

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Брянский государственный технический университет»

На правах рукописи

ЧЕЧУЛИН ЕВГЕНИЙ СЕРГЕЕВИЧ

**ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕЖВАГОННЫХ
СВЯЗЕЙ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ ПОЕЗДОВ ПОСТОЯННОГО
ФОРМИРОВАНИЯ**

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов
и электрификация

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
кандидат технических наук, доцент
Антипин Дмитрий Яковлевич

Москва 2017

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	4
1 Обзор конструкций межвагонных связей.....	9
1.1 Буферные устройства и межвагонные переходы.....	9
1.2 Обзор сцепных устройств	16
1.3 Обзор технических решений по установке межвагонных гасителей колебаний на вагоне	22
1.4 Обзор исследований в области динамики подвижного состава.....	27
1.5 Постановка цели и задач исследования.....	31
2 Разработка динамической модели сцепа вагонов.....	32
2.1 Описание объекта исследования	32
2.2 Описание твердотельной динамической модели вагона.....	33
2.3 Построение твердотельной динамической модели движения сцепа вагонов	40
2.4 Формирование расчетных неровностей пути	49
2.5 Формирование гибридной модели кузова.	54
2.6 Верификация разработанных динамических моделей вагона	57
2.7 Выводы по разделу 2	72
3 Оценка влияния конструктивных особенностей межвагонных связей на динамические характеристики подвижного состава	74
3.1 Оценка влияния буферных устройств вагонов поездов постоянного формирования на динамические характеристики	74
3.2 Описание возможных вариантов расположения гасителей колебаний в межвагонном пространстве	80
3.3 Выбор рациональной схемы установки гасителей	83
3.4 Выбор рационального значения коэффициента сопротивления гасителя	90
3.5 Выводы по разделу 3	95
4 Обоснование предложенных в работе конструктивных решений.....	96

4.1	Оценка влияния предложенных конструктивных решений на показатели ходовой динамики.....	96
4.2	Оценка влияния предложенных конструктивных решений на показатели продольной динамики.....	103
4.3	Выводы по разделу 4.....	106
	Заключение	107
	Список литературы	109

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Современный рынок пассажирских перевозок выдвигает новые требования к скоростям движения, комфортности и безопасности отечественного подвижного состава.

На безопасность и комфортность перевозок значительное влияние оказывают параметры межвагонных связей [1, 2, 3, 4]. В настоящее время большинство пассажирских вагонов оборудуется автосцепными устройствами нежесткого типа СА-3 совместно с буферными устройствами и межвагонным переходом. Одной из тенденций совершенствования межвагонных связей пассажирского подвижного состава в России и зарубежом является применение безззорных сцепных устройств [5, 6, 7]. В настоящее время на поездах постоянного формирования конструкции ОАО «Тверской вагоностроительный завод» (вагоны моделей 61-4462, 61-4465, 61-4472, 61-4473, 61-4463, 61-4462, 61-4460, 61-4458) [8], а также на вагонах скоростного межрегионального поезда локомотивной тяги производства ПАО «Крюковский вагоностроительный завод» [9, 10] применяются безззорные сцепные устройства марки БСУ-3. При использовании указанного сцепного устройства, появляется возможность отказа от буферных устройств, что и реализовано на вагонах модели 61-4492, 61-4465, 61-4472, 61-4473. При этом проведенные исследования [11] указывают на прямое влияние наличия буферных устройств на безопасность движения. В этой связи актуальным является вопрос анализа влияния конструктивного исполнения и параметров элементов межвагонных связей пассажирских вагонов на их динамические характеристики и безопасность движения.

В связи с этим **целью работы** приняты выбор и научное обоснование технических решений межвагонных связей, обеспечивающих комфортность и безопасность движения пассажирских вагонов.

Для достижения указанной цели поставлены и решены следующие задачи.

1. Разработка уточнённой конечно-элементной модели несущей конструкции кузова пассажирского вагона и её верификация.

2. Разработка детализированной компьютерной модели сцепа вагонов, и её верификация.

3. Исследование влияния отсутствия буферных устройств на динамические характеристики пассажирских вагонов поездов постоянного формирования.

4. Разработка конструктивных мер, улучшающих динамические параметры пассажирских вагонов поездов постоянного формирования, не оборудованных буферными устройствами.

5. Разработка методики выбора рационального значения коэффициента сопротивления межвагонных гасителей колебаний.

6. Обоснование рационального значения коэффициента сопротивления межвагонных гасителей.

7. Оценка эффективности предложенных конструктивных решений обеспечения наибольшего комфорта и безопасности пассажирских вагонов.

Объектом исследования является пассажирский вагон для поездов постоянного формирования модели 61-4462 производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод».

Принятые допущения и ограничения.

1. Рассматривалась эксплуатация четырёхосных одноэтажных пассажирских вагонов на магистральных путях ОАО «РЖД».

2. Несущие элементы межвагонных связей в моделях представляются в виде систем абсолютно твёрдых тел, и их упругие свойства не учитываются.

3. В работе рассмотрены поезда постоянного формирования, оборудуемые сцепным устройством БСУ-3 и поглощающим аппаратом Р5-П.

4. При учёте упругих свойств кузова в гибридной модели не учитывается влияние легковесного оборудования и элементов интерьера пассажирского салона.

5. В работе определяются рациональные диссипативные свойства межвагонных гасителей колебаний.

6. При обосновании рациональных значений параметров межвагонных связей не рассматриваются аварийные режимы эксплуатации.

Методология и методы исследования. Проведённые исследования основываются на использовании метода конечных элементов, твердотельного и гибридного компьютерного моделирования, достоверность результатов которого подтверждается данными натурных испытаний.

Научная новизна исследований заключается в следующем:

1. Разработана гибридная компьютерная модель пятивагонного сцепа поезда постоянного формирования с уточнённым описанием работы межвагонных связей.

2. Изучено влияние отсутствия буферных устройств на динамические характеристики вагона.

3. Предложена новая конструктивная схема межвагонной связи пассажирских поездов постоянного формирования не оборудованных буферными устройствами.

4. Разработана методика выбора рационального значения коэффициента сопротивления межвагонных гасителей колебаний.

5. Определены рациональные значения моментов сопротивления гасителей колебаний пассажирских вагонов поездов постоянного формирования.

Теоретическая и практическая значимость работы.

1. Предложенные в работе детализированные компьютерные модели сцепа позволяют уточнить результаты оценки динамических параметров пассажирских вагонов поездов постоянного формирования методами математического моделирования.

2. Подтверждено ухудшение динамических характеристик пассажирских вагонов поездов постоянного формирования при отсутствии в их конструкции буферных устройств.

3. Разработанные конструктивные решения межвагонных связей поездов постоянного формирования позволяют улучшить динамические характеристики вагонов при снижении их тары.

4. Предложена методика, позволяющая на стадии проектирования определять рациональные значения коэффициента сопротивления межвагонных гасителей колебаний.

Основные положения, выносимые на защиту.

1. Уточнённая гибридная компьютерная модель сцепа вагонов поездов постоянного формирования.

2. Результаты оценки динамических характеристик пассажирских вагонов поездов постоянного формирования, не оборудованных буферными устройствами.

3. Конструктивные решения межвагонных связей поездов постоянного формирования, позволяющие улучшить динамические характеристики вагонов при снижении их тары.

4. Методика выбора рационального значения коэффициента сопротивления межвагонных гасителей колебаний.

5. Результаты теоретических исследований по обоснованию технических решений межвагонных связей пассажирских вагонов поездов постоянного формирования.

Обоснованность и достоверность результатов исследований подтверждается допустимой сходимостью результатов работы с данными натурных статических, динамических испытаний.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на Всероссийской конференции молодых учёных и специалистов «Будущее машиностроения России» (МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012, 2013 гг.); международной научно-практической конференции «Достижения молодых учёных в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании» (БГТУ, 2012, 2013, 2014, 2015 гг.), 24-й международной инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов «Актуальные проблемы машиноведения» (ИМАШ РАН, 2012 г.) и научных семинарах, проводимых на базе БГТУ.

Публикации. Основные положения диссертационной работы и научные результаты опубликованы в 10 печатных работах. Две статьи опубликованы в журналах, входящих в Перечень изданий, рекомендованный ВАК России для публикации научных результатов диссертаций, одна из которых в журнале, входящем в международную базу цитирования Scopus.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, основных результатов и выводов, списка литературы, состоящего из 113 наименования. Общий объем диссертации составляет 120 страниц машинописного текста, содержит 79 рисунков и 10 таблиц.

1 Обзор конструкций межвагонных связей

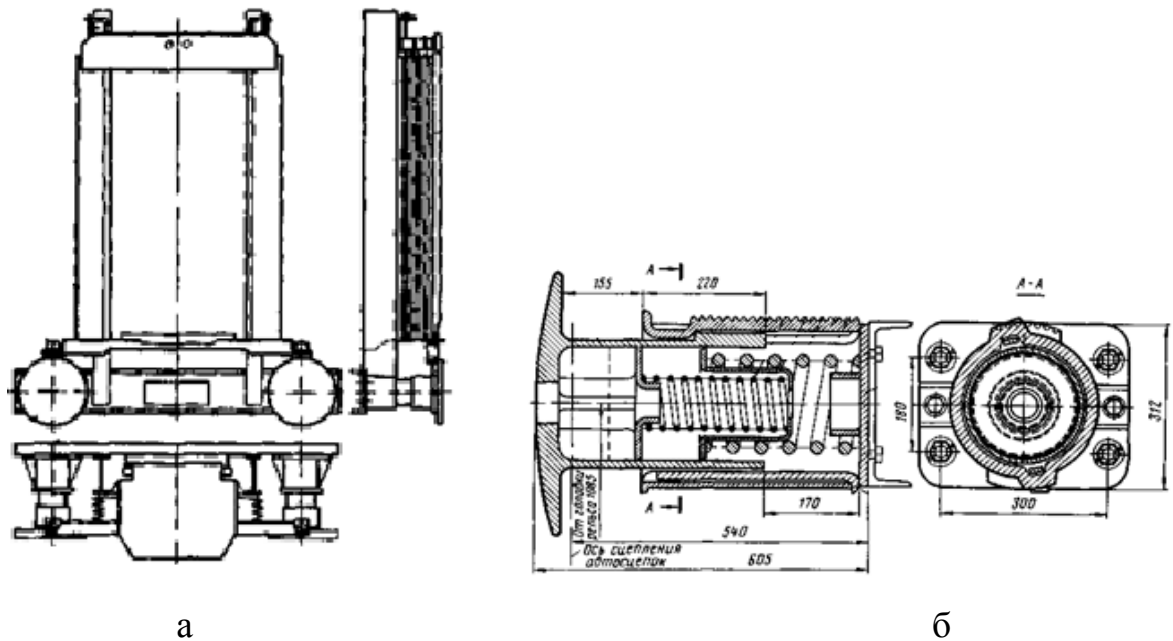
1.1 Буферные устройства и межвагонные переходы

При значительных продольных усилиях, возникающих при трогании с места, маневровых работах, соударении вагонов, усилия в основном воспринимаются поглощающим аппаратом автосцепного или сцепного устройства. Усилия, возникающие при переходных режимах движения поезда (прохождении переломов профиля пути, трогания с места, торможении) в основном воспринимаются специальными амортизационными устройствами, обеспечивающими постоянное натяжение сцепленных сцепных устройств, выбирая тем самым зазоры между поверхностями сцепления, и ликвидируя неблагоприятное воздействие продольных ускорений вагона на пассажиров.

Конструктивно в их состав входят элементы межвагонных связей, к которым относится сцепное (автосцепное) устройство, буферные устройства, межвагонные переходы, межвагонные гасители колебаний.

В 50-х годах XX века с началом постройки отечественных цельнометаллических вагонов упругая переходная площадка в своей конструкции имела подвижную раму, в верхней части которой располагалась специальная листовая рессора, обеспечивающая плотное взаимное прижатие накладок рамы, расположенных в верхней части с наружной стороны конструкции, и находящейся в одной плоскости с тарелями буферов (рисунок 1.1, а). В нижней части рама переходной площадки через штыри соединялась с тарелями буферов. Между подвижной рамой перехода и торцевой стеной вагона сверху и с боков находилось брезентовое защитное суфле. Для перехода пассажиров между вагонами в нижней части рамы над перемычкой располагался переходный мостик.

Буфер этой упругой площадки получил название “буфер тяжёлого типа” (рисунок 1.1, б) с последовательно включёнными пружинами, и массой 188 кг [12].



а – упругая площадка; б – буфер тяжёлого типа
 Рисунок 1.1 – Упругая площадка с буферами тяжёлого типа

В начале 60-х годов для снижения тары вагона примерно на 0,5 т была спроектирована конструкция облегчённой безбуферной площадки, в которой буфера были заменены пружинными амортизаторами (рисунок 1.2). Впоследствии вместо листовой рессоры стали применяться два верхних пружинных амортизатора [13].

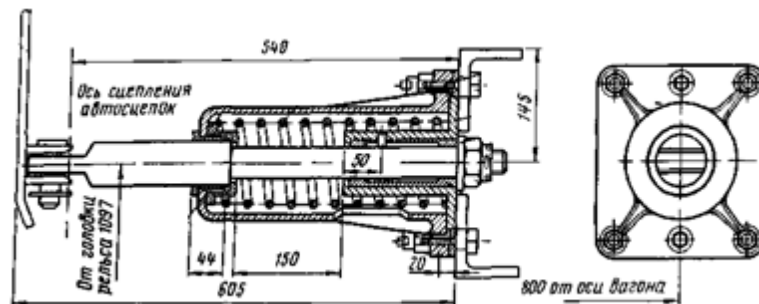


Рисунок 1.2 – Амортизатор шпинтонного типа для облегчённой упругой площадки

Позднее вместо рамки в конструкции переходной площадки начали применять упругие резиновые суфле баллонного типа, что позволило отказаться от верхних амортизаторов, поскольку плотность переходного соединения

обеспечивалась упругостью резиновых уплотнений. Общий вид переходного устройства с резиновым уплотнением представлен на рисунке 1.3. Он состоит из резинового уплотнения замкнутого профиля, поперечного угольника, связывающего шпинтоны (позднее заменённые на буфера), и откидного мостика (фартука). Межвагонные переходы данного типа различаются способом опирания переходного мостика и его исполнением.

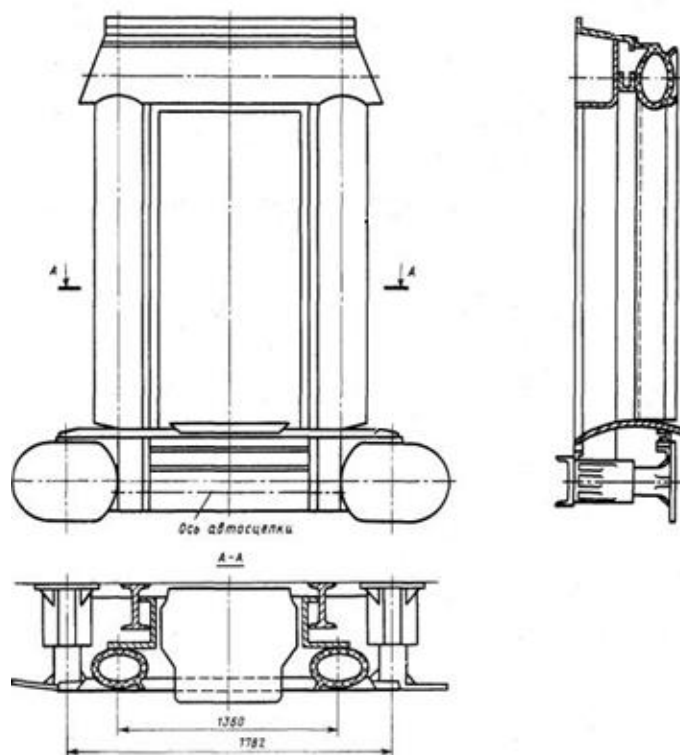


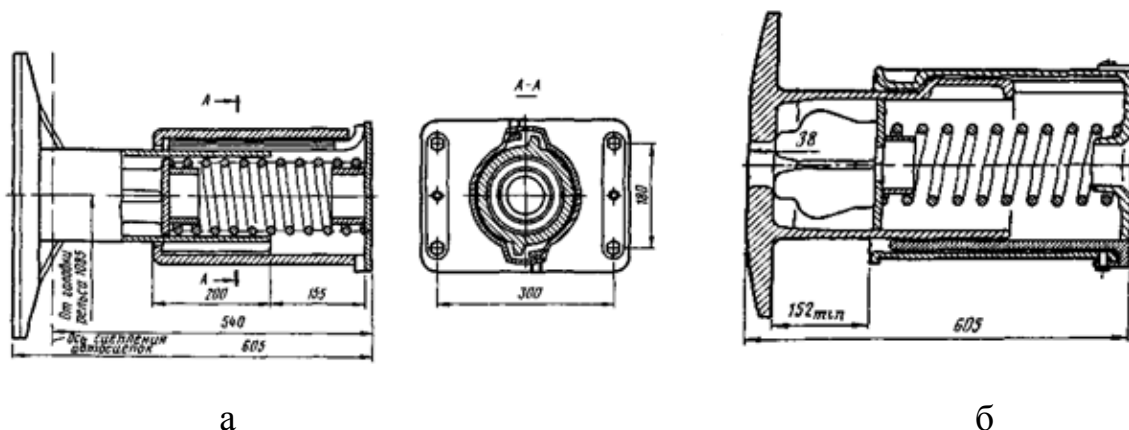
Рисунок 1.3 – Упругая площадка с резиновым уплотнением

С 1972 года вместо амортизаторов шпинтонного типа начали использовать облегчённые буфера (рисунок 1.4, а), имеющие в своей конструкции одну пружину и силовую характеристику, схожую с характеристикой шпинтона.

Затем с 1978 года вместо облегчённых буферов на вагоны начали устанавливать буфера тяжёлого типа с выпуклым радиусом сферы 1600 мм и диаметром тарели 610 мм. По вертикали они имели размер 500 мм.

В 1988 году Калининский вагоностроительный завод приступил к выпуску буфера с увеличенным распорным усилием (рисунок 1.4, б), уменьшающим суммарные перемещения автосцепок, и, способствующему снижению

интенсивности износа их поверхностей сцепления. Применение в конструкции буфера заневоленной пружины позволяет получить линейную силовую характеристику, а его масса составляет 151 кг [12].



а – облегчённый буфер; б – буфер с увеличенным распорным усилием

Рисунок 1.4 – Буфера

В 1991 году центральным конструкторским бюро транспортного машиностроения г. Калинин был получен патент на изобретение ограждения межвагонного перехода (рисунок 1.5). Основное отличие изобретения от ранее применяемых конструкций переходных площадок балонного типа в применении на торцевой стене поворотных створок, способных упруго отклоняться от плоскости торцевой стены вагона, обеспечивая при этом постоянный контакт вертикальных эластичных профилей смежных вагонов при прохождении криволинейных участков пути [14].

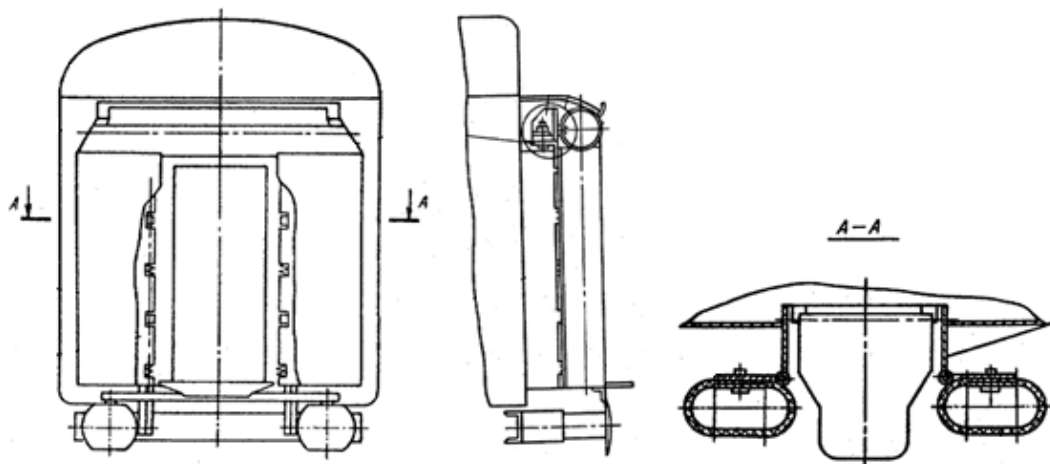


Рисунок 1.5 – Общий вид упругого ограждения с поворотными створками

На современных поездах постройки ОАО «Тверской вагоностроительный завод» широко применяются межвагонные переходы фирмы Hubner (Германия).

Так на спальных пассажирских вагонах для международных сообщений типа RIC модели 61-4476 устанавливается межвагонный переход (МВП) (рисунок 1.6), позволяющий производить сцепку с вагонами различной конструкции [15]. Использование межвагонного перехода возможно совместно, как с винтовой упряжью, так и с автосцепкой СА-3.



Рисунок 1.6 – Межвагонный переход фирмы Hubner для вагонов поездов международных сообщений

Другая модель МВП фирмы Hubner (рисунок 1.7) устанавливается на вагоны поездов постоянного формирования постройки ОАО «Тверской вагоностроительный завод», как одноэтажные, так и двухэтажные. Половина МВП состоит из стыковочной и монтажной рамок, между которыми располагается двойной волнообразный сильфон, ограждающий пассажиров и конструкцию перехода от атмосферных осадков, шума, пыли, перепадов температуры. Конструкция переходного мостика обеспечивает беспрепятственный провоз тележек и контейнеров обслуживающего персонала при движении по различным участкам пути с конструкционной скоростью, а также

пронос ручной клади пассажиров из одного вагона в другой. Для сцепления межвагонных переходов применяется сцепной рычаг. В потолочной части перехода расположен светильник. Эксплуатация данного перехода возможна только совместно с безззорными сцепными устройствами.



Рисунок 1.7 – Межвагонный переход фирмы Hubner для вагонов поездов постоянного формирования

Ещё одним зарубежным производителем межвагонных переходов является компания Dellner.

Отечественными конкурентами данного перехода является ЗАО «ОКБ «Агрегат» [16], разработавшее МВП для поездов нового поколения (рисунок 1.8), обеспечивающий наибольший комфорт прохода пассажиров, в том числе благодаря использованию в конструкции МВП шумо- гидро- и теплоизоляции, и отвечающее всем требованиям безопасности на железнодорожном транспорте. Применение МВП возможно как в электропоездах, так и на поездах постоянного формирования. Обязательным условием его эксплуатирования является оснащение вагонов сцепными устройствами жёсткого типа и возможность изменения концевой части вагона,

обеспечивающей установку полу-перехода. МВП состоит двух полу-переходов. Каждый полу-переход (рисунок 1.8) массой 200 кг состоит из:

- переходной площадки;
- обеспечивающей герметичность перехода изолирующей оболочки;
- стыковочной и монтажной рамок;
- распорных устройств (верхнего и нижнего), обеспечивающих взаимное поджатие стыковочных рамок при сцеплении вагонов;
- внутренних декоративных панелей, ограждающих эластичную оболочку от механических повреждений;
- опоры на сцепное устройство.

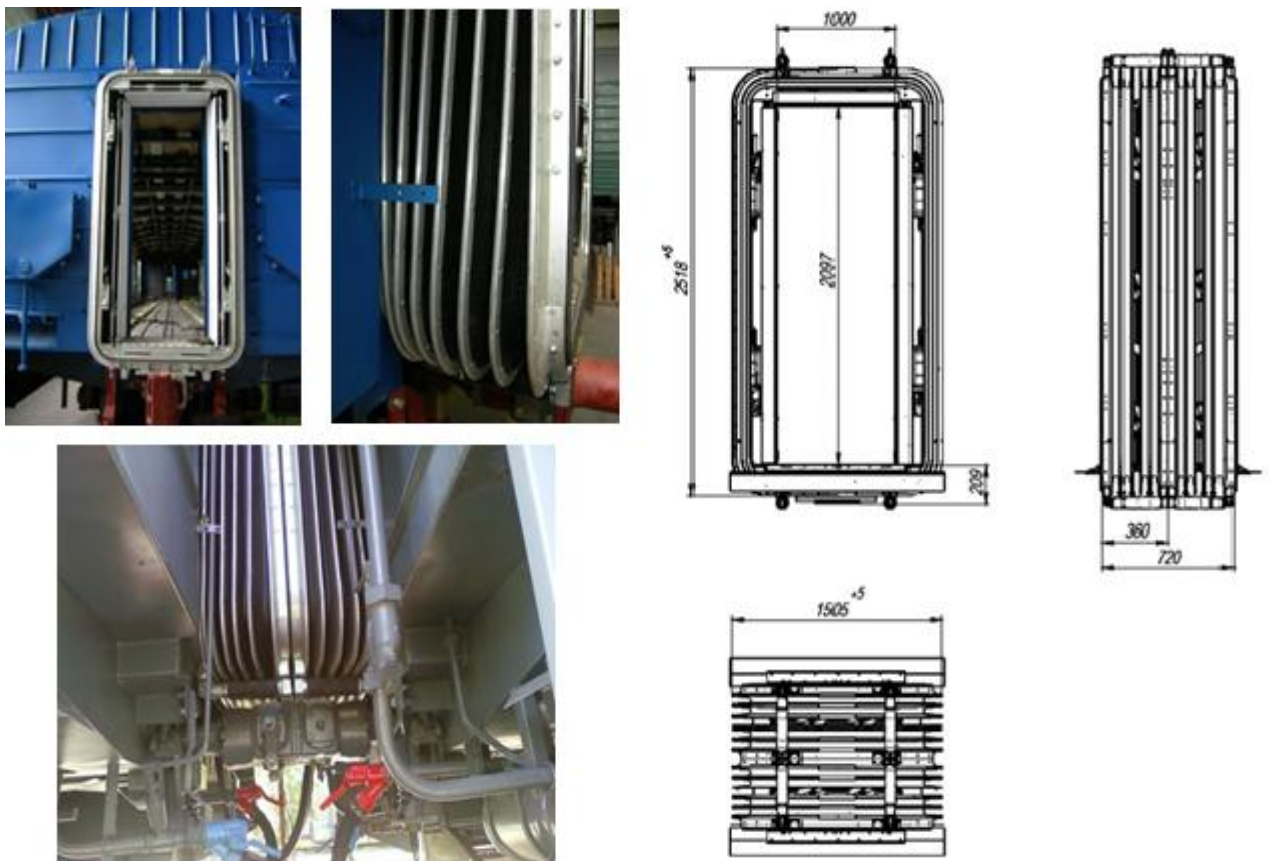


Рисунок 1.8 – Общий вид межвагонного перехода

Ещё одним отечественным производителем МВП является ООО «Экс.Деталь» [17]. Ими был произведён и установлен на вагон производства ОАО «Демиховский машиностроительный завод», по предварительной

договорённости с их руководством, опытный образец межвагонного перехода (рисунок 1.9).

Так же как и в предыдущем МВП, его использование возможно только совместно с безззорными сцепными устройствами.



Рисунок 1.9 – Межвагонный переход ООО «Экс. Деталь» на вагоне электропоезда

1.2 Обзор сцепных устройств

Являясь наиболее ответственной частью вагона, сцепные устройства подвижного состава железных дорог выполняют важную функцию по обеспечению соединения вагонов и локомотивов, передавая растягивающие и сжимающие усилия, возникающие во время движения поезда. Со времени создания первых поездов, сцепные устройства прошли большой путь от винтовой стяжки до современных сцепных устройств, обеспечивающих автоматическое сцепление не только механической части устройства, но и межвагонных коммуникаций.

Конструкции сцепных устройств постоянно модифицируются. Это в первую очередь связано с увеличением скоростей движения подвижного состава и, как

следствие, повышением требований безопасности, предъявляемым к эксплуатируемому пассажирскому подвижному составу.

В России и странах СНГ на подвижном составе железных дорог широкое распространение получило автосцепное устройство СА-3 (рисунок 1.10) нежёсткого типа, применяемое как на грузовых, так и на пассажирских вагонах. Оно состоит из корпуса автосцепки, механизма сцепления расцепного привода, ударно-центрирующего прибора, упряжного устройства с поглощающим аппаратом и упорных частей [18].

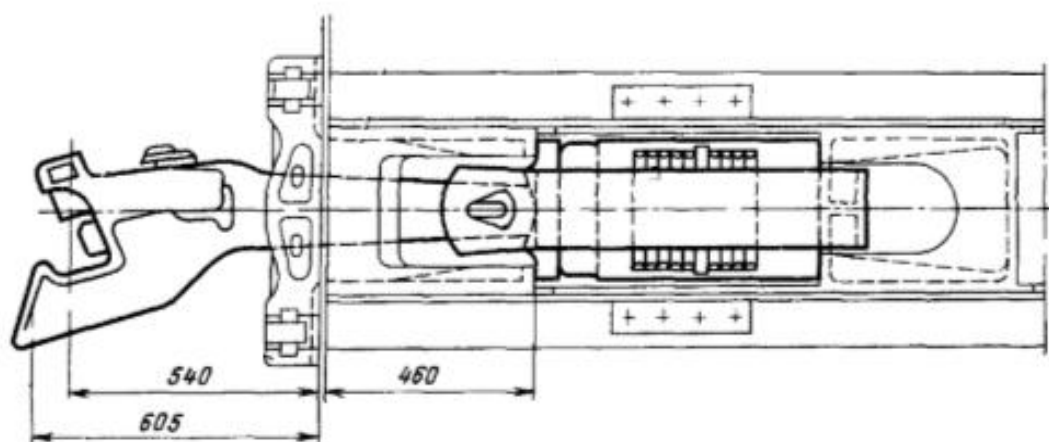
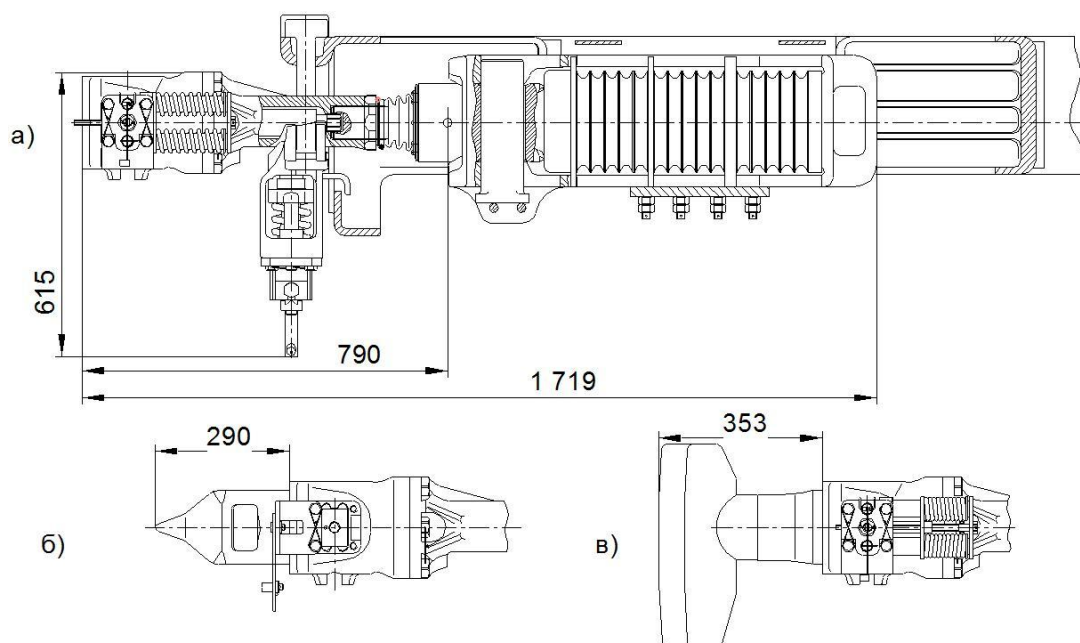


Рисунок 1.10 – Сцепное устройство СА-3 на пассажирском вагоне

На ряде конструкций пассажирского подвижного состава вместо традиционного автосцепного устройства типа СА-3 стали внедряться безззорные сцепные устройства. Так ОАО «Тверской вагоностроительный завод» в конструкции вагонов поездов постоянного формирования применяет сцепное устройство жёсткого типа БСУ-3. Межвагонное безззорное сцепное устройство состоит из двух несимметричных частей исполнения БСУ-3Б (рисунок 1.11, а) и БСУ-3К (рисунок 1.11, б). Каждая из них включает: сцепку, с одинаковой конструкцией головы, хвостовика и шарнирного узла; упряжного и центрирующего устройств, и различающихся между собой наличием направляющего конуса и элементами расцепного привода для второго варианта исполнения, и съёмным механизмом автоматического сцепления-расцепления для

первого. Для возможности соединения с автосцепкой СА-3 вместо направляющего конуса может быть установлен переходник (рисунок 1.11, в).



