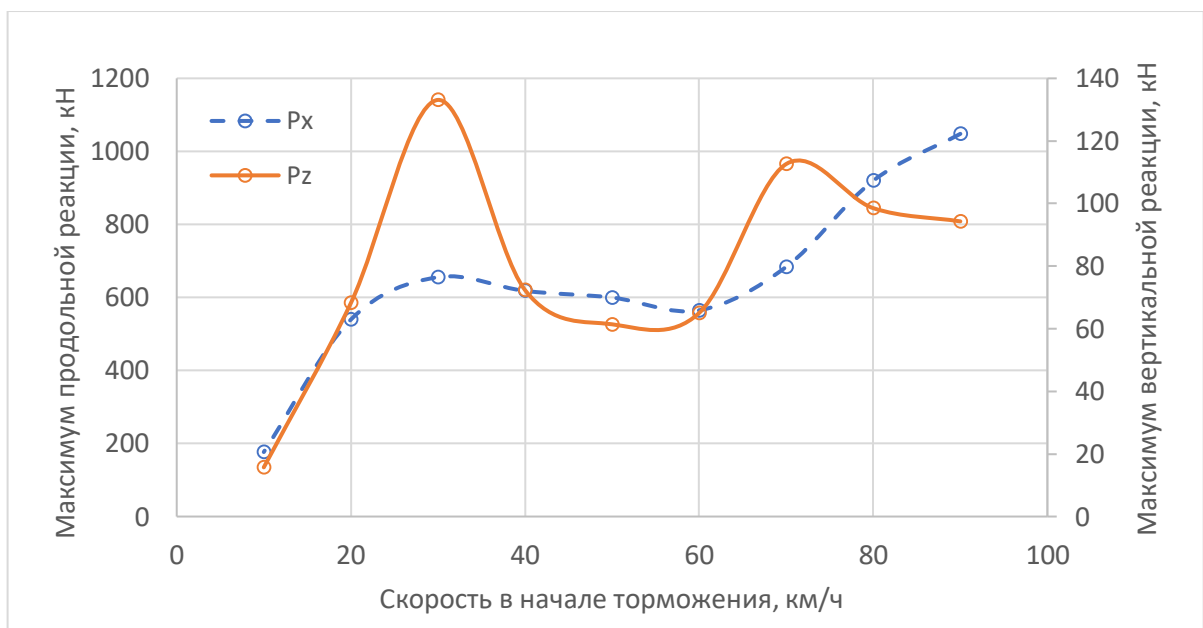


Рисунок 5.45 – Максимумы составляющих межвагонных реакций для режима торможения (состав полувагонов, возвышенность)

Из полученных результатов следует, что для установления критического режима по условию превышения максимально допустимой вертикальной силы стоит опираться на диапазон начальных скоростей от 20 до 40 км/ч. Стоит дополнительно проверить скорости близкие к значению величиной в 70 км/ч. Критический режим по условию максимальной продольной силы следует искать в диапазоне начальных скоростей от 70 до 90 км/ч. Помимо проведённого опыта был выполнен ряд прочих уточняющих опытов с моделью и в результате были получены два критических режима. Подробные графики с результатами двух режимов приведены на рисунках 5.46 - 5.47.

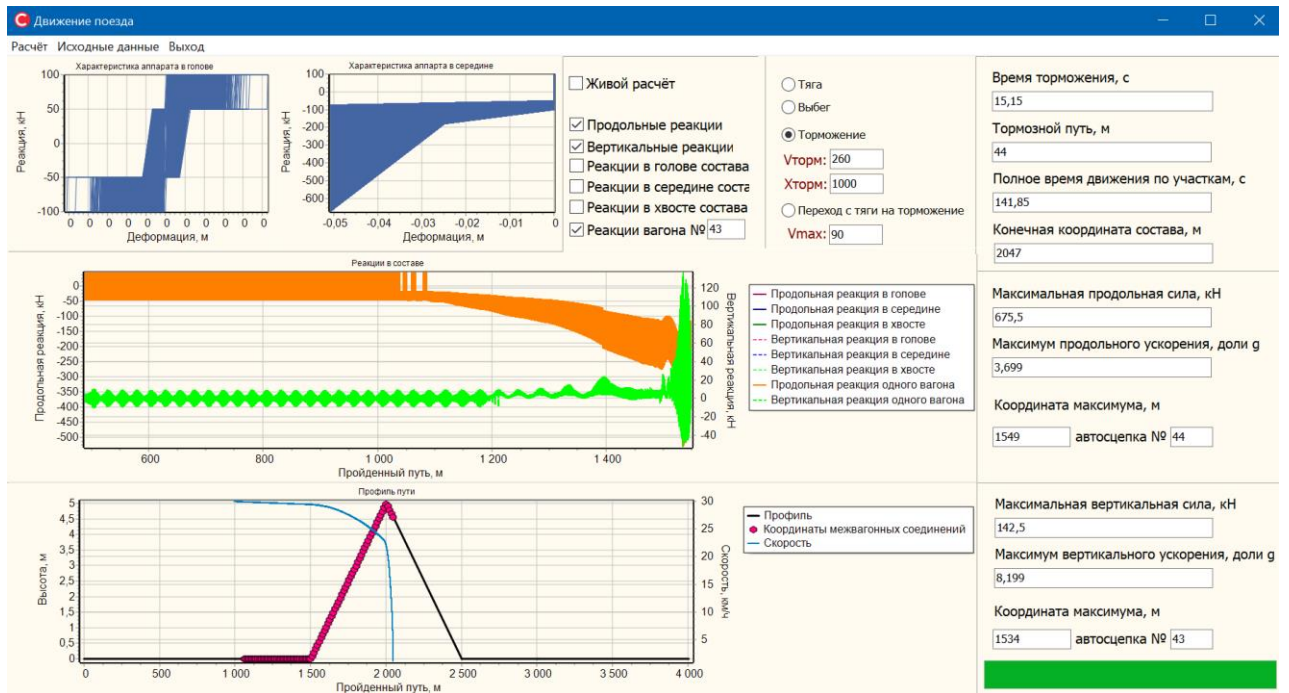


Рисунок 5.46 – Результаты моделирования критического режима по вертикальной силе (состав полувагонов, возвышенность)

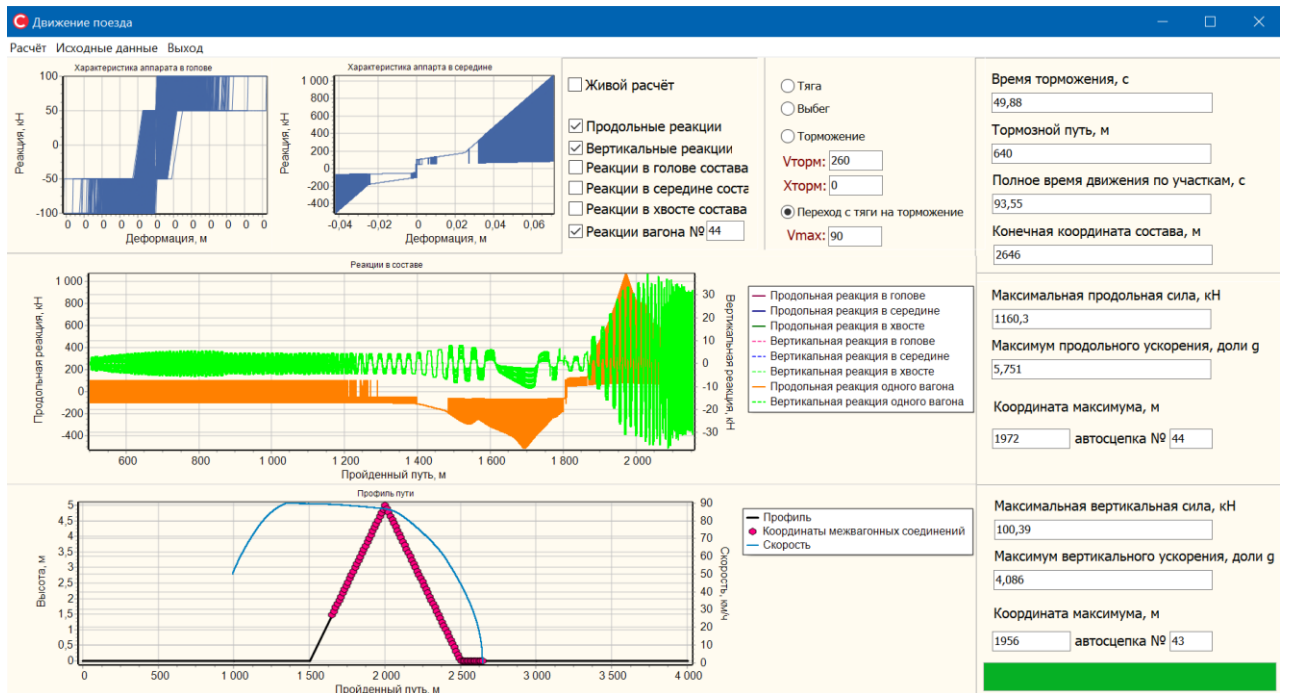
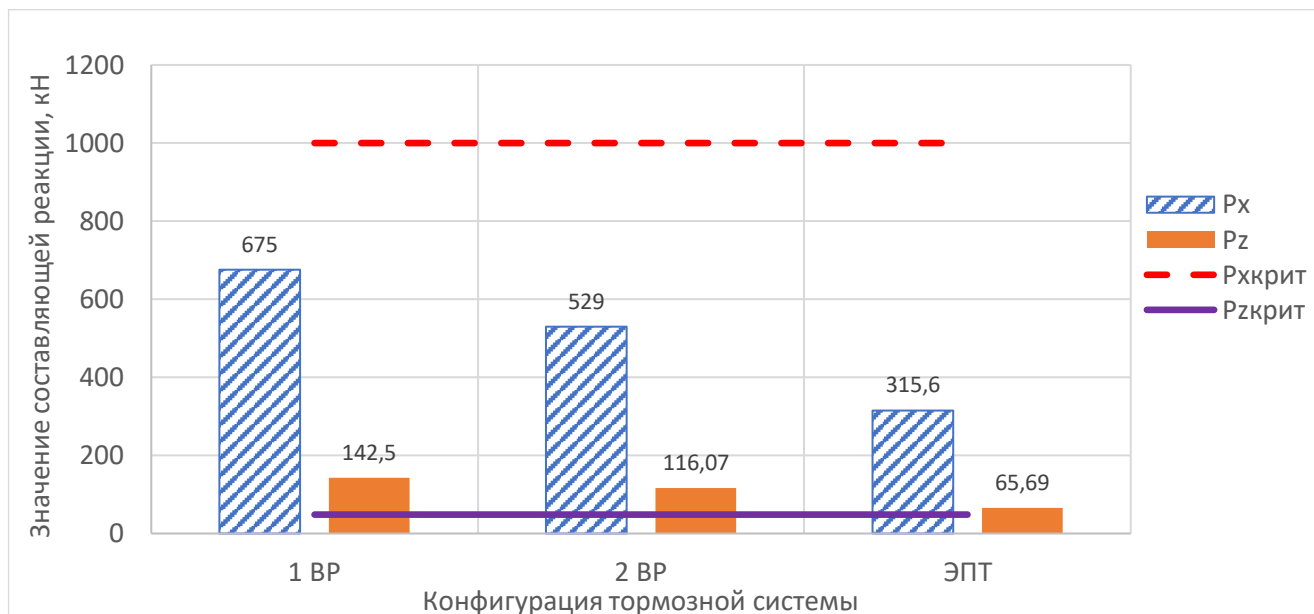


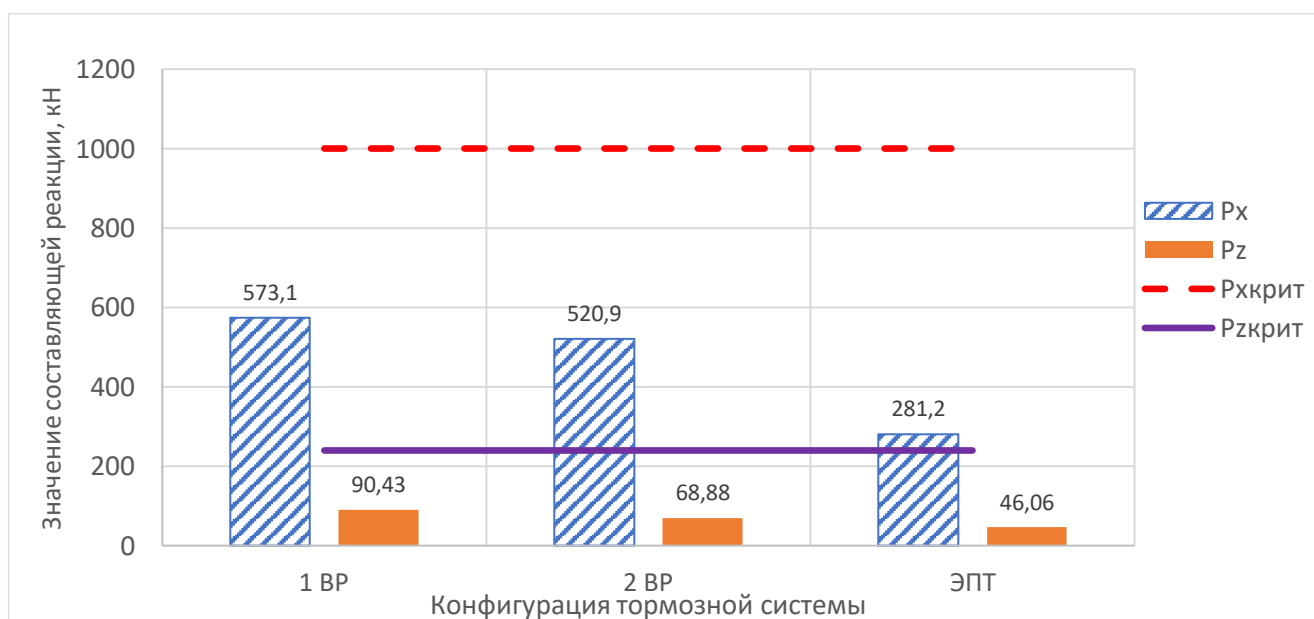
Рисунок 5.47 – Результаты моделирования критического режима по продольной силе (состав полувагонов, возвышенность)

Стоит построить диаграммы для случаев установки на вагоны состава различных тормозных приборов (рисунки 5.48 - 5.49).

а)



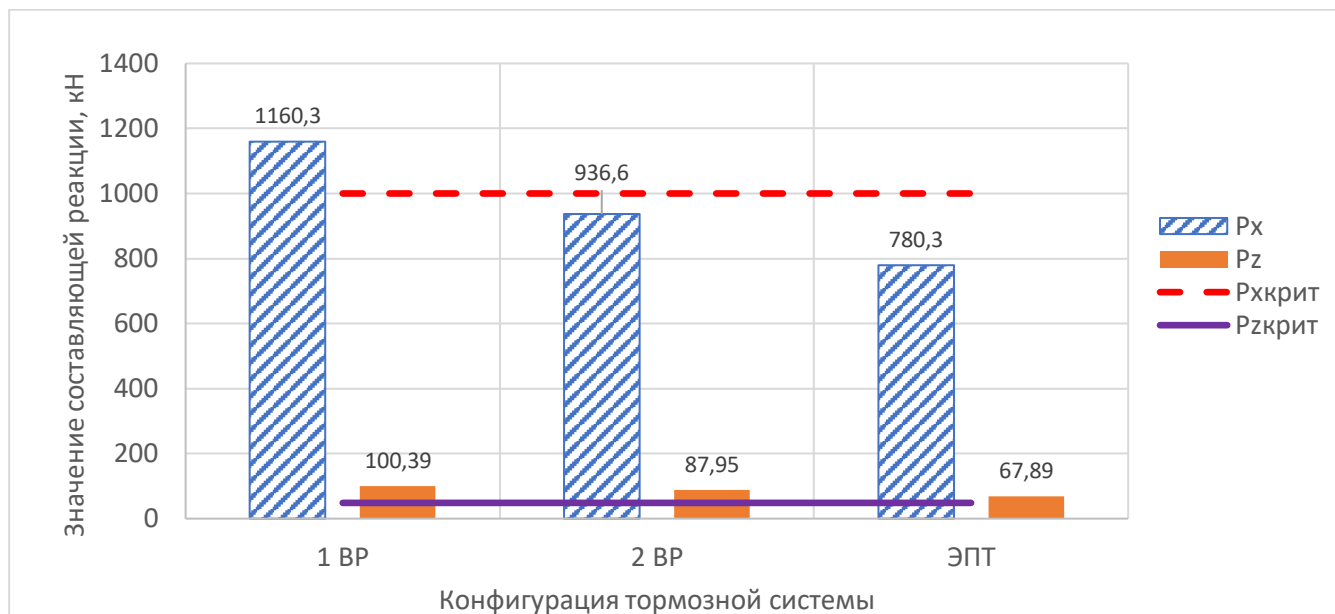
б)



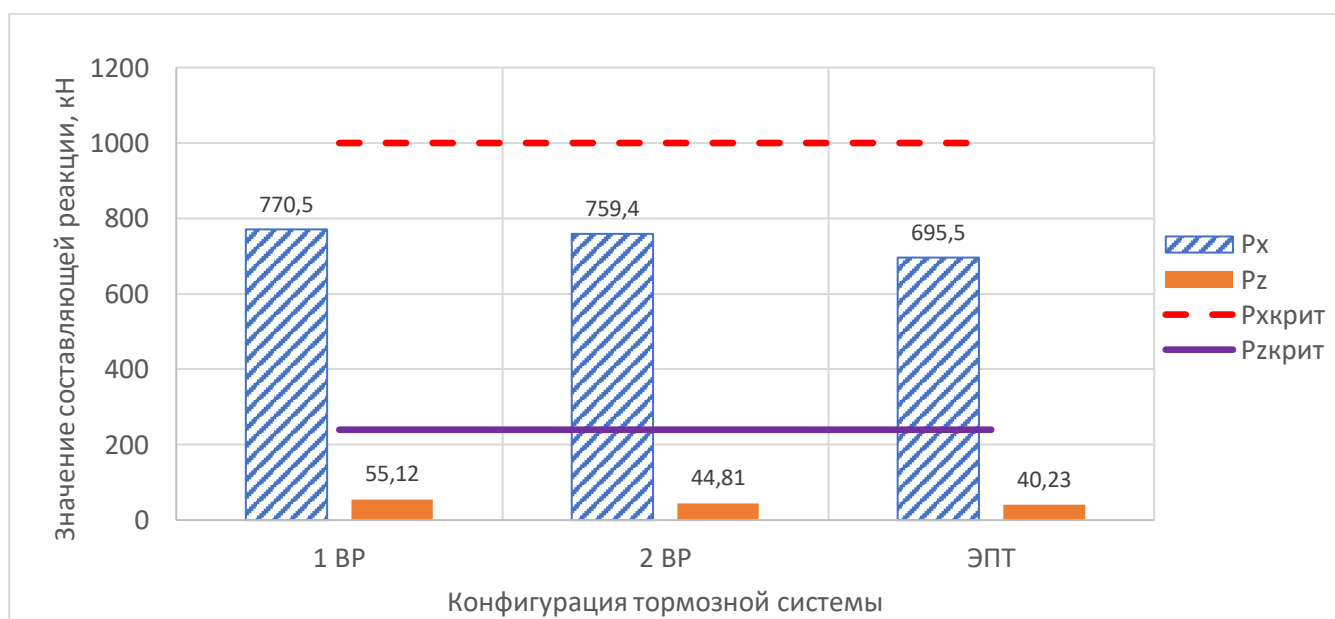
а – средняя платформа порожняя; б – средняя платформа полупорожняя

Рисунок 5.48 – Зависимость максимальных реакций от конфигурации тормозной системы для режима достижения максимума вертикальной силы (состав полувагонов, возвышенность)

а)



б)



а – средняя платформа порожняя; б – средняя платформа полупорожняя

Рисунок 5.49 – Зависимость максимальных реакций от конфигурации тормозной системы для режима достижения максимума продольной силы (состав полувагонов, возвышенность)

Проанализировав графики можно сделать вывод об эффективности технической модернизации конструкции тормозной системы поезда как в случае с применением двух воздухораспределителей на одном вагоне, так и в случае применения ЭПТ на грузовом подвижном составе. Для случая «а» применение ЭПТ

на грузовом подвижном составе позволит снизить риски выжимания вагонов при торможении даже в случае нарушения технологии формирования поезда (постановки порожней платформы в центр состава). Применение тормозной системы вагонов с двумя воздухораспределителями позволит выполнить условие III расчётного режима (рисунок 5.49).

Отметим, что помимо совершенствования тормозной системы вагонов возможны дополнительные технические решения, которые позволят снизить риски выжимания вагонов при торможении. Перейдём к исследованию критических режимов для состава длиннобазных платформ.

5.3.3 Критические режимы для состава длиннобазных платформ с порожней платформой

Предельно допустимое значение продольной силы принимаем равным 1 МН (1000 кН), а предельное значение вертикальной силы, действующей в межвагонном соединении определим для порожней и полупорожней платформы по формуле (5.3).

Проведём ряд опытов по торможению состава длиннобазных платформ. Характеристика исследуемого состава приведена в таблице 5.6. Конструкционной особенностью длиннобазных платформ является возможность их эксплуатации со скоростями движения до 120 км/ч. В начале рассмотрим процесс торможения на участке пути, имеющем низину.

Таблица 5.6 – Параметры критических режимов для состава длиннобазных платформ

№ группы	1	2	3
Тип вагона	Длиннобазная платформа	Длиннобазная платформа	Длиннобазная платформа
Загрузка, т	62	0	62
Тара, т	24	24	24
Масса тележки, т	9,6	9,6	9,6
Момент инерции, т·м ²	1000	1000	1000
Высота центра тяжести, м	1,3	1,3	1,3
База, м	19,7	19,7	19,7
Консоль, м	3,01	3,01	3,01

Продолжение таблицы 5.6

Поглощающий аппарат	Р-5П	Р-5П	Р-5П
Число вагонов в группе	19	1	19
Начальная скорость, км/ч	Варьируется		
Скорость распространения тормозной волны, м/с	260		
Режим движения	Торможение, переход с тяги на торможение		
Масса состава, т	3905		

Из полученных данных, представленных на рисунке 5.50. Из рисунка следует, что при поиске критического режима стоит обратить внимание на диапазон скоростей от 10 до 30 км/ч.

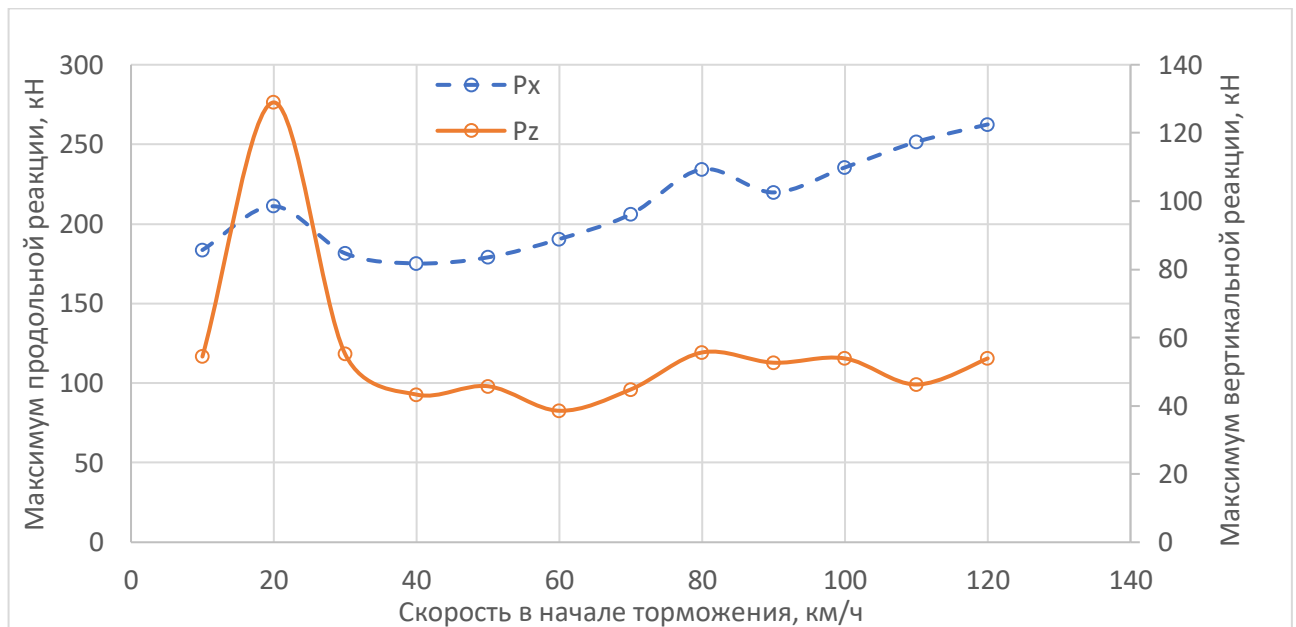


Рисунок 5.50 – Максимумы составляющих межвагонных реакций для режима торможения (состав длиннобазных платформ, низина)

Выполним серию опытов по определению критического режима и покажем полученные подробные графики реакций (рисунок 5.51). Из приведённого рисунка следует, что, несмотря на малую по сравнению с составом полувагонов массу поезда, максимальная величина вертикальной составляющей межвагонной реакции принимает значение, наибольшее из числа всех проведённых опытов до текущего момента. Конструкционные особенности платформ для крупнотоннажных контейнеров (в особенности значительная длина базы) способствуют возникновению в узле автосцепного устройства значительных вертикальных

реакций при небольших продольных. Указанное делает задачу исследования влияния скорости распространения тормозной волны на величины реакций наиболее актуальной именно для вагонов этого типа. Построим диаграмму, характеризующую значения составляющих межвагонной реакции для различных конфигураций тормозной системы (показаны в таблице 5.5). Графики представлены на рисунке 5.52.

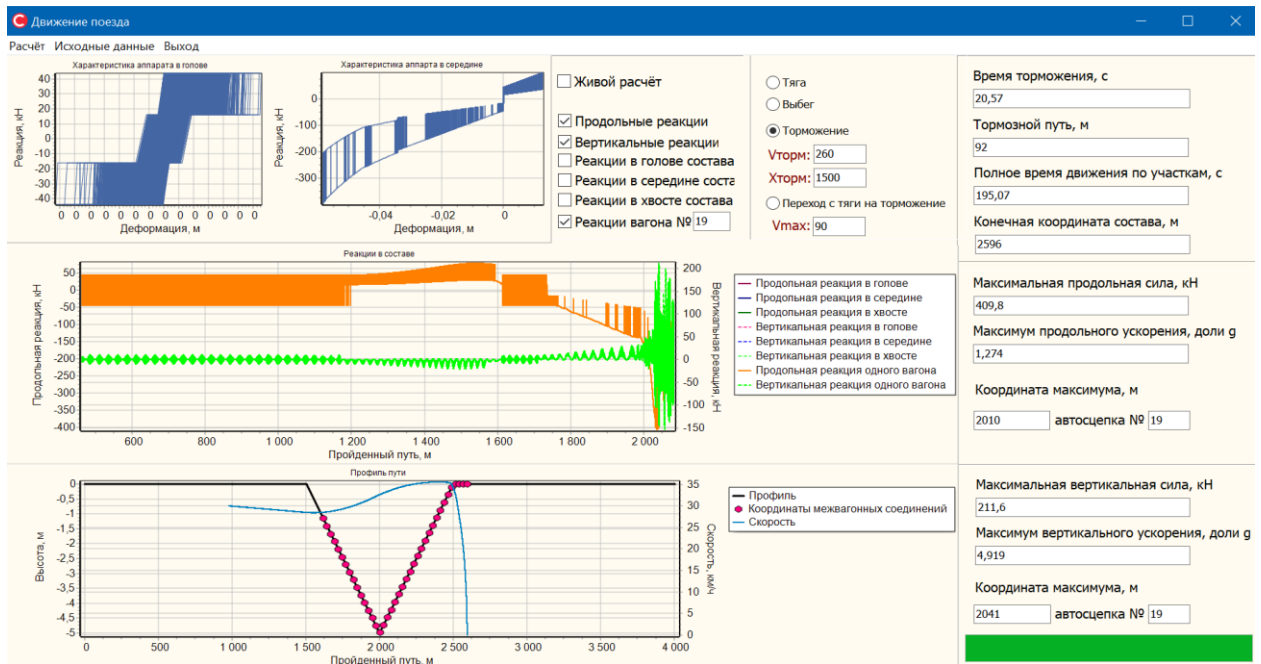
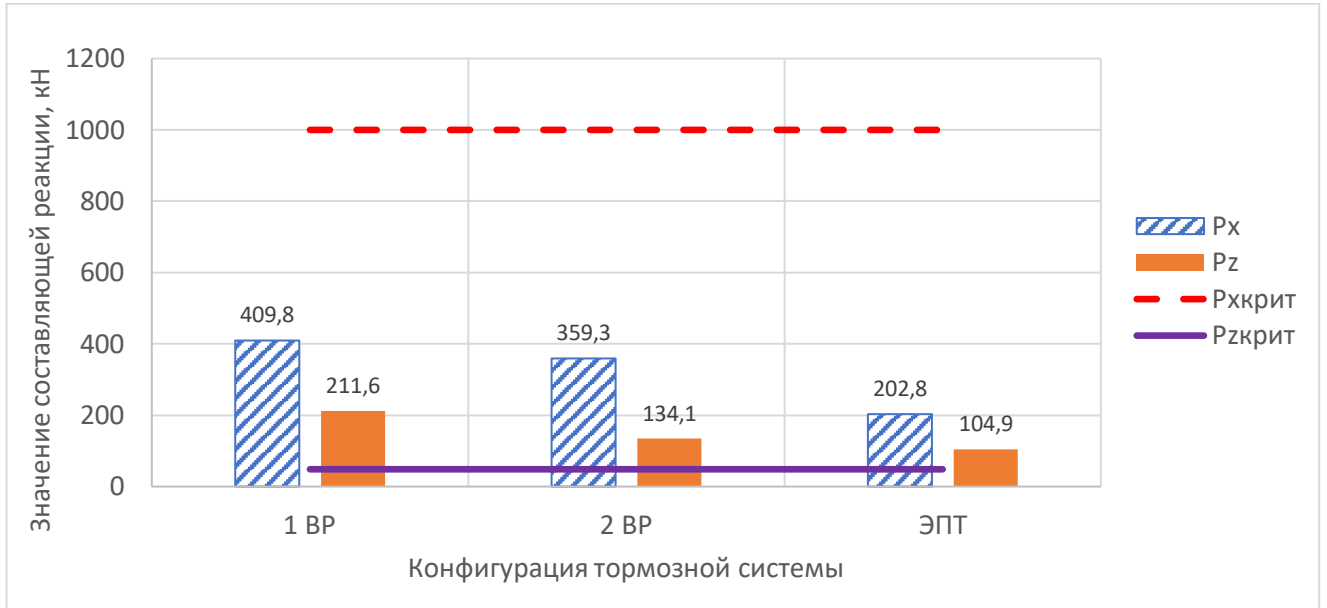


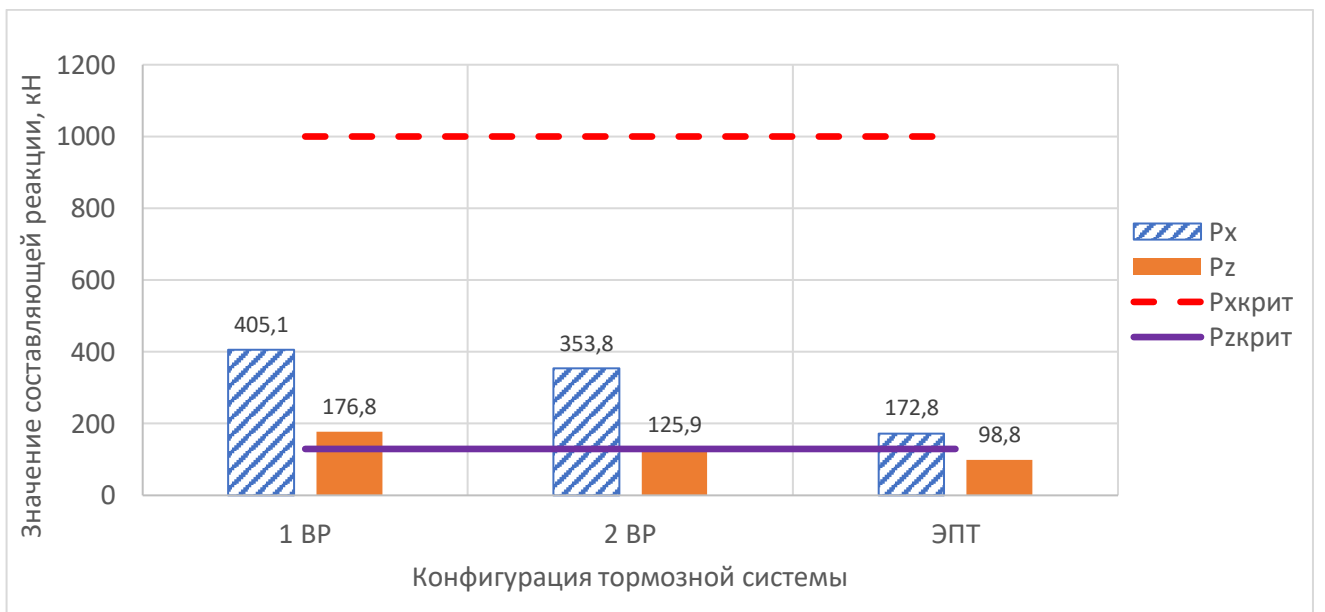
Рисунок 5.51 – Результаты моделирования критического режима (состав длиннобазных платформ, низина)

При анализе результатов для опытов с порожней длиннобазной платформой можно сделать вывод, что возникающие вертикальные реакции в узле автосцепного устройства превышают критическое значение для всех случаев конфигурации тормозной системы. В группе опытов по исследованию торможения с частично загруженной платформой критический уровень вертикальных реакций несколько выше и результаты для опыта с вагонами при установке двух воздухораспределителей на вагон свидетельствуют о не превышении этого уровня. Указанное наблюдается и для случая с использованием ЭПТ на вагонах состава. Критический уровень продольных реакций находится намного выше любого значения, полученного по результатам данной серии опытов.

а)



б)



а – средняя платформа порожняя; б – средняя платформа полупорожняя
Рисунок 5.52 – Зависимость максимальных реакций от конфигурации тормозной системы (состав длиннобазных платформ, низина)

Проведём аналогичное исследование для состава длиннобазных платформ при условии торможения на возвышенности. В результате проведённой серии экспериментов с моделью получим зависимость, представленную на рисунке 5.53. Видно, что для поиска критического режима целесообразно рассмотреть диапазон

скоростей от 20 до 40 км/ч. После проведения ряда экспериментов в выявленном диапазоне скоростей был получен следующий критический режим (рисунок 5.54).