а – исполнение БСУ-3Б; б – исполнение БСУ-3К; в – исполнение БСУ-3Б с переходником

Рисунок 1.11 – Конструктивное исполнение БСУ-3

Кроме описанного сцепного устройства, существуют другие его вариации, принципиально не отличающиеся друг от друга по конструкции. Их характеристики представлены в таблице 1.1 [19].

Таблица 1.1 – Технические характеристики беззазорных сцепных устройств

	БСУ-1	БСУ-2	БСУ-3	БСУ-4
Масса, кг	895	371	500	413
Максимальная сила сжатия	1,5	2,5	2,5	2,0
Растяжения	1,0	1,5	1,5	1,0
Ход поглощающего (аварийного) амортизатора, мм	74,5 (510,0)	66,0	70,0	80,0
Энергоемкость поглощающего (аварийного) амортизатора, кДж	20,0 (650,0)	17,0	40,0	25,0

На подвижном составе США, КНР, КНДР, Японии, Мексики и ряда других стран широкое распространение получила автосцепка Джаннея (рисунок 1.12). Она может быть и не жёсткой и жёсткой автосцепкой, в зависимости от

исполнения поворотного когтя. Сейчас на железных дорогах США применяется автосцепка Джаннея стандарта AAR (Association of American Railroads) двух типов “F” и “H”.



Рисунок 1.12 – Автосцепка Джаннея

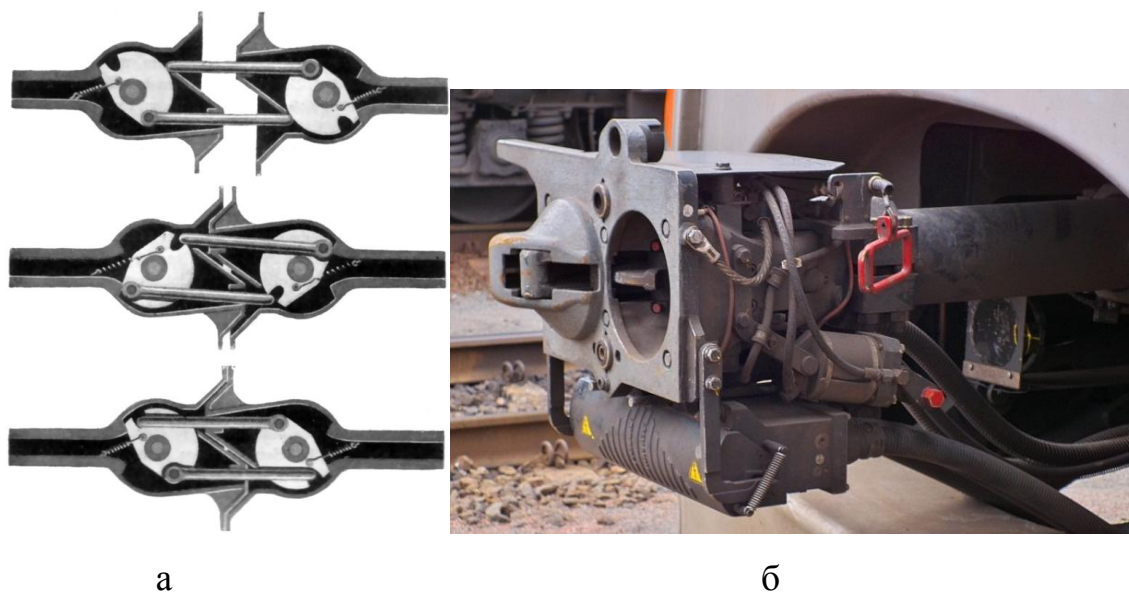
Ещё одной сцепкой, используемой на американском рынке является сцепка Томлинсона. Она обеспечивает автоматическое соединение механических, электрических и пневматических компонентов (рисунок 1.13).



Рисунок 1.13 – Сцепка Томлинсона

Часть пассажирских, грузовых и вагонов легкорельсового транспорта ФРГ, Голландии, Дании и других страны Европы оборудуются автосцепкой системы

Шарфенберга. В России эта сцепка используется на вагонах метро и некоторых электропоездах. Ранее она применялась на скоростном поезде ЭР-200. В сцепке осуществляется одновременное соединение механической части и межвагонных коммуникаций. Схема зацепления по стадиям (подготовка к сцепу, момент сцепа, сцепленное состояние) и общий вид автосцепки представлены на рисунке 1.14.



а – схема зацепления по стадиям, вид сверху; б – внешний вид автосцепки

Рисунок 1.14 – Автосцепка системы Шарфенберга

На японской железной дороге широкое распространение получила автосцепка Шибаты. Изменённый её вариант сцепки используется на скоростных поездах Синкансэн (Shinkansen) (рисунок 1.15).



Рисунок 1.15 – Сцепка скоростного поезда Синкансэн (Shinkansen)

На железных дорогах Великобритании в основном используются сцепки с клиновым фиксатором (рисунок 1.16). В автоматических сцепках данного типа для фиксации устройства блокировки используется пневматический привод.

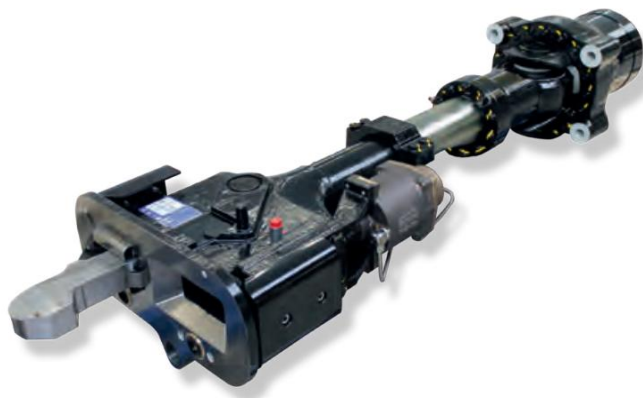


Рисунок 1.16 – Сцепка с клиновым фиксатором

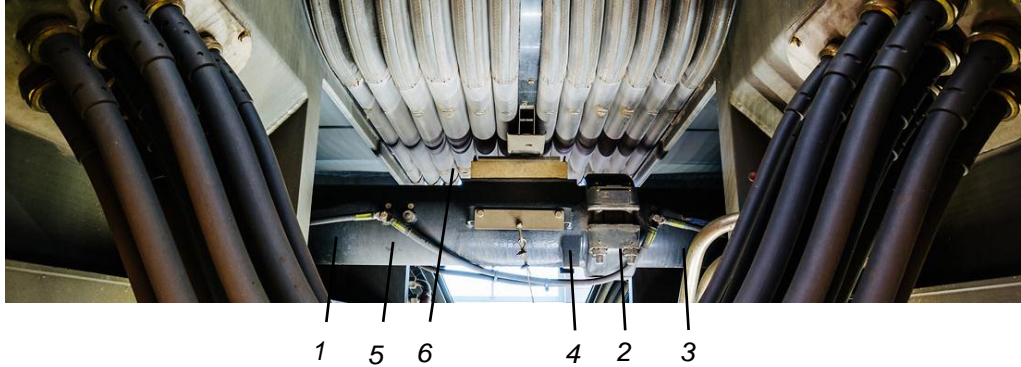
На моторных вагонах Бельгии и Швейцарии применяются автоматические сцепки типа GF (рисунок 1.17).



Рисунок 1.17 – Автоматическая сцепка типа GF

На вагонах электропоезда с асинхронным тяговым приводом типа ЭГЭ серии ЭС2Г (Ласточка) применяется сцепное устройство жёсткого типа, состоящее из короткой и длинной сцепок (рисунок 1.18). Конструкция короткой сцепки состоит из тяги, соединённой одним концом с поглощающим устройством, который в свою очередь устанавливается на кронштейне буферного бруса рамы

кузова. Тяга длинной сцепки имеет воронкообразную рабочую поверхность, в которую входит рабочая поверхность короткой сцепки, соединяемые между собой разборным муфтовым соединением. В верхней части длинной сцепки имеется место для установки опоры скольжения межвагонного перехода.



1 – тяга длинной межвагонной сцепки; 2 – тяга короткой межвагонной сцепки; 3 – упругий деформируемый элемент; 4 – муфтовое соединение; 5 – шунты заземления; 6 – опора скольжения межвагонного перехода

Рисунок 1.18 – Сцепка жёсткого типа электропоезда ЭС2Г

1.3 Обзор технических решений по установке межвагонных гасителей колебаний на вагоне

При движении подвижного состава, кузов вагона испытывает различные виды колебаний, по шести степеням свободы вызванные неровностями рельсов (рисунок 1.19).

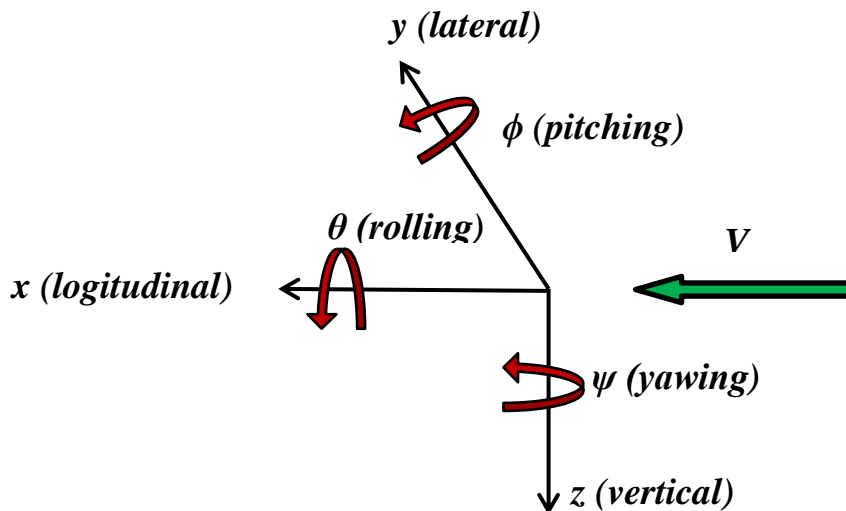


Рисунок 1.19 – Виды колебаний

Мировой опыт конструирования пассажирского подвижного состава железных дорог показывает, что для диссипации энергии указанных видов колебаний традиционно используются гидравлические гасители колебаний.

Анализ опыта использования гидравлических гасителей колебаний на подвижном составе указывает на возможность выделить несколько вариантов установки гасителей на вагоне: между элементами тележки, между тележкой и кузовом вагона, между кузовами смежных вагонов, между кузовом вагона и сцепным устройством.

Устанавливаемые на подвижной состав гасители могут предназначаться, как для гашения отдельных линейных или угловых видов колебаний, так и обеспечивать гашение сразу нескольких видов колебаний кузовов.

Для обеспечения требуемых динамических качеств подвижного состава возможно совмещение или комбинирование различных вариантов установки гасителей.

На современном высокоскоростном подвижном составе используются системы, обеспечивающие гашение колебаний по всем степеням свободы (рисунок 1.20).

Системы включают в себя гасители, работающие в вертикальной плоскости. К ним относятся вертикальные гасители колебаний:

- гасители, расположенные в буксовой ступени подвешивания 3 (вертикальный гаситель колебаний первой ступени подвешивания - primary vertical damper);

- центральной ступени подвешивания 4 (вертикальный гаситель колебаний второй ступени подвешивания - secondary vertical dampers).

К гасителям колебаний, воспринимающим воздействия в горизонтальной плоскости можно отнести:

- гаситель колебаний виляния 1 (yaw damper), располагаемый в продольном направлении между рамой тележки и кузовом вагона;

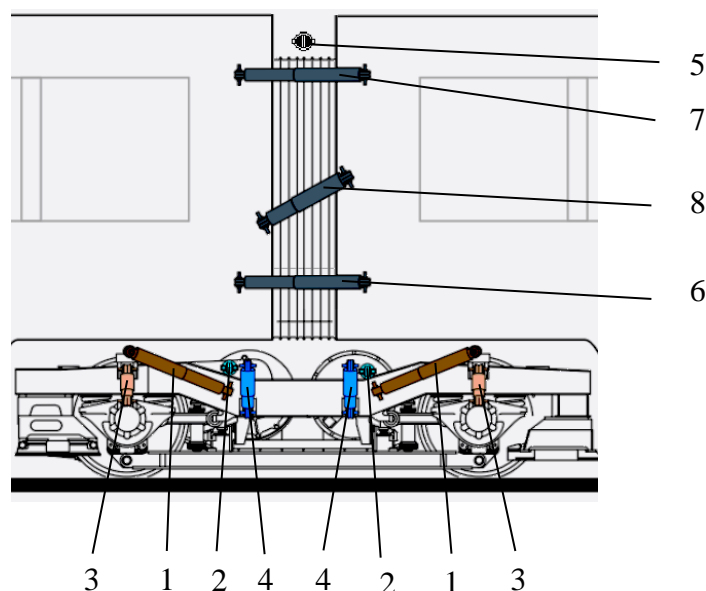
- вторичный горизонтальный гаситель 2 (secondary horizontal damper), располагаемый в поперечном направлении в области шкворневого узла.

В отдельную группу можно выделить гасители, размещённые между торцевыми стенами смежных вагонов 5-8 – межвагонные гасители колебаний (inter-car damper). Среди них можно выделить:

- гаситель колебаний боковой качки 5 (anti-roll damper), расположенный над межвагонным переходом;

- нижний и верхний межвагонные гасители 6,7 (upper and lower inter-car dampers), расположенные симметрично относительно продольной оси кузова вагона.

Для одновременного восприятия и горизонтальных и вертикальных колебаний, межвагонные гасители можно располагать под некоторым углом к горизонтали – наклонный межвагонный гаситель колебаний 8.



- 1 – гаситель колебаний виляния; 2 – вторичный горизонтальный гаситель;
 3 – вертикальный гаситель колебаний первой ступени подвешивания;
 4 – вертикальный гаситель колебаний второй ступени подвешивания;
 5 – гаситель колебаний боковой качки; 6,7 – нижний и верхний межвагонные гасители колебаний; 8 – наклонный межвагонный гаситель колебаний

Рисунок 1.20 – Основные способы установки гасителей колебаний на вагоне

Крупными мировыми производителями гасителей колебаний для железнодорожного подвижного состава являются ZF, Alstom, SV-Shocks, Delkor Rail, ИТТ, Knor-Bremse, Dellner и др. (рисунок 1.21).



а – гасители колебаний виляния, б – межвагонные гасители,
в – вертикальные гасители

Рисунок 1.21 – Гасители колебаний

В качестве примеров непосредственного использования указанных видов гасителей колебаний можно привести сочленённый поезд HSR350X (рисунок 1.22), в котором гасители колебаний устанавливаются между элементами тележки, между тележкой и кузовом, между кузовами смежных вагонов. Такое расположение гасителей позволяет гасить колебания по всем основным направлениям.

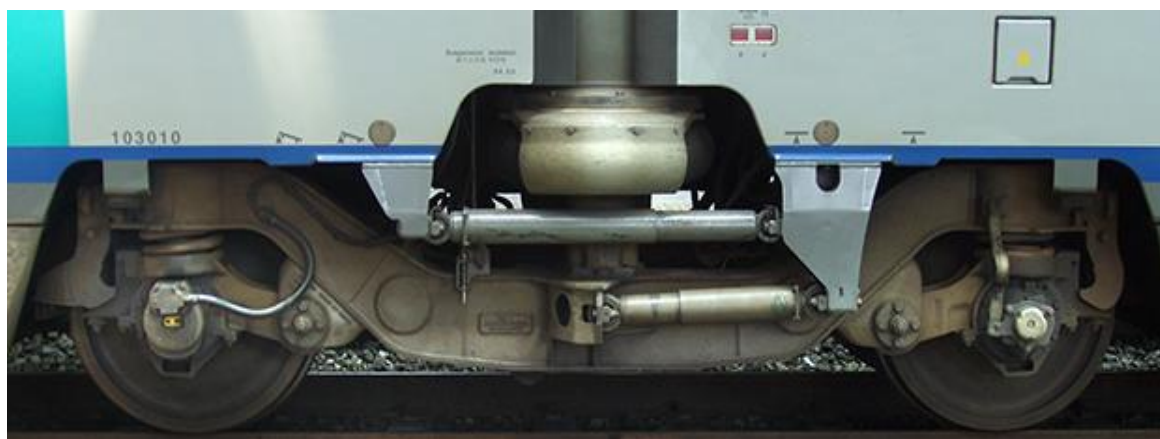
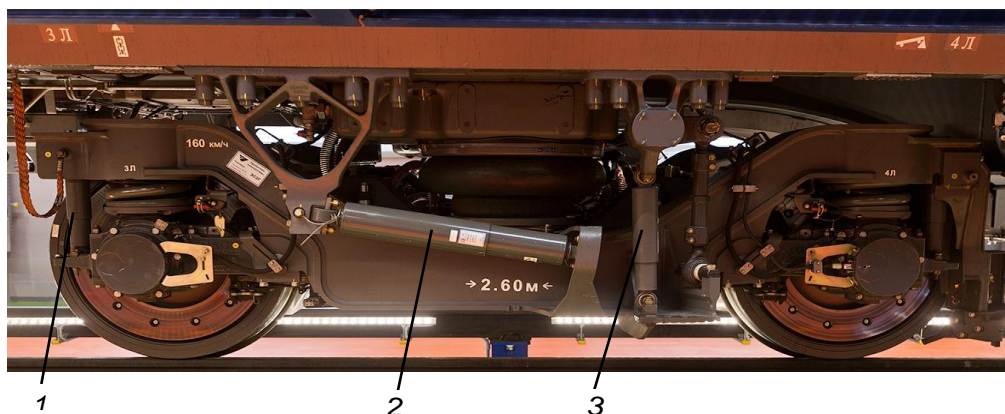


Рисунок 1.22 – Сочленённый поезд HSR350X

Примером установки гасителей колебаний между элементами кузова и тележки, и между элементами тележки являются ходовые части электропоезда типа ЭС2Г (рисунок 1.23). Для гашения поперечных колебаний кузова между шкворневым узлом и рамой тележки установлен демпфер гашения поперечных перемещений.



1 – гаситель вертикальных колебаний первой ступени; 2 – гаситель колебаний виляния; 3 – вертикальный гаситель колебаний второй ступени

Рисунок 1.23 – Тележка электропоезда ЭС2Г

На отечественных вагонах гашение колебаний осуществляется за счёт гидравлических гасителей колебаний, расположенных между элементами тележки (рисунок 1.24).

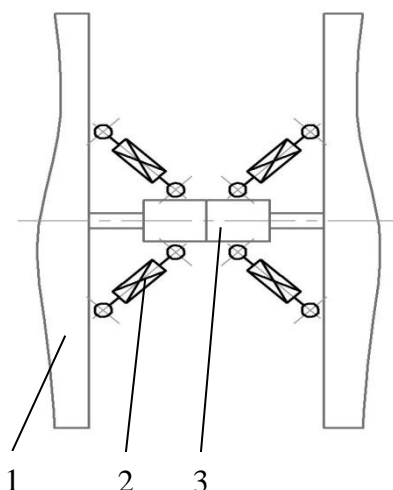


Рисунок 1.24 – Тележка модели 68-4095

С началом применения на поездах беззазорного сцепного устройства БСУ-3 было решено отказаться от буферных устройств с целью уменьшения тары вагона, и по причине частичной утраты функции. Проведённые исследования показали, что при отказе от буферных устройств, колебания виляния усиливаются [20]. Это негативно сказывается на состоянии ходовых частей подвижного состава и рельсового полотна и как следствие, безопасности перевозки пассажиров.

По результатам анализа отечественного и зарубежного опыта наиболее рациональным вариантом гашения колебаний виляния, при отсутствии буферных устройств на вагоне, является применение межвагонных гасителей колебаний,

расположенных в горизонтальной плоскости. Также дополнительно может быть рассмотрен вариант установки горизонтального гидравлического гасителя колебаний между корпусом сцепного устройства и консольной частью вагона (рисунок 1.25).



1 – кузов вагона, 2 – гаситель колебаний виляния, 3 – беззазорное сцепное устройство

Рисунок 1.25 – Установка гасителей колебаний в межвагонном пространстве

В связи с этим целью работы является создание методики выбора рациональных схем и параметров системы гашения колебаний виляния вагонов.

1.4 Обзор исследований в области динамики подвижного состава

Для использования гасителей колебаний на подвижном составе, необходимо определить их рациональные параметры. В качестве способа исследования целесообразно использовать современные методы исследования динамики. К ним относятся экспериментальные исследования и теоретические исследования. Экспериментальные исследования нам не доступны и не позволяют производить многовариантные расчёты. Они могут служить только в качестве подтверждения проведённых расчётов. В связи с этим в качестве основного инструмента целесообразно использовать теоретический метод.

Теоретическими исследованиями динамических характеристик подвижного состава активно начали заниматься в конце XIX века одновременно с появлением первых железных дорог.

Основоположителем исследований в области продольной динамики является профессор Жуковский Н.Е. Его работы послужили основой для дальнейших исследований. Большое значение имеют труды учёных Лазаряна В.А. и его последователей, а также Блохина Е.П., Манашкина Л.А. в исследовании движения поезда в переходных режимах.

Учёный МГУ ПС (МИИТа) Вершинский С.В. провёл множество натурных испытаний поездов большой массы. Результаты этих опытов были внесены в Нормы проектирования вагонов. Вершинским С.В. введено понятие коэффициента продольной динамики, и предложена формула для вычисления коэффициента устойчивости вагона от схода с рельсов. Першиц Ю.И. и Галеев А.У. занимались исследованиями продольных сил, действующих на подвижной состав при торможении. Исследованием продольной динамики специализированных вагонов занимались Петров Г.И. [21] и Филиппов В.Н. [22].

Учёные БГТУ (БИТМа) Никольский Л.Н., Кеглин Б.Г. [23], Костенко Н.А., Болдырев А.П. [24], Селинов В.И. внесли значительный вклад в создание новых конструкций поглощающих аппаратов, а также в исследование их влияния на продольную динамику подвижного состава.

За границей исследованиями продольной динамики занимались учёные Qing W., Spiryagin M. [25], Belforte P., Cheli F.; Diana G.; Melzi S. [26], Tianwei Q., Weihua M., Dong W., Shihui L. [27], Powell J. P., Palacin R. [28], SEBEŞAN I., CRĂCIUN C., MITU A. M. [29].

Вопросами взаимодействия вагонов с железнодорожным путём занимался Вериго М.Ф. [30]. Исследованием влияния дефектов на поверхности катания колеса и железнодорожного пути на ударное взаимодействие описаны в трудах Данилова В.Н. [31]. Учёный Коган А.Я. занимался расчётами воздействия на железнодорожный путь, вызванные колебаниями виляния, боковой качки и поперечного отбоя [32]. На основе исследований динамики вагонов,

Кудрявцевым Н.Н. была предложена классификация неровностей пути, разработаны расчётные схемы для изучения колеса и рельсового пути, предложены методики экспериментального исследования динамики и прочности необрессоренных частей вагона. Вопросами взаимодействия колес подвижного состава с верхним строением пути также занимались Сакало В.И., Сакало А.В. [33], Языков В.Н.

Изучением колебательных процессов подвижного состава и причинами их возникновения, занимались следующие учёные МГУ ПС (МИИТа) – Вершинский С.В., Хусидов В.Д. [34], Винокуров М.В. [35], Хохлов А.А. [36], Анисимов П.С. [37], Савоськин А.Н. [38], Филиппов В.Н. [39], Киселёв В.И. [40], Петров Г.И. [41], Сердобинцев Е.В., Ковалёв Н.А., Короткевич М.А. [42], Бирюков И.И., Львов А.А. [43] и др.; ВНИИЖТа – Черкашин Ю.М. [44], Ромен Ю.С. [45], Соколов А.М., Попов А.А.; ПГУПСа (ЛИИЖТа) – Челноков И.И. [46], Бороненко Ю.П., Орлова А.М. [47], Соколов М.М. [48]; НО ТИВ (КФ ВНИИВ) – Юхневский А.А. [49], Василевский В.В. [50], Скачков А.Н., Зайцев А.В. [51]; ВНИКТИ – Коссов В.С. [52], Чаркин В.А., Оганьян Э.С.; БГТУ (БИТМа) – Кобищанов В.В. [53], Погорелов Д.Ю. [54], Селинов В.И. [55], Федяева Г.А., Михальченко Г.С., Михеев Г.В., Ковалёв Р.В., Забелин А.Л.; УРГУПСа – Павлюков А.Э. [56], Бачурин Н.С., Колясов К.М. [57]; РГУПСа Волков И.В.; Тибилов Т.А.; ДИИТа – Лазарян В.А. [58]; Коротенко М.Л., Ушкалов В.Ф. [59]; Мямлин С.В. и др.

Среди зарубежных исследователей изучением колебательных процессов при движении подвижного состава занимались Гарг В.К., Дуккипати Р.В. [60], Carlbom P. [61], Zhou J., Ren L., Goodall R. [62], Wickens A.H. [63].

С развитием вычислительной техники появилась возможность создать компьютерные алгоритмы теоретических методик, которые в дальнейшем нашли применение в программных комплексах. К ним относится программный комплекс моделирования динамики систем тел «Универсальный механизм», разработанный командой программистов БГТУ под руководством д-р физ.-мат. наук. Погорелова Д.Ю.[64]. Кроме этого известными комплексами, широко

использующимися в промышленности и науке, являются Simpack, LS-Dyna, Adams, Medyna и др.

В последние годы исследования отечественных и зарубежных учёных показали, что при анализе динамики рельсовых экипажей, имеющих большую базу, в частности пассажирских вагонов, целесообразно учитывать упругие свойства кузова. Учёт упругих свойств кузова возможен на основе нескольких подходов. Наиболее рациональным является использование гибридных моделей, в которых упругость кузова учитывается на основе ранее разработанной конечно-элементной модели.

Конечно-элементное моделирование получило наибольшую популярность за счёт своей простоты и универсальности. Возникновение и развитие метода связано с исследованием космоса, проектировки космических аппаратов. Значительный вклад в разработку МКЭ был сделан Дж. Аргирсом, Р. Курантом, Ж. Поли, Ж. Герша. Первая работа описывающая этот метод, опубликована в труде Turner M.J., Clough R. W., Martin H.C., Topp L.J. (М. Тернера, Р. Клаффа, Г. Мартина и Л. Топпа) в 1956 году в решении плоской задачи теории упругости. Являясь одним из основных методов анализа напряжённо-деформированного состояния сложных конструкций, метод конечных элементов достиг широкого практического применения благодаря работам Р. Мак-Лейа, Р. Мелоса, М. Джонса, Дж. Бесселина. О. Зенкевичем и И. Чанга в 1967 г. была издана первая монография, посвящённая МКЭ, в которой были описаны основы метода и области его применения.

Значительный вклад в разработку теоретических основ МКЭ внесли учёные Р. Галлагер, Дж. Оден, И. Бабушка, Дж. Фикс, Ж. Дек-лу, Г. Стренг, Л. Сегерлинд, Р. Феннер, а также российские учёные В.Г. Корнеев, Л.А. Розин, А.С. Сахаров.

Исследованиями напряжённо-деформированного состояния кузовов подвижного состава, включая исследования с применением МКЭ, изложены в трудах учёных МГУ ПС (МИИТа) – Шадура Л.А. [65], Котуранова В.Н. [66], Филиппова В.Н. [67], Беспалько С.В. [68], Шевченко П.В., Воронина Н.Н. [69], Козлова М.П., Быкова А.И., Проскурнева П.Г., Овечникова М.Н. и др.;

ВНИИЖТа – Соколова А.М. [70], Черкашина Ю.М. [71], Краснобаева А.М., Барбарича С.С. и др.; ПГУПСа (ЛИИЖТа) – Бороненко Ю.П. [72], Битюцкого А.А. [73], Соколова М.М. [74], Третьякова А.В. [75] и др; НО ТИВ (КФ ВНИИВ) – Юхневского А.А. [76], Ломакова П.С., Гончарова Д.И. [77], Коршунова С.Д. [78], Василевского В.В. [79]; ВНИКТИ – Волохова Г.М. [80], Огоньяна Э.С. [81]; БГТУ (БИТМа) – Кобищанова В.В., Антипина Д.Я [82], Лозбинева В.П. [83], Ольшевского А.А., Расина Д.Ю., Шорохова С.Г. и др.; УРГУПСа – Лапшина В.Ф. [84], Колясова К.М. [85], Павлюкова А.Э, Смолянинова А.В., Бачурина Н.С. [86].

Зарубежными учёными, занимающимися исследованиями подвижного состава с применением МКЭ являются: Hanson D., Winton M., Randall R. B [87], Wu P., Zeng J., Dai H. [88], Zhou J., Goodall R., Ren L., Zhang H. [89], Soukup J., Skocilas J., Skocilasova B. [90], Ribeiroa D., Calçadab R., Delgadob R. [91].

1.5 Постановка цели и задач исследования

1. Разработка уточнённой конечно-элементной модели несущей конструкции кузова пассажирского вагона и её верификация.
2. Разработка детализированной компьютерной модели сцепа вагонов поезда постоянного формирования, и её верификация.
3. Исследование влияния отсутствия буферных устройств на динамические характеристики пассажирских вагонов поездов постоянного формирования.
4. Разработка конструктивных мер, улучшающих динамические параметры пассажирских вагонов поездов постоянного формирования, не оборудованных буферными устройствами.
5. Разработка методики выбора рационального значения коэффициента сопротивления межвагонных гасителей колебаний.
6. Обоснование рационального значения коэффициента сопротивления межвагонных гасителей.
7. Оценка эффективности предложенных конструктивных решений обеспечения наибольшего комфорта и безопасности пассажирских вагонов.

2 Разработка динамической модели сцепа вагонов

2.1 Описание объекта исследования

В качестве объекта исследования принят купейный пассажирский вагон модели 61-4462 (рисунок 2.1) производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод» для поездов постоянного формирования, предназначенный для эксплуатации с конструкционной скоростью в 160 км/ч по магистральным железным дорогам колеи 1520 мм [15].



Рисунок 2.1 – Купейный вагон модели 61-4462

Технические характеристики вагона и его планировка приведены на рисунке 2.2 и в таблице 2.1.

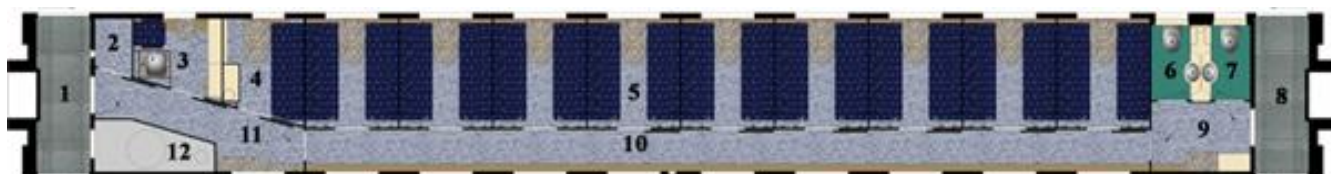


Рисунок 2.2 – Планировка вагона модели 61-4462

1 – тамбур тормозного конца вагона, 2 – кладовая, 3 – служебное помещение, 4 – купе проводников, 5 – пассажирское помещение, 6 – туалет I, 7 – туалет II, 8 - тамбур нетормозного конца вагона, 9 - коридор нетормозного конца вагона, 10 - большой коридор, 11 - коридор тормозного конца вагона, 12 - котельное отделение

Таблица 2.1 – Технические характеристики купейного пассажирского вагона модели 61-4462 производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод»

1.	Масса тары вагона, т	55,8 т
2.	База вагона	17000 мм
3.	База тележки	2400 мм или 2500 мм
4.	Ширина колеи	1520 мм
5.	Габарит по ГОСТ 9238	для кузова – I-ВМ для тележек безлюлочной конструкции – I ВМ
6.	Габарит по ГОСТ 10527	для тележек двухосных – 02 ВМ
7.	Конструкционная скорость	160 км/ч
8.	Количество спальных мест для пассажиров	36 \ 18
9.	Показатель плавности хода	для тележек безлюлочной конструкции - плавность хода, не более 2,8 для тележек двухосных – плавность хода не более 3,0
10.	Средний коэффициент теплопередачи ограждений кузова	не более 0,95 Вт/(м ² ·К)

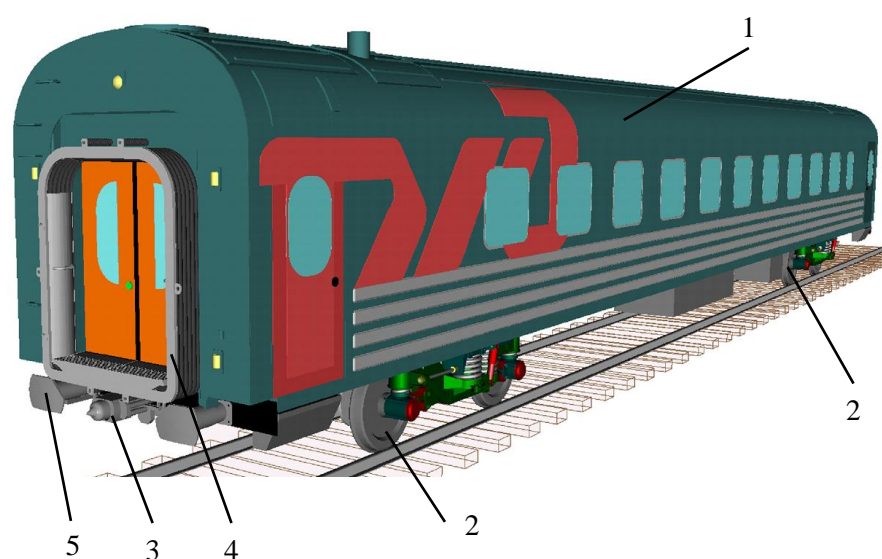
2.2 Описание твердотельной динамической модели вагона

В соответствии с пунктом 1.4 для исследования влияния конструктивных особенностей и параметров межвагонных связей разработана пространственная динамическая компьютерная модель пассажирского вагона.

Построение твердотельной динамической модели вагона (рисунок 2.3) производилось в среде программного комплекса моделирования динамики систем тел «Универсальный механизм» [92].

На основе исходных данных, описывающих геометрические размеры, силовые и инерционные характеристики, в модуле ввода данных UM Input, осуществлялось формирование твердотельной динамической модели. С помощью модуля UM Simul, используя уравнения движения, сгенерированные на основе

созданной динамической модели, производилось моделирование движения вагона. Динамическая модель вагона представлена совокупностью подсистем двух уровней. К подсистеме первого уровня относится подсистема «вагон 1», включающая в себя подсистемы второго уровня: «цепное устройство БСУ-3», «буферное устройство», «межвагонный переход», и служащие для соединения между собой посредством специальных контактных силовых элементов подсистем первого уровня. Кроме этого подсистемой второго уровня является подсистема «тележка».

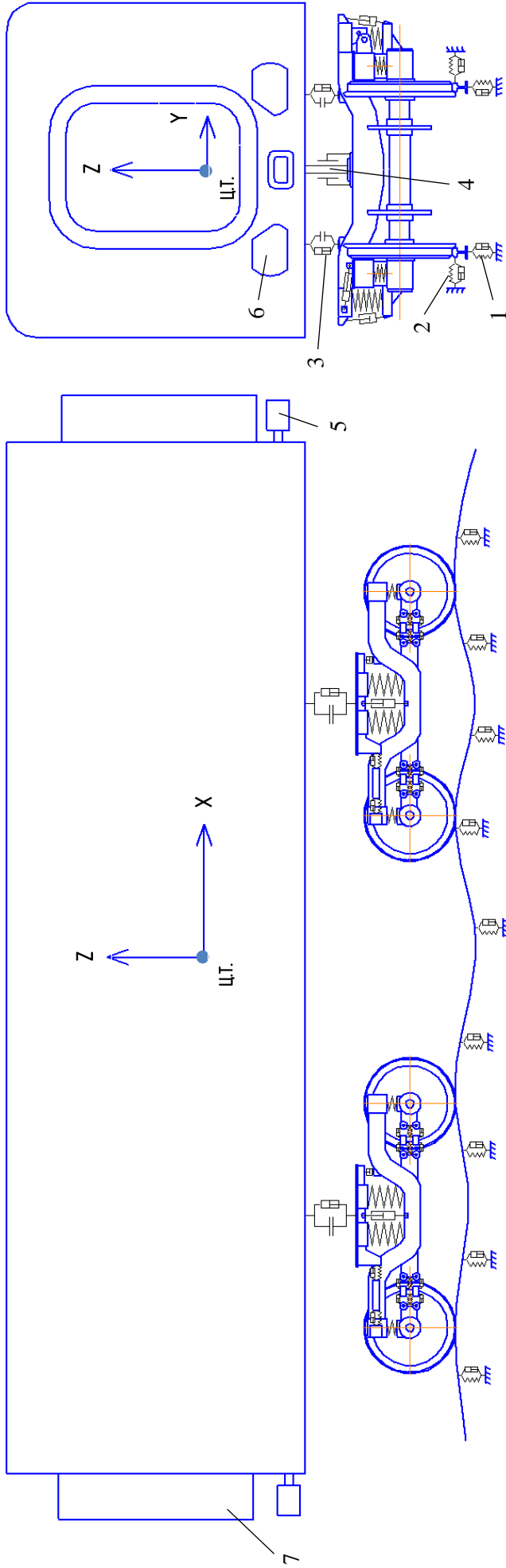


1 – кузов вагона; 2 – тележка; 3 – сцепное устройство БСУ-3; 4 – буферное устройство; 5 – межвагонный переход

Рисунок 2.3 – Компьютерная модель вагона

В расчётной схеме вагон представлен совокупностью твёрдых тел с реальными инерционными и геометрическими характеристиками (рисунок 2.4), соединённых между собой контактными и упруго-диссипативными силовыми элементами. Кузов вагона обладает шестью степенями свободы и имеет свойства, соответствующие полностью экипированному вагону с учётом расположения тяжеловесного оборудования [93].

Контакт кузова вагона с тележкой через скользуны моделируется с помощью силовых контактных элементов типа точка – плоскость, входящих в стандартный набор элементов программного комплекса.



- 1 – упруго-диссипативный элемент, моделирующий свойства рельсового полотна в вертикальной плоскости;
 2 – упруго-диссипативный элемент, моделирующий упругие свойства рельсового полотна в горизонтальной плоскости; 3 – силовой контактный элемент, моделирующий опирание кузова вагона на скользуны;
 4 – линейный силовой элемент, моделирующий ограничения горизонтальных перемещений кузова относительно надрессорного бруса в пятниковом узле; 5 – подсистема «сцепное устройство»; 6 – подсистема «буферное устройство»; 7 – подсистема «межвагонный переход»

Рисунок 2.4 – Структурная схема динамической модели вагона.

Силовой контактный элемент моделирует контактные взаимодействия двух тел, при котором на одном теле располагается набор точек, а на другом безграничная плоскость [92]. Если расстояние между точкой и плоскостью Δ больше нуля $\Delta > 0$, то контактные силы равны нулю (нет контакта). При $\Delta \leq 0$ возникает сила взаимодействия (есть контакт). Данная сила имеет две составляющие: направленную по нормали к плоскости реакцию N , и силу трения F_f , находящуюся в контактной плоскости. Для определения нормальной реакции используется вязкоупругая модель

$$N = -c\Delta - d\dot{\Delta}, \quad (2.1)$$

где c , d – постоянные коэффициенты жёсткости и диссипации контактного взаимодействия.

В режиме скольжения математическая модель силы трения имеет вид

$$F_f = -f N \frac{v_s}{\|v_s\|}, \quad (2.2)$$

где v_s – вектор скорости скольжения; f – коэффициент трения скольжения.

Математическая модель режима сцепления, возникающего при изменении вектора скорости скольжения на противоположное, имеет вид

$$F_f = F_g - c(r_g - r_{g0}) - d \times v_s, \quad (2.3)$$

где F_g – величина вектора силы трения, определённая во время перехода от режима скольжения к режиму сцепления; r_g , r_{g0} – начальное и текущее значения вектора, соединяющего точку, описывающую безграничную плоскость, и проекцию на контактную плоскость точки, которая описывает контактируемое тело.

Ограничения горизонтальных смещений кузова в поперечной и продольной ориентации относительно надрессорного бруса в шкворневом узле моделируется линейным силовым элементом 4 (рисунок 2.4). Элемент соединяет два разных тела по двум точкам с указанными координатами. При изменении ориентации точек относительно друг друга, в элементе возникают

усилия с величинами, определяющимися при приведении к точке крепления элемента ко второму телу в координатах первого тела следующим выражением

$$F = F_0 - C_i \times d_i - C_j \times d_j, \quad (2.4)$$

где F – сила, возникающая в элементе; F_0 – стационарное значение силы; C_i, d_i – жесткость элемента и относительное смещения точки в направлении вектора i ; C_j, d_j – угловая жесткость элемента и относительный поворот второго тела относительно вектора j . Жесткостные характеристики элемента в виде матрицы размером 6×6 , значение стационарной силы и координаты точек прикрепления элемента к телам вводятся в программный комплекс в качестве исходных данных.

Модель упруго-диссипативных свойств верхнего строения пути 1, 2 (рисунок 2.4), соответствует упруго-диссипативным характеристикам рельсов типа Р65 длиной 25 м, уложенным на железобетонные шпалы в летний период времени [94].

Динамическая модель подсистемы «тележка» представлена совокупностью абсолютно твёрдых тел, соединённых между собой шарнирами и силовыми элементами (рисунок 2.5).

Рама, совместно с тормозными блоками, надрессорный брус, колёсные пары, с установленными на них тормозными дисками, и буксовый узел тележки представлены абсолютно твёрдыми телами, объединённые между собой шарнирами и силовыми элементами. Каждое твёрдое тело обладает шестью степенями свободы с геометрическими и инерционными характеристиками, соответствующими реальной конструкции тележки.

Рама тележки соединяется с надрессорным брусом через пружины центрального подвешивания, описанные в виде линейных силовых элементов 1, а также при помощи вертикальных и горизонтальных гасителей колебаний – в виде диссипативных линейных биполярных силовых элементов 3, 4 [92].

Диссипативный элемент, моделирующий гасители колебаний соединяет два тела по двум точками и имеет силовую характеристику

$$F = -\beta v, \quad (2.5)$$

где β – параметр гидравлического гасителя колебаний; v – скорость смещения одной точки относительно другой.

Для описания свойств элементов, в программный комплекс в качестве исходных данных вводятся координаты точек крепления элемента к телам и параметр гидравлического гасителя β .

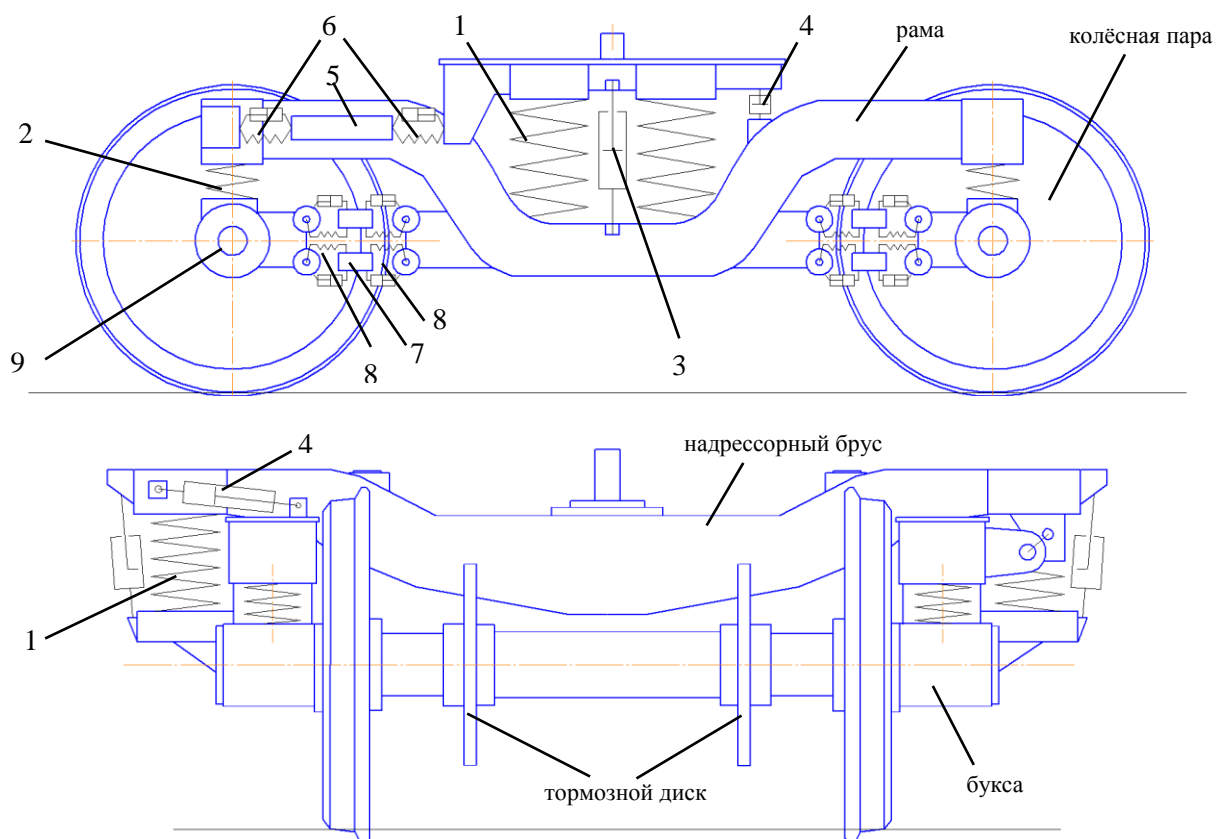
Продольные поводки центральной ступени подвешивания представлены абсолютно твёрдыми телами 5 с инерционными и геометрическими характеристиками, соответствующие реальной конструкции поводка, и соединённые с двух сторон упруго-диссипативными линейными биполярными силовыми элементами 6, моделирующие резинометаллические блоки крепления поводка, и имеющие силовую характеристику, зависящую от расстояния между точками крепления [92]

$$F = -c(r - r_0) - \beta v, \quad (2.6)$$

где c – жесткость упруго-диссипативного элемента; r , r_0 – текущее и начальное расстояние между точками крепления элемента; β - коэффициент диссипации.

Рама связывается с буксой через пружины, моделируемые обобщенными линейными силовыми элементами 2, а также посредством буксовых поводков, представленных в виде абсолютно твёрдых тел с инерциальными характеристиками соответствующими реальной конструкции поводка 7. Взаимодействие поводков с кронштейнами рамы и буксы тележки моделируется с использованием нелинейных биполярных упруго-диссипативных силовых элементов 6. Букса соединена вращательным шарниром 9 с колёсной парой.

Колесная пара представлена абсолютно твердым телом с шестью степенями свободы. В расчётной схеме колёсная пара представлена в виде подсистемы модуля UM Loco, с не имеющим износа по кругу катания колеса, и выполненному в соответствии с [95].



1 – линейный силовой элемент, описывающий упругие элементы первой ступени подвешивания; 2 – линейный силовой элемент, описывающий упругие элементы второй ступени подвешивания; 3 – диссипативный линейный биполярный силовой элемент, описывающий гаситель вертикальных колебаний первой ступени подвешивания; 4 – диссипативный линейный биполярный силовой элемент, описывающий гаситель горизонтальных колебаний первой ступени подвешивания; 5 – абсолютно твердое тело, описывающее продольный поводок первой ступени подвешивания; 6 – упруго-диссипативные элементы, описывающие резинометаллические блоки продольного поводка первой ступени подвешивания; 7 – абсолютно твердое тело, описывающее буксовый поводок; 8 – нелинейный биполярный упруго-диссипативный силовой элемент, описывающий упруго-диссипативные свойства резинометаллических блоков буксового поводка; 9 – вращательный шарнир, описывающий буксу

Рисунок 2.5 – Динамическая модель подсистемы «тележка»

Компьютерная модель тележки модели 68-4095 производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод» представлена на рисунке 2.6.

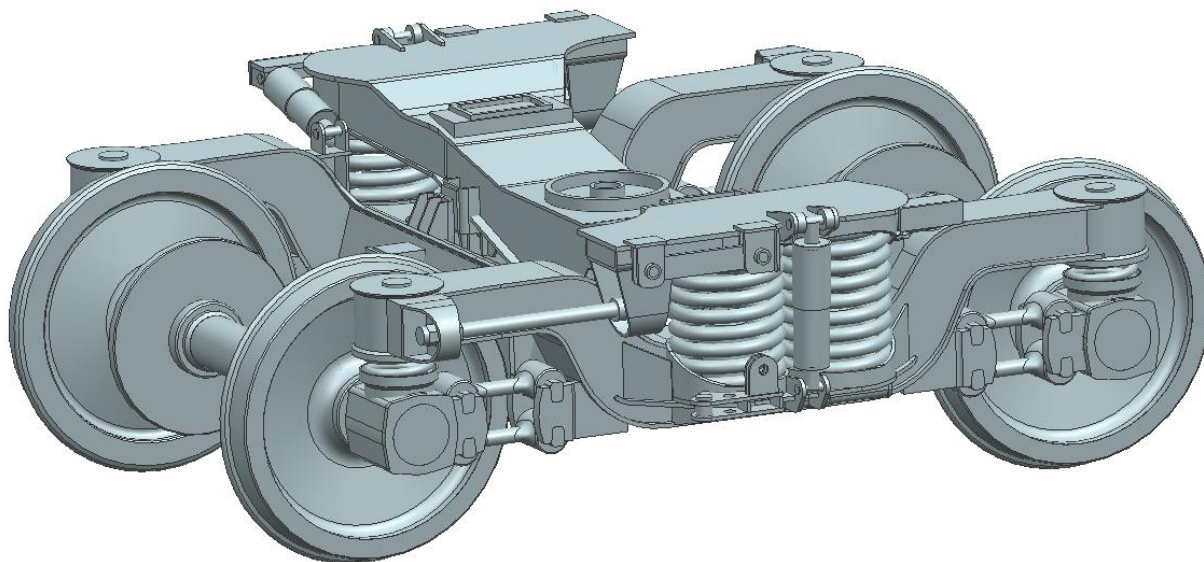


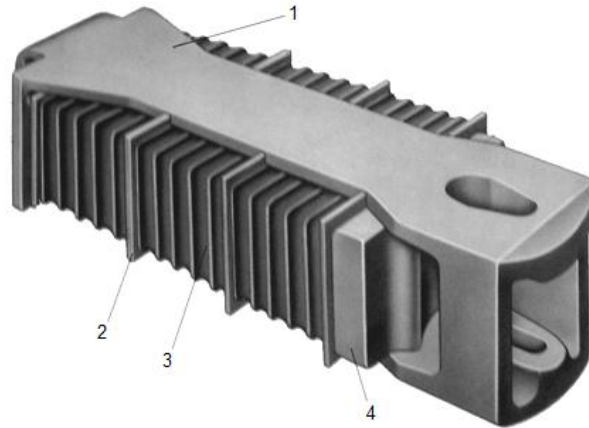
Рисунок 2.6 – Внешний вид твердотельной модели подсистемы «тележка»

2.3 Построение твердотельной динамической модели движения сцепа вагонов

Для исследования усилий, возникающих между вагонами при движении в сцепленном состоянии, к динамической модели вагона для формирования сцепа присоединяется по два аналогичных вагона с каждой стороны.

Подсистемы первого уровня «вагон 1, 2, 3, 4, 5» включают в себя подсистему второго уровня «сцепное устройство», объединённое с резинометаллическим поглощающим аппаратом типа Р-5П (рисунок 2.7).

Определяющие параметры поглощающего аппарата такие как: энергоёмкость, сила сопротивления при сжатии, полный ход, коэффициент поглощения энергии приведены в таблице 2.2. Силовые характеристики аппарата показаны на рисунке 2.8.

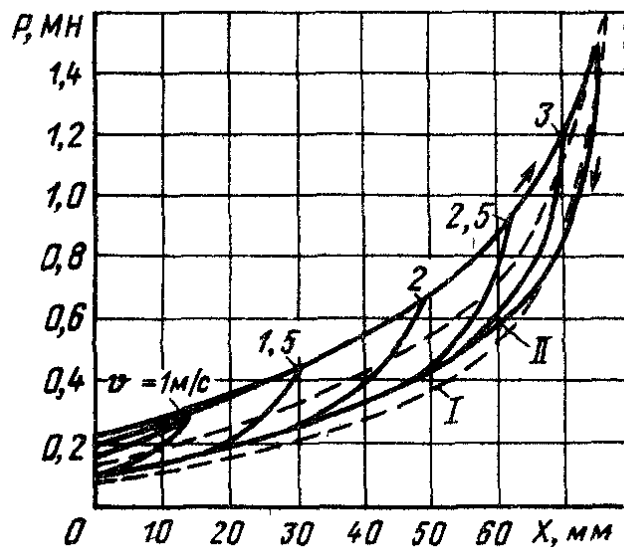


1 – корпус хомута; 2 – промежуточная плита; 3 – резинометаллические элементы;
4 – упорная плита

Рисунок 2.7– Внешний вид резино-металлического аппарата P5-II

Таблица 2.2 – Основные параметры поглощающего аппарата P-5П [12]

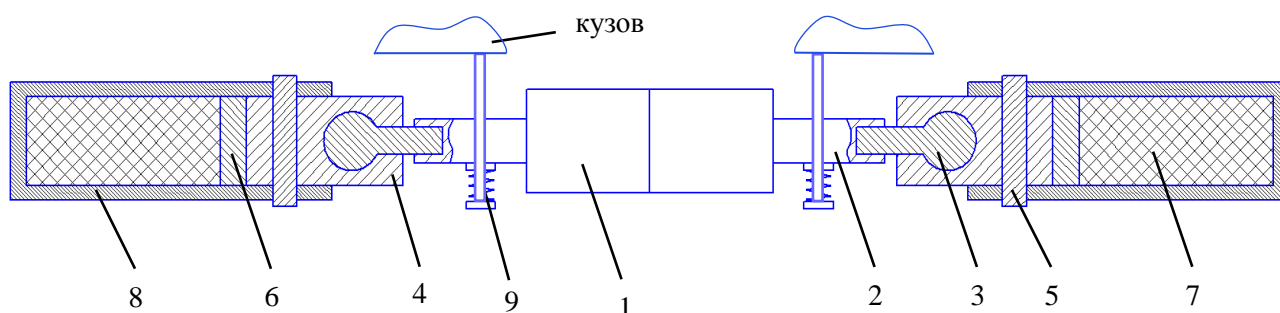
Энергоемкость, кДж	35
Коэффициент поглощения энергии	0,31÷0,36
Сила сопротивления при сжатии, МН	1,2
Полный ход, мм	80



I – силовая характеристика, полученная при сжатии на прессе; II – силовые характеристики, полученные при соударении вагонов

Рисунок 2.8 – Силовые характеристики аппарата P-5П

Динамическая модель подсистемы «цепное устройство» предполагает взаимодействие вагонов только в сцепленном виде. В связи с тем, что контур зацепления сцепок БСУ-3 не имеет зазоров, то перемещения элементов сцепления друг относительно друга не возможны, и поэтому элементы голов и направляющих конусов подсистемы «цепного устройства» моделируются в виде единого абсолютно твёрдого тела (рисунок 2.9).



- 1 — голова сцепного устройства; 2 — хвостовик сцепного устройства;
 3 — шаровый шарнир; 4 — шарнирный узел; 5 — клин тягового хомута;
 6 — упорная плита; 7 — упругие элементы поглощающего аппарата;
 8 — корпус тягового хомута; 9 — упругое центрирующее устройство

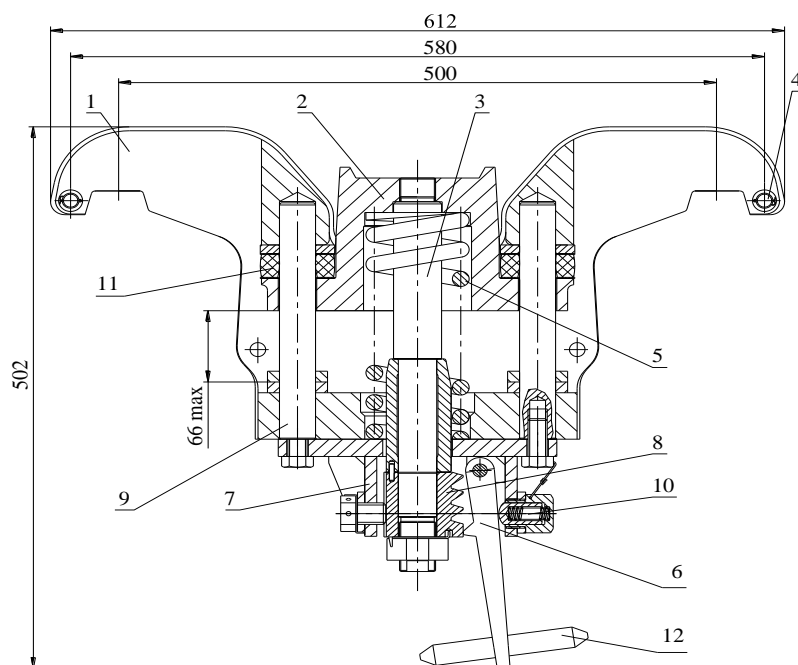
Рисунок 2.9 – Компьютерная модель подсистемы «цепное устройство»

Твёрдое тело, моделирующее головы и хвостовики сцепок в виде абсолютно твёрдого тела, соединяется через вращательные шарниры с шарнирными узлами.

Шарнирный узел сцепного устройства посредством клина тягового хомута, выполненного группой контактных элементов, соединяется с тяговым хомутом. Взаимодействие с упорной плитой и поглощающим аппаратом осуществляется посредством контактных силовых элементов. Упорная плита и хомут представлены абсолютно твердыми телами, обладающими одной степенью свободы – перемещение вдоль оси хребтовой балки. Упорная плита совмещена, в соответствии с конструкцией поглощающего аппарата с нажимной плитой, соединенной с передним упором рамы вагона контактными силовыми элементами. Упругое центрирующее устройство моделируется абсолютно твёрдым телом, описывающим корпус центрирующей балочки.

Центрирующая балочка и две маятниковые подвески моделируются абсолютно твердыми телами. Корпус центрирующей балочки взаимодействует с ударной розеткой кузова вагона посредством контактных элементов. Ударная розетка сцепного устройства входит в состав абсолютно твёрдого тела, моделирующего кузов пассажирского вагона.

Опора центрирующего устройства (рисунок 2.10) представлена в виде абсолютно твёрдого тела и соединена с корпусом центрирующего устройства линейным упругим элементом, моделирующим силовую пружину. Взаимодействие опоры и корпуса сцепного устройства осуществляется через силовые контактные элементы типа «точка-плоскость». Взаимодействие опоры и корпуса центрирующей балочки осуществляется через каскад контактных элементов, моделирующих работу храпового механизма. Они не позволяют опоре возвращаться в исходное положение после поворота корпуса сцепного устройства на определённый угол, и обеспечивают наличие зазора между корпусом сцепного устройства и опорой при движении вагона.



- 1 – корпус, 2 – опора, 3 – шток, 4 – оси, 5 – силовая пружина, 6 – собачка,
7 – корпус храповика, 8 – втулка храповика, 9 – направляющие, 10 – упор
собачки, 11 – демпфер, 12 – рычаг собачки

Рисунок 2.10 – Упругая центрирующая балочка

Связь хвостовика автосцепки с ударной розеткой осуществляется силовыми контактными элементами, ограничивающими угол поворота корпуса автосцепки. Соединение маятниковых подвесок с ударной розеткой и центрирующей балочкой смоделированы при помощи вращательных шарниров. Поглощающий аппарат представлен абсолютно твердым телом с реальными инерциальными характеристиками с одной поступательной степенью свободы относительно кузова вагона. Связь поглощающего аппарата с тяговым хомутом осуществляется контактными силовыми элементами. Моделирование упруго-диссипативных свойств поглощающего аппарата осуществляется путём введения между корпусом поглощающего аппарата и нажимной плитой упругого нелинейного биполярного и диссипативного силового элемента. Описание упругого и диссипативного элемента, моделирующего автосцепное устройство производится по методике, предложенной в [96].