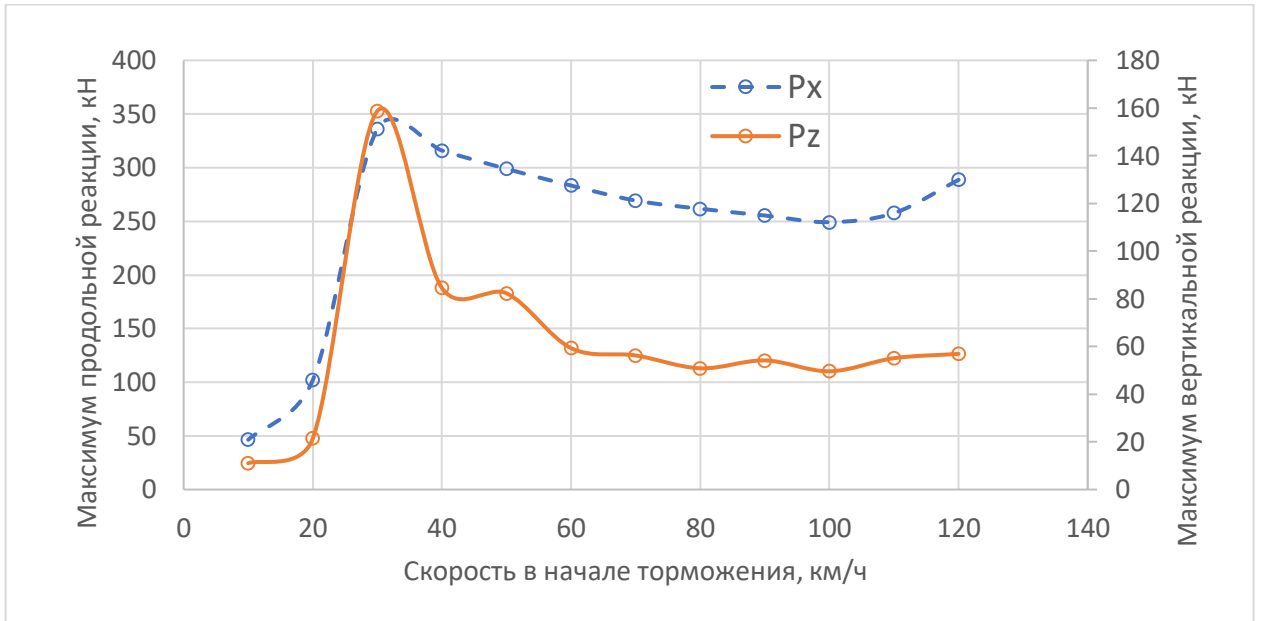


Рисунок 5.53 – Максимумы составляющих межвагонных реакций для режима торможения (состав длиннобазных платформ, возвышенность)

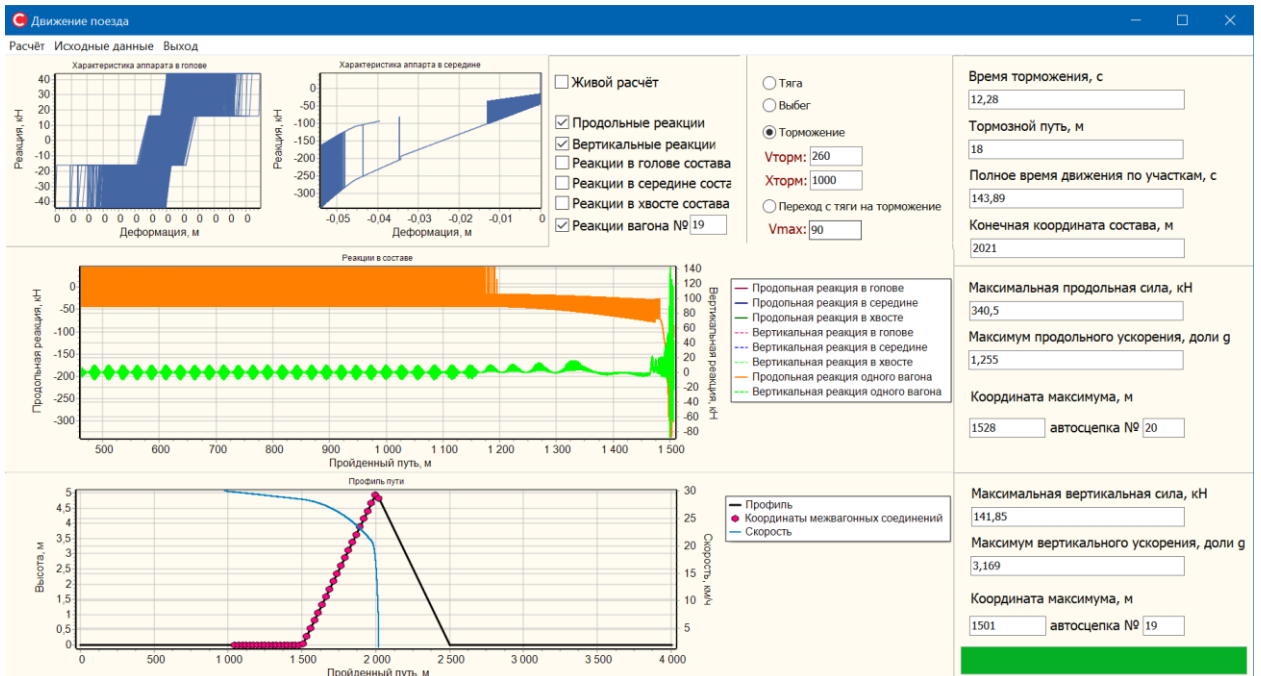
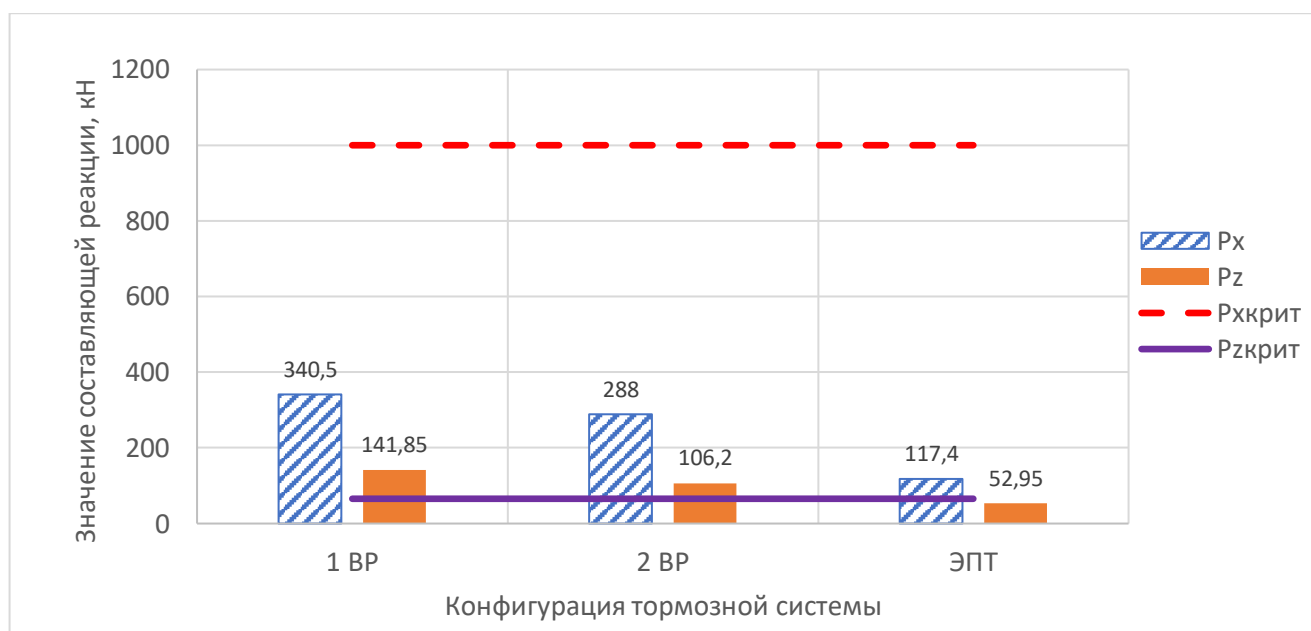


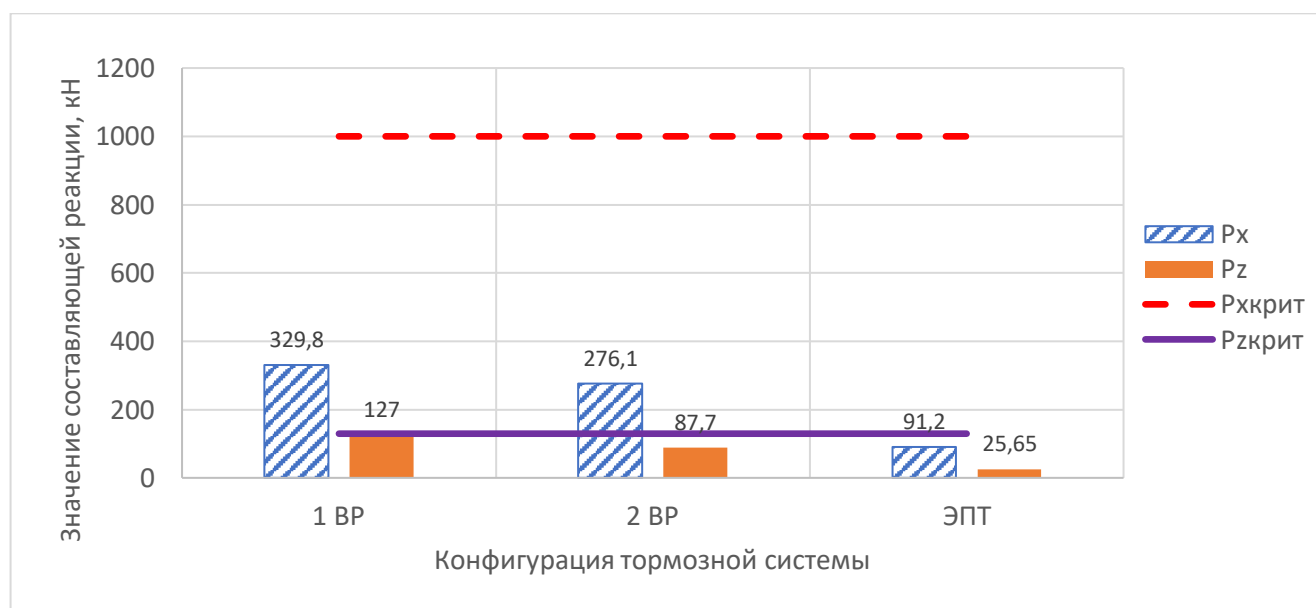
Рисунок 5.54 – Результаты моделирования критического режима (состав длиннобазных платформ, возвышенность)

Повторим численное моделирование критического режима при разных конфигурациях тормозной системы и представим полученные результаты в графической форме. Отметим, что полузагруженная платформа в модели представлялась как вагон со смещённым центром тяжести (моделировалось установка одного гружёного и одного порожнего контейнера). Полученные результаты представлены на рисунке 5.55.

а)



б)



а – средняя платформа порожняя; б – средняя платформа полупорожняя

Рисунок 5.55 – Результаты моделирования критического режима

(состав длиннобазных платформ, возвышенность)

Результаты данной группы опытов в многом повторяют серию экспериментов моделирования торможения длиннобазных платформ на участке пути, имеющем низину. Установка двух воздухораспределителей или электровоздухораспределителя (ЭВР) на длиннобазную платформу поможет снизить риски выжимания кузова для случая с полузагруженной платформой. Продольные реакции для всех случаев находятся в допустимых пределах согласно выбранным ранее критериям.

5.4 Формирование практических рекомендаций, основанных на результатах проведённого исследования

Подведём итоги проведённому исследованию, сформировав перечень практических рекомендаций. Основной вывод, который можно сделать, произведя анализ результатов исследования, заключается в актуальности улучшения тормозной системы поезда путём повышения скорости распространения тормозной волны. Решение этой проблемы является отдельной технической задачей, подробно не затрагиваемой в данной работе. Однако доказательство возможности такого улучшения стоит привести.

Основной прирост в скорости движения сжатого воздуха по тормозной магистрали при торможении может быть достигнут применением двух воздухораспределителей на вагонах вместо одного. В этом случае за счёт двойной дополнительной разрядки приборов воздушный поток будет ускоряться интенсивнее, что приведёт к повышению скорости тормозной волны. Указанное было доказано путём натурного эксперимента, результаты которого приведены в разделе 4. Помимо доказательства в том разделе был представлен краткий обзор исследований, посвящённых модернизации тормозной системы поезда, проведение которой позволит повысить качество тормозных процессов [13, 57, 59, 60].

В итоге можно выделить несколько направлений поиска технического решения задачи повышения скорости распространения тормозной волны:

1 Тормозная система вновь выпускаемых вагонов должна предусматривать установку двух воздухораспределителей на вагон, обладающих свойством дополнительной разрядки (рисунок 4.2).

2 Необходимо провести модернизацию тормозной системы состава для повышения плотности тормозной магистрали. К числу возможных технических решений, направленных на повышение плотности, относятся несколько опций.

2.1 Применение шарового клапана в конструкции концевых кранов. Применение концевых кранов с клапанами шарового типа позволит снизить общий уровень утечек и повысить плотность магистрали.

2.2 Снижение шероховатости внутренней поверхности труб. Исследования газодинамических процессов в трубопроводах показали, что снижение значения шероховатости внутренней поверхности труб увеличивает скорость течения по ним частиц среды на 15 % [57]. Снижение шероховатости может быть достигнуто путём применения гибких полимерных трубок в конструкции магистралей.

2.3 Повышение качества соединительного рукава тормозной магистрали. В связи с процессом старения резины наблюдается непрерывное постепенное снижение плотности тормозной магистрали с течением времени. Применение перспективных полимерных материалов вместо резины позволит замедлить этот процесс и будет способствовать стабильному поддержанию плотности тормозной магистрали в процессе эксплуатации.

Указанные концепции нуждаются в конкретных технических предложениях и их реализация позволит получить уровни межвагонных реакций, соответствующих конфигурации «2 ВР» в приведённых в разделе 5 графиках.

Применение ЭПТ на грузовом подвижном составе сопряжено с организационными-технологическими трудностями и тесно связано со сложившимися в Российской Федерации правилами формирования поездов. Несмотря на достигаемые преимущества, представленные значениями реакций для конфигурации «ЭПТ» в приведённых в разделе 5 графиках, внедрение ЭПТ может оказаться чрезвычайно дорогостоящей задачей. Отметим, что передача сигнала о начале торможения возможна с использованием беспроводных технологий (WiFi,

радиосвязь и др.) [95]. Интеграция пневматической тормозной системы грузового подвижного состава с описанными технологиями также является актуальной технической задачей, решение которой позволит значительно повысить безопасность движения поездов.

Перечисленные технические решения связаны с модернизацией исключительно тормозной системы, однако для решения поднятой в данной работе проблемы может быть применён ряд решений, относящийся к модернизации конструкции других элементов вагона.

Вернувшись к схеме, представленной на рисунке 5.41 можно заметить, что, из-за отсутствия связи между тележкой и кузовом, значение веса тележки не учитывается в составленном уравнении моментов и не оказывает сопротивление подъёму кузова. Таким образом критическое значение вертикальной силы можно увеличить, если предусмотреть полужёсткую связь кузова с тележкой. Указанного можно достичь за счёт применения замковых шкворней [43]. Их конструкция будет во многом аналогична той, применяемой на пассажирском подвижном составе.

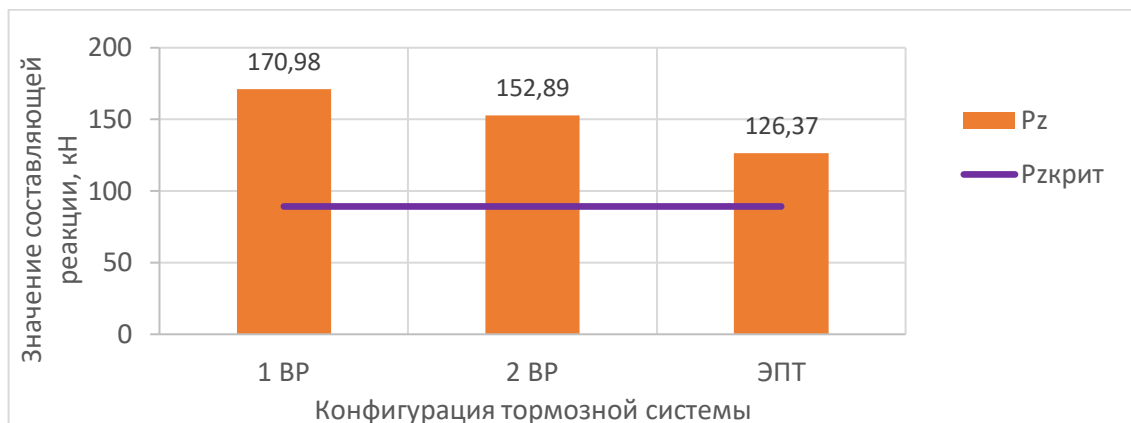
Указанная модернизация позволит немного изменить условие нахождения минимальной вертикальной силы, достаточной для подъёма кузова:

$$P_{Z\text{крит}} = \frac{P_{\text{к}} \cdot L_2 + P_{\text{гр}} \cdot L_2 + P_{\text{т}} \cdot (L_1 + L_2)}{(L_{\text{к}} + L_1 + L_2)}, \quad (5.5)$$

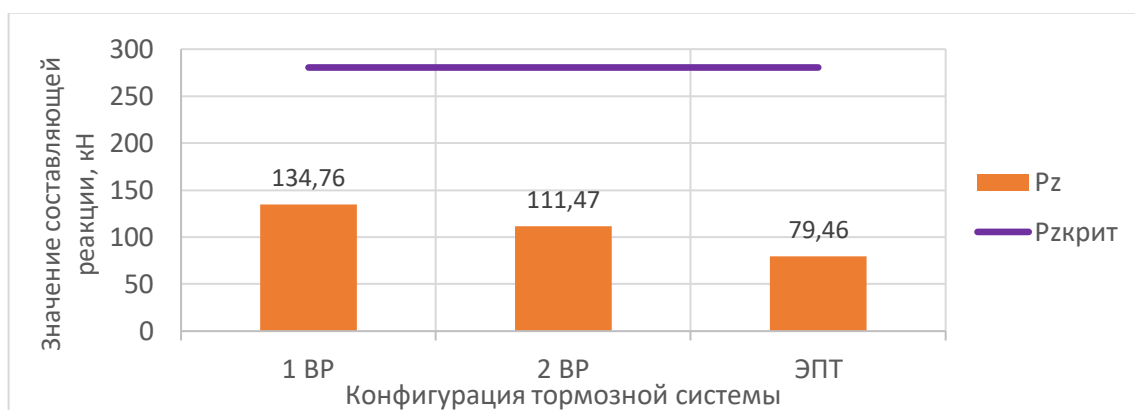
где $P_{\text{т}}$ – вес тележки, кН.

Что позволит пересчитать критические уровни реакций и по-новому проанализировать полученные в разделе 5 данные в отношении вертикальной составляющей межвагонной реакции. Нанесём новые уровни критической вертикальной силы на графики зависимостей вертикальной составляющей межвагонной реакции, полученные во всех опытах раздела 5. Пересчитанные уровни отображены на рисунках 5.56 - 5.59.

а)

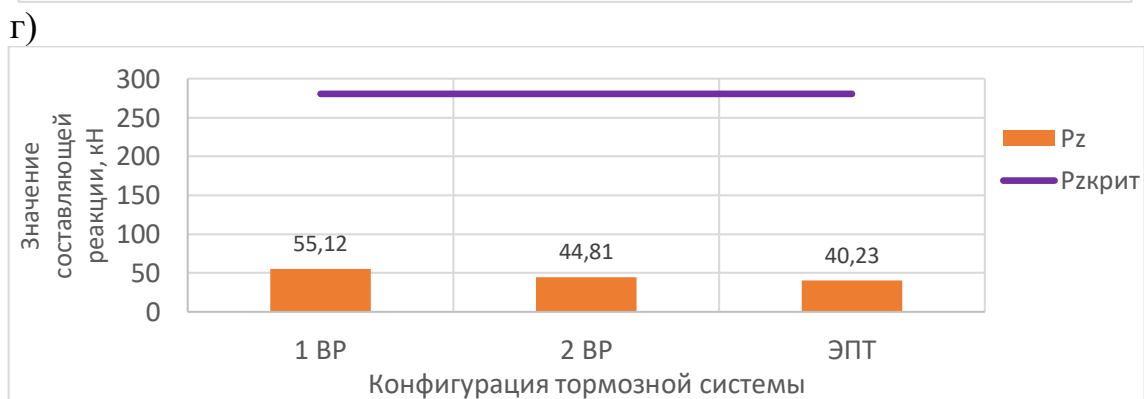
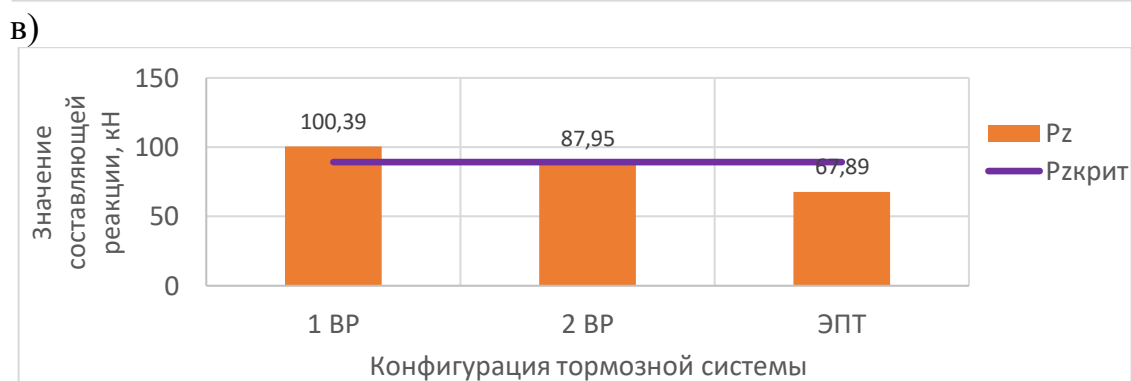
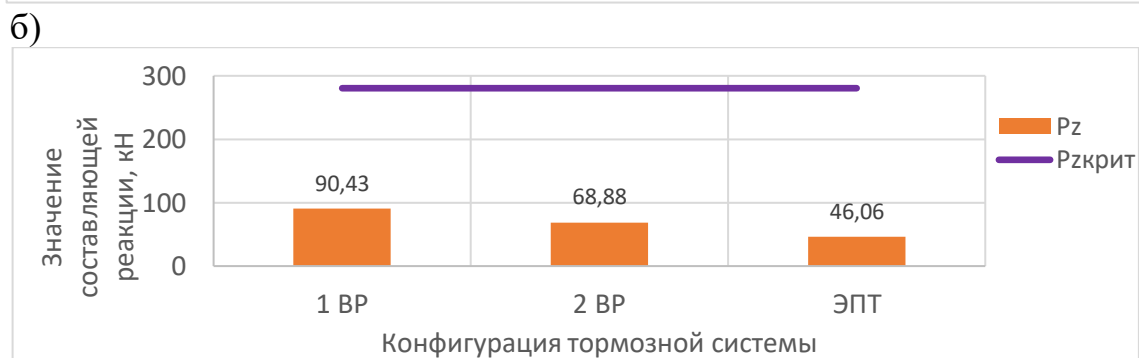
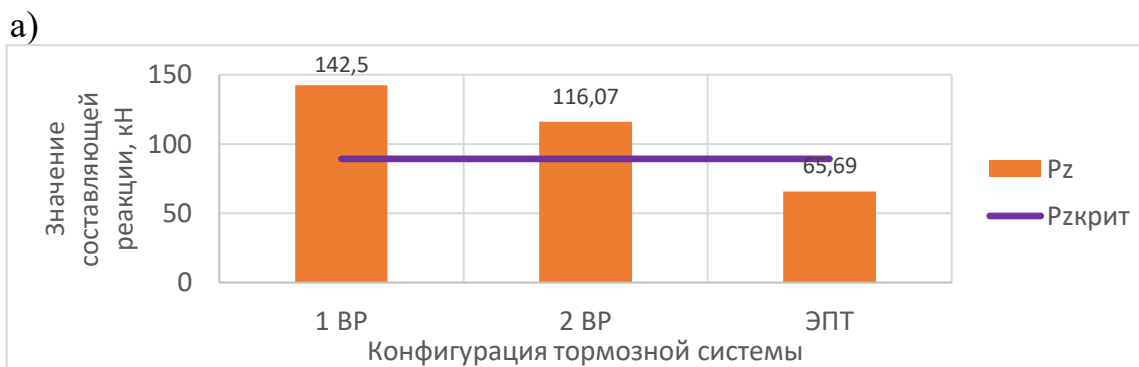


б)



а – средняя платформа порожня; б – средняя платформа полупорожня

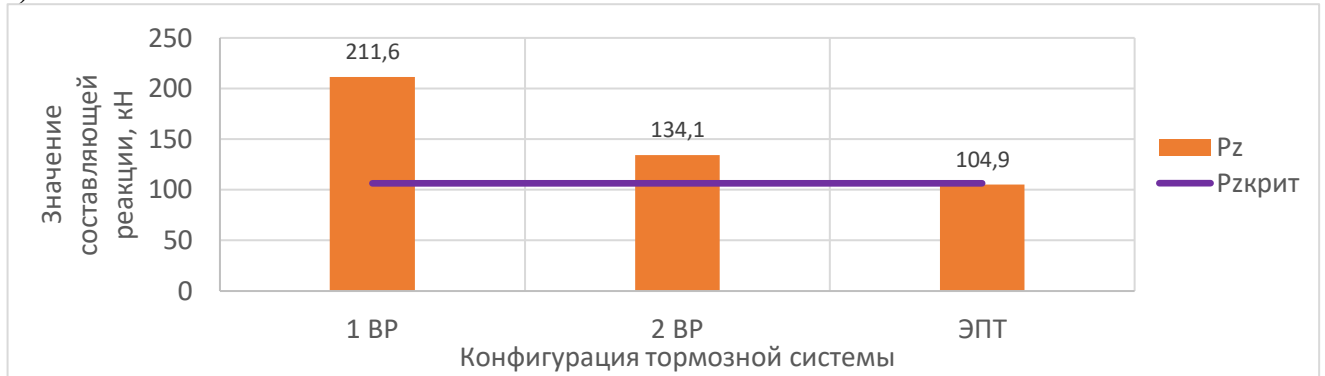
Рисунок 5.56 – Сравнение результатов моделирования критического режима с повышенными предельными уровнями реакций (состав полувагонов, низина)



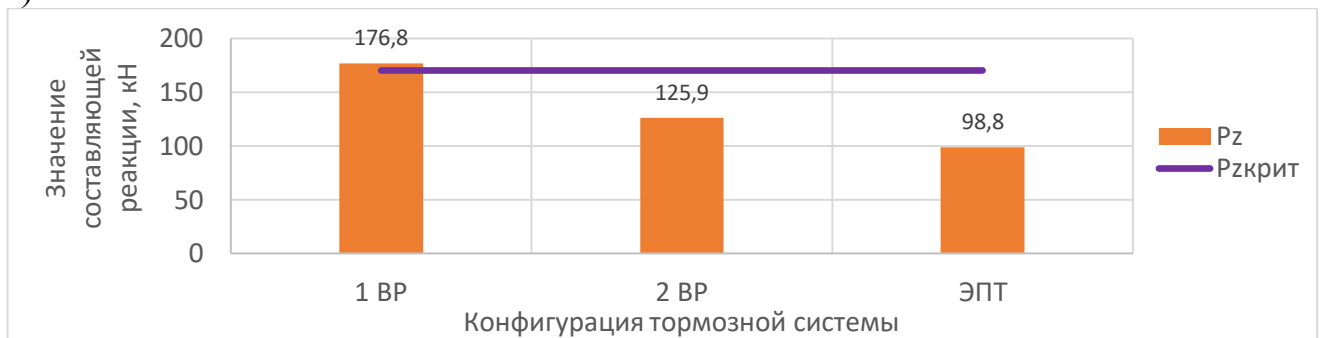
- а – средняя платформа порожняя, максимум вертикальной силы;
 б – средняя платформа полупорожняя, максимум вертикальной силы;
 в – средняя платформа порожняя, максимум продольной силы;
 г – средняя платформа полупорожняя, максимум продольной силы

Рисунок 5.57 – Сравнение результатов моделирования критического режима с повышенными предельными уровнями реакций (состав полувагонов, возвышенность)

а)



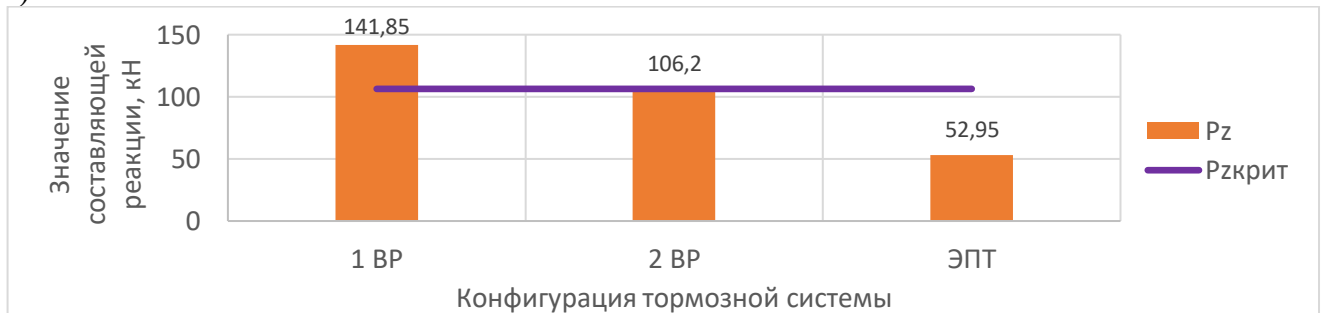
б)



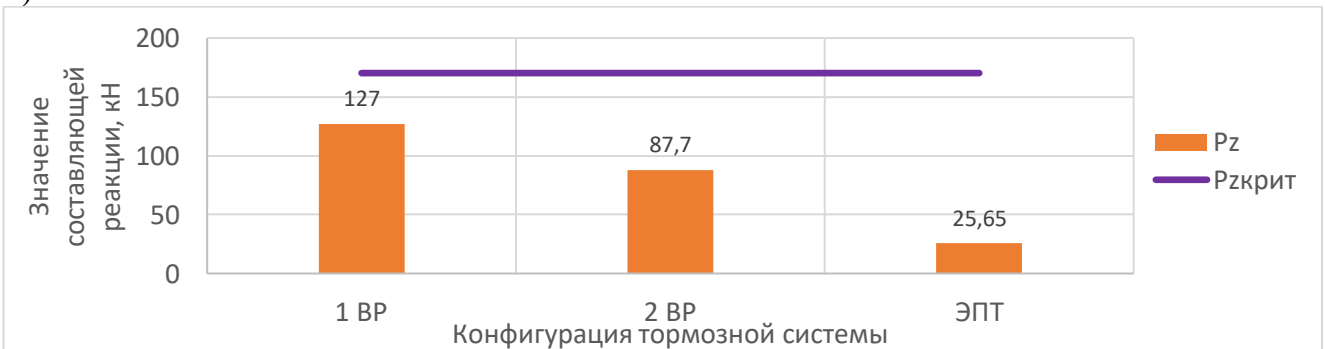
а – средняя платформа порожняя; б – средняя платформа полупорожняя

Рисунок 5.58 – Сравнение результатов моделирования критического режима с повышенными предельными уровнями реакций (состав длиннобазных платформ, низина)

а)



б)



а – средняя платформа порожняя; б – средняя платформа полупорожняя

Рисунок 5.59 – Сравнение результатов моделирования критического режима с повышенными предельными уровнями реакций (состав длиннобазных платформ, возвышенность)

Из приведённых графиков следует, что при сочетании улучшения тормозной системы путём применения на вагонах схемы с двумя воздухораспределителями и добавления полужёсткой связи тележки с кузовом условия для обеспечения безопасности движения улучшаются. Особенно актуально такое улучшение для состава длиннобазных платформ.

5.5 Выводы по разделу 5

Проведённая серия опытов по исследованию динамической нагруженности составов вагонов позволяет сделать вывод об актуальности применения на подвижном составе тормозных систем, обеспечивающих высокую скорость распространения тормозной волны. При торможении на сложных участках пути при неблагоприятном стечении обстоятельств в автосцепном устройстве вагонов могут возникать большие реакции. Отметим следующее:

1 Применение на вагонах схемы с двумя воздухораспределителями позволит значительно снизить риск превышения продольной составляющей межвагонной реакции значения в 1000 кН (предельное значение, закладываемое конструкторами согласно III расчётному режиму «Норм...» [73]).

2 При использовании двух воздухораспределителей на вагонах значительно снижаются вертикальные реакции, возникающие в узле автосцепки. В некоторых случаях значения становятся меньше критических из условия поднятия кузова вагона (рисунок 5.41). Указанное способно сыграть решающую роль в обеспечении безопасности движения.

3 Повышение скорости распространения тормозной волны особенно актуально для составов длиннобазных платформ, в связи с значительными вертикальными реакциям, возникающими в узле сцепки. Результаты имитационного моделирования показали, что для случая частичной загрузки длиннобазной платформы (один контейнер гружёный, другой порожний) условия безопасного движения соблюдаются (5.4) соблюдаются только для скоростей

распространения тормозной волны по составу не ниже тех, обеспечиваемых схемой установки двух воздухораспределителей на вагон.

4 Применение ЭПТ на грузовом подвижном составе позволит значительно снизить величины всех составляющих межвагонных реакций. Техническая реализация такого типа тормозного оборудования является актуальной задачей. Исследования в этом направлении ведутся отечественными учеными [95].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 Проведён анализ методов решения задач динамики вагонов. По результатам анализа в качестве основного метода исследования был принят и успешно применён метод математического и компьютерного моделирования.

2 Предложена математическая модель движения грузового вагона в поезде, учитывающая уклон и неровности пути, внешние силы, действующие на систему при переходных режимах и смещение центра тяжести вагона вследствие неравномерной загрузки. С помощью среды программирования Embarcadero C++ Builder на основе математической модели создана компьютерная программа, которая может быть использована для исследования продольной динамики поезда.

3 Проведён натурный эксперимент по оценке влияния числа воздухораспределителей состава на скорость распространения тормозной волны и выполнена успешная верификация его результатов, что служит доказательством эффективности предложенной схемы конфигурации тормозной системы, повышающей скорость распространения тормозной волны по длине состава и предусматривающей установку двух воздухораспределителей на грузовой вагон.

4 Проведена серия экспериментов по имитационному моделированию торможения состава грузовых вагонов при различных значениях исходных данных, соответствующих благоприятным и неблагоприятным условиям эксплуатации. Полученные результаты свидетельствуют о существенном снижении межвагонных реакций при включении в модель параметров процесса торможения, соответствующих перспективным конфигурациям тормозной системы грузовых поездов, ускоряющих скорость распространения тормозной волны по длине состава.

5 Проанализирован процесс выжимания порожних и малозагруженных вагонов под действием продольных сил, описан механизм выжимания, обоснованы критические уровни горизонтальной и вертикальной составляющей межвагонных реакций, приводящие к возникновению аварии.

6 Сформирован перечень практических рекомендаций по повышению плотности тормозной магистрали грузового поезда для повышения скорости распространения тормозной волны по длине состава.

7 Выполнено научное обоснование актуальности разработки и внедрения системы электропневматического тормоза на грузовом подвижном составе, основой которого являются результаты проведённых опытов по численному моделированию.

8 Рекомендуется применение предложенной пневматической системы тормоза грузового вагона на длиннобазных платформах совместно с использованием замковых шкворней в узле соединения кузова с тележкой, что позволит существенно повысить безопасность движения составов вагонов данного типа при переходных режимах движения за счёт снижения риска выжимания порожних и малозагруженных вагонов.

9 Перспективой дальнейшей разработки темы является повышение детализации математической модели, добавление в расчётную программу блоков вычисления показателей плавности хода, включение в модель эмпирических формул расчёта тормозной силы для пассажирских воздухораспределителей, а также переход от плоской математической модели грузового вагона к пространственной.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

В диссертации применяется следующий перечень условных обозначений и сокращений:

1 ВНИИЖТ – Акционерное общество «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта».

2 ВНИКТИ – Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава».

3 ПГУПС – Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I».

4 РУТ(МИИТ) – Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Российский университет транспорта».

5 БГТУ – Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный технический университет».

6 ЭПТ – Электропневматический тормоз (режим торможения с применением электропневматического тормоза).

7 БХВ – Блок хвостового вагона.

8 ВР – Воздухораспределитель.

9 КМ – Кран машиниста.

10 РК – Рабочая камера воздухораспределителя.