Силовая характеристика упругого нелинейного биполярного элемента, описывающего упругую составляющую работы поглощающего аппарата показана на рисунке 2.11.

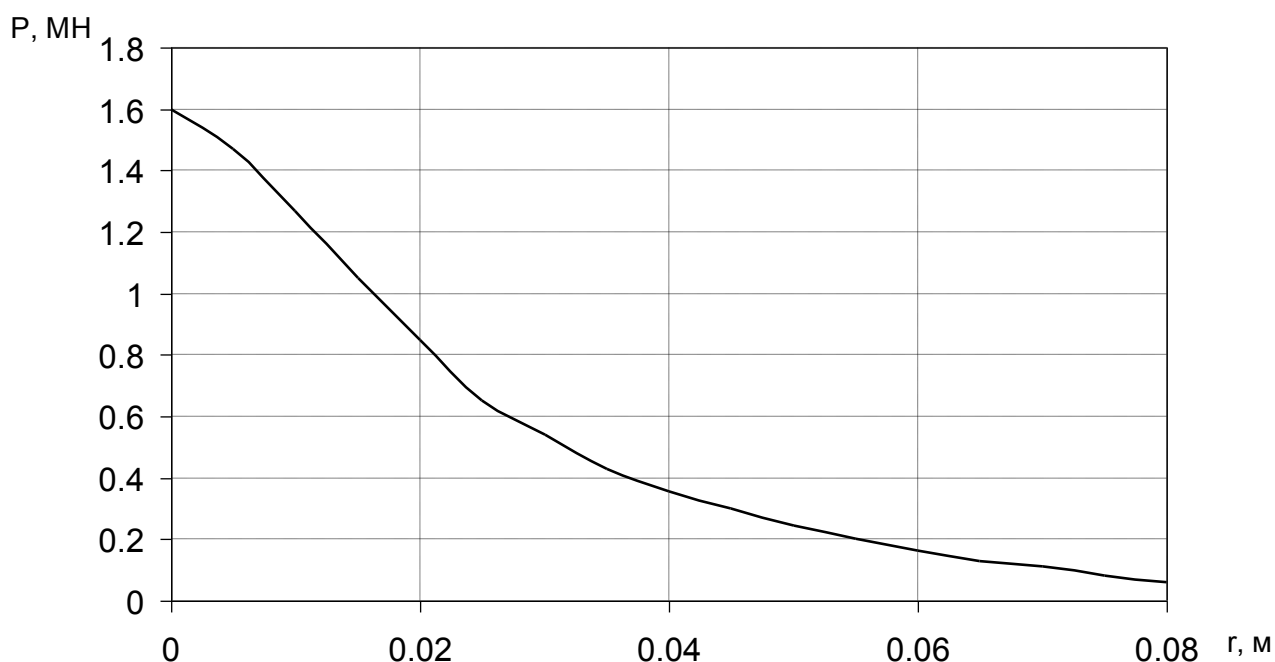


Рисунок 2.11 – Силовая характеристика математической модели упругого элемента поглощающего аппарата

Для наиболее правильной работы поглощающего аппарата при его полном сжатии в программном комплексе «Универсальный механизм» [92], силовая характеристика рисунка 2.11 приводится к виду (рисунок 2.12). Данный график имеет три зоны. Первой зоне соответствует интервал от 0 до 0,545 м, при котором ход аппарата составляет 78 мм, что почти аналогично полному ходу аппарата 80 мм. На этом участке нагрузка передаётся через специальные контактные силы, ограничивающие ход поглощающего аппарата. Вторая зона соответствует рабочему ходу поглощающего аппарата с интервалом от 0,545 до 0,623 м. Третья зона находится за пределом графика от 0,623 м. Растяжение на данном участке ограничено контактными элементами динамической модели сцепного устройства.

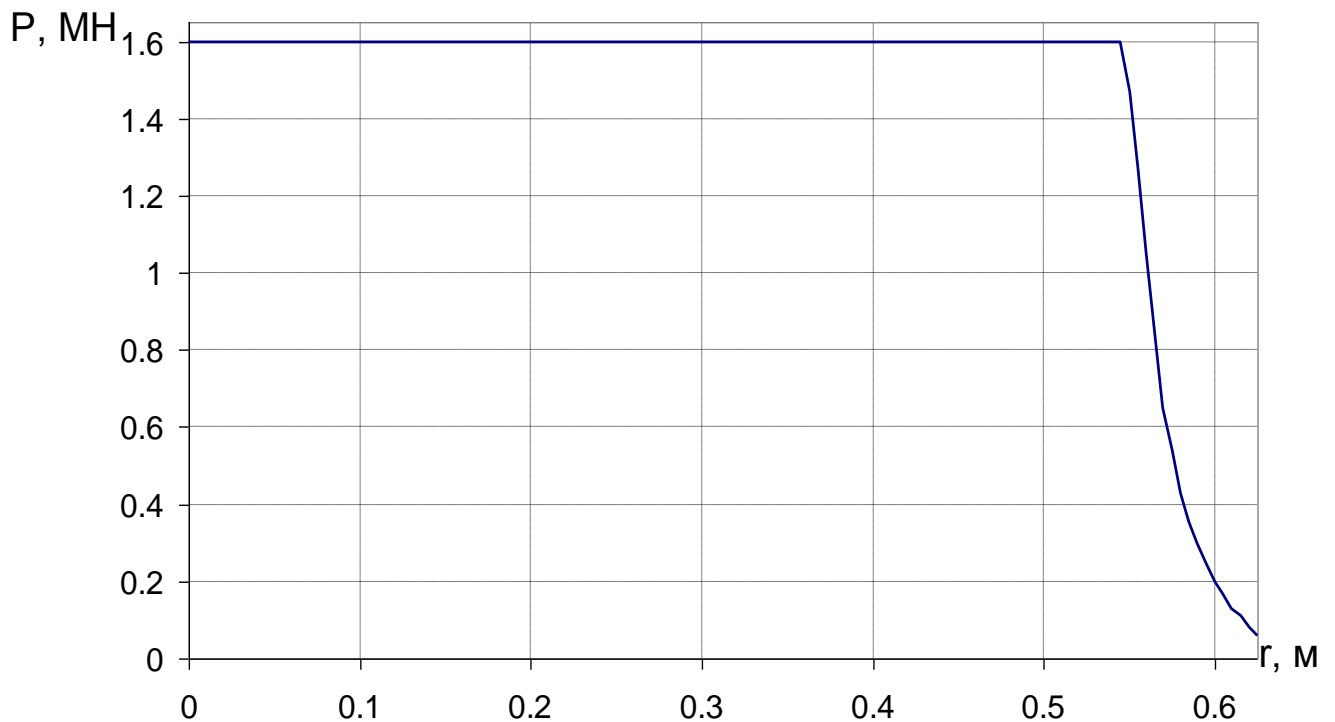


Рисунок 2.12 – Скорректированная силовая характеристика упругого элемента модели поглощающего аппарата

Диссипативный элемент модели поглощающего аппарата выполнен в виде нелинейного биполярного элемента. Диаграмма диссипации построена в соответствии с методикой, предложенной в работе [96].

Коэффициент вязкого трения β определяется по зависимости

$$\beta = \frac{P}{v}, \quad (2.7)$$

где P – сила, действующая на диссипативный элемент; v – скорость изменения силы.

Кроме этого коэффициент диссипации для поглощающего аппарата приближенно можно посчитать, по следующей формуле

$$\beta = \alpha \cdot 2\sqrt{m \cdot c}, \quad (2.8)$$

где α – коэффициент необратимо поглощенной энергии поглощающего аппарата, определяемый из силовой характеристики; m – масса вагона; c – жесткость аппарата.

На основании зависимостей (2.7, 2.8) строится характеристика демпфирования силового элемента в осях P - V (рисунок 2.13).

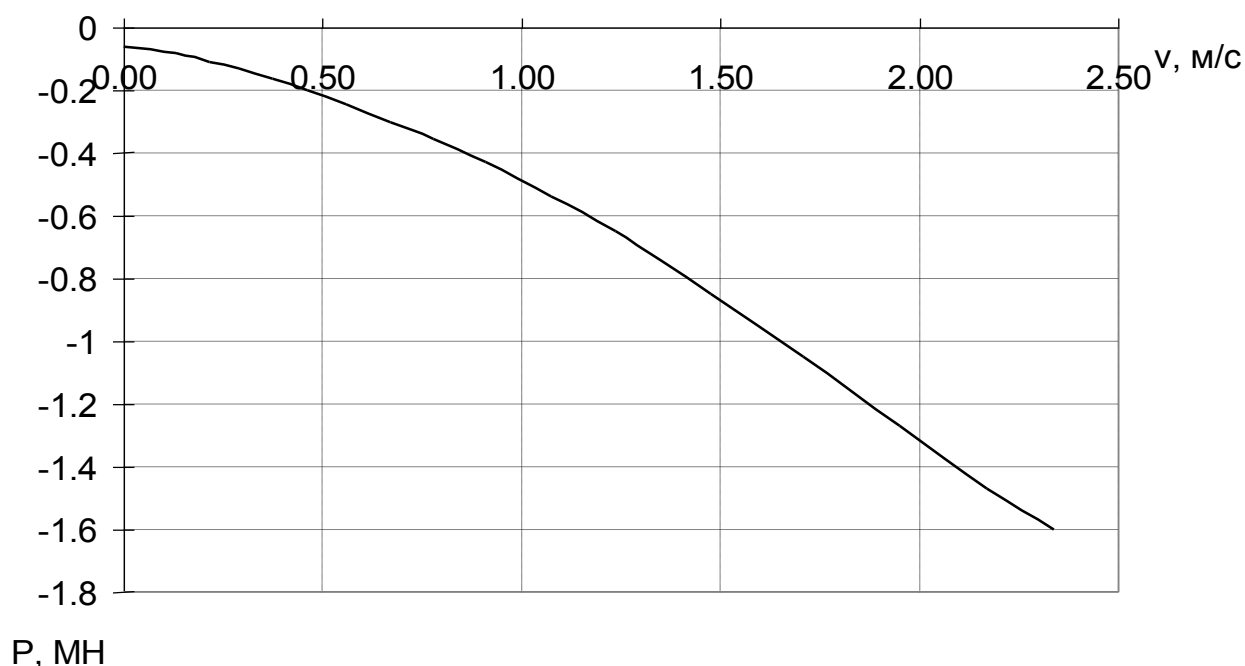


Рисунок 2.13 – Диссипативная характеристика математической модели поглощающего аппарата

Для обеспечения частотной независимости силовой характеристики модели, в выражение (2.8) вводится редуцирующий коэффициент k , зависящий от скорости изменения нагрузки, оказываемой на силовые элементы модели, тогда

$$\beta = k \cdot \alpha \cdot 2\sqrt{m \cdot c}. \quad (2.9)$$

Значения редуцирующего коэффициента для некоторых скоростей нагружения силовых элементов, полученные в работе [96] изложены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 Значения редуцирующего коэффициента K

V , м/с	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
K	2,8	2	1,4	0,75	0,5	0,35	0,3	0,25	0,2
*	Упругая работа модели аппарата							Закрытие аппарата	

* характеристика работы модели поглощающего аппарата

На рисунке 2.14 изображены силовые характеристики математической модели резинометаллического поглощающего аппарата.

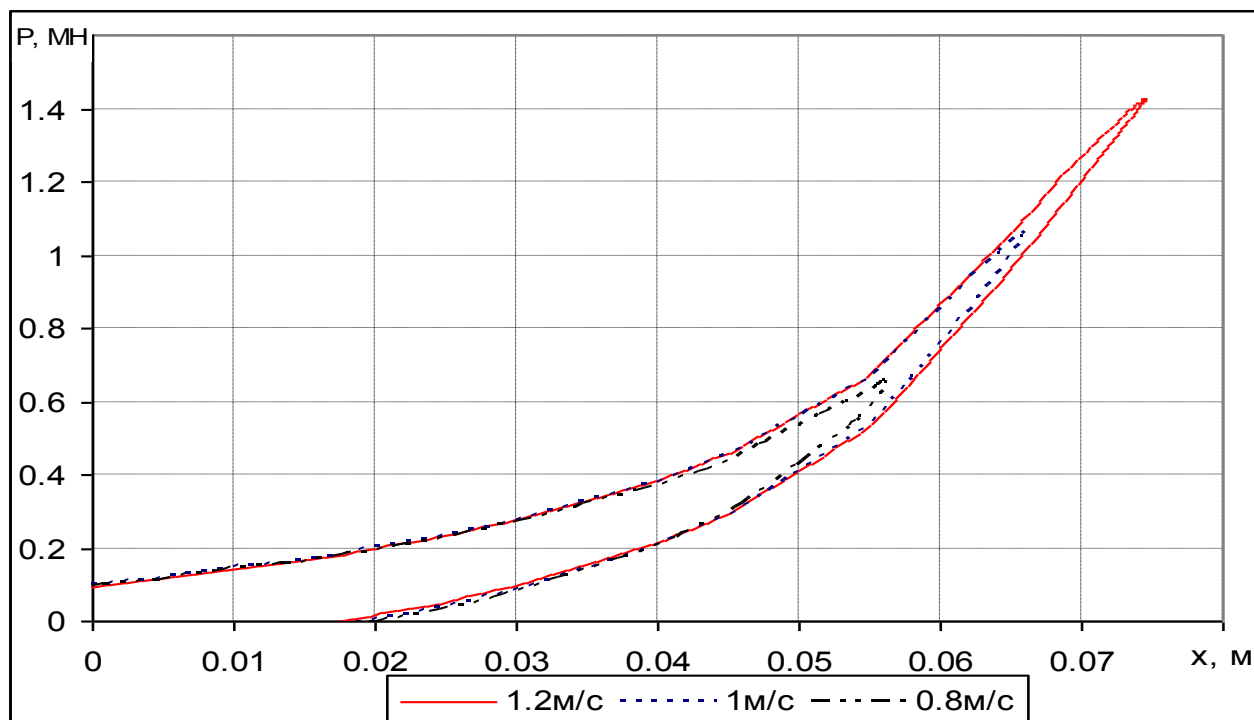
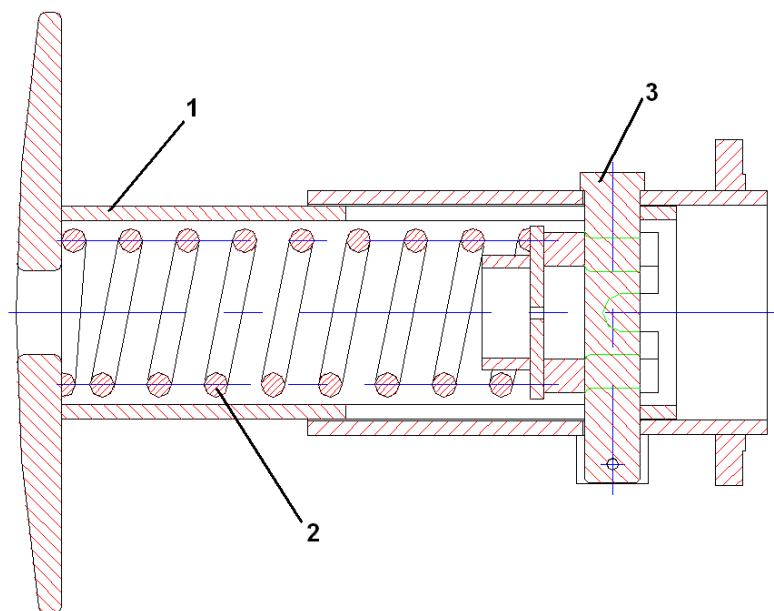


Рисунок 2.14 – Силовая характеристика модели поглощающего аппарата

Подсистема второго уровня «цепное устройство» включается в подсистему первого уровня при использовании силовых контактных элементов, описывающих взаимодействие упорной плиты с передними упорами рамы кузова вагона, хомута с задними упорами рамы кузова, а также вращательными

шарнирами, описывающими взаимодействие маятниковых подвесок с ударной розеткой, входящей в состав кузова вагона.

Динамическая модель буферного устройства (рисунок 2.15) представляет собой совокупность твёрдых тел.



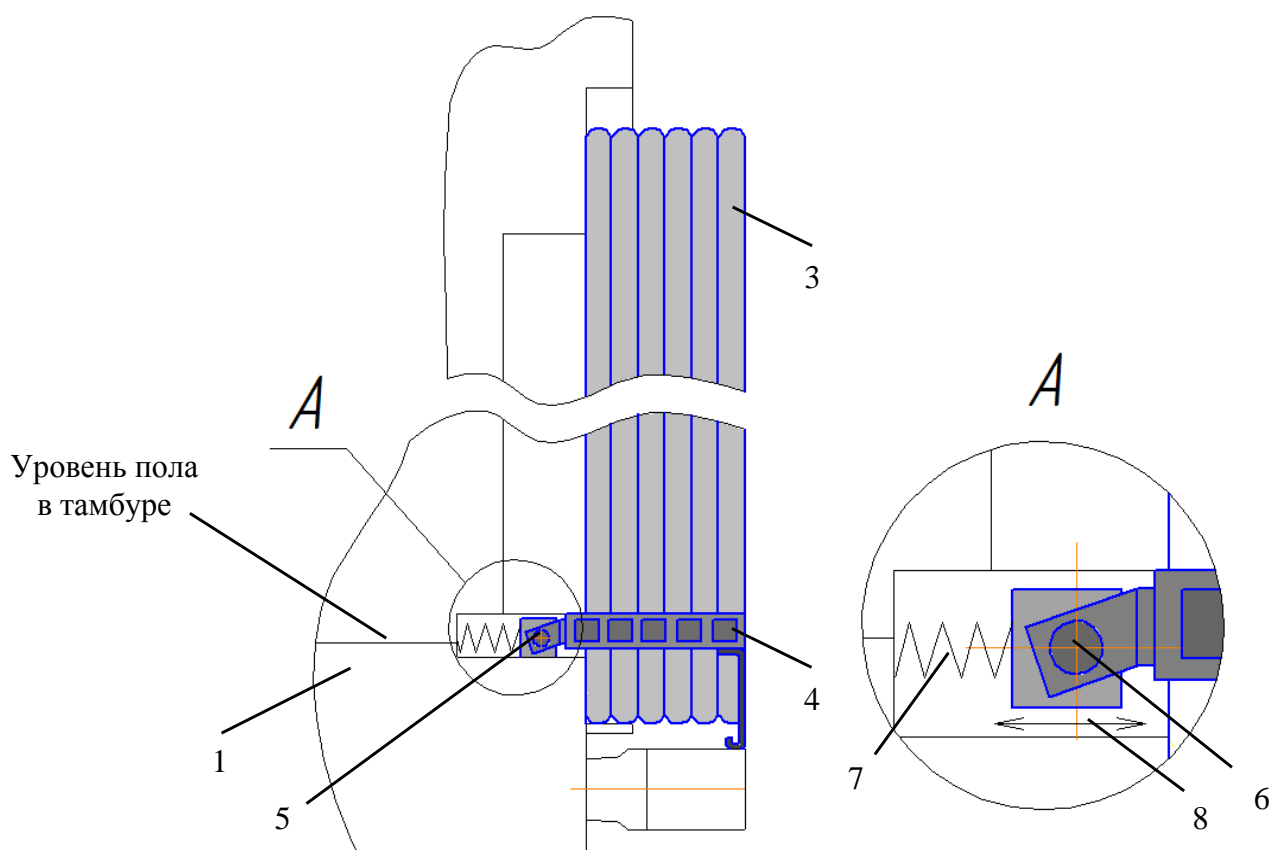
1 – тарель; 2 – пружина; 3 - стакан

Рисунок 2.15 – Динамическая модель буферного устройства

Тарель 1, имеет одну поступательную степень свободы относительно кузова вагона. Стакан 3, входит в состав кузова вагона и соединён с тарелью силовым упругим элементом, моделирующим работу пружины 2, и контактными силами, ограничивающими перемещение тарели в сторону от кузова, и обеспечивающее предварительное сжатие пружины.

Контакт тарелей буферных устройств смежных вагонов реализуется введением силовых контактных элементов типа «точка-плоскость».

Межвагонный переход (рисунок 2.16) представлен совокупностью твёрдых тел, описывающих работу гибкого резино-металлического суфле и переходной площадки, шарнирно соединённой с кузовом вагона. Поскольку жёсткость резины намного меньше жёсткости металла, то упругими свойствами резинометаллического межвагонного суфле можно пренебречь.



1 — кузов вагона; 2 — сцепное устройство; 3 — суфле межвагонного перехода;
 4 — переходный мостик; 5 — шарнирное крепление переходного мостика к кузову вагона; 6 — шарнир вращательный; 7 — упругий элемент; 8 — шарнир поступательный

Рисунок 2.16 – Компьютерная модель подсистемы «межвагонный переход»

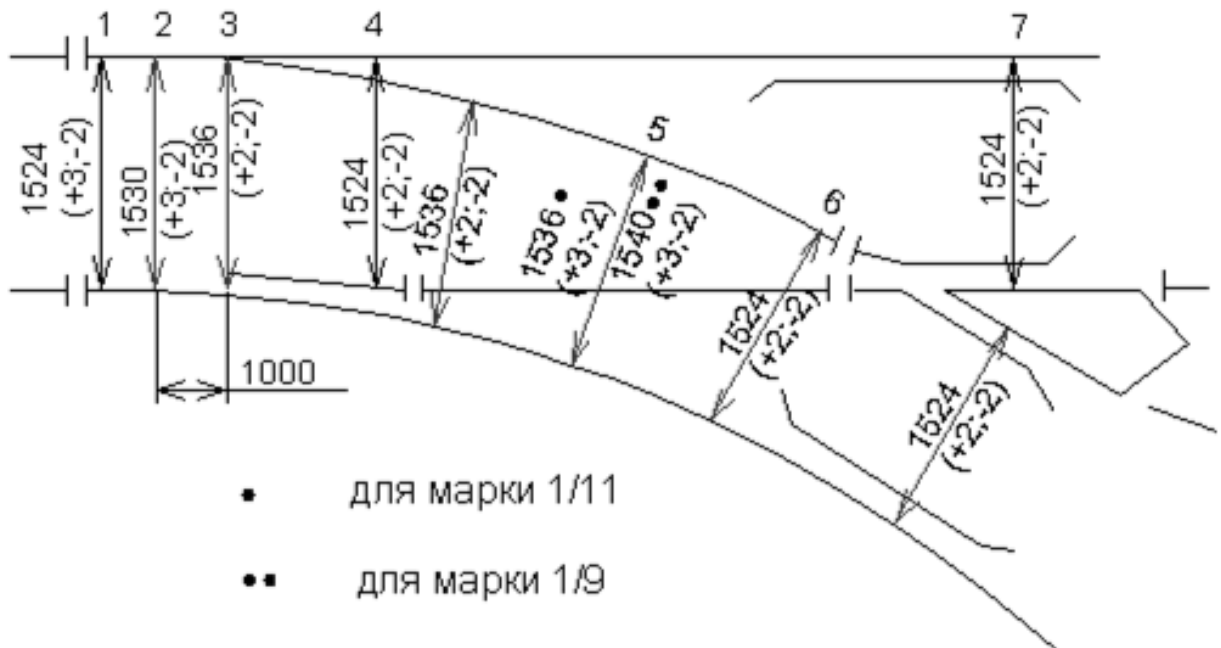
2.4 Формирование расчетных неровностей пути

В зависимости от скорости прохождения кривой, определяется макрогеометрия криволинейных участков пути в плане. Кривые, рассматриваемые в процессе моделирования, имеют параметры, приведённые в таблице 2.4, в соответствии с рекомендациями [97].

Кроме этого учитывалось противошёрстное перемещение вагона по стрелочному переводу с крестовиной марки 1/11. Его геометрические размеры на виде сверху представлены на рисунках 2.17 - 2.18.

Таблица 2.4 – Параметры расчетных кривых

№ п/п	Параметр	Радиус кривой, м					
		300	500	700	1200	1600	2000
1	Длина прямого участка, м	20	20	20	20	20	20
2	Длина переходной кривой, м	120	130	150	130	110	90
4	Длина основной кривой, м	500	600	700	800	900	1000
5	Возвышение наружной рельсовой нити над внутренней, мм	150	150	150	150	150	150
6	Длина выхода из кривой, м	120	130	150	130	110	90
7	Общая длина расчетной кривой, м	740	860	1000	1060	1120	1180
8	Скорость прохождения кривой, км/ч	80	100	120	160	180	200



1 – стык рамного рельса; 2 – место изгиба рамного рельса; 3 – острие острьяков;
4 – конец острьяков; 5 – середина переводной кривой; 6 – конец переводной
кривой; 7 – зона крестовины

Рисунок 2.17 – Ширина колеи в различных сечениях перевода

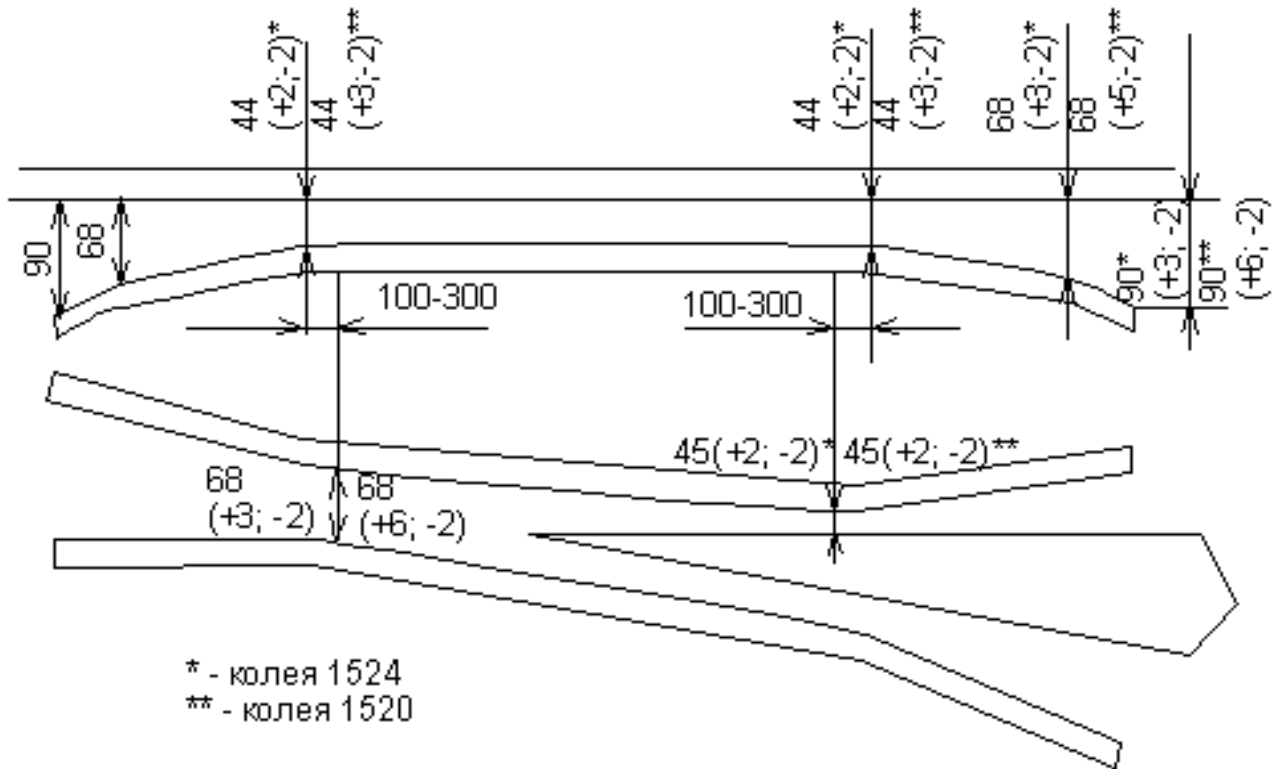


Рисунок 2.18 – Схема расположения контррельса относительно крестовины и основные размеры его содержания

При моделировании движения вагона учитывались микронеровности пути. Случайные неровности пути формировались на основании функции спектральной плотности, равноценной расчётной неровности в горизонтальном и вертикальном направлении, определяемой для скоростей движения вагона до 160 км/ч по методике, приведенной в РД 32.68-96 [98].

Согласно [98] для частот в интервале от 0 до 10 Гц функция спектральной плотности эквивалентной расчётной неровности определяется по выражению

$$\bar{G}_\eta(f) = \frac{b_i V^{\gamma_i - 1}}{f^{\gamma_i}} + \frac{1}{2\sqrt{\pi}} \sum_{j=1}^m \frac{a_j}{\alpha_j V} \exp\left[-\frac{(f - \beta_j V)^2}{4\alpha_j^2 V^2}\right], \quad (2.10)$$

где $b_i, \gamma_i, a_j, \alpha_j, \beta_j$ - параметры, определяемые из условия достаточной точности аппроксимации экспериментальных кривых, принимаются в соответствии с таблицей 2.5; V - скорость движения вагона, м/с; f - частота возмущений.

Таблица 2.5 – Значения параметров аналитического выражения для моделирования пространственного возмущения в диапазоне частот 0-10 Гц

Параметры для моделирования возмущений	Вертикальное направление	Горизонтальное направление
b_1	0,0013	0,0674
b_2	1,9939	-
b_3	0,0082	-
γ_1	3,2482	2,177
γ_2	1,2659	-
γ_3	3,5164	-
$a_1, \text{мм}^2$	0,4022	0,211
$a_2, \text{мм}^2$	0,9412	0,253
$a_3, \text{мм}^2$	0,1285	0,036
$a_4, \text{мм}^2$	0,1423	0,021
$\beta_1, \text{м}^{-1}$	0,0412	0,041
$\beta_2, \text{м}^{-1}$	0,0806	0,080
$\beta_3, \text{м}^{-1}$	0,1216	0,120
$\beta_4, \text{м}^{-1}$	0,1603	0,160
$\alpha_1, \text{м}^{-1}$	0,0013	0,0027
$\alpha_2, \text{м}^{-1}$	0,0012	0,0032
$\alpha_3, \text{м}^{-1}$	0,0012	0,003
$\alpha_4, \text{м}^{-1}$	0,0017	0,0031
v_s	0,1478	0,1478

Значение индекса i принимается в зависимости от отношения частоты f к значениям:

$$f_1 = \exp\left(\frac{\ln b_1 - \ln b_2}{\gamma_1 - \gamma_2} + \ln V\right); \quad (2.11)$$

$$f_2 = \exp\left(\frac{\ln b_2 - \ln b_3}{\gamma_2 - \gamma_3} + \ln V\right). \quad (2.12)$$

При $f \leq f_1 - i=1$; при $f_1 \leq f \leq f_2 - i=2$; при $f \leq f_2 - i=3$.

Учет разброса оценок спектральных плотностей пространственных возмущений с учетом изменчивости состояния пути осуществляется выражением

$$G_\eta(f) = \bar{G}_\eta(f) \times (1 + u_p \times v_s)^2, \quad (2.13)$$

где u_p - квантиль, соответствующий вероятности P для нормального закона распределения, принимается равным $u_p = 1,645$; v_s - коэффициент вариации среднего квадратического отклонения эквивалентной неровности.

Дискретная реализация случайного процесса с заданной функцией спектральной плотности формируется по зависимости, приведенной в работе [99]

$$U(t) = \sum_{k=1}^N A_k \cos(\omega_k t + \phi_k), \quad (2.14)$$

$$A_k = \sqrt{2S_k \times \Delta f}; \quad (2.15)$$

$$\omega_k = 2\pi \times k \times \Delta f, \quad (2.16)$$

где Δf - шаг дискретизации частоты; S_k - значение спектральной плотности $G_\eta(f)$ при частоте $f_k = k \times \Delta f$; ϕ_k - случайная величина с плотностью вероятности $p(\phi_k) = (2\pi)^{-1}$.

Значение случайной величины ϕ_k определяется по формуле

$$\phi_k = k + 2\pi \times \text{rnd}(1), \quad (2.17)$$

где $\text{rnd}(1)$ - случайное число от 0 до 1, полученное с использованием программного датчика случайных чисел.

При формировании неровностей шаг дискретизации частоты принимался равным $\Delta f = 0,01$ Гц. При этом количество точек в реализации N составило $N = 10^3$.

2.5 Формирование гибридной модели кузова.

Для учёта упруго-диссипативных свойств несущей конструкции кузова вагона при компьютерном моделировании в работе предложено использовать гибридные модели [100]. Модели сформированы на основе вышеописанной твердотельной модели путём замены кузова, представляемого абсолютно твёрдым телом, на упругую подсистему, формируемую с использованием программного модуля UMFEM программного комплекса «Универсальный механизм».

Использование модуля UMFEM даёт возможность включать в состав твердотельной модели механической системы упругие тела, произвольно перемещающиеся в пространстве. В данном случае рассматриваются малые упругие перемещения за счет деформаций, которые могут быть описаны в системе координат, связанной с телом, методом конечных элементов (МКЭ), использующим геометрически линейную теорию. Возможность формирования математической модели упругого тела основывается на совокупности следующих методов: метод подсистем [54], метод присоединенной системы координат [92], метод конечных элементов, метод связанных подструктур (Крэйга-Бэмптона) [101].

Каждое упругое тело модели рассматривается как самостоятельная подсистема. Поэтому создание гибридной модели в целом соответствует сборке твердотельной модели. Упругая подсистема способна взаимодействовать с другими подсистемами сборки посредством силовых элементов и шарниров.

Кинематика упругого тела описывается с применением метода присоединенной системы координат. Упругие свойства тела описываются методом конечных элементов. Малые упругие перемещения представляются в виде суммы допустимых форм упругого тела (модальной матрицей).

Собственные формы упругой подсистемы определяются путем решения обобщенной проблемы собственных значений. Матрица масс упругой подсистемы формируется на основе разнесения массы упругого тела по узлам конечно-элементной сетки. При моделировании движения вагона рассматриваются собственные формы, соответствующие низшим собственным частотам.

Используемая методика позволяет однозначно описать положение каждого узла модели упругого кузова в каждый момент времени, что позволяет определять напряжения в элементах упругой модели кузова [92].

Учёт упруго-диссипативных свойств кузова производится на основе детализированной конечно-элементной модели (рисунок 2.19). КЭ модель получена в среде модуля конечно-элементного анализа NX Advances Simulation на основе твердотельной пластинчатой модели, разработанной в среде программного комплекса трёхмерного проектирования Siemens NX. В КЭ модели все основные несущие элементы кузова представлены четырёх узловыми пластинчатыми изотропными элементами со средним размером 90x90 мм. Общее число пластинчатых конечных элементов составляет 110×10^3 , объединённые между собой в 100×10^3 узлах. Число степеней свободы модели составило 663×10^3 .

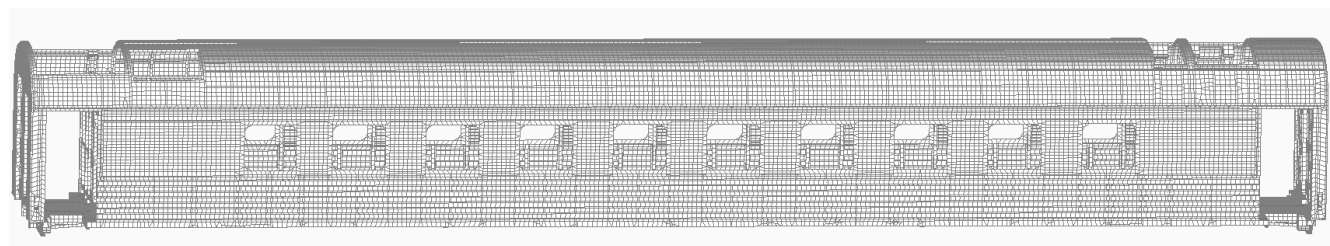


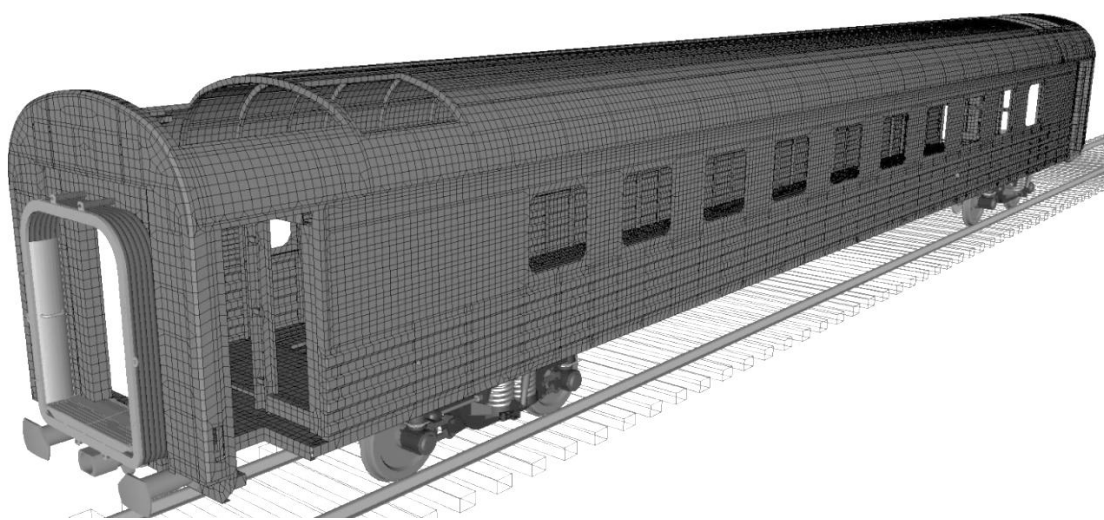
Рисунок 2.19 – Конечно-элементная модель кузова вагона

Формирование сетки производилось с использованием функции автоматической генерации сетки по ранее созданным поверхностям.

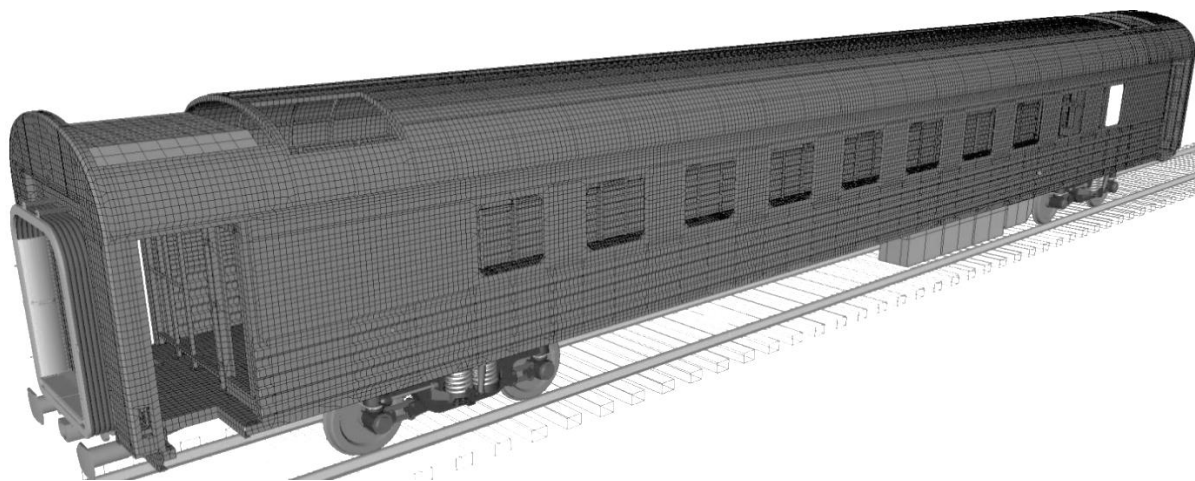
Учёт влияния на динамические характеристики кузова тяжеловесного оборудования производился введением в КЭ модель пространственных объёмных элементов, соответствующих инерциальным и геометрическим характеристикам моделируемого оборудования (рисунок 2.20). Соединение объёмных элементов, описывающих тяжеловесное оборудование с КЭ сеткой выполнялось с использованием абсолютно жёстких связей RBE2, генерирующих уравнения для перемещений зависимых узлов связи от перемещений базового узла по 6 степеням свободы.

Учёт упруго-диссипативных свойств материала конструкции выполнялся по гипотезе Фойгта [102], согласно которой совокупность возникающих

диссипативных сил колебаний кузова вагона заменялась эквивалентным вязким демпфированием. Величина демпфирования определялась за период колебаний, исходя из равенства работ данных сил и сил вязкого сопротивления. Коэффициент эквивалентного вязкого демпфирования определялся на основе коэффициента конструкционного демпфирования, вызванного работой сил внутреннего трения. При расчёте величина коэффициента конструкционного демпфирования принималась равным 10 % от критического. Пересчёт конструкционного демпфирования в эквивалентное вязкое осуществлялся по первой частоте собственных изгибных колебаний конструкции.



а



б

а – пластинчатый кузов без оборудования;

б – пластинчатый кузов с оборудованием

Рисунок 2.20 – Динамическая модель вагона:

Для обеспечения взаимодействия твердотельных элементов динамической модели вагона с упругим кузовом, к его соответствующим узлам в зоне пятника и скользунов с помощью абсолютно жёстких связей присоединены твердотельные модели пятников и скользунов.

Взаимодействие подсистем «сцепное устройство», «межвагонный переход» и «буферное устройство» с упругим кузовом обеспечивается присоединением посредством силовых контактных элементов, вращательных и поступательных шарниров.

Подсистема «межвагонный переход» взаимодействует с упругим кузовом с помощью вращательного и поступательного шарниров.

Подсистема «буферное устройство» взаимодействует с упругим кузовом посредством силовых контактных элементов и поступательных шарниров.

Посредством силовых контактных элементов, расположенных между передними и задними упорами, в динамическую модель включена подсистема «сцепное устройство». Упоры в свою очередь соединены с упругим кузовом абсолютно жёсткими связями.

2.6 Верификация разработанных динамических моделей вагона

На первом этапе верификации динамической модели вагона, проведена верификация разработанной КЭ модели несущей конструкции кузова. Это необходимо для учёта упругих свойств кузова при моделировании динамики движения сцепа вагонов. Верификация проводилась путём сопоставления нормальных напряжений, зарегистрированных в сечениях несущей конструкции кузова во время проведения натурных стендовых испытаний, с результатами КЭ моделирования. Для возможности сопоставления расчётных и экспериментальных данных, в КЭ модели повторены граничные условия и схемы нагружения, соответствующие условиям проведения натурных стендовых испытаний.

Сравнение результатов испытаний с расчётными значениями нормальных напряжений проводилось по оконному проёму, расположенному вблизи среднего сечения кузова вагона.

В процессе КЭ моделирования к расчётной схеме прикладывались нагрузки, аналогичные натурным испытаниям:

- приложенные к задним упорам автосцепки, сжимающей нагрузкой в 2,5 МН;
- приложенные к передним упорам сжимающей нагрузкой в 1,5 МН;
- вертикальная нагрузкой от собственного веса кузова вагона.

Результаты расчётов отображены в виде эпюр распределения нормальных напряжений по поперечному сечению кузова (рисунки 2.21-2.23), цифрами в скобках обозначены данные натурных статических испытаний.

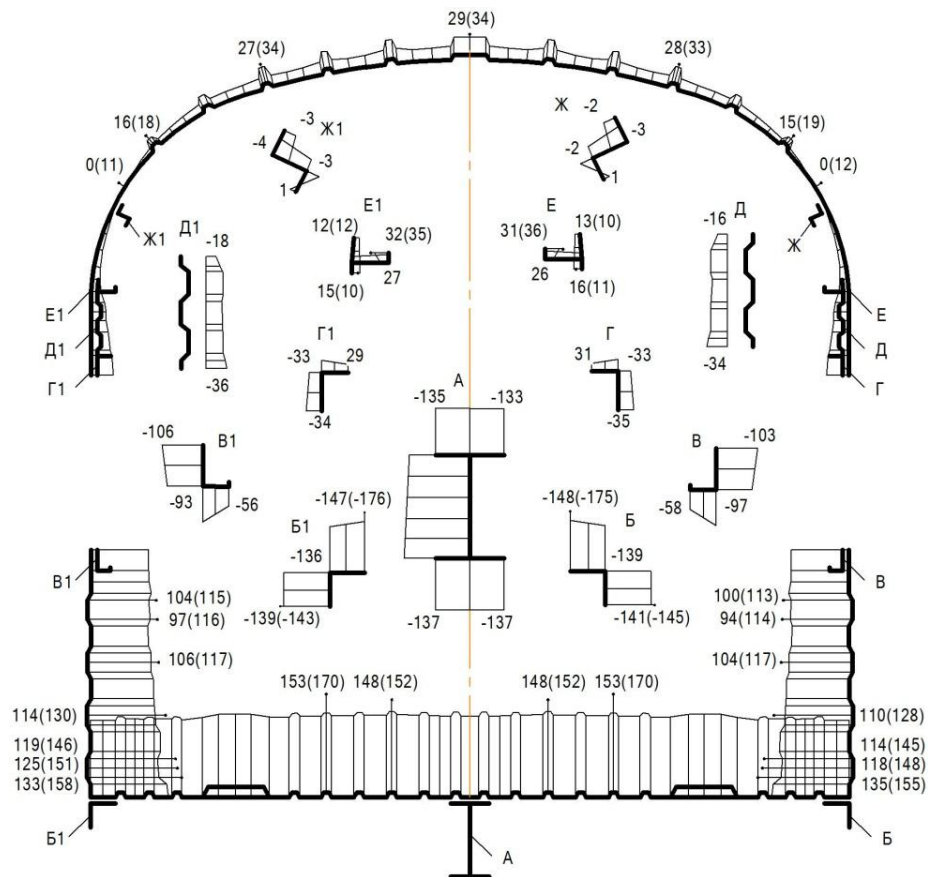


Рисунок 2.21 – Эпюры нормальных напряжений при действии сжимающей нагрузки 2,5 МН, МПа

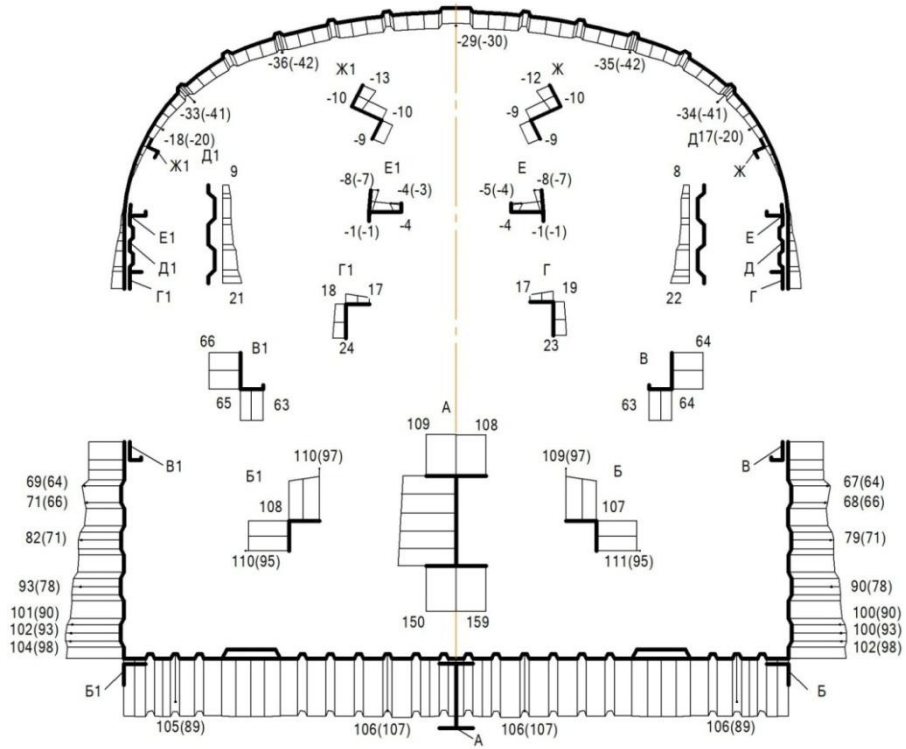


Рисунок 2.22 – Эпюры нормальных напряжений при действии растягивающей нагрузки 1,5 МН, МПа

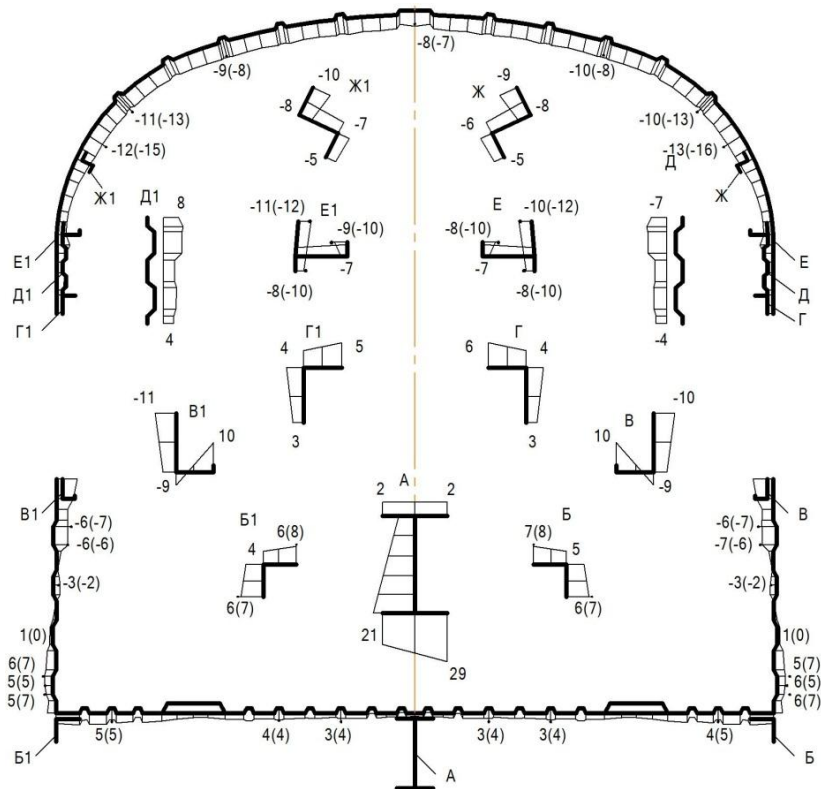


Рисунок 2.23 – Эпюры нормальных напряжений от действия нагрузки собственного веса, МПа

Сопоставление данных КЭ расчёта с результатами испытаний показывает качественное и количественное сходство напряжений, свидетельствующее о достоверности результатов, полученных при КЭ моделировании.

Основываясь на данных натуральных поездных испытаний, проводимых для серийных вагонов производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод», выполнена верификация разработанных твердотельной и гибридной моделей вагонов. Испытания проходили при движении опытного поезда по магистральным участкам пути Санкт-Петербург – Малая Вишера – Санкт-Петербург, включающие в себя прямые и кривые участки пути, и стрелочные переводы.

Рассматривалось движение поезда в диапазоне скоростей от 40 до 160 км/ч с интервалом 20 км/ч.

Схема расположения зон контролируемых процессов на вагоне представлена на рисунке 2.24.

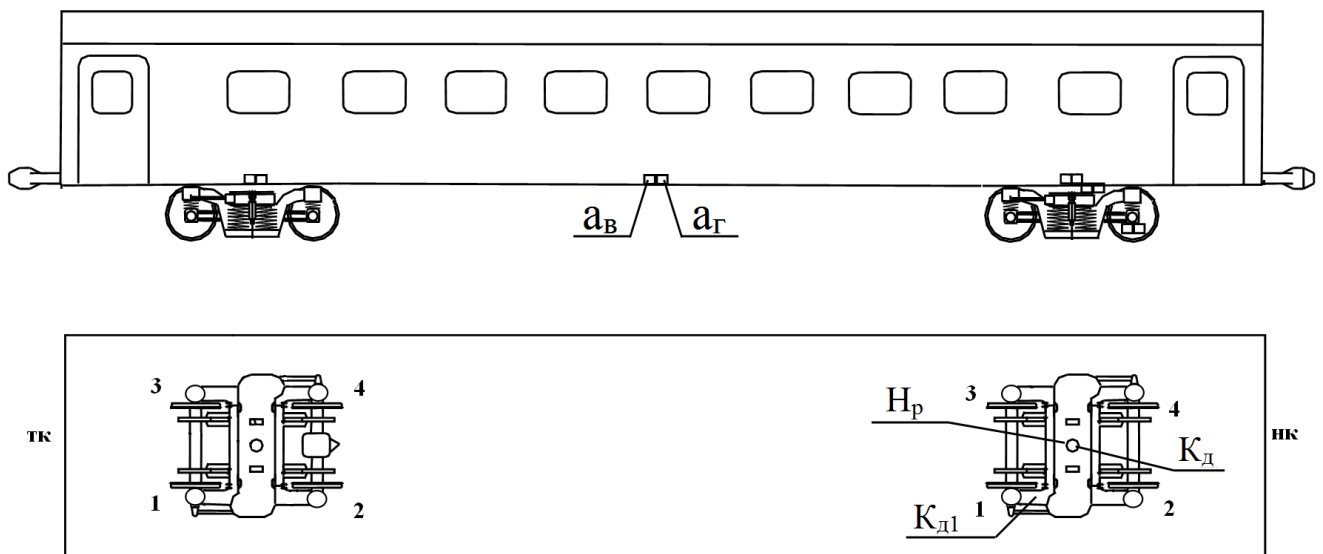


Рисунок 2.24 – Зоны контролируемых процессов на вагоне

Моделирование прохода поезда криволинейных участков пути осуществлялось с использованием минимально допустимого значения радиуса кривой для рассматриваемой скорости согласно [97].

Верификация проводилась путём сопоставления результатов, полученных при компьютерном моделировании движения вагона и данных натуральных испытаний. Сравнение выполнялось по следующим параметрам:

данным вертикальных и горизонтальных ускорений на полу в середине кузова $a_{в}$, $a_{г}$; коэффициентам вертикальной динамики в нетормозном конце вагона в зоне буксы 1 $K_{д1}$, и подпятниковой зоне $K_{д}$; рамной силы N_p , действующей на раму тележки нетормозного конца вагона в подпятниковой зоне; показателям плавности хода, определяемые при движении вагона по прямым участкам пути.

Расчетные значения коэффициентов вертикальной динамики центральной ступени подвешивания тележки определялись по величинам, полученным из динамических прогибов рессор.

Значение показателя плавности хода определялось по методике описанной в ОСТ 24.050.16-85 «Вагоны пассажирские. Методика определения плавности хода». Расчёт показателя плавности хода вагона осуществлялся на основе данных вертикальных и горизонтальных ускорений в пятниковой зоне кузова вагона, полученных при компьютерном моделировании. Определение показателя плавности хода осуществлялось путём отбора полученных ускорений в диапазоне частот от 0,5 до 20 Гц.

Среднее квадратическое значение скорректированного виброускорения \tilde{a}_{kj} для отрезка измерения ускорений кузова вагона при его движении по прямому участку пути с постоянной скоростью V определяется по формуле

$$\tilde{a}_{kj} = \sqrt{2 \int_{f_H}^{f_6} q_H^2(f) S_j(f) df}, \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}, \quad (2.18)$$

где $f_H = 0,5 \text{ Гц}$ - значение нижней граничной частоты диапазона измерения показателя плавности хода;

$f_6 = 20 \text{ Гц}$ - значение верхней граничной частоты диапазона измерения показателя плавности хода;

$S(f)$ - функция спектральной плотности виброускорения, $\text{м}^2 \cdot \text{с}^{-4} \cdot \text{Гц}^{-1}$;

$q_H(f)$ - значения нормированной амплитудно-частотной характеристики корректирующего фильтра, определяемые формулой

$$q_H(f) = 1,15f \sqrt{\frac{(1 + 0,1f^2)}{(1 + 4,04f^2) \left[(1 - 0,0364f^2)^2 + 0,045f^2 \right]}}, \quad (2.19)$$

где f – частота колебаний, Гц.

Вычисление показателя плавности хода для реализации длительностью T по среднеквадратическому значению скорректированного виброускорения \tilde{a}_{kj} производится по формуле

$$W_{cp} = \alpha \cdot \tilde{a}_k^{0,3}, \quad (2.20)$$

где \tilde{a}_k - среднее квадратическое значение скорректированного виброускорения, рассчитываемое по формуле (2.18), $m \cdot c^2$;

$\alpha = 4,346$ - для колебаний, действующих в вертикальном направлении;

$\alpha = 4,676$ - для колебаний, действующих в горизонтальном поперечном направлении.

Средний в данной точке вагона для соответствующего направления колебаний показатель плавности хода W_{cp} при каждой скорости движения для пассажирских вагонов локомотивной тяги, вагонов электро- и дизельпоездов, автомотрис, груженых вагонов метрополитена должен быть не более 3,25 [93].

Методика определения показателя плавности хода реализована в виде встроенной процедуры программного комплекса «Универсальный механизм».

Исследование движения вагонов осуществлялось по прямым участкам пути, в кривых и по стрелочным переводам.

Обработка полученных при моделировании движения вагона результатов в виде осциллограмм временных зависимостей показателей ходовой динамики вагона выполнялась по их средним значениям с доверительной вероятностью $P=0,999$ в соответствии с рекомендациями РД 24.050.37.

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

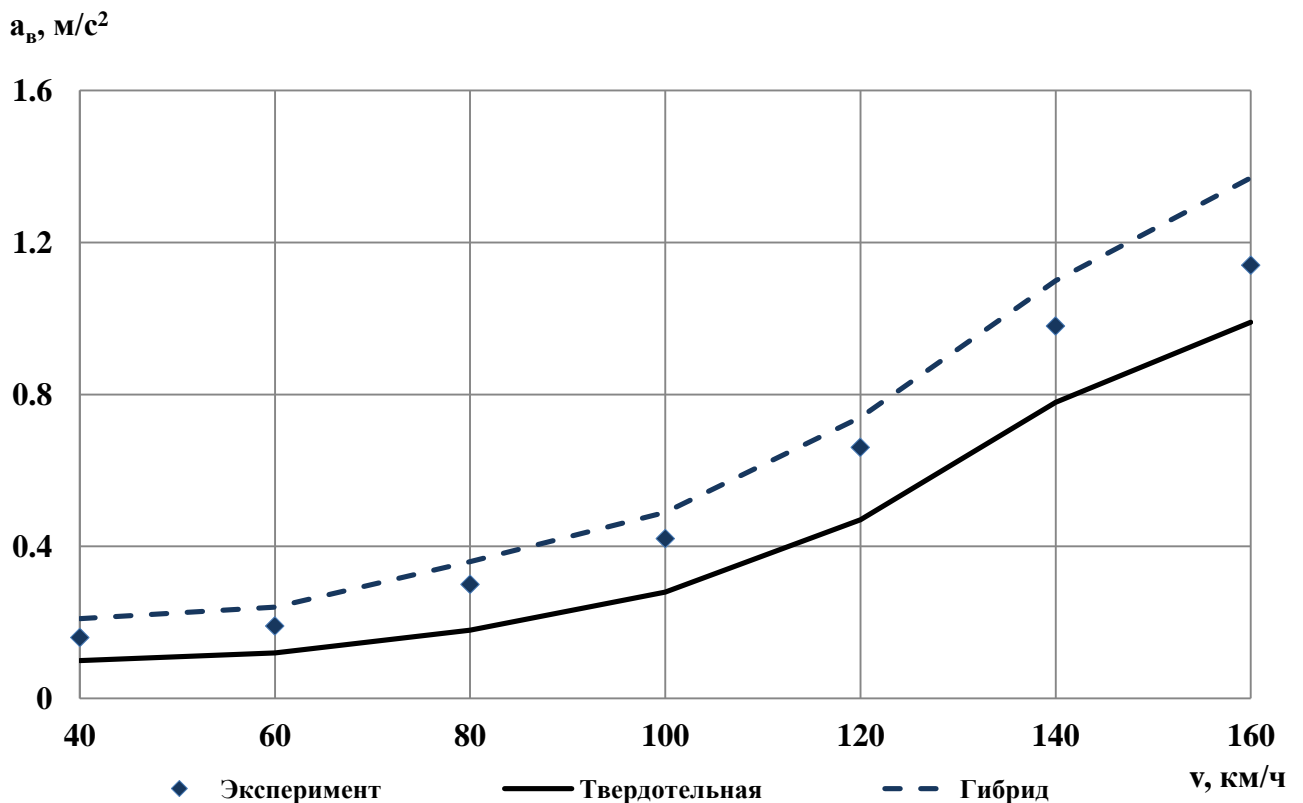
- вертикальные и горизонтальные ускорения, в середине кузова (рисунок 2.25-2.26);

- коэффициент вертикальной динамики буксы тележки нетормозного конца вагона (рисунок 2.27);

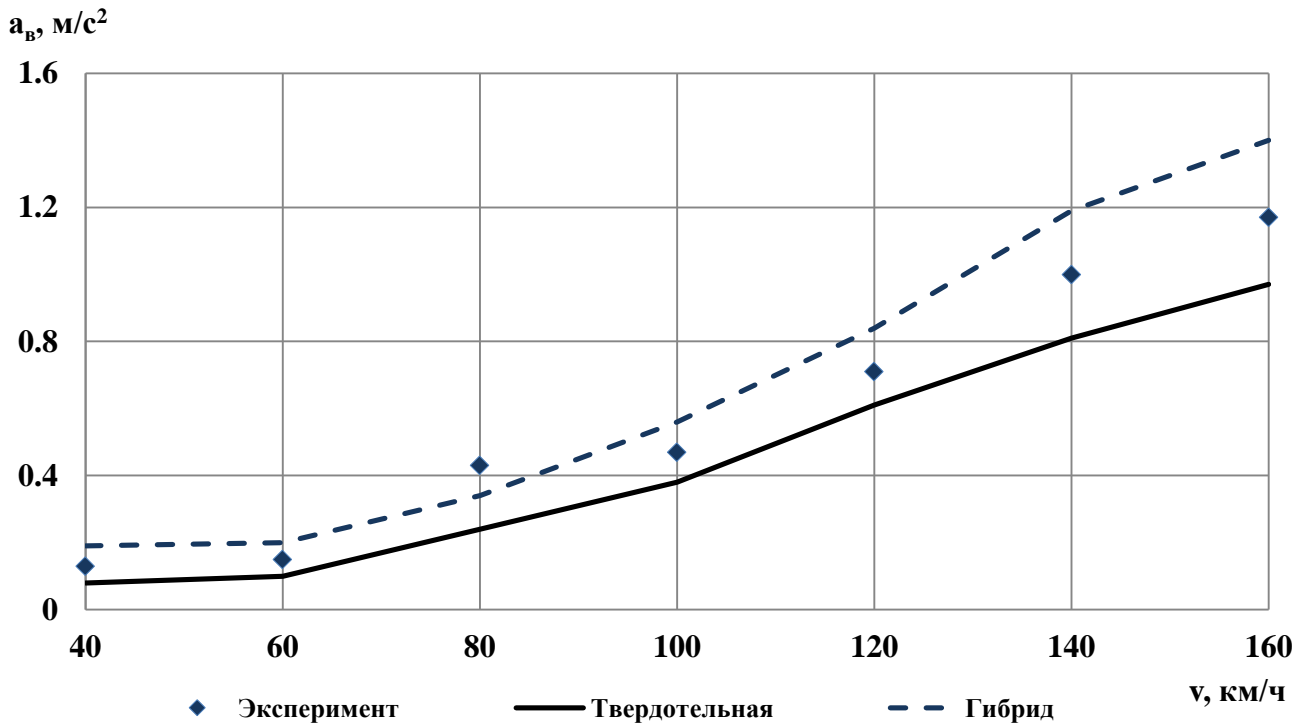
- коэффициент вертикальной динамики, в подпятниковой зоне тележки нетормозного конца вагона (рисунок 2.28);

- рамной силы, в подпятниковой зоне тележки нетормозного конца вагона (рисунок 2.29);

- показатель плавности хода, в середине кузова вагона (рисунок 2.30).