11 ЗР – Запасный резервуар.

12 ТЦ – Тормозной цилиндр.

13 ТМ – Тормозная магистраль.

14 УР – Уравнительный резервуар крана машиниста.

15 ПСТ – Полное служебное торможение.

16 ЭТ – Экстренное торможение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анисимов, П.С. Гасящий потенциал фрикционного клина / П.С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Мир транспорта. – 2010. – Т. 8. – № 1(29). – С. 32-39.
2. Анисимов, П. С. Испытания вагонов : монография / П. С. Анисимов. – Москва : Маршрут, 2004. – (Высшее профессиональное образование). – 197 с. – Текст : непосредственный.
3. Антипин, Д. Я. Обоснование методики анализа комфорта и безопасности при перевозках пассажиров за счет уменьшения вибрационной нагруженности кузова пассажирского вагона / Д. Я. Антипин, Е. В. Лукашова, П. Д. Жиров. – Текст : непосредственный // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2021. – № 2(99). – С. 44-50.
4. Анисимов, П. С. Силы трения фрикционного клинового гасителя колебаний / П. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Мир транспорта. – 2012. – Т. 10. – № 3(41). – С. 10-13.
5. Аскадский, А. А. Химическое строение и физические свойства полимеров / А. А. Аскадский, Ю. И. Матвеев. – Москва : Химия, 1983. – 248 с. – Текст : непосредственный.
6. Бельский, А. О. Новые аспекты совершенствования конструкции двухосных тележек грузовых вагонов / А. О. Бельский, Р. А. Ахмеджанов, П. А. Варавва. – Текст : непосредственный // Омский научный вестник. – 2020. – № 1(169). – С. 22-26.
7. Беспалько, С. В. Комплексный подход к оценке параметров поглощающих аппаратов автосцепного оборудования подвижного состава железных дорог / С. В. Беспалько, М. П. Козлов. – Текст : непосредственный // Современные проблемы железнодорожного транспорта : Сборник трудов по результатам международной интернет-конференции, Москва, 07 апреля 2020 года / Под общей редакцией К.А. Сергеева. – Москва: Российский университет транспорта, 2020. – С. 192-195.

8. Беспалько, С. В. Исследования о распространении изменения давления жидкого груза в котле железнодорожной цистерны при гидроударе / С. В. Беспалько, В. И. Богачев. – Текст: непосредственный // Транспорт Российской Федерации. – 2013. – № 3(46). – С. 61-63.

9. Беспалько, С. В. О нагруженности котла цистерны при гидроударе / С. В. Беспалько, С. С. Андриянов, В. И. Богачев. – Текст : непосредственный // Мир транспорта. – 2015. – Т. 13. – № 3(58). – С. 200-209.

10. Беспалько, С. В. Оценка влияния параметров днища на напряженное состояние котла цистерны / С. В. Беспалько, В. И. Богачев. – Текст : непосредственный // Наука та прогрес транспорту. – 2013. – № 1(43). – С. 133-138.

11. Блохин, Е.П. Динамика поезда : (Нестационар. продол. колебания) / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. - Москва : Транспорт, 1982. - 222 с. – Текст : непосредственный.

12. Блохин, Е. П. Исследование продольной нагруженности длинносоставных грузовых поездов при торможении / Е. П. Блохин, Л. В. Урсуляк, Я. Н. Романюк. – Текст : непосредственный // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – 2011. – № 38. – С. 7-16.

13. Блохин, Е. П. О торможении поезда массой 20 тысяч тонн / Е.П. Блохин, В. Г. Иноземцев, В.В. Крылов, С.Л. Стамблер, Л. В.Урсуляк. – Текст : непосредственный // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1984. – № 5. – С. 1-4.

14. Блохин, Е. П. Расчет грузовых вагонов на прочность при ударах : учебное пособие для вузов ж.-д. трансп. / Е. П. Блохин, И. Г. Барбас, Л. А. Манашкин [и др.] ; под ред. Е.П. Блохина - Москва : Транспорт, 1989. - 230 с. – Текст : непосредственный.

15. Блохин, Е.П. Расчеты и испытания тяжеловестных поездов / Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин, Е.Л. Стамблер [и др.] ; под ред. Е.П. Блохина – Москва : Транспорт, 1986. – 265 с. – Текст : непосредственный.

16. Богомаз, Г. И. Диагностика состояния ходовых частей рельсовых экипажей в процессе движения / Г. И. Богомаз, Е. Н. Ковтун, О. М. Аркова [и др.]. – Текст : непосредственный // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – 2004. – № 5. – С. 17-20.

17. Богомаз, Г. И. Динамика железнодорожных вагонов-цистерн / Г. И. Богомаз ; Нац. акад. наук Украины ; Нац. косм. агентство Украины, Ин-т техн. механики. – Киев : Наукова думка, 2004. – (Проект "Наукова книга"). – 223 с. – Текст : непосредственный.

18. Богомаз, Г. И. Динамика цистерн (вагон и контейнеров) при продольных ударах и переходных режимах движения поездов : специальность 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Богомаз Георгий Иванович. – Ленинград, 1990. – 31 с. – Текст : непосредственный.

19. Богомаз, Г.И. Разработка газовых цистерн нового поколения, оборудованных защитными устройствами повышенной энергоемкости / В. А. Волков, В. М. Бубнов, Г. И. Богомаз, М. Б. Кельрих. – Текст : непосредственный // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – 2004. – № 5. – С. 56-60.

20. Бороненко, Ю. П. Обобщение накопленного опыта проектирования тележек грузовых вагонов для создания их типоразмерного ряда / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова. – Текст : непосредственный // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – 2004. – № 5. – С. 25-29.

21. Бороненко, Ю. П. Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты / Ю. П. Бороненко, Т. С. Титова, Е. Ю. Семенов. – Текст : непосредственный // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2019. – № 3(59). – С. 40-43.

22. Буйносов, А. П. Влияние скорости кинетического проскальзывания колеса на коэффициент сцепления колеса с рельсом / А. П. Буйносов, Е. С. Юдт, А.

А. Францкевич. – Текст : непосредственный // Транспорт Урала. – 2021. – № 3(70). – С. 90-92.

23. Буйносов, А. П. Влияние электрического торможения на износ бандажей колесных пар электровозов / А. П. Буйносов, И. О. Шепелева. – Текст : непосредственный // Научно-технический вестник Поволжья. – 2013. – № 4. – С. 127-129.

24. Буйносов, А. П. Некоторые особенности автоматических тормозов подвижного состава / А. П. Буйносов, Е. В. Федоров. – Текст : непосредственный // Наука и образование транспорту. – 2018. – № 1. – С. 14-17.

25. Буйносов, А. П. Контроль пневматических сетей поезда / А. П. Буйносов, Е. В. Федоров. – Текст : непосредственный // Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава : Материалы V всероссийской научно-технической конференции с международным участием, Омск, 14 ноября 2019 года. – Омск: Омский государственный университет путей сообщения, 2019. – С. 298-306.

26. Буйносов, А. П. Метод определения производительности компрессоров локомотива / А. П. Буйносов, Е. В. Федоров. – Текст : непосредственный // Научно-технический вестник Поволжья. – 2018. – № 9. – С. 39-41.

27. Буйносов, А. П. Определение эффективности тормозов железнодорожного подвижного состава в пути следования / А. П. Буйносов, Е. В. Федоров. – Текст : непосредственный // Транспорт: наука, техника, управление. Научный информационный сборник. – 2018. – № 8. – С. 7-11.

28. Буйносов, А. П. Сопротивление движению подвижного состава при различных состояниях поверхностей рельсов / А. П. Буйносов, Д. Л. Худояров, И. А. Тюшев. – Текст : непосредственный // Научно-технический вестник Поволжья. – 2019. – № 7. – С. 28-31.

29. Вериго, М.Ф. Вертикальные силы, действующие на путь при прохождении подвижного состава / М.Ф. Вериго. – Текст : непосредственный // Труды Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1955. – Вып. 19. – С. 25-288.

30. Вериго, М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава в кривых малого радиуса и борьба с боковым износом рельсов и гребней колес / М.Ф. Вериго – Москва, 1997. – 207 с. – Текст : непосредственный.

31. Вершинский, С.В. Динамика вагона : учебник для вузов ж.-д. транспорта / С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов ; под ред. С.В. Вершинского. — 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Транспорт, 1991. - 360 с. – Текст: непосредственный.

32. Вершинский, С.В. Продольная динамика вагонов в грузовых поездах / С.В. Вершинский. – Текст : непосредственный // Труды Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1957. – Вып. 143. – С. 143-262.

33. Винокуров, М.В. Исследование колебаний и устойчивости вагонов / М.В. Винокуров. – Текст : непосредственный // Труды Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта. – 1940. – Вып. 12. – С. 3-292.

34. Выбор параметров упругих элементов математической модели "вагон-путь" / В. Н. Филиппов, Е. Г. Курзина, А. М. Курзина, И. Ж. Жайсан. – Текст : непосредственный // Мир транспорта. – 2018. – Т. 16. – № 3(76). – С. 62-71.

35. Галичев, А. Г. Влияние триботехнического состояния колес и рельсов на динамику движения грузового тепловоза в режимах выбега и тяги : специальность 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Галичев Александр Геннадьевич. – Брянск, 2002. – 195 с. – Текст : непосредственный.

36. Гарг, В.К., Динамика подвижного состава / В.К. Гарг, Р.В. Дуккипати; пер. с англ. К.Г. Бромштейна; под ред. Н. А. Панькина. - Москва: Транспорт, 1988. - 391 с. – Текст : непосредственный.

37. Годыцкий–Цвирко, А.М. Взаимодействие пути и подвижного состава железных дорог. / А.М. Годыцкий–Цвирко – 2-е изд., пересм. и доп. – Москва: Огиз – Гострансиздат, 1931. – 215 с. – Текст : непосредственный.

38. Горячев, С. А. Разработка методики проектирования и выбор параметров эластомерного поглощающего аппарата грузовых вагонов: : специальность

05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Горячев Сергей Александрович – Екатеринбург, 1999. – 149 с. – Текст : непосредственный.

39. Гребенюк, П. Т. Динамика торможения тяжеловесных поездов: специальность 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Гребенюк Петр Тимофеевич. – Москва, 1978. – 29 с. – Текст : непосредственный.

40. Давыдов, А. Н. Анализ конструкций боковых опор грузовых вагонов / А. Н. Давыдов, Г. И. Петров, А. В. Смольянинов. – Текст : непосредственный // Инновационный транспорт. – 2013. – № 4(10). – С. 6-11.

41. Давыдов, А. Н. Влияние продольных горизонтальных зазоров в боковых опорах непрерывного контакта на величину критической скорости грузового вагона / А. Н. Давыдов, А. В. Смольянинов. – Текст : непосредственный // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2013. – № 1(17). – С. 43-49.

42. Данович, В.Д. Улучшение динамических качеств вагонов с тележками, имеющими диагональные связи. Динамика вагона / И.Г. Акатова, С.М. Рябченко. – Текст : непосредственный // Труды Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта – 1965. – Вып. 57. – С. 254-263.

43. Емельянов, О.Ю. Эксплуатация вагонов со сниженной массой тары в длинносоставных тяжеловесных поездах / О. Ю. Емельянов, О. Ю. Кривич, И. К. Сергеев. – Текст : непосредственный // Научный информационный сборник «Транспорт: наука, техника, управление». – 2022. – № 10 – С. 28-33.

44. Захаров, С. М. Математическое моделирование влияния параметров пути и подвижного состава на процессы изнашивания колеса и рельса / С. М. Захаров, Ю. С. Ромен. – Текст : непосредственный // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2010. – № 2. – С. 26-30.

45. Иноземцев, В. Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава / В.Г. Иноземцев. - Москва : Транспорт, 1979. - 424 с. – Текст: непосредственный.

46. Иноземцев, В. Г. Эффективность тормозных средств, скорость движения и межпоездной интервал / В. Г. Иноземцев. – Текст: непосредственный. // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1975. – № 5. – С. 4-5.

47. К вопросу обеспечения безопасности движения вагонов с увеличенной высотой центра тяжести / В. Н. Филиппов, И. В. Козлов, А. В. Смольянинов, Я. Д. Подлесников. – Текст: непосредственный // Транспорт Урала. – 2014. – № 2(41). – С. 39-43.

48. Кобищанов, В. В. Оценка влияния учета упругих свойств подвешивания автопоезда на динамические характеристики вагона-платформы для контрейлерных перевозок / В. В. Кобищанов, Д. Я. Антипин, М. В. Мануева. – Текст: непосредственный // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2016. – № 4(52). – С. 179-185.

49. Кобищанов, В. В. Оценка нагруженности кузовов пассажирских вагонов при столкновении поездов с препятствиями методами компьютерного моделирования / В. В. Кобищанов, Д. Я. Антипин, С. Г. Шорохов. – Текст : непосредственный // Безопасность движения поездов : XV научно практическая конференция: труды, Москва, 23–24 октября 2014 года. – Москва: Московский государственный университет путей сообщения, 2014. – С. VII-42.

50. Комарова, А. Н. Сравнительная оценка сопротивления движению грузовых вагонов на тележках различных типов / А. Н. Комарова, Ю. П. Бороненко. – Текст : непосредственный // Транспорт Российской Федерации. – 2014. – № 3(52). – С. 69-72.

51. Конструирование и расчет вагонов: учебник / В.В. Лукин, П.С. Анисимов, В.Н. Котуранов и др.; под ред. П.С. Анисимова. — 2 е изд., перераб. и доп. — Москва: ФГОУ «Учебно методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2011. — 688 с. – Текст : непосредственный.

52. Корольков, Е.П. Снижение износа колес железнодорожного подвижного состава при конструктивных изменениях ходовых частей : специальность 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : автореферат

диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Корольков Евгений Павлович. – Москва, 1997. – 48 с. – Текст : непосредственный.

53. Коссов, В.С. Применение программного комплекса "Универсальный механизм" при создании рельсового подвижного состава / В. С. Коссов, Г. С. Михальченко, Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов. – Текст : непосредственный // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2005. – № 8. – С. 45-48.

54. Кошелев, В.А. Грузовой вагон: связи, скорость и свойство устойчивости невозмущенного движения / В.А. Кошелев. – Текст : непосредственный // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2006. – № 4(9). – С. 71-82.

55. Крейн, С. Г. О колебаниях твердого тела, содержащего жидкость со свободной поверхностью / С. Г. Крейн, Н. Н. Моисеев. – Текст : непосредственный // Прикладная математика и механика. – 1957. – Т. 21. – № 2. – С. 169-174.

56. Кривич, О. Ю. Исследование ходовых качеств вновь создаваемых вагонов со сниженным значением массы тары путем компьютерного моделирования динамики состава / О. Ю. Кривич, И. К. Сергеев, О. Ю. Емельянов. – Текст : непосредственный // Наука и техника транспорта. – 2022. – № 2. – С. 14-17.

57. Кулага, А.А. Методика расчета газодинамических процессов в тормозной магистрали / А.А. Кулага, И.В. Тельнов, А.Н. Шамаков. – Текст : непосредственный // Транспортное дело России. – 2018. – № 3. – С. 120-124.

58. Кулага, А. А. Недостатки грузового воздухораспределителя / А. А. Кулага, И. В. Тельнов, А. Н. Шамаков. – Текст : непосредственный // Транспортное дело России. – 2018. – № 2. – С. 88-90.

59. Кулага, А.А. Повышение эффективности работы тормозных систем длиннобазных контейнерных платформ : специальность 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Кулага Андрей Анатольевич – Москва, 2019. - 24 с. – Текст : непосредственный.

60. Кулага, А. А. Снижение продольных усилий тяжеловесных грузовых поездах при торможении / А. А. Кулага, Ю. А. Кулага, А. Н. Шамаков. – Текст :

непосредственный // Наука в современном информационном обществе : Материалы XIII международной научно-практической конференции , North Charleston, USA, 03–04 октября 2017 года / н.-и. ц. «Академический». Том 3. – North Charleston, USA: CreateSpace, 2017. – С. 42-44.

61. Лукин, В. В. Снижение горизонтальных рамных сил у восьмиосных вагонов / В. В. Лукин, В. Н. Филиппов, В. М. Меланин. – Текст : непосредственный // Повышение эффективности средств технического обслуживания и ремонта вагонов в условиях Сибири : межвузовский тематический сборник научных трудов. – Омск : Омский институт инженеров железнодорожного транспорта, 1987. – С. 86-88.

62. Ляпушкин, Н. Н. Моделирование процесса сцепления колеса локомотива с рельсом / Н. Н. Ляпушкин, А. Н. Савоськин, А. А. Чучин. – Текст : непосредственный // Транспорт Российской Федерации. – 2010. – № 6(31). – С. 50-53.

63. Марулин, С. Л. Определение критической скорости движения локомотива по неровностям железнодорожного пути при колебаниях галопирования / С. Л. Марулин, А. Р. Динисламов, А. П. Буйносов. – Текст : непосредственный // Научно-технический вестник Поволжья. – 2019. – № 7. – С. 115-118.

64. Марье, Г. Взаимодействие пути и подвижного состава / Г. Марье ; пер. с фр. К. К. Дмоховского, А. Н. Шумилова ; под ред. Н. А. Бредихана, Н. Т. Митюшина, Ф. В. Пугачевского – Москва : Гостехтеориздат, 1933. - 338 с. – Текст : непосредственный.

65. Михальченко, Г.С. Компьютерное моделирование ходовой динамики и износа колес грузового локомотива с радиальной установкой колесных пар / Г. С. Михальченко, В. Н. Языков, В. С. Коссов [и др.]. – Текст : непосредственный // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – 2004. – № 5. – С. 139-142.

66. Михальченко, Г. С. Моделирование динамики скоростного локомотива / Г. С. Михальченко, А. В. Антохин. – Текст : непосредственный // Мир транспорта. – 2010. – Т. 8. – № 2(30). – С. 44-49.

67. Моделирование электромеханической системы электровоза с асинхронным тяговым приводом / Ю. А. Бахвалов, А. А. Зарифьян, В. Н. Кашников [и др.]. – Москва : Транспорт, 2001. – 286 с. – Текст : непосредственный.