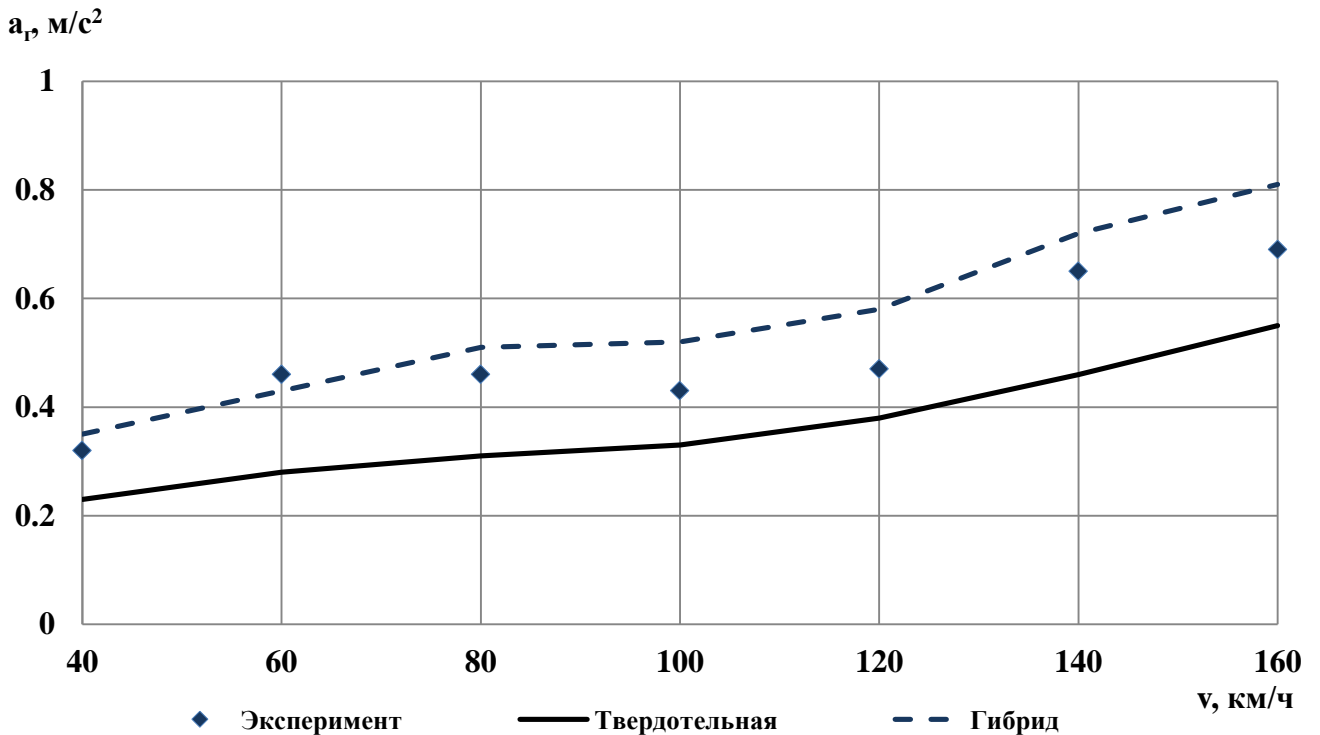
а



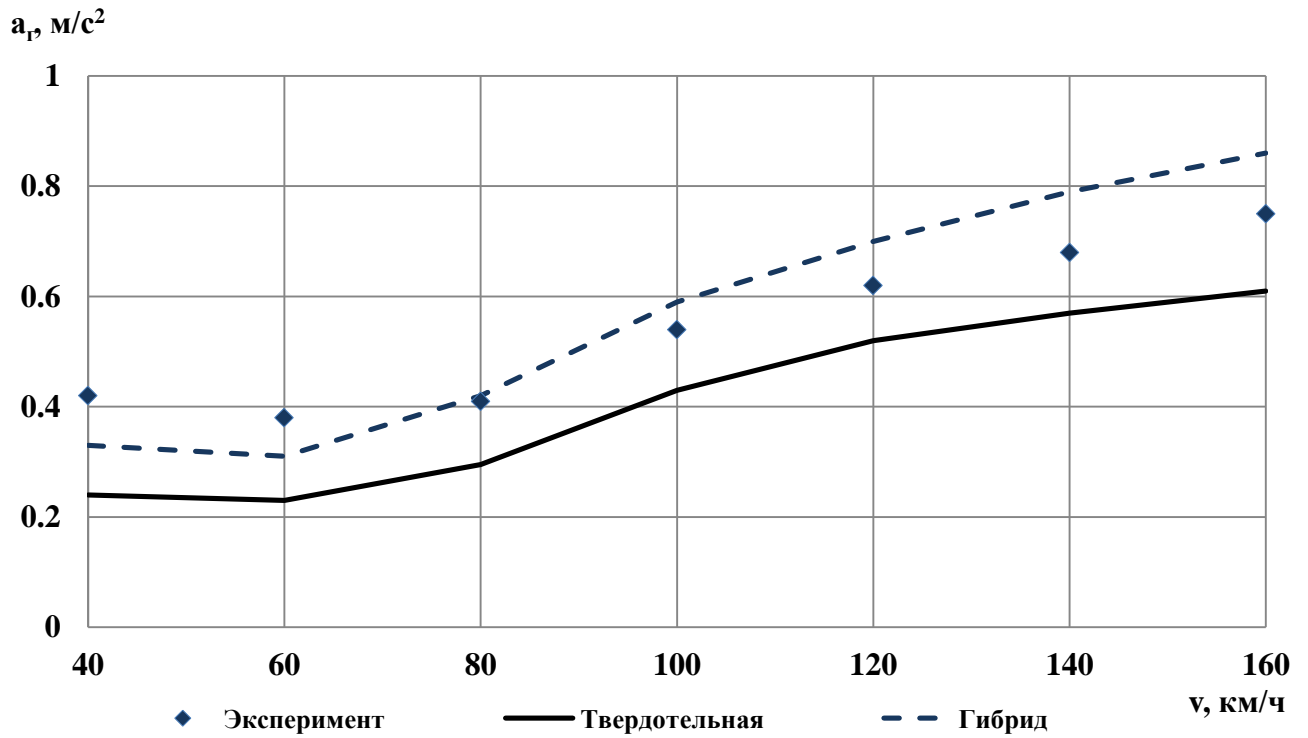
б

Рисунок 2.25 – Зависимость вертикальных ускорений кузова от скорости движения вагона

а – на прямой; б – на криволинейных участках



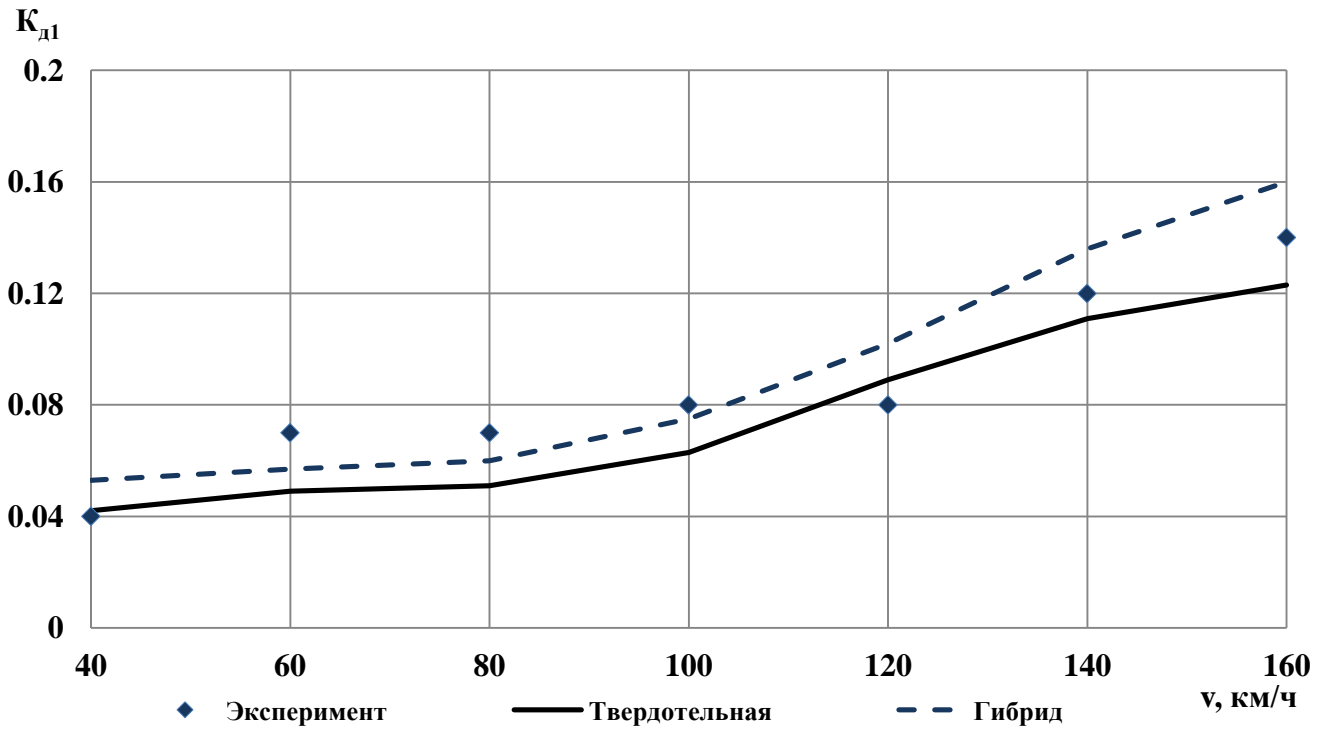
а



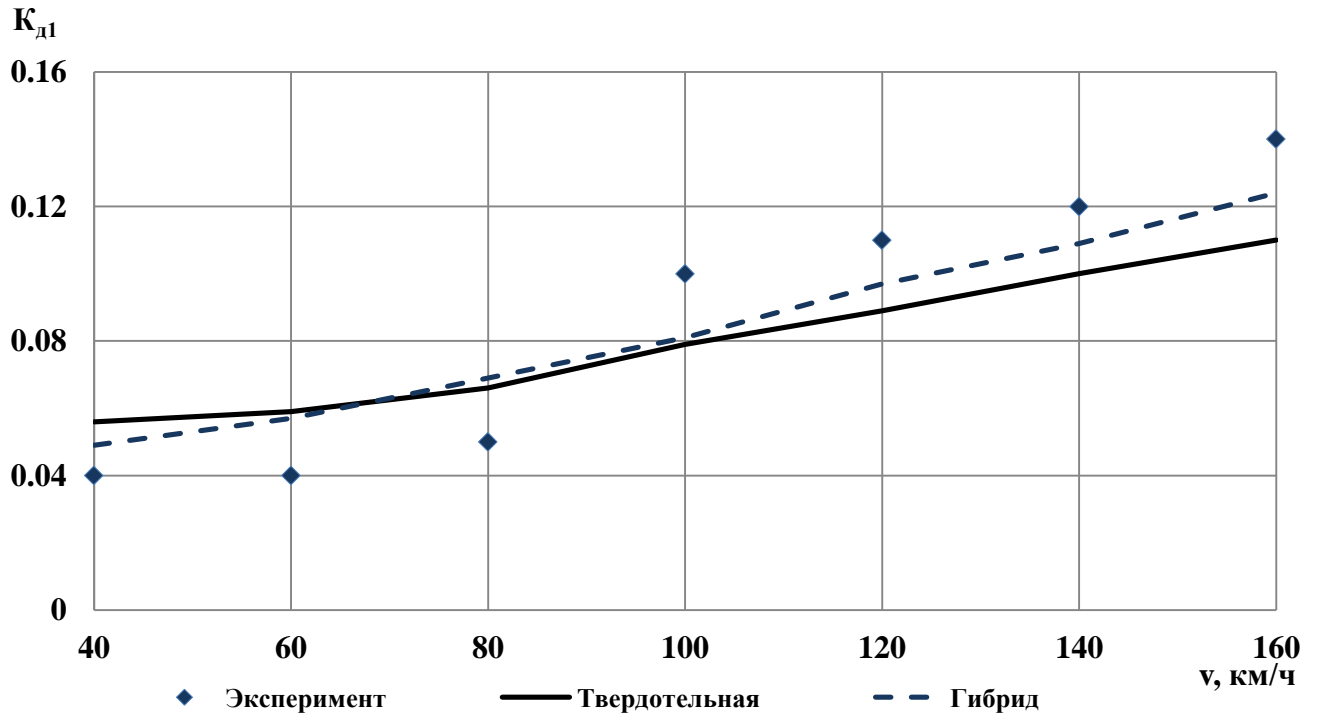
б

а – ускорения на прямой; б – ускорения на криволинейных участках

Рисунок 2.26 – Зависимость горизонтальных ускорений кузова от скорости движения вагона



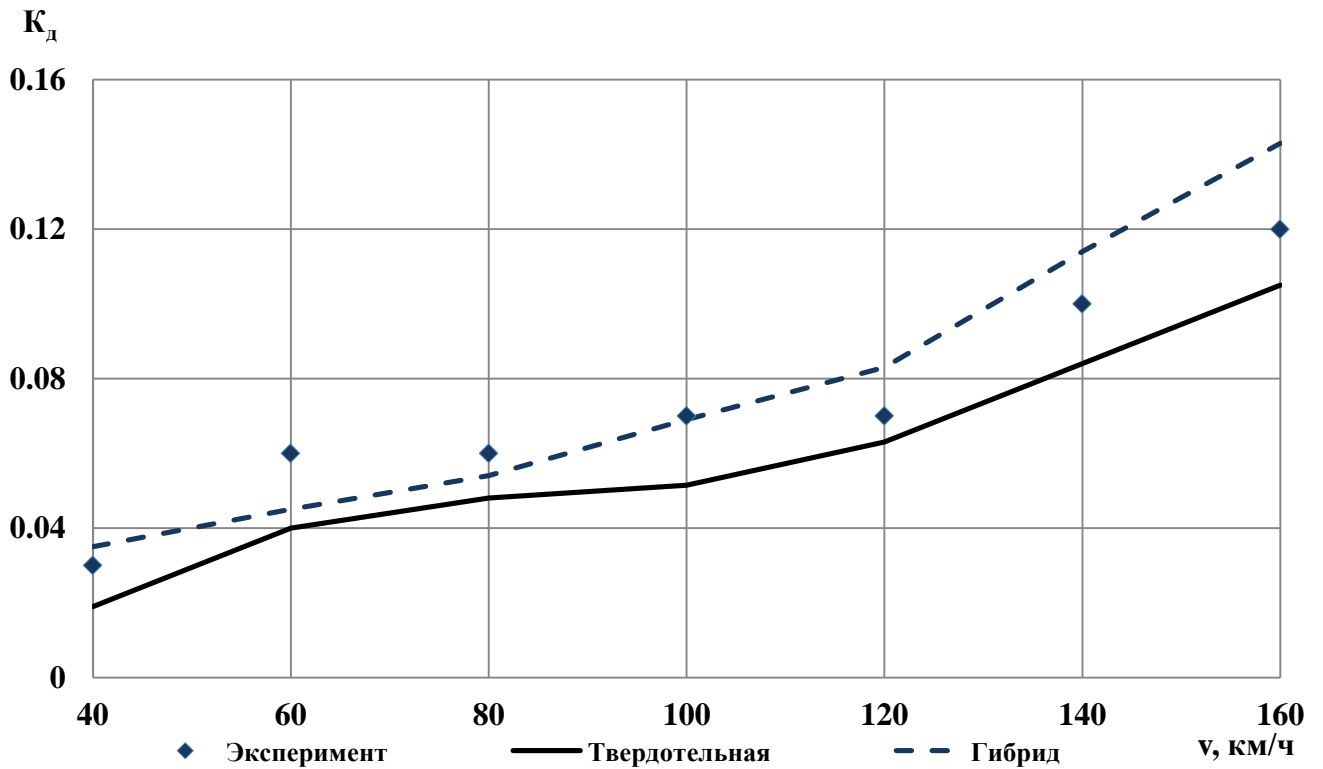
а



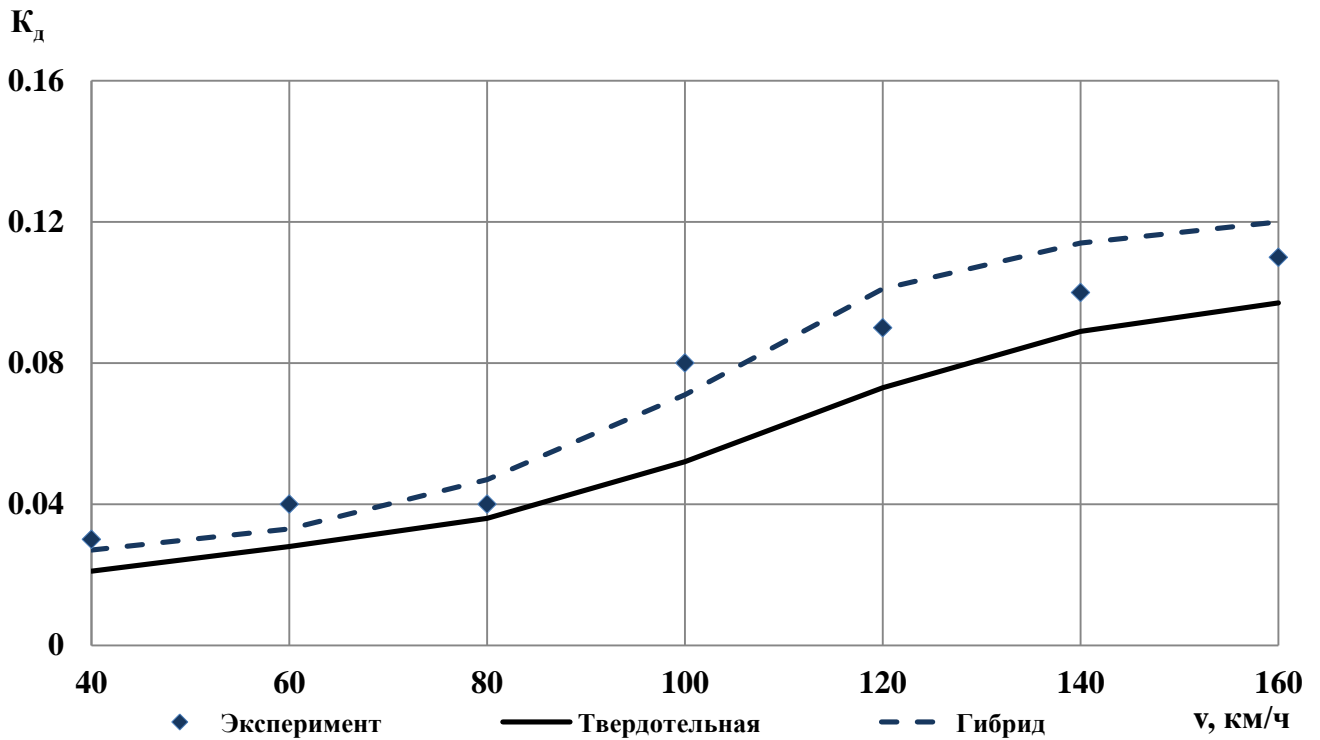
б

а – на прямой; б – на криволинейных участках

Рисунок 2.27 – Зависимость коэффициента вертикальной динамики тележки нетормозного конца вагона для буксы 1 от скорости движения вагона



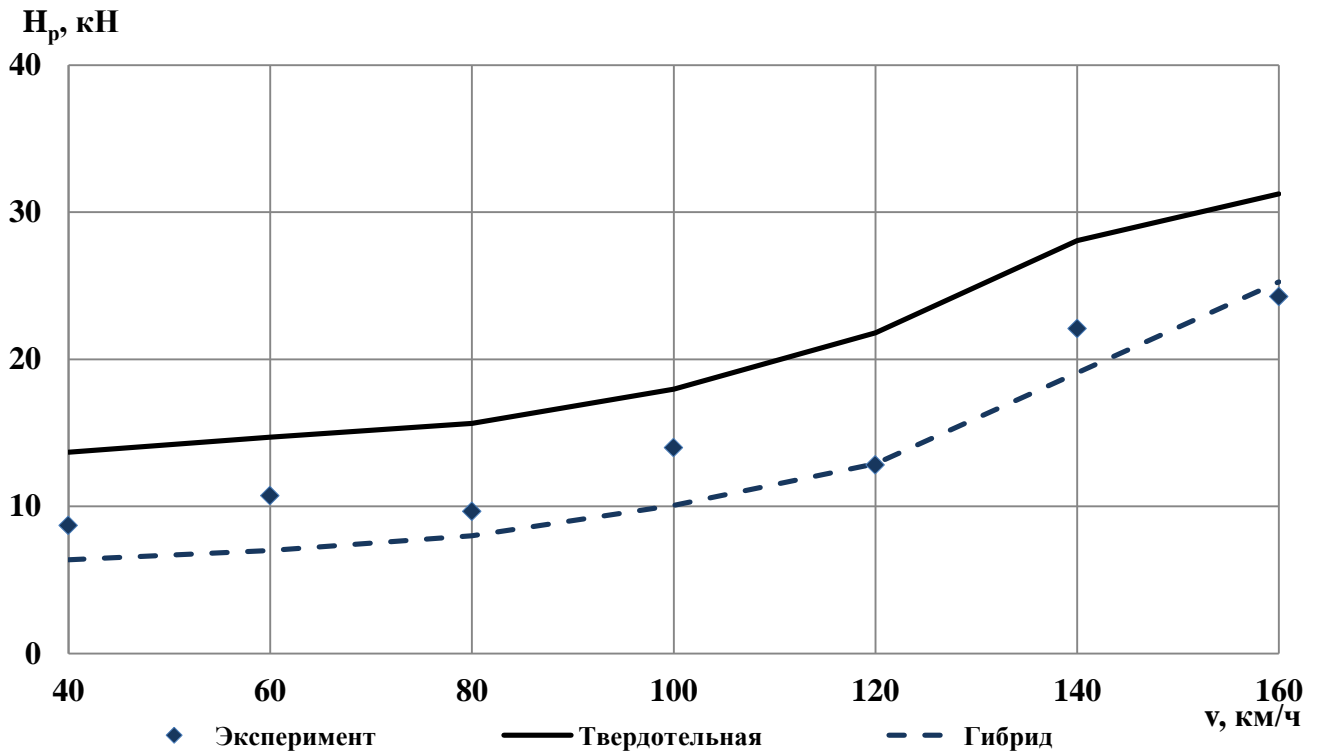
а



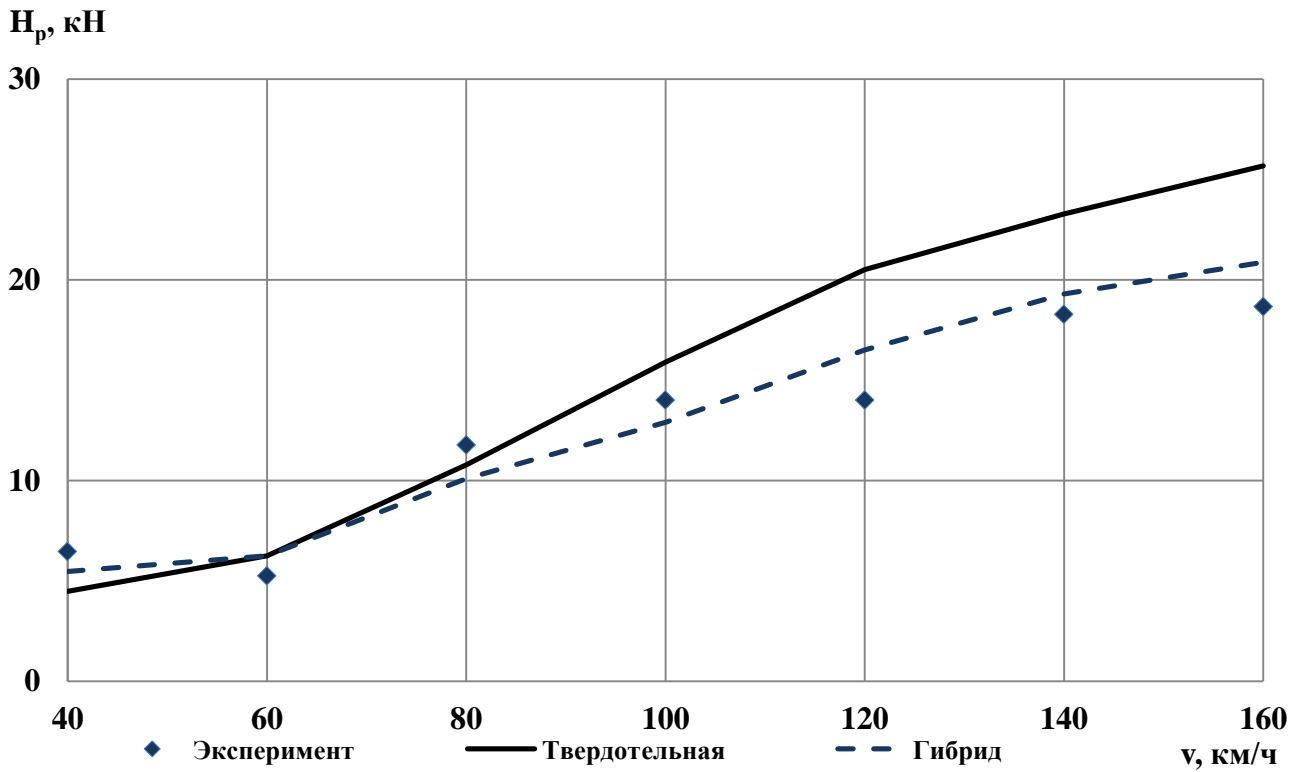
б

а – на прямой; б – на криволинейных участках

Рисунок 2.28 – Зависимость коэффициента вертикальной динамики кузова нетормозного конца вагона от скорости движения вагона



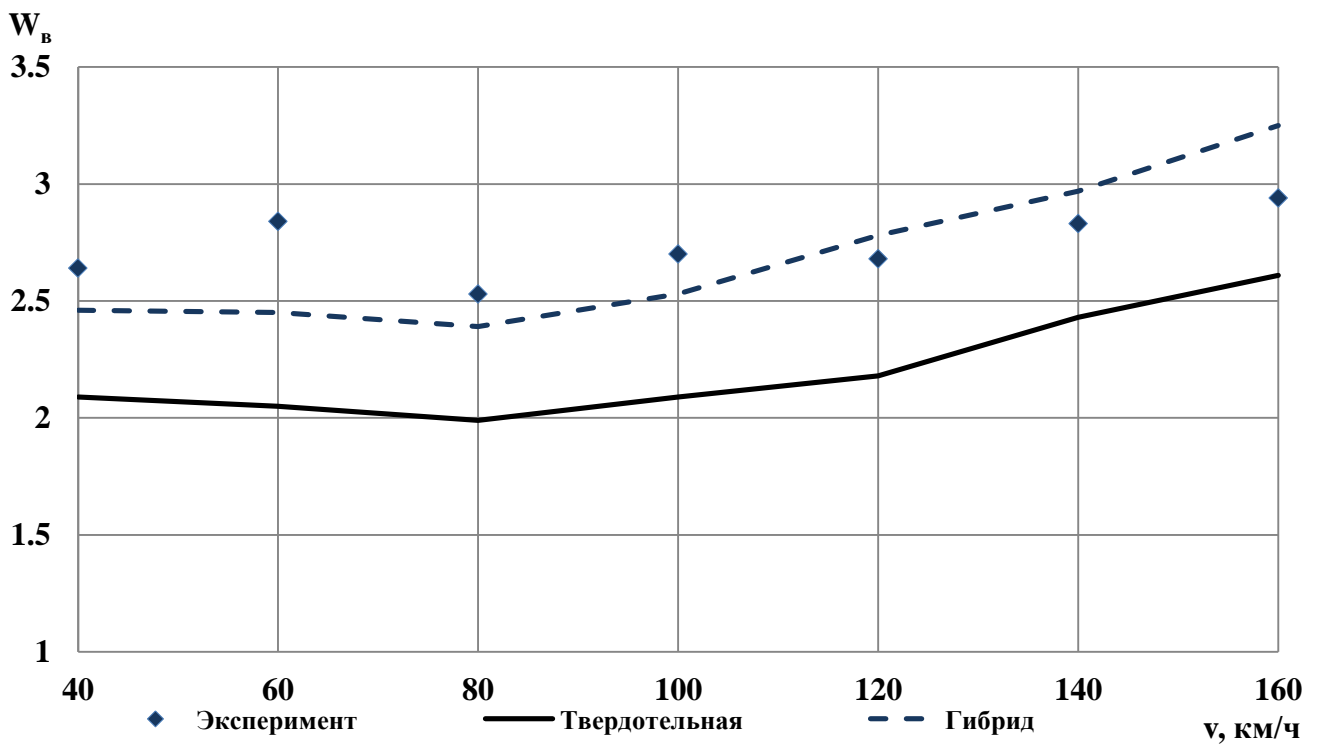
а



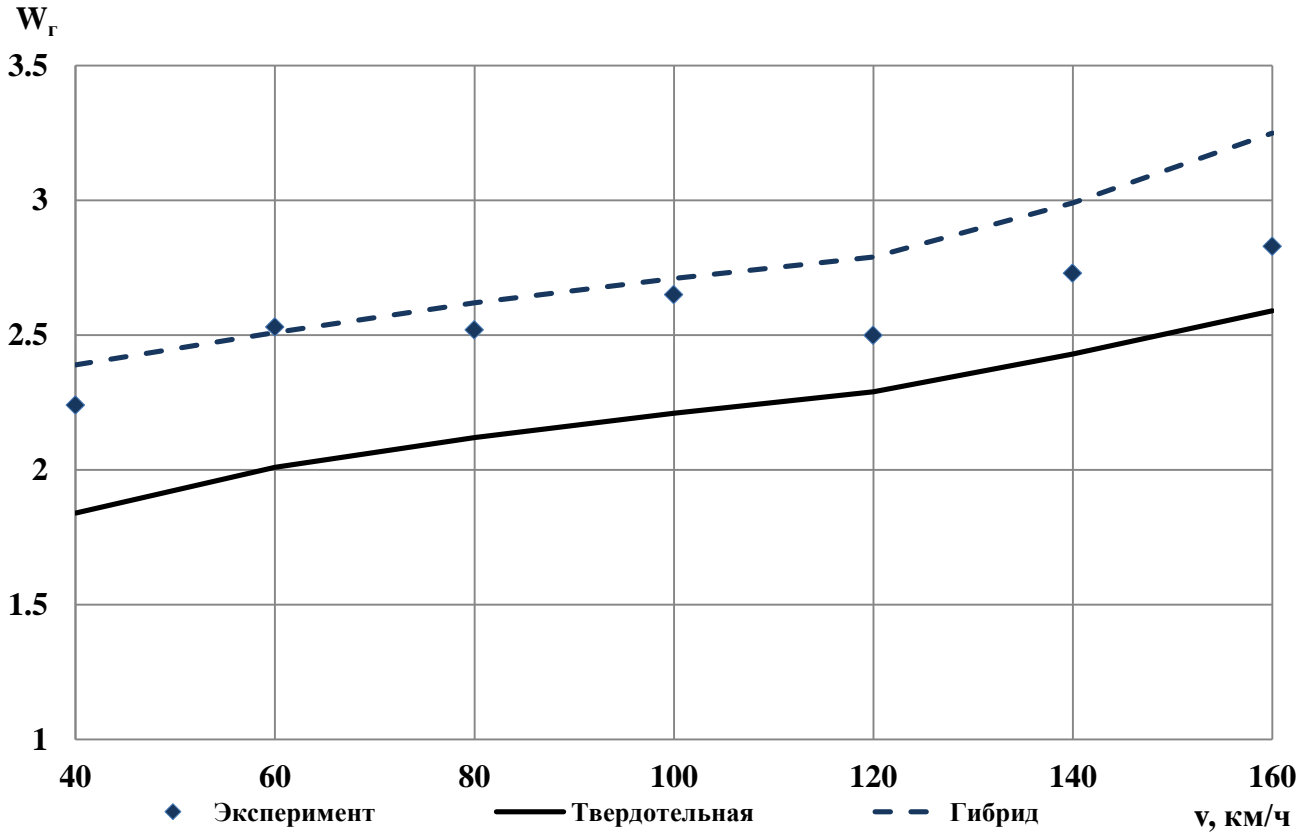
б

а – на прямой; б – на криволинейных участках

Рисунок 2.29 – Зависимость боковой силы, действующей на раму тележки нетормозного конца вагона от скорости движения вагона



а



б

а – в вертикальном направлении; б – в горизонтальном направлении

Рисунок 2.30 – Зависимость показателя плавности хода в середине кузова от скорости движения вагона на прямом участке пути

Как видно из приведенных на рисунках 2.25-2.30 графиков, расчётные и экспериментальные данные качественно и количественно близки во всём диапазоне рассмотренных скоростей движения, в частности:

- максимальное расхождение экспериментальных и расчётных данных вертикальных ускорений при движении по прямому участку пути в процентном отношении не превышает 35,8 % для твердотельной модели, 23,8 % для гибридной модели; по стрелочному переводу – 32,5 % для твердотельной модели, 26,3 % для гибридной модели; по криволинейному участку – 33,3 % для твердотельной модели, 25,1 % для гибридной модели;

- максимальное расхождение экспериментальных и расчётных данных горизонтальных ускорений при движении по прямому участку пути в процентном

отношении не превышает 29,2 % для твердотельной модели, 18,9 % для гибридной модели; по стрелочному переводу – 30,9 % для твердотельной модели, 18,2 % для гибридной модели; по криволинейному участку – 39,4 % для твердотельной модели, 27,7 % для гибридной модели;

- максимальное расхождение экспериментальных и расчётных данных коэффициента вертикальной динамики для буксы тележки нетормозного конца вагона при движении по прямому участку пути в процентном отношении не превышает 37,3 % для твердотельной модели, 24,5 % для гибридной модели; по стрелочному переводу – 25,3 % для твердотельной модели, 13,4 % для гибридной модели; по криволинейному участку – 32,2 % для твердотельной модели, 27,5 % для гибридной модели;

- максимальное расхождение экспериментальных и расчётных данных коэффициента вертикальной динамики для подпятниковой зоны тележки нетормозного конца вагона при движении по прямому участку пути в процентном отношении не превышает 35,9 % для твердотельной модели, 25,4 % для гибридной модели; по стрелочному переводу – 31,2 % для твердотельной модели, 21,4 % для гибридной модели; по криволинейному участку – 30,5 % для твердотельной модели, 21,2 % для гибридной модели;

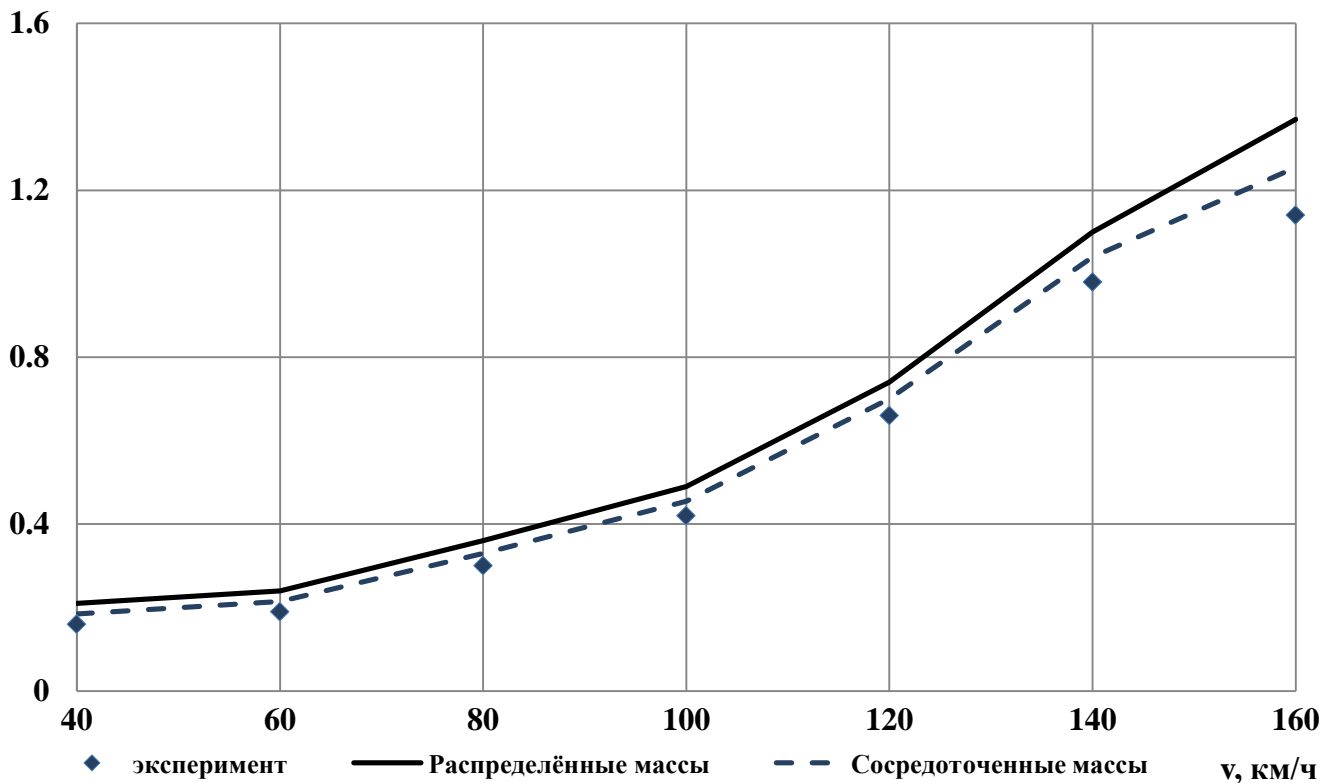
- максимальное расхождение экспериментальных и расчётных данных рамной силы для подпятниковой зоны тележки нетормозного конца вагона при движении по прямому участку пути в процентном отношении не превышает 32,2 % для твердотельной модели, 23,7 % для гибридной модели; по криволинейному участку – 27,5 % для твердотельной модели, 18,3 % для гибридной модели;

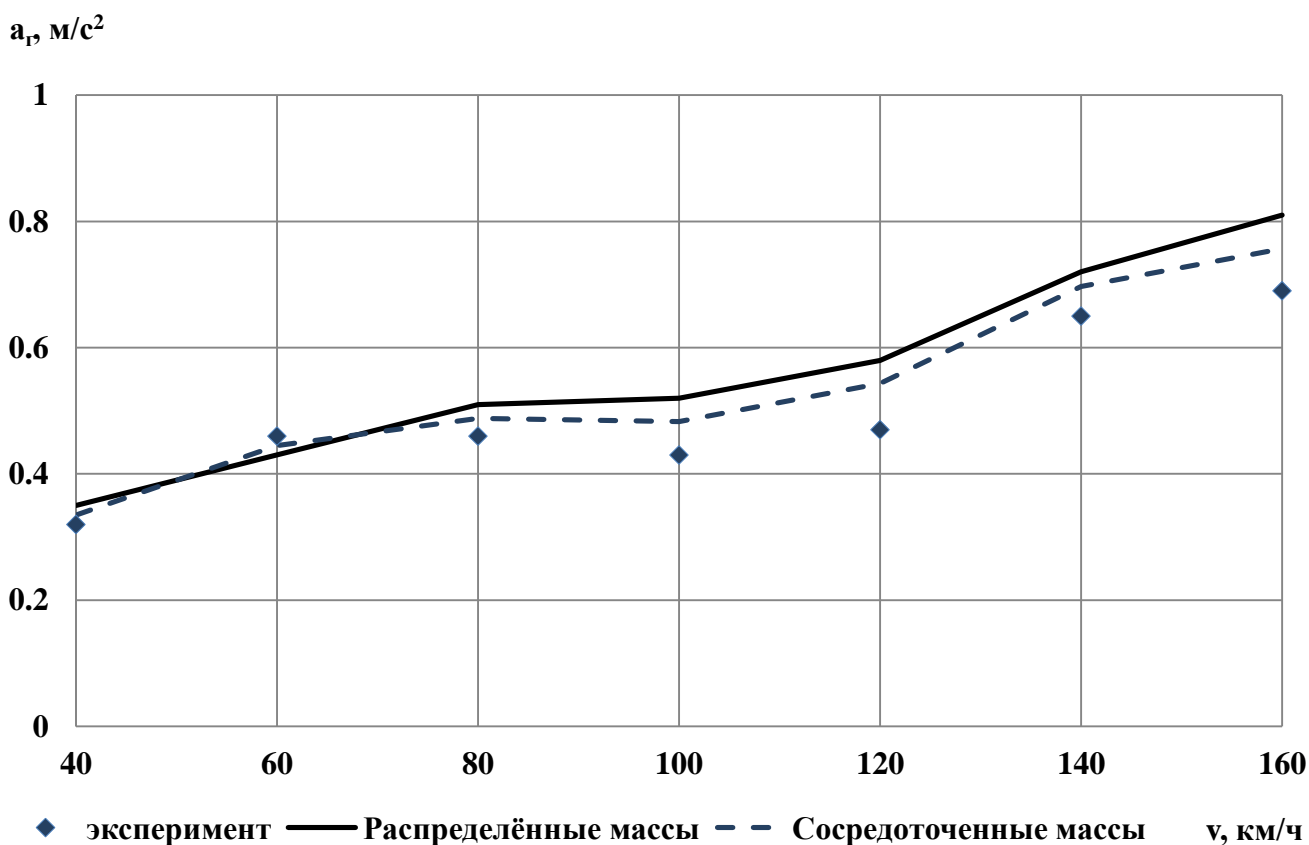
- максимальное расхождение экспериментальных и расчётных данных показателя плавности хода в вертикальном направлении в середине кузова вагона при движении по прямому участку пути в процентном отношении не превышает 22,6 % для твердотельной модели, 13,7 % для гибридной модели;

- максимальное расхождение экспериментальных и расчётных данных показателя плавности хода в горизонтальном направлении в середине кузова вагона при движении по прямому участку пути в процентном отношении не превышает 20,5 % для твердотельной модели, 12,9 % для гибридной модели.

На следующем этапе верификации модели, для оценки влияния учёта сосредоточенных масс тяжеловесного оборудования на динамические показатели, проведено моделирование движения сцепа по прямому участку пути. Для этого упругая модель кузова была дополнена тяжеловесным оборудованием: котлом, аккумуляторными батареями, кондиционером, большим водяным баком, малым водяным баком, фекальным баком. В качестве результата моделирования представлены графики сопоставления зависимостей вертикальных и горизонтальных ускорений от скорости движения для прямого участка пути (рисунок 2.31).

$a_v, \text{ м/с}^2$





б

а – вертикальные; б – горизонтальные

Рисунок 2.31 – Зависимость ускорений кузова от скорости движения вагона

Анализируя приведенные графики можно сделать вывод, что учёт распределения масс тяжеловесного оборудования привёл к уточнению динамических параметров по сравнению с экспериментами с 23,8 % до 13,5 % для вертикальных ускорений; с 18,9 % до 15,6 % для горизонтальных ускорений.

2.7 Выводы по разделу 2

1. Приведено описание объекта исследования, в качестве которого выбран купейный пассажирский вагон для поездов постоянного формирования модели 61-4462 производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод».

2. Дано описание твердотельной динамической модели сцепа вагонов и входящих в него подсистем.

3. Описана методика формирования расчётных неровностей пути.

4. Для учёта упруго-диссипативных свойств несущей конструкции кузова вагона сформирована гибридная модель кузова вагона.

5. Проведена верификация КЭ модели кузова вагона путём сопоставления результатов КЭ моделирования с данными натурных стендовых испытаний. Проведена верификация разработанных динамических моделей сцепов вагонов, путём сравнения результатов компьютерного моделирования с результатами натурных поездных испытаний. Данные сравнительного анализа с результатами испытаний показали, что наиболее точным способом моделирования является использование гибридной модели.

3 Оценка влияния конструктивных особенностей межвагонных связей на динамические характеристики подвижного состава

3.1 Оценка влияния буферных устройств вагонов поездов постоянного формирования на динамические характеристики

Для оценки влияния наличия буферных устройств на динамические параметры вагона проводилось моделирование движения двух вариантов сцепов вагонов, оборудованных сцепными устройствами БСУ-3 и буферными устройствами, и без буферных устройств.

Рассматривалось движения сцепа из пяти вагонов по неровностям пути на прямом участке, в кривых в скоростном интервале 40-160 км/ч и по стрелочному переводу 1/11 со скоростью 5-50 км/ч.

Данные сравнительного анализа результатов моделирования представлены в таблице 3.1 в виде максимальных величин динамических параметров в рассматриваемом диапазоне скоростей. В качестве примера на рисунках 3.1–3.6 представлены графики зависимостей динамических характеристик от скорости движения.

Анализ данных, приведенных в таблице 3.1 показал, что отказ от буферных устройств на вагоне приводит к ухудшению динамических показателей, получаемых в горизонтальной плоскости, и практически не влияют на динамические показатели в вертикальной плоскости, что согласуется с результатами исследований [20, 104 - 109].

Из графиков видно, что отсутствие буферных устройств на вагоне негативно сказывается на горизонтальных ускорениях кузова на кривом участке пути и на стрелочном переводе; рамной силе на радиусном участке; показателе плавности хода в горизонтальной плоскости на кривом участке пути; силе отжатия на кривом участке пути; мощности сил трения по гребню колеса на кривом участке пути; коэффициенте безопасности в отношении вкатывания колеса на рельс на радиусном участке пути [93].

Таблица 3.1 – Результаты сопоставления динамических характеристик вагонов, оборудованных буферными устройствами и без них

№	Параметр		БСУ-3 с буферными устройствами	БСУ-3 без буферных устройств
1	Вертикальные ускорения кузова a_v , m/c^2	прямая	1,37	1,37
		кривые	1,40	1,40
		стрелка	0,23	0,23
2	Горизонтальные ускорения кузова a_r , m/c^2	прямая	0,81	0,81
		кривые	0,86	0,90
		стрелка	0,41	0,43
3	Показатель плавности хода в вертикальной плоскости W_v	прямая	2,89	2,89
		кривые	3,25	3,24
4	Показатель плавности хода в горизонтальной плоскости W_r	прямая	2,89	2,90
		кривые	3,25	3,34
5	Рамные силы N_p , кН	прямая	25,25	25,55
		кривые	20,87	21,24
6	Силы отжатия рельса $F_{y_{max}}$, кН	прямая	23,62	23,74
		кривые	24,82	27,17
7	Мощность сил трения по кругу катания колеса W_t^k , (Н·м)/с	прямая	3046	3046
		кривые	6513	6519
8	Мощность сил трения по гребню колеса W_t^r , (Н·м)/с	прямая	12838	12928
		кривые	24360	26880
9	Коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса λ	кривые	3,58	3,08
10	Коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса по критерию М.Надаля, Nad	кривые	0,78	0,89
11	Коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса по критерию Вайнштока, Wa	кривые	0,68	0,78

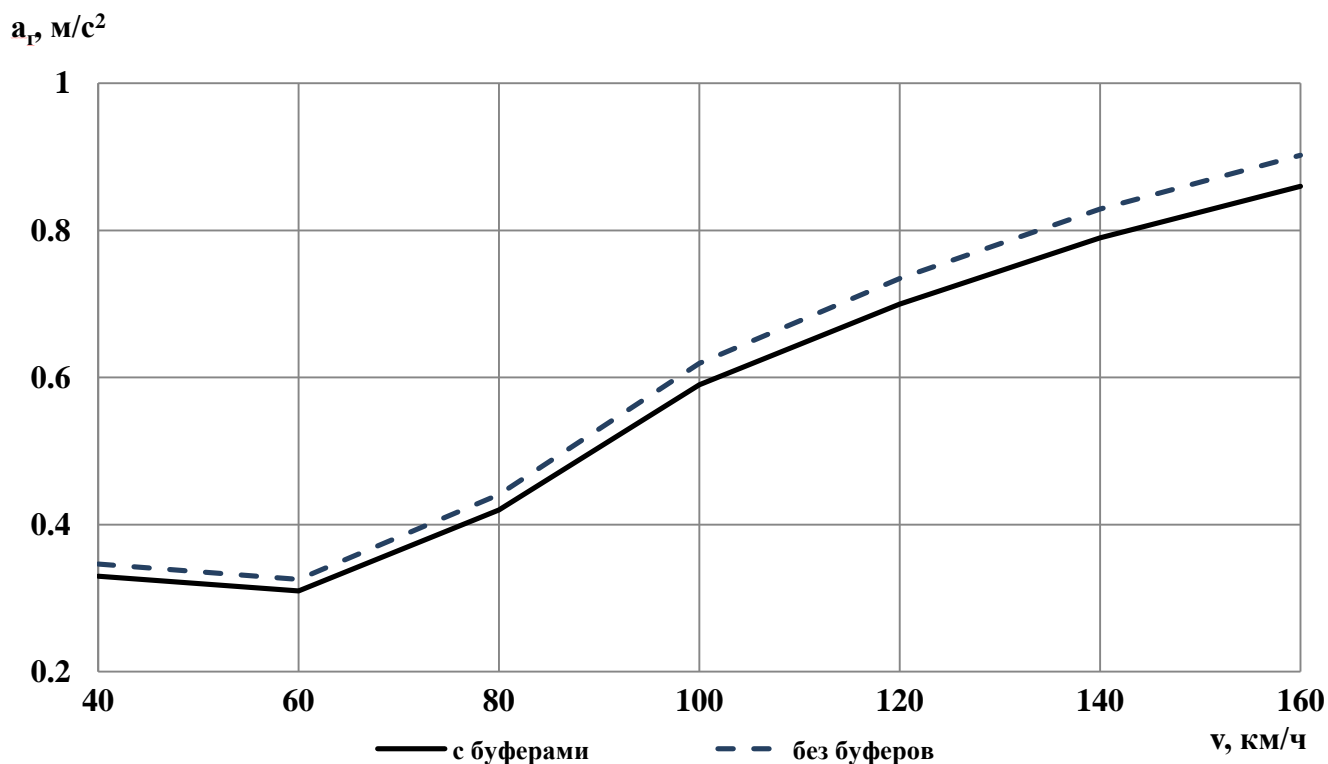


Рисунок 3.1 – Зависимость горизонтальных ускорений кузова от скорости движения вагона в кривых

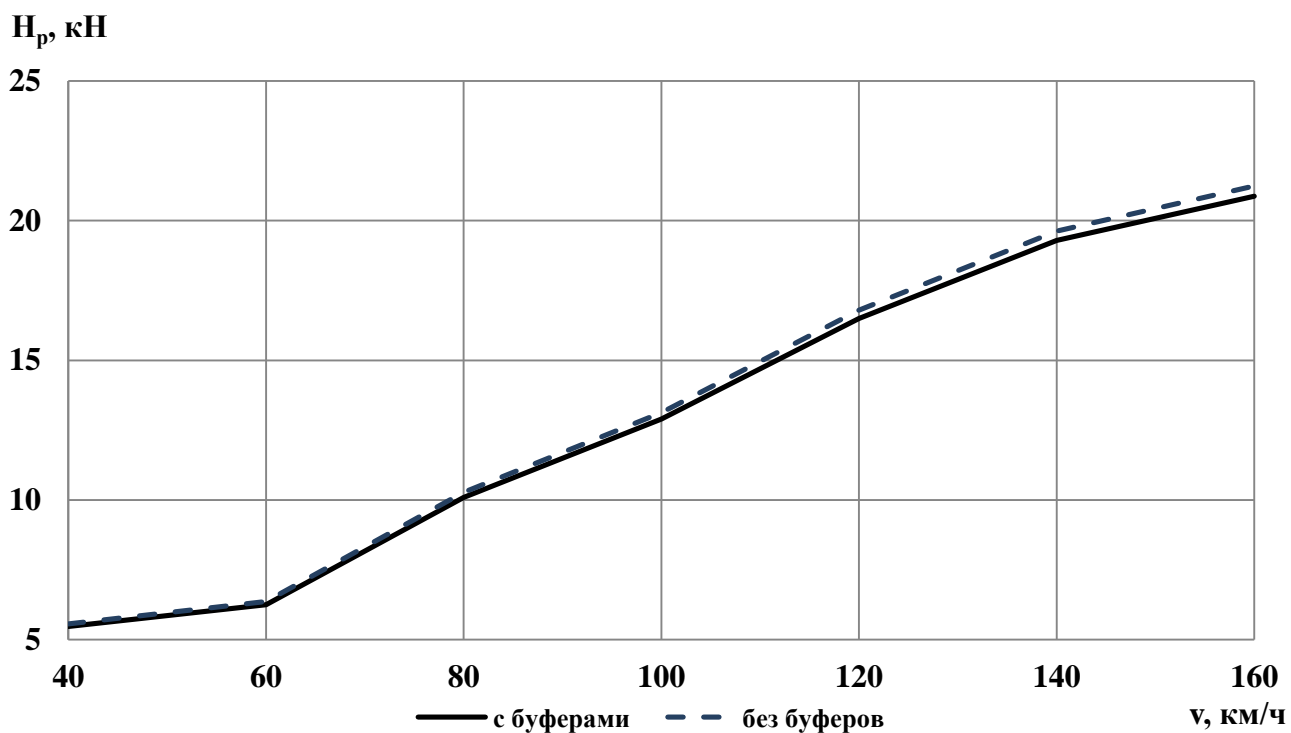


Рисунок 3.2 – Зависимость рамной силы от скорости движения вагона в кривых

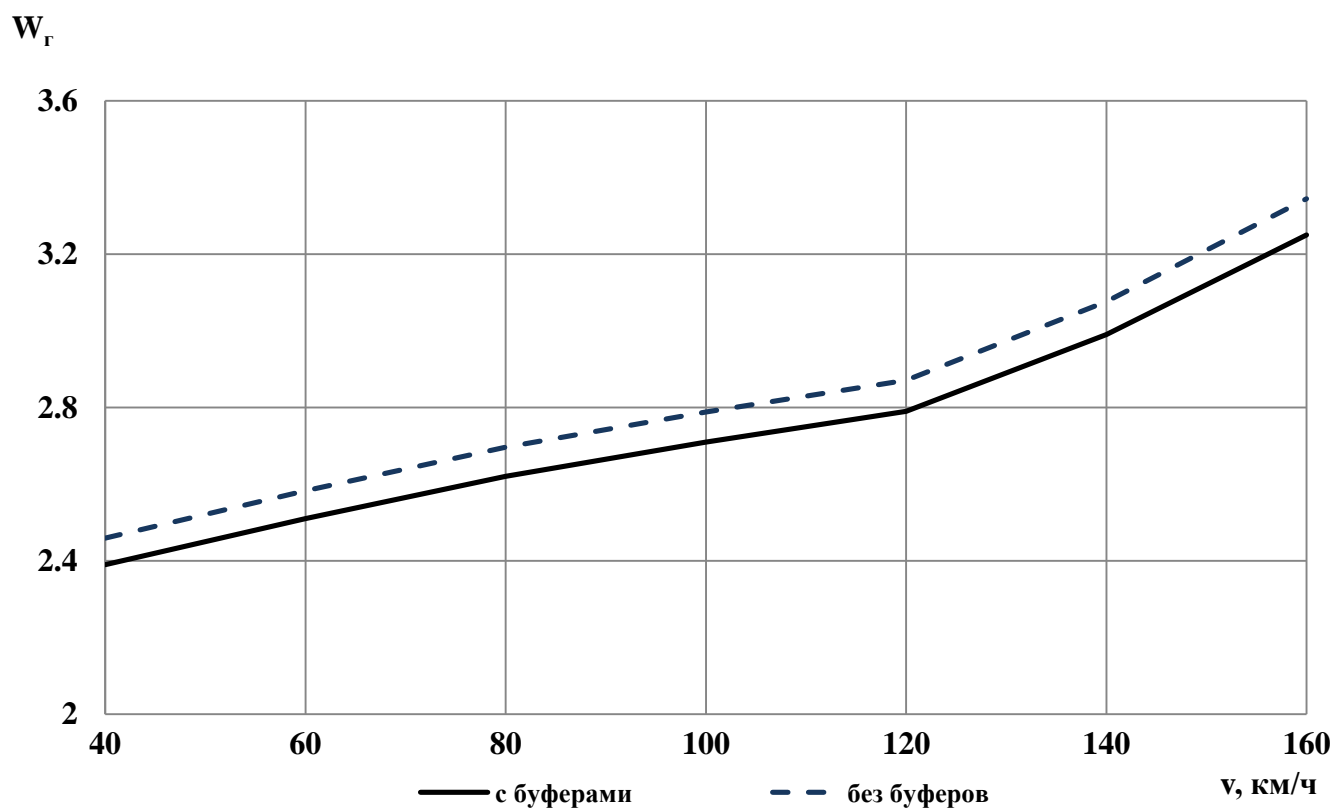


Рисунок 3.3 – Зависимость показателя плавности хода в горизонтальной плоскости от скорости движения вагона в кривых

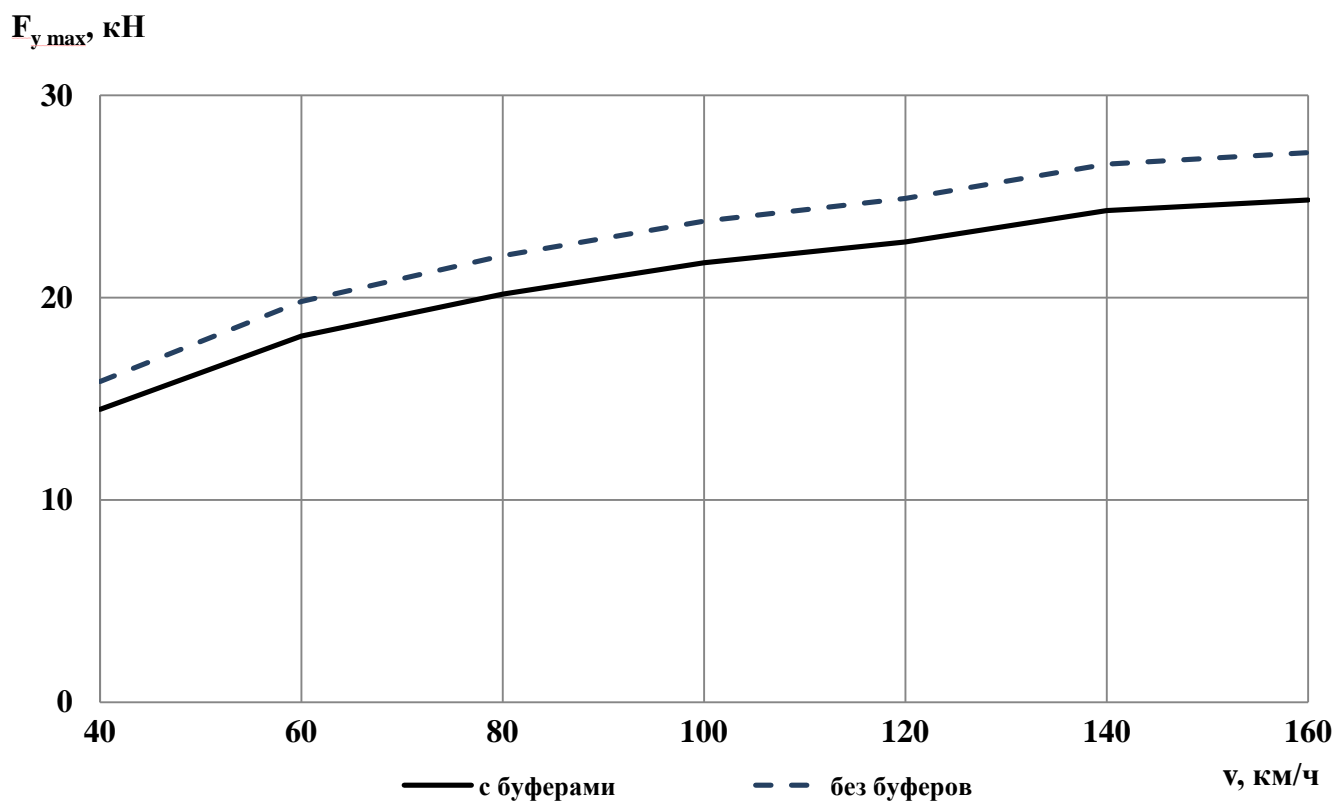


Рисунок 3.4 – Зависимость максимальных сил отжатия рельса в горизонтальной плоскости от скорости движения вагона в кривых