68. Мустафаев, Ю. К. Динамика тележки грузового вагона с учётом параметров демпфера сухого трения / Ю. К. Мустафаев, Л. В. Кудюров. – Текст : непосредственный // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2011. – Т. 13. – № 4-3S. – С. 226-228.

69. Мышкин, Н. К. Трибология полимеров: адгезия, трение, изнашивание и фрикционный перенос / Н. К. Мышкин, М. И. Петроковец, А. В. Ковалев – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 2006. – Т. 27. – № 4. – С. 429-443.

70 Нариманов, Г.С. О движении сосуда, частично заполненного жидкостью, учет немалости движения последней / Г.С. Нариманов. – Текст: непосредственный // Прикладная математика и механика. – 1957. – Т. 21 – Вып. 4. – С. 513-524.

71. Недорчук, Б. Л. Внедрение нанотехнологий на объектах железных дорог / Б. Л. Недорчук, В. А. Пашинин. – Текст : непосредственный // Мир транспорта. – 2017. – Т. 15. – № 6(73). – С. 70-78.

72. Недорчук, Б. Л. Методы оценки эффективности технических средств защиты котлов цистерн для опасных грузов при аварийных ситуациях : специальность 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Недорчук Борис Лаврентьевич. – Москва, 2000. – 196 с. – Текст : непосредственный.

73. Нормы для расчёта и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 317с. – Текст : непосредственный.

74. Павлов, С. В. Оценка динамической нагруженности шкворневых узлов вагонов-цистерн и совершенствование их конструкции : специальность 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Павлов Сергей Васильевич –Санкт-Петербург, 1993. – 21 с. – Текст : непосредственный.

75. Параметры платформ для перевозки крупнотоннажных контейнеров и пути повышения их эффективности / А. В. Смольянинов, А. Н. Давыдов, Д. В. Волков, Д. В. Чмирь. – Текст : непосредственный // Инновационный транспорт. – 2018. – № 1(27). – С. 23-31.

76. Петров, Г. И. Аварийные режимы вагона с магнитной подвеской / Г. И. Петров, П. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Мир транспорта. – 2013. – Т. 11. – № 5(49). – С. 126-135.

77. Петров, Г. И. Адаптация математической модели полувагона к условиям разгрузки кузова способом опрокидывания / Г. И. Петров, И. В. Чепурченко, О. И. Паначев. – Текст : непосредственный // Транспортное дело России. – 2017. – № 1. – С. 138-142.

78. Петров, Г. И. Буксовые адаптеры в контексте модернизации / Г. И. Петров, В. Г. Воротников, Ш. А. Секерова. – Текст : непосредственный // Мир транспорта. – 2012. – Т. 10. – № 4(42). – С. 38-43.

79. Петров, Г. И. Влияние отступлений геометрии пути на динамику порожнего полувагона / Г. И. Петров, Е. Г. Адильханов, Ш. А. Секерова. – Текст : непосредственный // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2011. – № 1(41). – С. 72-78.

80. Петров, Г. И. Модернизация грузовых тележек: установка поперечной связи / Г. И. Петров, Н. Ю. Черняев, М. А. Мещеряков. – Текст : непосредственный // Мир транспорта. – 2015. – Т. 13. – № 5(60). – С. 58-62.

81. Петров, Г. И. Оценка безопасности движения вагонов при отклонениях от норм содержания ходовых частей и пути : специальность 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Петров Геннадий Иванович. – Москва, 2000. – 48 с. – Текст : непосредственный.

82. Петров, Г. И. Оценка скользунов постоянного контакта / Г. И. Петров, Е. Г. Адильханов, Ш. А. Секерова. – Текст : непосредственный // Мир транспорта. – 2011. – Т. 9. – № 1(34). – С. 28-37.

83. Петров, Г.И. Этапы и перспективы развития конструкции двухосных тележек грузовых вагонов / Г. И. Петров, В. Н. Филиппов, Н. К. Игембаев, А. Г. Петров. – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 2010. – № 2. – С. 33-36.

84. Петров, Н.П. Давление колес на рельсы железных дорог, прочность рельс и устойчивость пути / Н.П. Петров. – Петроград, 1915. – 321 с. – Текст : непосредственный.

85. Погорелов, Д. Ю. Компьютерное моделирование динамики рельсовых экипажей / Д. Ю. Погорелов. – Текст : непосредственный // Механика и трибология транспортных систем-2003 : Сборник докладов международного конгресса, Ростов-на-Дону, 10–13 сентября 2003 года / Российская Академия наук; Министерство путей сообщения РФ; Министерство транспорта РФ; Межведомственный научный совет по трибологии при РАН, Минпромнауки России и Союзе НИО; Ассоциация инженеров-трибологов; Ростовский государственный университет путей сообщения. Том 2. – Ростов-на-Дону: Ростовский государственный университет путей сообщения, 2003. – С. 226-231.

86. Погорелов, Д. Ю. Критерий для оценки опасности схода подвижного состава путем вкатывания колеса на головку рельса / Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов. – Текст : непосредственный // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты : Тезисы докладов VI международной научно-технической конференции, Санкт-Петербург, 08–12 июля 2009 года / Редколлегия: Бороненко Ю.П., Белгородцева Т.М., Орлова А.М.. – Санкт-Петербург: Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I, 2009. – С. 136-138.

87. Погорелов, Д. Ю. Моделирование динамики монорельсовых экипажей с использованием программного комплекса "универсальный механизм" / Д. Ю. Погорелов, Г. В. Михеев, А. Н. Родиков. – Текст : непосредственный // XII Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики : Сборник трудов. В 4-х томах, Уфа, 19–24 августа 2019 года. Том 1. – Уфа: Башкирский государственный университет, 2019. – С. 490-492.

88. Погорелов, Д. Ю. Модификация алгоритма FASTSIM решения задачи контакта колеса и рельса / Д. Ю. Погорелов, В. Н. Языков. – Текст : непосредственный // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2004. – № 2(2). – С. 103-109.

89. Подлесников, Я. Д. Методы улучшения динамических качеств вагонов для перевозки опасных грузов : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Подлесников Ярослав Дмитриевич. – Москва, 2016. – 22 с. – Текст : непосредственный.

90. Подлесников, Я. Д. Моделирование продольно-динамических усилий в поезде при торможении / Я. Д. Подлесников. – Текст : непосредственный // Безопасность транспорта и сложных технических систем глазами молодежи : Материалы Всероссийской молодежной научно-практической конференции, Иркутск, 10–13 апреля 2018 года. – Иркутск: Иркутский государственный университет путей сообщения, 2018. – С. 160-162.

91. Попов, В.Е. Повышение эффективности тормозных систем подвижного состава на основе совершенствования процессов управления автотормозами грузовых поездов : специальность 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Попов Валерий Евгеньевич. – Москва, 1997. – 48 с. – Текст : непосредственный.

92. Потребляемая мощность как энергетический критерий оценки эффективности поглощающих аппаратов автосцепки / В. Н. Котуранов, С. В. Беспалько, Н. А. Корниенко, М. П. Козлов. – Текст : непосредственный // Наука и техника транспорта. – 2017. – № 3. – С. 18-22.

93. Проблемы и методы защиты вагонов-цистерн при аварийных ситуациях / В. Н. Филиппов, В. Г. Попов, В. М. Пономарев [и др.] . – Текст : непосредственный // Наука и техника транспорта. – 2017. – № 1. – С. 21-28.

94. Разинкин, Н. Е. Исследование устойчивости моторвагонного подвижного состава в рельсовой колее / Н. Е. Разинкин, Н. И. Воронова, Я. Д. Подлесников. – Текст : непосредственный // Наука и техника транспорта. – 2019. – № 3. – С. 24-29.

95. Разработка беспроводного электропневматического торможения железнодорожного подвижного состава / А. П. Буйносов, Е. В. Федоров, К. Н. Яковлев, А. В. Хваловский. – Текст : непосредственный // Научно-технический вестник Поволжья. – 2019. – № 5. – С. 58-60.

96. Расчет параметров "экипаж-тяговый привод-верхнее строение пути" / Е. С. Юдт, А. С. Папуловский, С. С. Папуловский [и др.]. – Текст : непосредственный // Научно-технический вестник Поволжья. – 2022. – № 5. – С. 102-105.

97. РД 32.68–96. Руководящий документ. Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. Введ. 01.01.97. – Москва: Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта, 1996 – 17 с. – Текст : непосредственный.

98. Ромен, Ю. С. Состояние ходовых частей подвижного состава и износы в системе колесо - рельс / Ю. С. Ромен, А. М. Орлова, В. С. Лесничий. – Текст : непосредственный // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2010. – № 2. – С. 42-45.

99. Саидова, А. В. Разработка математических моделей вагона на тележках 18-9810 и 18-9855 для исследования износов колес / А. В. Саидова, А. М. Орлова. – Текст : непосредственный // Наука та прогрес транспорту. – 2013. – № 2(44). – С. 118-123.

100. Свищев, Г. П. Научное наследие Николая Егоровича Жуковского и авиация / Г. П. Свищев // Ученые записки ЦАГИ. – 2018. – Т. 49. – № 4. – С. 10-22. – Текст : непосредственный.

101. Сергеев, И. К. Анализ современных программных комплексов, применяемых для решения задач динамики вагонов / И. К. Сергеев – Текст : непосредственный // Современные проблемы железнодорожного транспорта : Сборник трудов по результатам международной интернет-конференции, Москва, 7

апреля 2020 года / Под общей редакцией К.А. Сергеева. – Москва : Российский университет транспорта, 2020. – С. 108-111.

102. Сергеев, И. К. Влияние силы тяги локомотива на вертикальную нагрузку вагона / И. К. Сергеев, О. Ю. Емельянов, Д. В. Ковин. – Текст : непосредственный // Современные проблемы железнодорожного транспорта : Сборник трудов по результатам международной интернет-конференции, Москва, 7 апреля 2020 года / Под общей редакцией К.А. Сергеева. – Москва : Российский университет транспорта, 2020. – С. 117-122.

103. Сергеев, И. К. Математическая модель движения вагона с учётом особенностей строения пути / И. К. Сергеев. – Текст : непосредственный // Современные проблемы железнодорожного транспорта : Сборник трудов по результатам международной интернет-конференции, Москва, 7 апреля 2020 года / Под общей редакцией К.А. Сергеева. – Москва : Российский университет транспорта, 2020. – С. 112-116.

104. Сергеев, И. К. Математическая модель движения поезда с учётом переходных режимов движения / И. К. Сергеев. – Текст : непосредственный // Актуальные проблемы науки и техники. Инноватика : Сборник научных статей по материалам IX Международной научно-практической конференции, Уфа, 7 октября 2022 года. – Уфа : Общество с ограниченной ответственностью "Научно-издательский центр "Вестник науки", 2022. – С. 45-51.

105. Сергеев, И. К. Математическая модель движения состава вагонов по переломному профилю / И. К. Сергеев. – Текст : непосредственный // Наука и техника: новые вызовы современности: Сборник статей VII Международной научно-практической конференции, Москва, 12 апреля 2022 года. – Москва : Научный клуб «Ракета», 2022. – С. 205-211.

106. Сергеев, И. К. Общий алгоритм компьютерного моделирования подвижного состава / И. К. Сергеев. – Текст : непосредственный // Актуальные вопросы современной науки и практики : Сборник научных статей по материалам IX Международной научно-практической конференции, Уфа, 27 сентября 2022

года. – Уфа : Общество с ограниченной ответственностью "Научно-издательский центр "Вестник науки", 2022. – С. 59-64.

107. Сергеев, И. К. Обзор исследований и программных комплексов для решения задач динамики подвижного состава / И. К. Сергеев, С. В. Беспалько. – Текст : непосредственный // Наука и техника транспорта. – 2021. – № 1. – С. 45-50.

108. Смольянинов, А. В. Анализ конструкций и параметров полувагонов, используемых для тяжеловесного движения / А. В. Смольянинов. – Текст : непосредственный // Транспорт Урала. – 2017. – № 4(55). – С. 26-30.

109. Смольянинов, А. В. Анализ параметров и конструктивных решений кузовов инновационных вагонов / А. В. Смольянинов, К. М. Колясов. – Текст : непосредственный // Транспорт Урала. – 2020. – № 4(67). – С. 34-39.

110. Смольянинов, А. В. Методика инженерной оценки влияния базы вагона на его динамические параметры / А. В. Смольянинов. – Текст : непосредственный // Транспорт Урала. – 2019. – № 1(60). – С. 41-44.

111. Смольянинов, А. В. Основы нелинейной динамики рельсовых экипажей / А. В. Смольянинов, И. А. Добычин, Т. А. Яковенко. – Текст : непосредственный // Вестник Российской Академии транспорта. Уральское межрегиональное отделение. – 1999. – № 2. – С. 18-23.

112. Смольянинов, А. В. О жизненном цикле колесной пары грузового вагона / А. В. Смольянинов, В. Ф. Кармацкий, Д. В. Волков. – Текст : непосредственный // Инновационный транспорт. – 2022. – № 2(44). – С. 35-41.

113. Смольянинов, А. В. Сравнительный анализ методик расчета устойчивости колесной пары от схода с рельсов / А. В. Смольянинов, А. Р. Якупов. – Текст : непосредственный // Транспорт Урала. – 2016. – № 2(49). – С. 48-54.

114. Смольянинов, А. В. Технический облик тележки и его влияние на показатели динамических качеств вагона / А. В. Смольянинов, К. М. Колясов. – Текст : непосредственный // Транспорт Урала. – 2019. – № 4(63). – С. 33-38.

115. Сухов, Ф. И. Управление безопасностью движения поездов на основе интегральной оценки уровня безопасности / Ф. И. Сухов, В. Г. Попов, В. Н. Филиппов. – Текст : непосредственный. // Интеллектуальная энергетика на

транспорте и в промышленности : Материалы всероссийской молодежной научно-практической конференции с международным участием, Омск, 04–05 октября 2018 года. – Омск: Омский государственный университет путей сообщения, 2018. – С. 316-322.

116. Тармаев, А. А. К вопросу о моделировании движения колёсной пары вагона / А. А. Тармаев, В. Н. Филиппов, Г. И. Петров. – Текст : непосредственный // Мир транспорта. – 2019. – Т. 17. – № 1(80). – С. 6-19.

117. Темам, Р. Уравнение Навье – Стокса теория и численный анализ / Р Темам; пер. с англ. В.А. Новикова, А.М. Франка; под ред. Б.Г. Кузнецова, Н.Н. Яненко. – Москва : Мир, 1981. – 400 с. – Текст : непосредственный.

118. Филиппов, В.Н. Исследование поведения вагонов при аварийном соударении: (Анализ аварийных ситуаций с цистернами) / В.Н. Филиппов, Е.А. Радзиховский. – Текст : непосредственный // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1994. – № 3. – С. 9 - 12.

119. Филиппов, В.Н. Повышение эксплуатационной надежности цистерн для сжиженных углеводородных газов / В.Н. Филиппов, Р.Ф. Канивец, Ю.А. Шмыров, В.В. Дмитриев. – Текст : непосредственный // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1995. – № 6-7-8. – С. 17 - 22.

120. Филиппов, В.Н. Пути повышения пожаровзрывобезопасности эксплуатации цистерн для перевозки сжиженных углеводородных газов / В. Н. Филиппов, Г. И. Петров, Ю. Н. Шебеко, И.К. Сергеев. – Текст : непосредственный // Пожаровзрывобезопасность. – 2020. – Т. 29. – № 6. – С. 75-83.

121. Филиппов, В. Н. Снижение износа гребней колес грузовых вагонов за счет рационализации параметров узлов опирания кузова / В. Н. Филиппов, А. А. Тармаев, И. Жайсан. – Текст : непосредственный // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2018. – № 4(40). – С. 11-17.

122. Хейман, Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеи : (Основные положения) / Х. Хейман ; пер. с нем. Т.С Минкиной ; предисл проф.

К.П. Королева. – Москва : Трансжелдориздат, 1957. - 415 с. – Текст : непосредственный.

123. Хусидов, В.Д. Колебания грузовых вагонов при нелинейных связях кузова с тележками / В.Д. Хусидов. – Текст : непосредственный // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1967. – №1. – С. 25-30.

124. Хусидов, В.Д. Методика компьютерной оценки безопасности движения подвижного состава / В.Д. Хусидов, Ю.С. Ромен Ю.С, Г.И. Петров [и др.]. – Текст : непосредственный // – Министерство Путей Сообщения. – 1999. – С. 105.

125. Хусидов, В.Д. Методика прочностного расчета кузовов полувагонов на ПВМ / В.Д. Хусидов, Л.В. Заславский, В.В. Хусидов, Чан Фу Тхуан. – Текст : непосредственный // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1995. – №5. – С. 22-26.

126. Хусидов, В.Д. Об использовании численных методов в решении задач нелинейных колебаний / В.Д. Хусидов. – Текст : непосредственный // Труды Московского института инженеров транспорта – Вып. 368 – 1971. – С. 3-17.

127. Хусидов, В. Д. Силовые характеристики фрикционных клиновых гасителей колебаний в математических моделях исследований грузовых вагонов / В. Д. Хусидов, П. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2005. – № 4. – С. 6-13.

128. Цеглинский, К.Ю. Железнодорожный путь в кривых: исследование оснований устройства и условий работы пути в связи с особенностями криволинейного движения поездов / К.Ю. Цеглинский – Москва, 1903. – 157 с. – Текст : непосредственный.

129. Цихалевский, И. С. Определение ускорения перемещения неподрессоренной массы, приходящейся на одно колесо электровоза при наезде на неровность пути / И. С. Цихалевский, А. П. Буйносов. – Текст : непосредственный. // Научно-технический вестник Поволжья. – 2018. – № 2. – С. 35-38.

130. Челноков, И.И. Установление параметров рессорного подвешивания тележек пассажирских вагонов на основе исследований вертикальных колебаний / И.И. Челноков, В.А. Кошелев. – Текст : непосредственный // Труды Ленинградского института инженеров железнодорожного транспорта. – Ленинград : Транспорт –1966. – Вып. 255. – С. 3-27.

131. Шахуняц, Г.М. Железнодорожный путь : Учебник для вузов ж.-д. транспорта / Г.М. Шахуняц – Москва : Трансжелдориздат, 1961 – 615 с. – Текст : непосредственный.

132. Шиллен, В.О. Колебания сложных экипажей при движении по пути со случайными возмущениями / В.О. Шиллен ; пер. с англ. А.В. Попова ; под.ред. Т.А. Тибилова. – Москва : Транспорт, 1988. – С. 110-119. – Текст : непосредственный.

133. Ambrósio, J.A.C., Pereira, M.F.O.S. (1998). Flexible Multibody Dynamics with Nonlinear Deformations: Vehicle Dynamics and Crashworthiness Applications. In: Angeles, J., Zakhariev, E. – Текст : непосредственный (eds) Computational Methods in Mechanical Systems. NATO ASI Series, vol 161. Springer, Berlin, Heidelberg. – P. 382-420.

134. Carter, F.W. On the action of locomotive driving wheel / F.W Carter. – Текст : непосредственный // Proc. Roy. Soc. A. – 1928. – Vol. 121. – P. 151-157.

135. Carter, F. W. On the stability of running of locomotives / F.W Carter. – Текст : непосредственный // Proc. R. Soc., A – 1928. Vol. 121 – P. 585-611.

136. Carter, F.W. The running of locomotives which reference to their tendency to derail / F.W. Carter. – Текст : непосредственный // Selec. Engineering Pap. Inst. Civ. Eng. – 1930. – N 91. – P. 3-25.

137. Kalker, J.J. Some New Results in Rolling Contact / J.J. Kalker, J Piotrowski. – Текст : непосредственный // Vehicle System Dynamics. – 1989. – № 18. – P. 223-242.

138. Kalker, J.J. Über die Mechanik des Kontaktes zwischen Rad und Schiene / J.J. Kalker. – Текст : непосредственный // ZEV-Glasers Annalen. – 1978. – V. 102. –№ 7/8. – P. 214-218.

139. Klingel, W. Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf Gerader Bahn / W/ Klingel. – Текст : непосредственный // Organ Fortsch. Eisenb. – 1883. - Wes. 38 – P. 113-123.

140. Mackenzie, J. Resistance on railway curves as an element of danger / J. Mackenzie. – Текст : непосредственный // Proc. Instn. Civ. Engrs. – 1883. – Vol. 74 – P. 1-57.

141. Pater, A.D. The approximate determination of the hunting movement of a railway vehicle by aid of the method of Krylov and Bogolubov / A.D Pater. – Текст : непосредственный // App. Sci. Res. Sec. A. – 1961. – Vol. 10. – P. 205-228.

142. Simulink : сайт производителя – Обновляется в течение суток – URL: <https://www.mathworks.com/products/simulink.html> (дата обращения: 15.09.2022) . – Текст : электронный.

143. Stokes, G. G. Mathematical and Physical Papers / G.G Stokes ; edited by G. G. Stokes – Cambridge : Cambridge University Press, 2009 – Vol. 3 – P. 1-10. – Текст : непосредственный.

144. Universal Mechanism : сайт производителя – Обновляется в течение суток – URL: <http://www.umlabor.ru/pages/index.php?id=1> (дата обращения: 10.09.2022) . – Текст : электронный.

145. VI-Grade : сайт производителя – Обновляется в течение суток – URL: <https://www.vi-grade.com/en/products/vi-rail/> (дата обращения: 16.09.2022) . – Текст : электронный.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(обязательное)

Алгоритм главной функции созданной программы

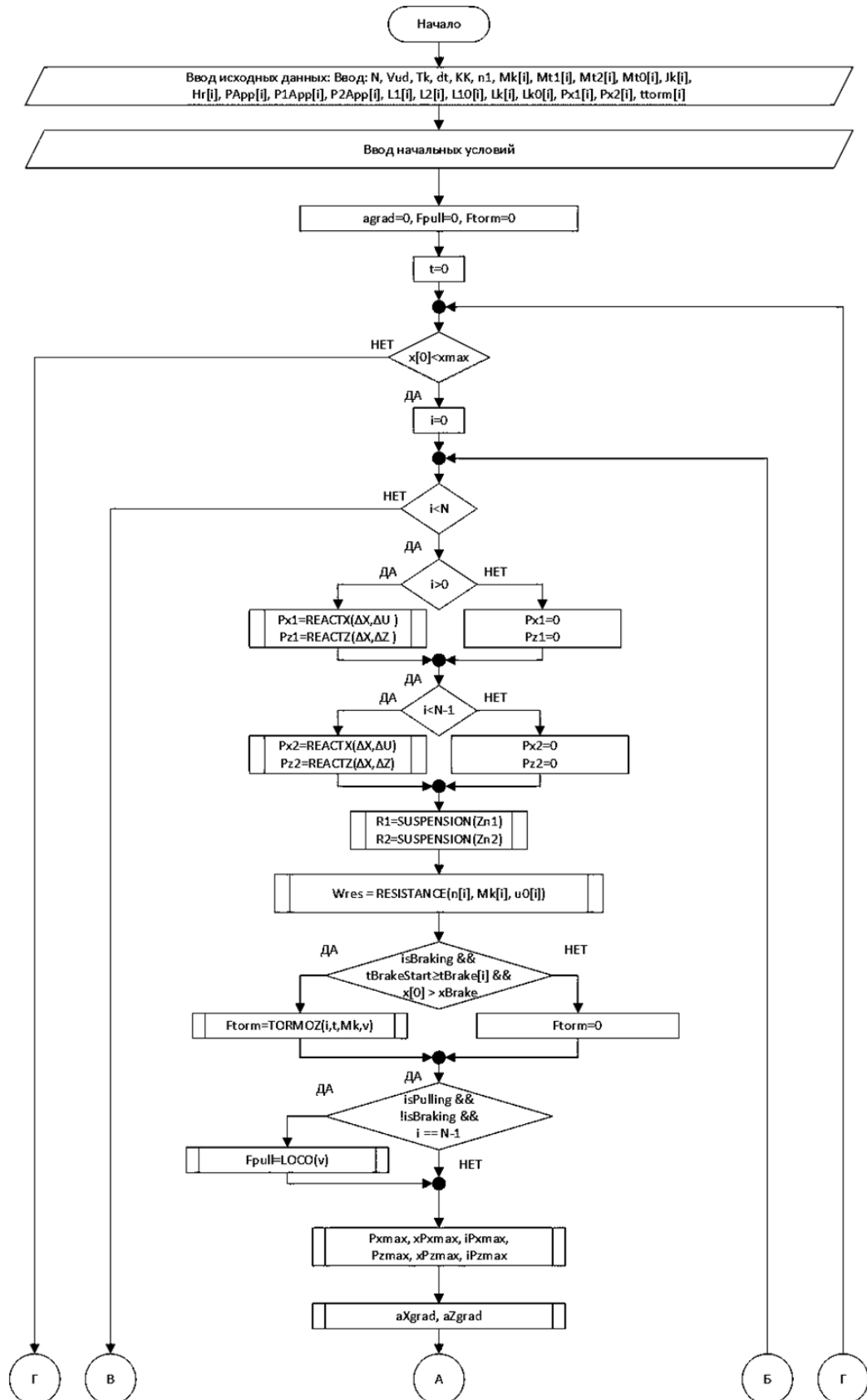


Рисунок А.1 – Начало алгоритма главной функции

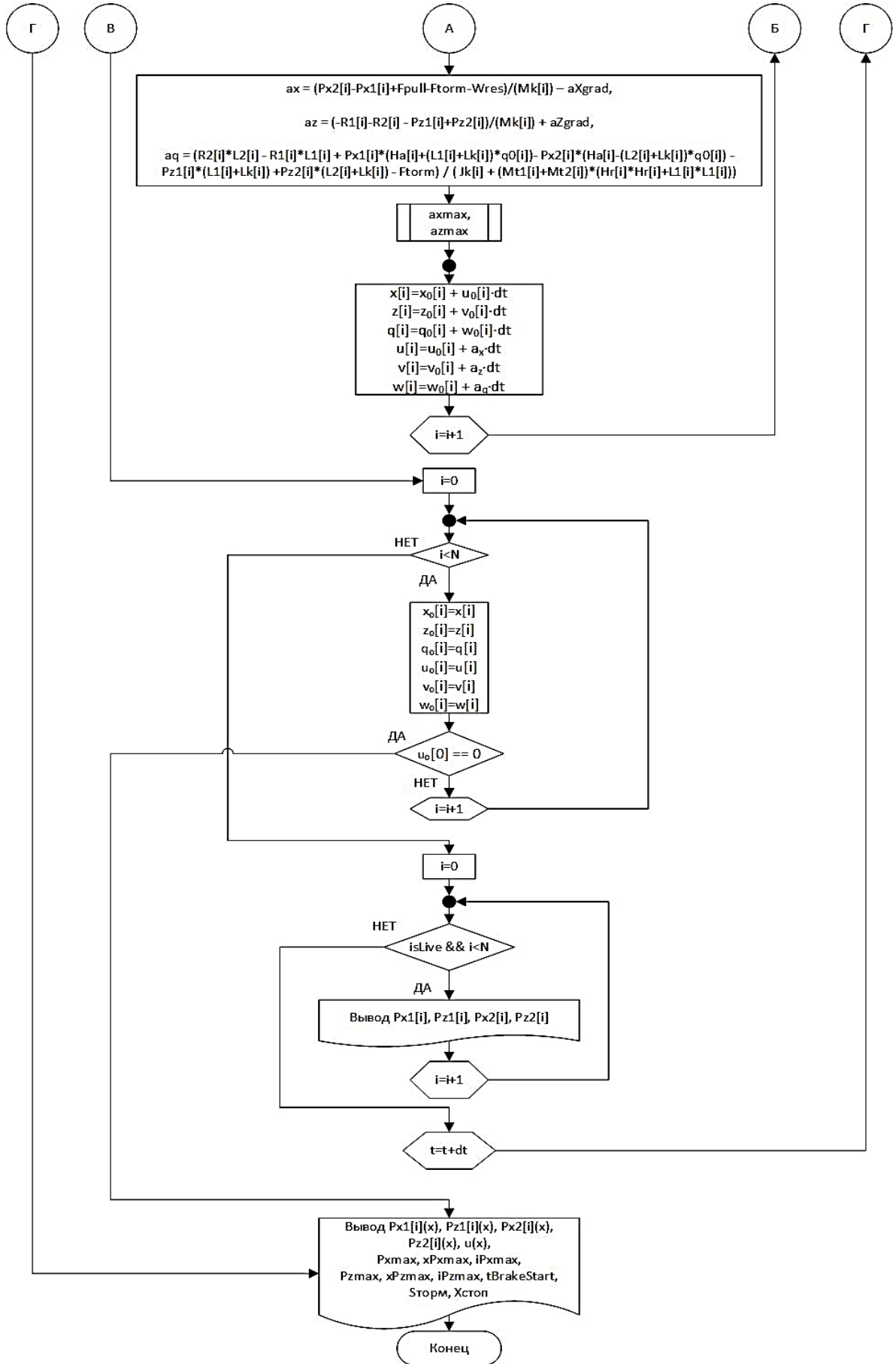


Рисунок А.2 – Окончание алгоритма главной функции

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

(справочное)

Подробные результаты компьютерного моделирования движения поезда

Таблица Б.1 – Результаты эксперимента по анализу режима торможения для состава полувагонов с порожней платформой (низина)

Номер опыта, –	Скорость распространения тормозной волны $v_{\text{торм}}$, м/с	Максимум продольной составляющей межвагонной реакции $P_{x_{\text{max}}}$, кН	Максимум вертикальной составляющей межвагонной реакции, $P_{z_{\text{max}}}$, кН	Максимум продольного ускорения $a_{x_{\text{max}}}$, Доли g	Максимум вертикального ускорения $a_{z_{\text{max}}}$, Доли g	Координата максимума продольной составляющей межвагонной реакции $x_{Px_{\text{max}}}$, м	Координата максимума вертикальной составляющей межвагонной реакции $x_{Pz_{\text{max}}}$, м	Номер автосцепки, характеризующий продольным максимумом $N_{Px_{\text{max}}}$ –	Номер автосцепки, характеризующий вертикальным максимумом $N_{Pz_{\text{max}}}$ –	Тормозной путь $S_{\text{торм}}$, м	Время торможения $t_{\text{торм}}$, с
уклон профиля $i = 2 \text{ ‰}$											
1	200	380,5	29,52	2,145	5,629	1496	1639	31	42	240	32,47
2	230	339,2	27,26	2,108	6,285	1558	1731	37	43	238	32,28
3	260	298,7	27,53	2,107	5,482	1569	1618	38	42	237	32,10
4	290	267,4	25,62	2,123	5,334	1591	1710	40	43	236	31,91
5	320	239,2	23,87	2,025	4,231	1603	1727	39	42	235	31,78
6	350	208,1	22,31	1,974	4,777	1582	1725	40	42	234	31,67
7	50 ¹¹	100,4	15,89	1,696	3,613	1915	1723	62	43	218	30,58
уклон профиля $i = 4 \text{ ‰}$											
1	200	321,1	25,43	1,977	3,456	1488	1742	30	42	249	33,08
2	230	288,6	27,58	2,007	3,077	1503	1740	32	42	248	32,90

Продолжение таблицы Б.1

Номер опыта, –	Скорость распространения тормозной волны $v_{\text{торм}}$, м/с	Максимум продольной составляющей межвагонной реакции Px_{max} , кН	Максимум вертикальной составляющей межвагонной реакции, Pz_{max} , кН	Максимум продольного ускорения ax_{max} , Доли g	Максимум вертикального ускорения az_{max} , Доли g	Координата максимума продольной составляющей межвагонной реакции $x_{Px_{\text{max}}}$, м	Координата максимума вертикальной составляющей межвагонной реакции $x_{Pz_{\text{max}}}$, м	Номер автосцепки, характеризуемый продольным максимумом $N_{Px_{\text{max}}}$ –	Номер автосцепки, характеризуемый вертикальным максимумом $N_{Pz_{\text{max}}}$ –	Тормозной путь $S_{\text{торм}}$, м	Время торможения $t_{\text{торм}}$, с
3	260	239,4	25,68	1,986	4,911	1533	1739	35	42	246	32,74
4	290	199,7	23,56	1,971	5,224	1581	1737	39	42	245	32,62
5	320	178,1	22,38	1,978	3,330	1588	1731	40	42	244	32,51
6	350	171,2	21,54	1,954	3,479	1594	1728	41	42	243	32,43
7	50 ¹¹	101,4	15,52	1,679	2,749	1549	1732	44	43	227	31,30
уклон профиля $i = 6 \%$											
1	200	355,8	24,19	1,897	4,383	1424	1734	26	43	259	33,80
2	230	282,3	21,08	1,883	4,355	1461	1750	29	42	257	33,66
3	260	226,3	21,44	1,886	4,371	1586	1749	39	42	256	33,51
4	290	209,1	22,24	1,930	4,389	1604	1747	41	42	254	33,38
5	320	196,3	21,88	2,002	3,518	1611	1593	42	42	253	33,28
6	350	189,9	20,15	2,049	4,01	1616	1742	43	42	252	33,19
7	50 ¹¹	140,3	16,07	1,675	4,12	1584	1741	44	43	236	32,04
уклон профиля $i = 8 \%$											
1	200	460,1	29,16	1,979	3,735	1478	2007	30	63	268	34,53
2	230	387,1	28,98	1,964	4,437	1505	2006	33	63	267	34,38
3	260	422,3	29,09	2,000	4,343	1515	1621	35	42	265	34,24
4	290	353,9	28,03	1,946	3,514	1533	2014	37	64	264	34,12
5	320	303,5	28,07	1,966	4,513	1541	1603	38	42	263	34,02
6	350	276,7	25,05	2,029	4,503	2046	2035	67	66	261	33,92

Продолжение таблицы Б.1

Номер опыта, –	Скорость распространения тормозной волны $v_{\text{торм}}$, м/с	Максимум продольной составляющей межвагонной реакции Px_{max} , кН	Максимум вертикальной составляющей межвагонной реакции, Pz_{max} , кН	Максимум продольного ускорения ax_{max} , Доли g	Максимум вертикального ускорения az_{max} , Доли g	Координата максимума продольной составляющей межвагонной реакции $x_{Px_{\text{max}}}$, м	Координата максимума вертикальной составляющей межвагонной реакции $x_{Pz_{\text{max}}}$, м	Номер автосцепки, характеризуемый продольным максимумом $N_{Px_{\text{max}}}$ –	Номер автосцепки, характеризуемый вертикальным максимумом $N_{Pz_{\text{max}}}$ –	Тормозной путь $S_{\text{торм}}$, м	Время торможения $t_{\text{торм}}$, с
7	50 ¹¹	279,5	24,79	1,684	3,136	2007	1996	65	64	245	32,76
уклон профиля $i = 10 \%$											
1	200	473,3	43,48	2,718	3,525	1506	1688	31	42	278	35,26
2	230	443,1	41,92	2,551	3,664	1540	2004	44	62	277	35,08
3	260	458,3	43,67	2,458	3,371	2014	2002	63	62	275	34,94
4	290	457,7	43,18	2,434	4,236	2012	2001	63	62	274	34,82
5	320	452,8	43,37	2,330	2,773	2011	2000	63	62	272	34,72
6	350	447,9	42,43	2,281	3,483	2010	1998	63	62	271	34,63
7	50 ¹¹	346,3	38,63	2,136	4,433	2004	1535	64	43	254	33,41

Таблица Б.2 – Результаты эксперимента по анализу режима торможения для состава полувагонов с порожней платформой (возвышенность)

Номер опыта, –	Скорость распространения тормозной волны $v_{\text{торм}}$, м/с	Максимум продольной составляющей межвагонной реакции $P_{x_{\text{max}}}$, кН	Максимум вертикальной составляющей межвагонной реакции, $P_{z_{\text{max}}}$, кН	Максимум продольного ускорения ax_{max} , Доли g	Максимум вертикального ускорения az_{max} , Доли g	Координата максимума продольной составляющей межвагонной реакции $x_{P_{x_{\text{max}}}}$, м	Координата максимума вертикальной составляющей межвагонной реакции $x_{P_{z_{\text{max}}}}$, м	Номер автосцепки, характеризующий продольным максимумом $N_{P_{x_{\text{max}}}}$ –	Номер автосцепки, характеризующий вертикальным максимумом $N_{P_{z_{\text{max}}}}$ –	Тормозной путь $S_{\text{торм}}$, м	Время торможения $t_{\text{торм}}$, с
уклон профиля $i = 2 \%$											
1	200	499,5	39,8	2,11	4,063	1455	1619	28	42	222	30,98
2	230	430,4	35,82	2,075	4,173	1474	1633	30	43	220	30,85
3	260	376,2	34,15	2,08	4,365	1490	1623	32	43	219	30,73
4	290	337,5	31,2	1,734	5,144	1519	1621	34	42	217	30,57
5	320	306,2	28,44	2,122	5,347	1519	1611	34	42	216	30,43
6	350	280,2	26,53	1,688	5,145	1527	1602	35	42	215	30,31
7	50 ¹¹	100,7	15,68	1,705	4,549	1863	1705	58	43	201	29,12
уклон профиля $i = 4 \%$											
1	200	547,2	43,96	2,419	3,484	1428	1633	26	43	213	30,26
2	230	469,9	40,44	2,274	3,636	1435	1623	27	43	211	30,13
3	260	412,4	35,65	2,006	3,981	1470	1629	30	43	210	29,96
4	290	380,8	35,97	2,162	3,768	1511	1604	33	42	209	29,83
5	320	346,5	32,75	1,88	3,771	1512	1610	33	43	208	29,7
6	350	307,8	30,65	1,766	4,494	1533	1608	35	42	207	29,58
7	50 ¹¹	102,8	16,38	1,706	3,824	2012	1697	70	43	192	28,39

Продолжение таблицы Б.2

Номер опыта, –	Скорость распространения тормозной волны $V_{\text{торм}}$, м/с	Максимум продольной составляющей межвагонной реакции $P_{x_{\text{max}}}$, кН	Максимум вертикальной составляющей межвагонной реакции, $P_{z_{\text{max}}}$, кН	Максимум продольного ускорения $a_{x_{\text{max}}}$, Доли g	Максимум вертикального ускорения $a_{z_{\text{max}}}$, Доли g	Координата максимума продольной составляющей межвагонной реакции $X_{P_{x_{\text{max}}}}$, м	Координата максимума вертикальной составляющей межвагонной реакции $X_{P_{z_{\text{max}}}}$, м	Номер автосцепки, характеризующий продольным максимумом $N_{P_{x_{\text{max}}}}$ –	Номер автосцепки, характеризующий вертикальным максимумом $N_{P_{z_{\text{max}}}}$ –	Тормозной путь $S_{\text{торм}}$, м	Время торможения $t_{\text{торм}}$, с
уклон профиля $i = 6 \%$											
1	200	587,3	50,01	2,453	4,409	1399	1630	24	43	204	29,44
2	230	491,9	44,39	2,328	4,406	1407	1621	25	43	203	29,35
3	260	428,7	42,19	2,249	3,776	1425	1604	26	42	201	29,16
4	290	390,3	38,32	2,071	3,375	1426	1602	26	42	200	29,04
5	320	362,5	37,74	2,061	4,306	1449	1609	28	43	199	28,94
6	350	343,5	34,75	1,908	4,266	1434	1608	27	43	198	28,81
7	50 ¹¹	147,3	16,54	1,796	3,685	1574	1688	43	43	184	27,66
уклон профиля $i = 8 \%$											
1	200	615,1	44,44	2,452	4,133	1371	1626	22	43	195	28,64
2	230	521,1	43,84	2,342	4,328	1393	1618	24	43	194	28,57
3	260	477,1	46,05	2,519	4,501	1594	1594	33	42	193	28,39
4	290	449,7	45,75	2,434	4,468	1517	1600	34	43	192	28,25
5	320	425	42,4	2,429	4,394	1515	1599	34	43	191	28,15
6	350	407,1	45	2,388	4,186	1607	1598	44	43	190	28,06
7	50 ¹¹	206,4	22,62	22,62	3,492	1565	1558	43	42	176	26,93
уклон профиля $i = 10 \%$											
1	200	589,4	63,91	3,28	3,712	1621	1610	44	43	187	27,81
2	230	603,3	65,57	3,353	5,551	1612	1601	44	43	185	27,75
3	260	599,7	61,42	3,339	4,922	1604	1593	44	43	184	27,62

Продолжение таблицы Б.2

Номер опыта, –	Скорость распространения тормозной волны $v_{\text{торм}}$, м/с	Максимум продольной составляющей межвагонной реакции Px_{max} , кН	Максимум вертикальной составляющей межвагонной реакции, Pz_{max} , кН	Максимум продольного ускорения ax_{max} , Доли g	Максимум вертикального ускорения az_{max} , Доли g	Координата максимума продольной составляющей межвагонной реакции $x_{Px_{\text{max}}}$, м	Координата максимума вертикальной составляющей межвагонной реакции $x_{Pz_{\text{max}}}$, м	Номер автосцепки, характеризуемый продольным максимумом $N_{Px_{\text{max}}}$ –	Номер автосцепки, характеризуемый вертикальным максимумом $N_{Pz_{\text{max}}}$ –	Тормозной путь $S_{\text{торм}}$, м	Время торможения $t_{\text{торм}}$, с
4	290	573,7	59,99	3,195	5,144	1598	1582	44	43	183	27,49
5	320	548,9	55,01	3,075	5,196	1591	1581	44	43	182	27,37
6	350	540,4	58,39	3,052	5,537	1590	1580	44	43	181	27,29
7	50 ¹¹	343,5	29	2,084	2,844	1514	1509	44	43	168	26,19

Таблица Б.3 – Результаты эксперимента по анализу режима торможения для состава длиннобазных платформ (низина)

Номер опыта, –	Скорость распространения тормозной волны $v_{\text{торм}}$, м/с	Максимум продольной составляющей межвагонной реакции $P_{x_{\text{max}}}$, кН	Максимум вертикальной составляющей межвагонной реакции, $P_{z_{\text{max}}}$, кН	Максимум продольного ускорения $a_{x_{\text{max}}}$, Доли g	Максимум вертикального ускорения $a_{z_{\text{max}}}$, Доли g	Координата максимума продольной составляющей межвагонной реакции $x_{P_{x_{\text{max}}}}$, м	Координата максимума вертикальной составляющей межвагонной реакции $x_{P_{z_{\text{max}}}}$, м	Номер автосцепки, характеризуемый продольным максимумом $N_{P_{x_{\text{max}}}}$ –	Номер автосцепки, характеризуемый вертикальным максимумом $N_{P_{z_{\text{max}}}}$ –	Тормозной путь $S_{\text{торм}}$, м	Время торможения $t_{\text{торм}}$, с
уклон профиля $i = 2 \text{ ‰}$											
1	200	297,6	57,35	0,945	1,884	1525	1581	17	19	183	26,99
2	230	248,2	51,45	0,927	2,852	1547	1578	18	19	181	26,85
3	260	212,1	51,25	0,908	2,864	1571	1569	19	19	180	26,83
4	290	190,7	43	0,865	2,443	1593	1567	20	19	179	26,76
5	320	164,7	37,25	0,754	2,287	1590	1572	20	19	176	26,64
6	350	149,3	33,6	0,870	2,180	1588	1571	20	19	176	26,55
7	5011	44,4	11,7	0,882	1,816	1590	1653	21	19	161	25,38
уклон профиля $i = 4 \text{ ‰}$											
1	200	276,2	55,9	0,927	2,682	1527	1582	17	19	190	27,59
2	230	236,8	47,65	0,925	2,795	1550	1579	18	19	189	27,5
3	260	207,4	47,15	0,838	2,645	1597	1576	20	19	187	27,45
4	290	183,7	40,95	0,795	2,296	1594	1574	20	19	186	27,36
5	320	159,0	36,1	0,729	2,398	1564	1566	19	19	185	27,22
6	350	143,6	32,25	0,862	2,274	1588	1571	20	19	184	27,14
7	5011	49,3	11,6	0,880	1,810	1595	1660	21	19	169	25,97

Продолжение таблицы Б.3

Номер опыта, –	Скорость распространения тормозной волны $v_{\text{торм}}$, м/с	Максимум продольной составляющей межвагонной реакции Px_{max} , кН	Максимум вертикальной составляющей межвагонной реакции, Pz_{max} , кН	Максимум продольного ускорения ax_{max} , Доли g	Максимум вертикального ускорения az_{max} , Доли g	Координата максимума продольной составляющей межвагонной реакции $x_{Px_{\text{max}}}$, М	Координата максимума вертикальной составляющей межвагонной реакции $x_{Pz_{\text{max}}}$, М	Номер автосцепки, характеризующий продольным максимумом $N_{Px_{\text{max}}}$ –	Номер автосцепки, характеризующий вертикальным максимумом $N_{Pz_{\text{max}}}$ –	Тормозной путь $S_{\text{торм}}$, М	Время торможения $t_{\text{торм}}$, С
уклон профиля $i = 6 \%$											
1	200	260,5	46,05	0,877	2,630	1505	1596	16	19	198	28,23
2	230	226,9	50,5	0,855	2,307	1551	1579	18	19	197	28,17
3	260	192,5	44,7	0,839	2,737	1600	1576	20	19	195	28,06
4	290	174,0	39,5	0,778	2,321	1595	1574	20	19	194	27,92
5	320	152,7	34,6	0,874	2,118	1592	1557	20	19	193	27,83
6	350	136,1	31,45	0,872	2,134	1589	1635	20	20	191	27,73
7	5011	61,7	13,65	0,879	1,798	1587	1587	21	20	176	26,58
уклон профиля $i = 8 \%$											
1	200	254,6	49,5	0,857	2,828	1506	1666	16	20	206	28,87
2	230	215,9	47,3	0,849	2,599	1554	1659	18	20	204	28,76
3	260	185,9	44,5	0,848	2,586	1602	1577	20	19	203	28,65
4	290	168,8	38,2	0,805	2,121	1597	1565	20	19	201	28,54
5	320	146,7	33,05	0,789	2,238	1594	1563	20	19	200	28,44
6	350	131,0	34,45	0,818	2,077	1590	1636	20	20	199	28,35
7	5011	79,6	18	0,872	1,886	1596	1561	21	20	183	27,15
уклон профиля $i = 10 \%$											
1	200	246,1	46,25	0,845	2,549	1510	1669	16	20	214	29,47
2	230	208,3	45,15	0,868	2,232	1557	1661	18	20	212	29,35
3	260	179,0	45,75	0,832	1,886	1604	1655	20	20	211	29,22

Продолжение таблицы Б.3

Номер опыта, –	Скорость распространения тормозной волны $v_{\text{торм}}$, м/с	Максимум продольной составляющей межвагонной реакции $P_{x_{\text{max}}}$, кН	Максимум вертикальной составляющей межвагонной реакции, $P_{z_{\text{max}}}$, кН	Максимум продольного ускорения $a_{x_{\text{max}}}$, Доли g	Максимум вертикального ускорения $a_{z_{\text{max}}}$, Доли g	Координата максимума продольной составляющей межвагонной реакции $x_{P_{x_{\text{max}}}}$, м	Координата максимума вертикальной составляющей межвагонной реакции $x_{P_{z_{\text{max}}}}$, м	Номер автосцепки, характеризующий продольным максимумом $N_{P_{x_{\text{max}}}}$ –	Номер автосцепки, характеризующий вертикальным максимумом $N_{P_{z_{\text{max}}}}$ –	Тормозной путь $S_{\text{торм}}$, м	Время торможения $t_{\text{торм}}$, с
4	290	162,7	37,35	0,872	2,800	1599	1575	20	19	209	29,10
5	320	143,0	32,7	0,871	2,035	1596	1572	20	19	208	29,01
6	350	127,5	37,85	0,870	2,313	1592	1638	20	20	207	28,92
7	5011	93,2	20,7	0,869	1,725	1581	1588	21	20	191	27,73

Таблица Б.4 – Результаты эксперимента по анализу режима торможения для состава длиннобазных платформ (возвышенность)

Номер опыта, –	Скорость распространения тормозной волны $v_{\text{торм}}$, м/с	Максимум продольной составляющей межвагонной реакции $P_{x_{\text{max}}}$, кН	Максимум вертикальной составляющей межвагонной реакции, $P_{z_{\text{max}}}$, кН	Максимум продольного ускорения $a_{x_{\text{max}}}$, Доли g	Максимум вертикального ускорения $a_{z_{\text{max}}}$, Доли g	Координата максимума продольной составляющей межвагонной реакции $x_{P_{x_{\text{max}}}}$, м	Координата максимума вертикальной составляющей межвагонной реакции $x_{P_{z_{\text{max}}}}$, м	Номер автосцепки, характеризующий продольным максимумом $N_{P_{x_{\text{max}}}}$ –	Номер автосцепки, характеризующий вертикальным максимумом $N_{P_{z_{\text{max}}}}$ –	Тормозной путь $S_{\text{торм}}$, м	Время торможения $t_{\text{торм}}$, с
уклон профиля $i = 2 \text{ ‰}$											
1	200	325,5	62,9	1,003	2,339	1522	1579	17	19	168	25,84
2	230	261,6	59,85	1,014	2,218	1544	1571	18	19	166	25,68
3	260	236,8	61,6	0,926	2,184	1592	1561	20	19	165	25,54
4	290	211	48,75	0,838	2,308	1591	1573	20	19	164	25,54
5	320	186,1	41,85	0,793	2,068	1512	1571	17	19	163	25,48
6	350	172,1	39,35	0,737	2,390	1509	1564	17	19	162	25,37
7	50 ¹¹	44,2	11,4	0,884	1,814	1565	1565	20	20	148	24,20
уклон профиля $i = 4 \text{ ‰}$											
1	200	339,7	62	1,080	2,362	1520	1577	17	19	160	25,26
2	230	278,8	65,85	1,052	2,431	1568	1563	19	19	159	25,09
3	260	243,8	55,6	1,037	2,748	1516	1561	17	19	158	24,94
4	290	224,9	52,05	0,894	3,577	1513	1559	17	19	156	24,84
5	320	210,3	47	0,878	3,019	1510	1558	17	19	155	24,83
6	350	190,3	45,25	0,871	2,234	1534	1564	18	19	155	24,78
7	50 ¹¹	50,9	11,6	0,886	1,816	1569	1658	20	20	141	23,61

Продолжение Таблицы Б.4

Номер опыта, –	Скорость распространения тормозной волны $v_{\text{торм}}$, м/с	Максимум продольной составляющей межвагонной реакции Px_{max} , кН	Максимум вертикальной составляющей межвагонной реакции, Pz_{max} , кН	Максимум продольного ускорения ax_{max} , Доли g	Максимум вертикального ускорения az_{max} , Доли g	Координата максимума продольной составляющей межвагонной реакции $x_{Px_{\text{max}}}$, м	Координата максимума вертикальной составляющей межвагонной реакции $x_{Pz_{\text{max}}}$, м	Номер автосцепки, характеризующий продольным максимумом $N_{Px_{\text{max}}}$ –	Номер автосцепки, характеризующий вертикальным максимумом $N_{Pz_{\text{max}}}$ –	Тормозной путь $S_{\text{торм}}$, м	Время торможения $t_{\text{торм}}$, с
уклон профиля $i = 6 \text{ ‰}$											
1	200	383,7	74,4	1,134	2,856	1540	1571	18	19	153	24,68
2	230	318,5	70,2	1,148	2,692	1566	1564	19	19	152	24,50
3	260	283,6	63,25	1,074	2,377	1589	1567	20	19	150	24,36
4	290	247,8	61,6	1,037	2,466	1536	1553	18	19	149	24,25
5	320	230,9	47,3	0,926	2,474	1534	1564	18	19	148	24,18
6	350	215,4	44,5	0,886	1,943	1533	1556	18	19	147	24,12
7	50 ¹¹	24,1	17,9	0,734	1,816	1552	1534	20	19	134	23,03
уклон профиля $i = 8 \text{ ‰}$											
1	200	402,8	79,3	1,173	3,310	1538	1570	18	19	146	24,11
2	230	323,7	73,95	1,195	2,413	1564	1652	19	19	145	23,94
3	260	290,2	69,45	1,109	2,563	1587	1566	20	19	143	23,79
4	290	260,0	68,6	1,039	2,298	1534	1553	18	19	142	23,71
5	320	242,8	50,8	1,019	2,141	1532	1557	18	19	141	23,63
6	350	228,0	47,7	0,912	2,222	1530	1556	18	19	141	23,55
7	50 ¹¹	84,0	14,9	0,585	1,813	1560	1528	20	19	128	22,44
уклон профиля $i = 10 \text{ ‰}$											
1	200	400,5	76,85	1,193	2,859	1538	1563	18	19	139	23,55
2	230	332,4	75,35	1,151	2,649	1537	1561	18	19	138	23,37
3	260	298,9	82,3	1,120	2,339	1585	1553	20	19	137	23,25

Продолжение Таблицы Б.4

Номер опыта, –	Скорость распространения тормозной волны $v_{\text{торм}}$, м/с	Максимум продольной составляющей межвагонной реакции Px_{max} , кН	Максимум вертикальной составляющей межвагонной реакции, Pz_{max} , кН	Максимум продольного ускорения ax_{max} , Доли g	Максимум вертикального ускорения az_{max} , Доли g	Координата максимума продольной составляющей межвагонной реакции $x_{Px_{\text{max}}}$, М	Координата максимума вертикальной составляющей межвагонной реакции $x_{Pz_{\text{max}}}$, М	Номер автосцепки, характеризующий продольным максимумом $N_{Px_{\text{max}}}$ –	Номер автосцепки, характеризующий вертикальным максимумом $N_{Pz_{\text{max}}}$ –	Тормозной путь $S_{\text{торм}}$, М	Время торможения $t_{\text{торм}}$, С
4	290	273,4	63,35	1,063	2,661	1531	1551	18	19	136	23,13
5	320	253,5	59,2	1,017	1,981	1530	1557	18	19	135	23,04
6	350	240,8	56,55	0,945	2,048	1528	1550	18	19	134	22,96
7	50 ¹¹	102,2	24,15	0,659	1,795	1563	1529	20	19	121	21,85