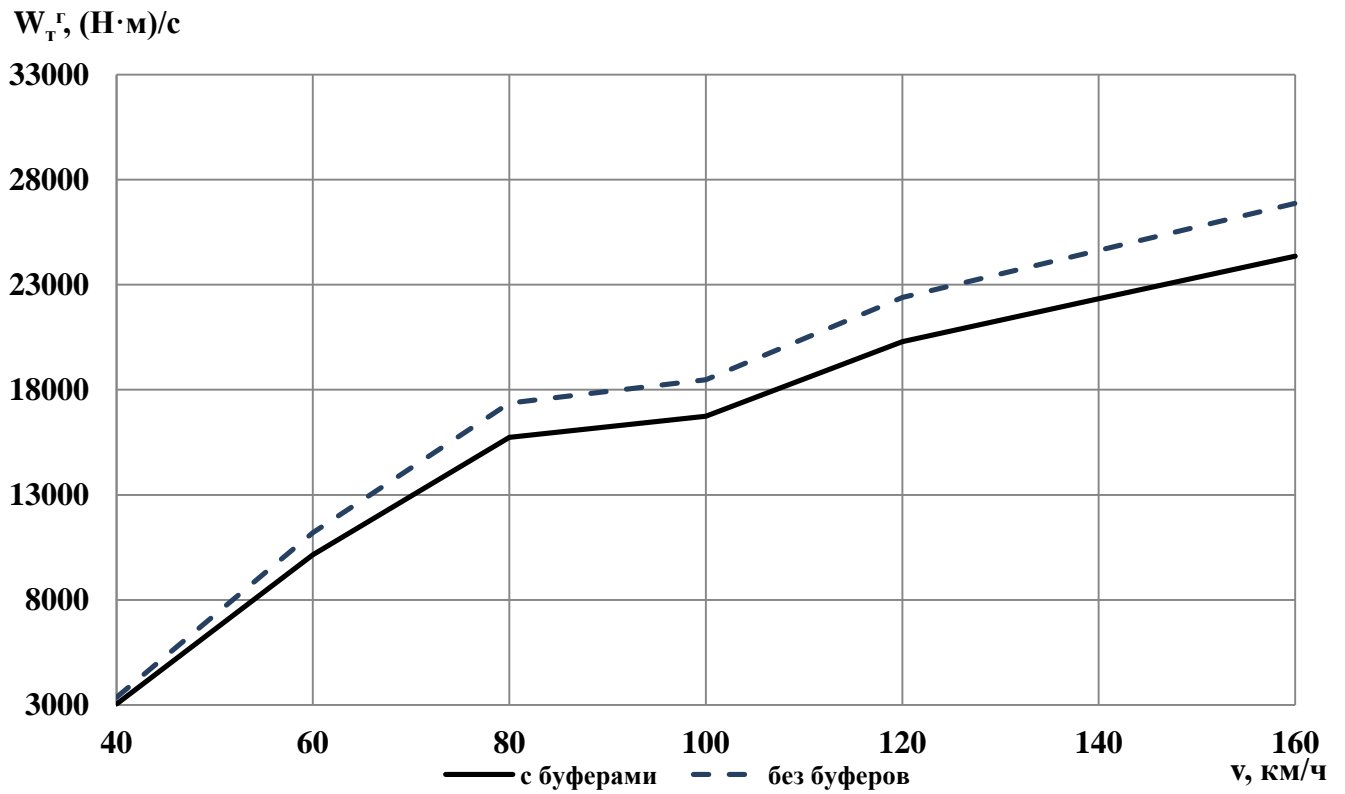
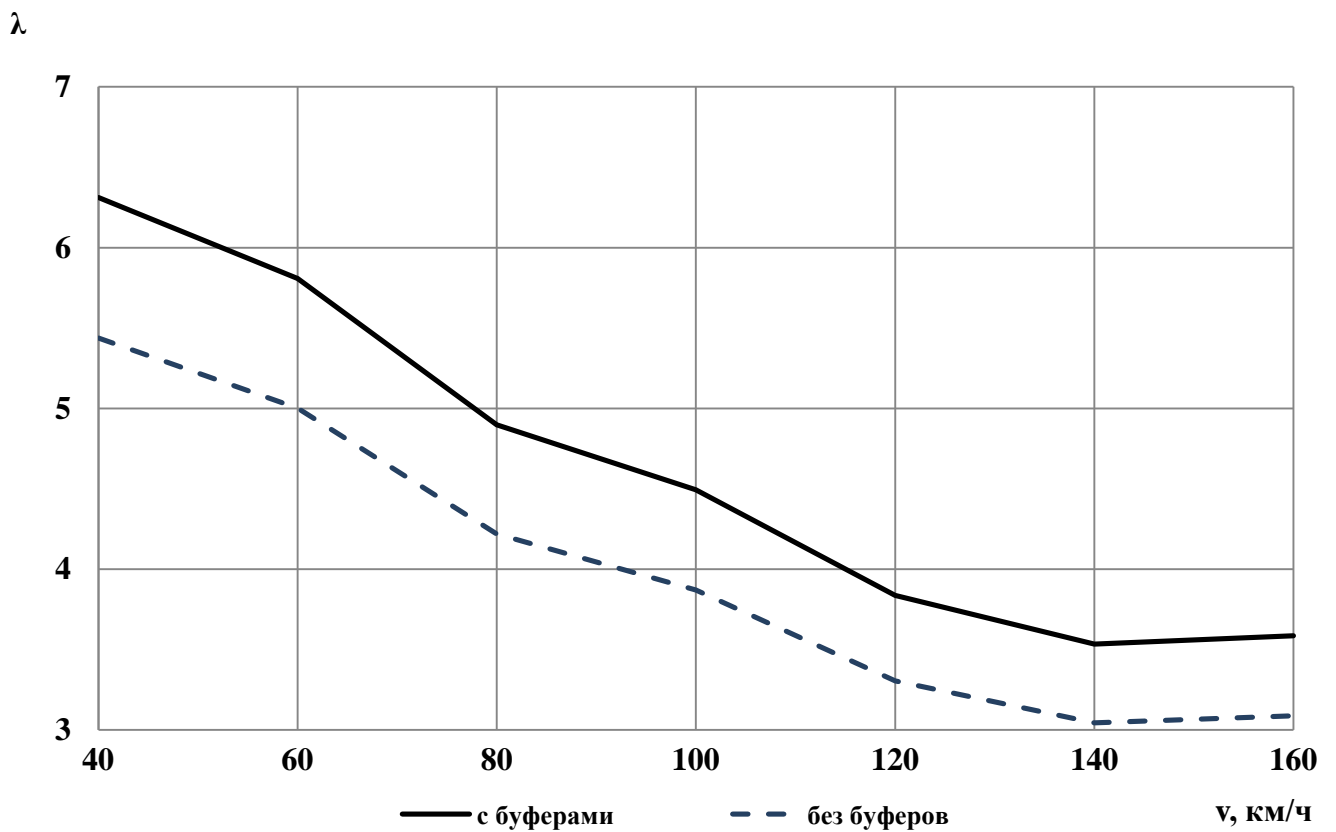
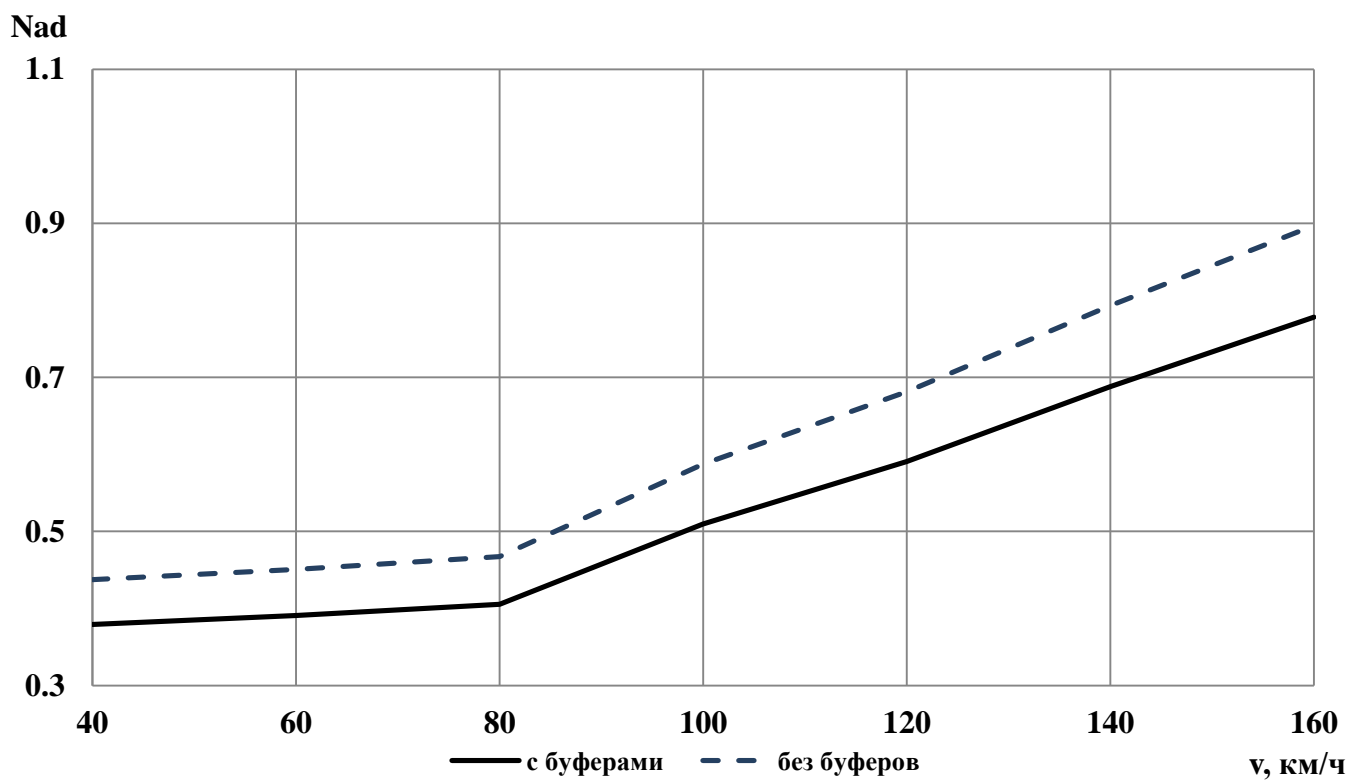
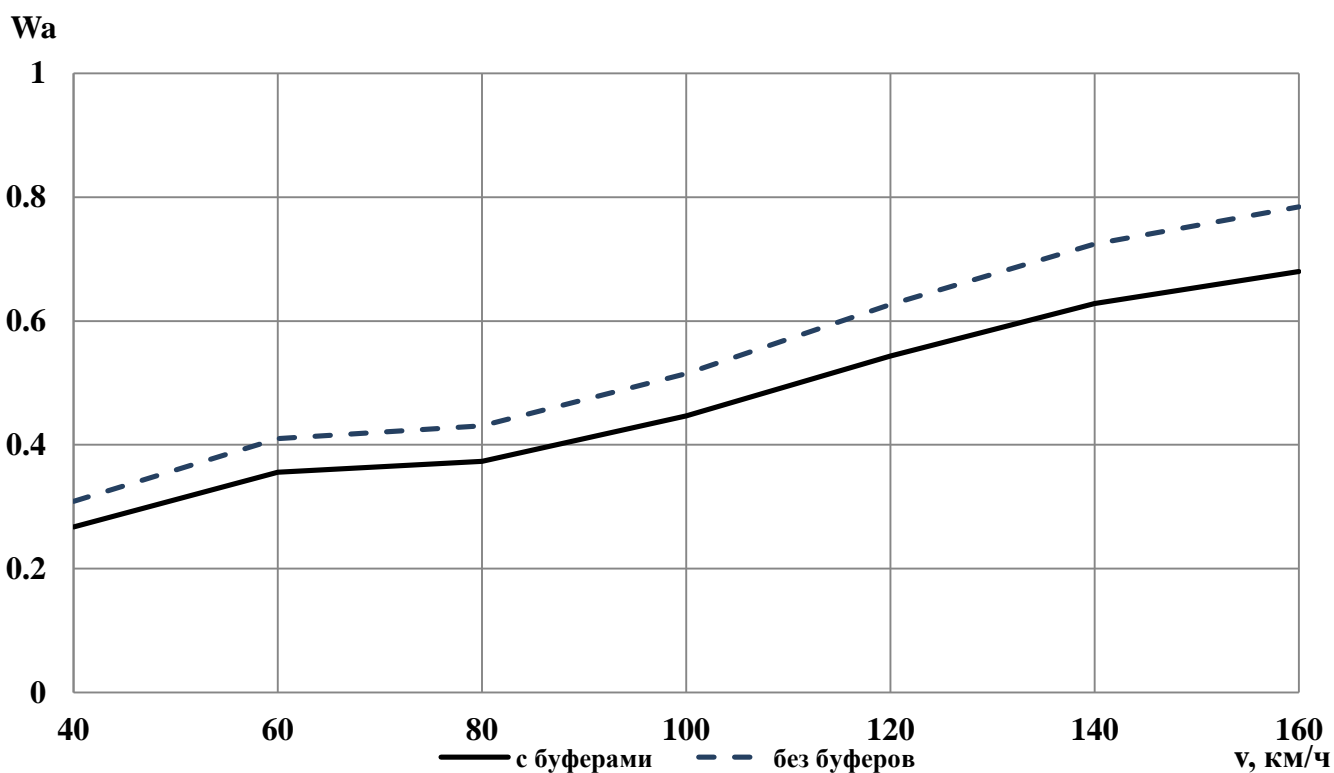


Рисунок 3.5 – Зависимость мощности сил трения в контакте колесо-рельс по гребню колеса от скорости движения вагона в кривых





б



в

а – по «Нормам...»; б – по Надалю; в – по Вайнштоку

Рисунок 3.6 – Зависимость коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса от скорости движения вагона в кривых

3.2 Описание возможных вариантов расположения гасителей колебаний в междвагонном пространстве

В связи с установленным ухудшением динамических параметров вагонов при исключении из их конструкции буферных устройств, предложены конструктивные меры, обеспечивающие снижение влияния данного эффекта. Согласно проведённому анализу в главе 1, одним из способов компенсации части функций исключённых буферных устройств является применение гидравлических гасителей колебаний.

В связи с этим динамическая модель вагона дополнена подсистемой «гаситель колебаний».

На первом этапе проведено обоснование зон установки дополнительных гасителей колебаний в консольной части вагона [110-112].

В качестве критериев выбора приняты:

- обеспечение максимальной эффективности работы гасителя;
- безопасность прохождения криволинейных участков пути, включая кривые малого радиуса;
- создание минимальных помех осмотру вагона и обслуживанию междвагонного перехода.

Анализ схемы размещения оборудования на торцевых стенах отечественных пассажирских вагонов поездов постоянного формирования позволил выделить пять зон возможного расположения гасителей колебаний (рисунок 3.7).

Для обеспечения эффективной работы гасителей колебаний влияния их необходимо располагать на торцевой стене на максимальном удалении от продольной оси вагона. С точки зрения обеспечения безопасности прохождения кривых малого радиуса

и удобства обслуживания межвагонного перехода рациональными являются зоны № 2 и № 4.

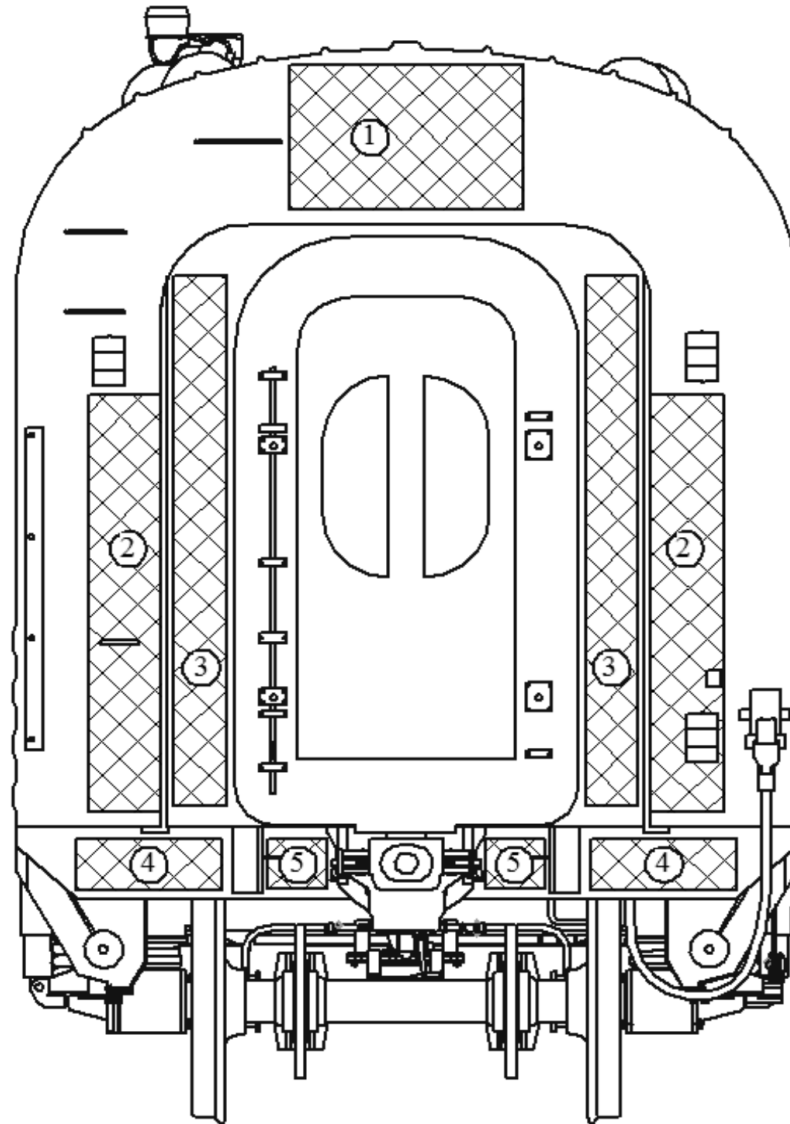


Рисунок 3.7 – Возможные зоны установки гасителей колебаний

На втором этапе в результате анализа мирового опыта конструирования подобных систем предложены четыре варианта установки гасителей колебаний в межвагонном пространстве.

Первый вариант (рисунок 3.8 а) соответствует размещению гасителей колебаний в зоне 5 (рисунок 3.7) с установкой гасителя колебаний одним концом на кронштейне, расположенном на лобовой балке, другим – на головной части сцепного устройства. Рассматривалась установка как одного, так и двух гасителей

на голове сцепного устройства.

Второй вариант (рисунок 3.8, б) соответствует установке кронштейнов гасителей колебаний в зоне 4 (рисунок 3.7) на максимальном удалении от продольной оси вагона. В данном случае гасители соединяют концевые балки смежных вагонов.

В третьем варианте (рисунок 3.8, в) предлагается устанавливать гасители между торцевыми стенами в межвагонном пространстве креплением кронштейнов в зоне 2 (рисунок 3.7) на уровне центра тяжести кузова вагона. Также возможны варианты установки по высоте в пределах зоны.

Четвёртый вариант установки гасителя в межвагонном пространстве (рисунок 3.8, г) предполагает перекрёстную (диагональную) установку гасителя колебаний над межвагонным переходом в зоне 1 (рисунок 3.7) [112].

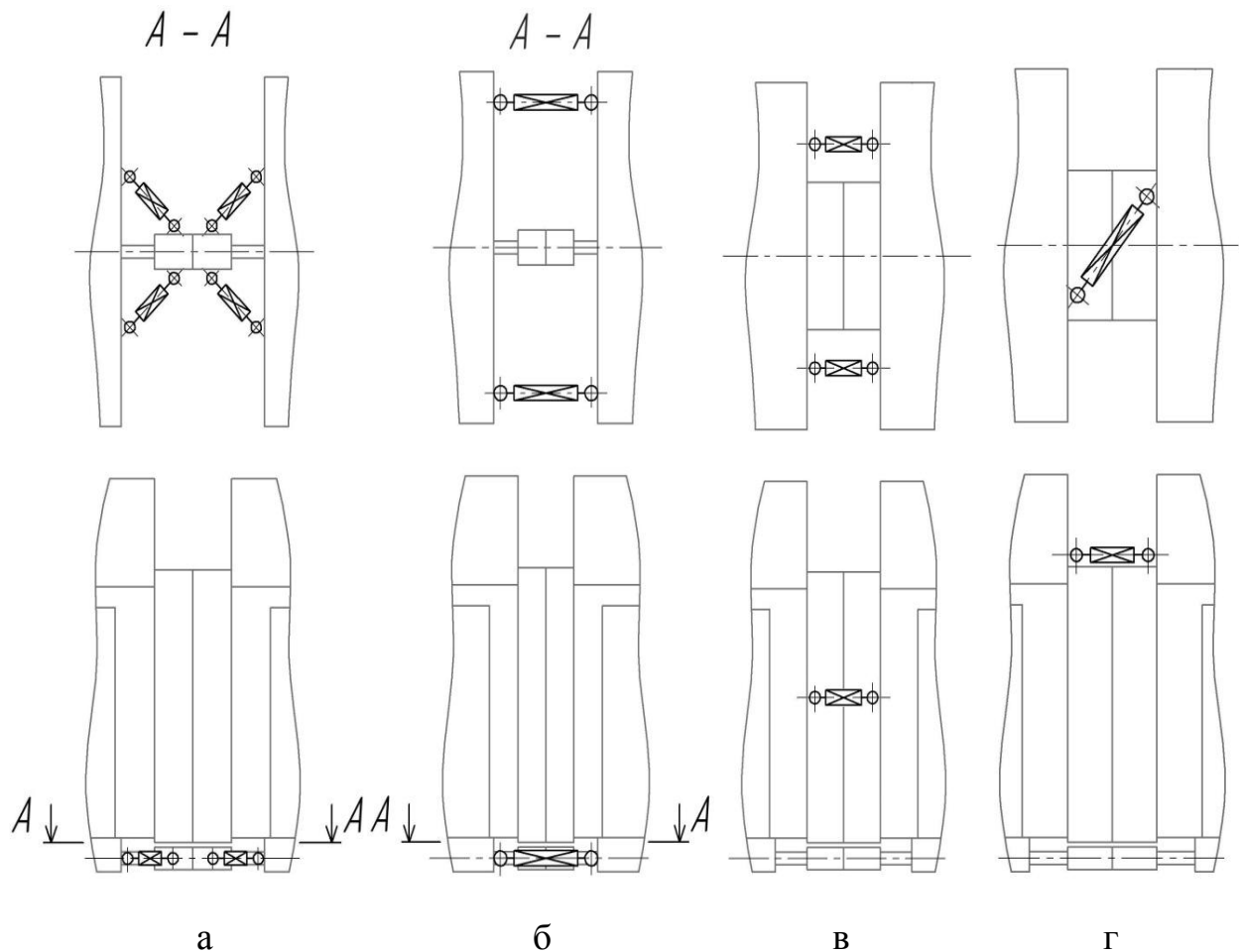


Рисунок 3.8 – Варианты установки гасителей колебаний

3.3 Выбор рациональной схемы установки гасителей

Описанные выше варианты были реализованы в разработанных компьютерных моделях сцепа. Компьютерные модели дополнены гасителями колебаний, расположенными в соответствии с рассматриваемыми схемами.

Гасители моделируются диссипативным линейным биполярными силовыми элементами.

Выбор наиболее рациональной схемы осуществлялся на основе анализа результатов моделирования движения сцепа из пяти вагонов по неровностям пути на прямом участке пути, в кривых и по стрелочному переводу.

В качестве критериев выбора приняты:

- улучшение показателей ходовой динамики;
- обеспечение минимальной трудоёмкости при монтаже и обслуживании системы гашения колебаний.

При моделировании для всех гасителей принимался одинаковый коэффициент сопротивления β , принятый в соответствии с рекомендациями работы [11] $25 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$.

Данные сравнительного анализа результатов моделирования для базового и предложенных вариантов установки гасителей колебаний представлены на рисунках 3.9–3.14 в виде графиков зависимостей динамических характеристик от скорости движения. На рисунках базовый вариант соответствует схеме вагона с буферными устройствами. Варианту 1 – соответствует схема, представленная на рисунке 3.8 (а), варианту 2 – схема рисунка 3.8 (б), варианту 3 – схема рисунка 3.8 (в), варианту 4 – схема рисунка 3.8 (г).

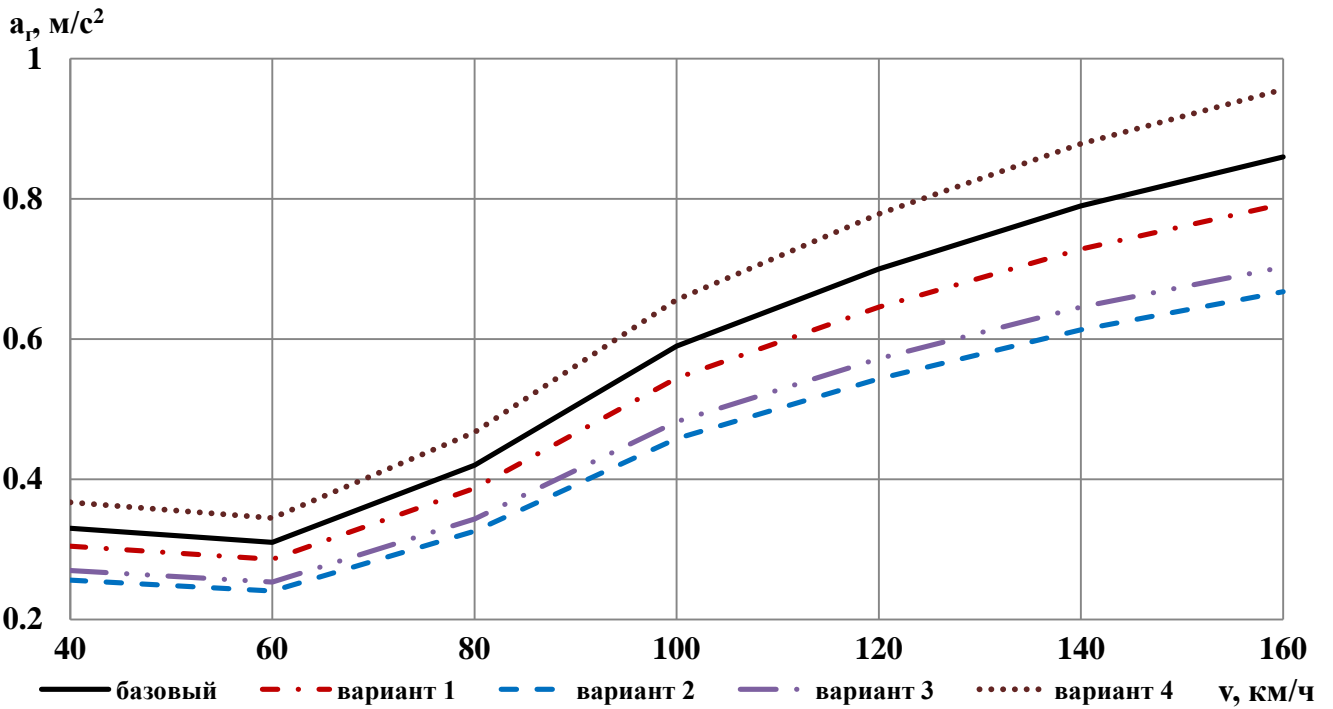


Рисунок 3.9 – Зависимость горизонтальных ускорений кузова от скорости движения вагона в кривых

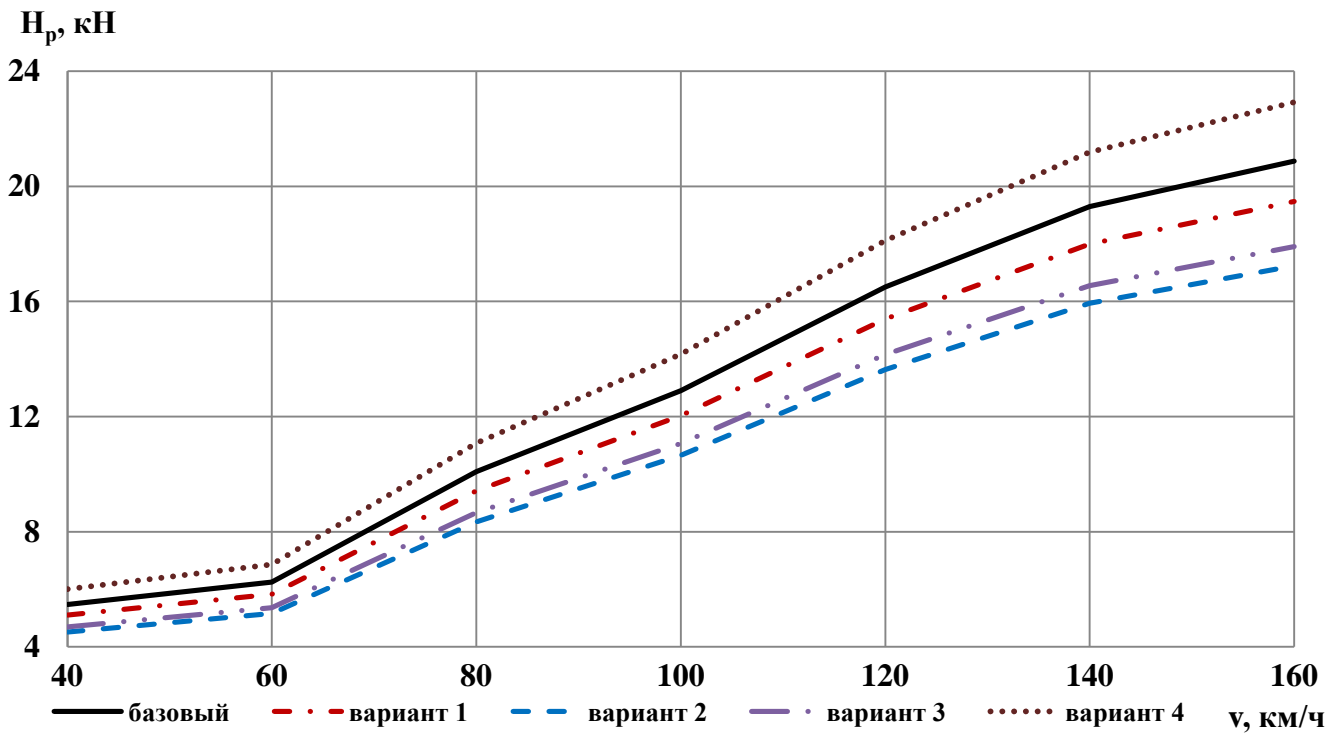


Рисунок 3.10 – Зависимость рамной силы от скорости движения вагона в кривых

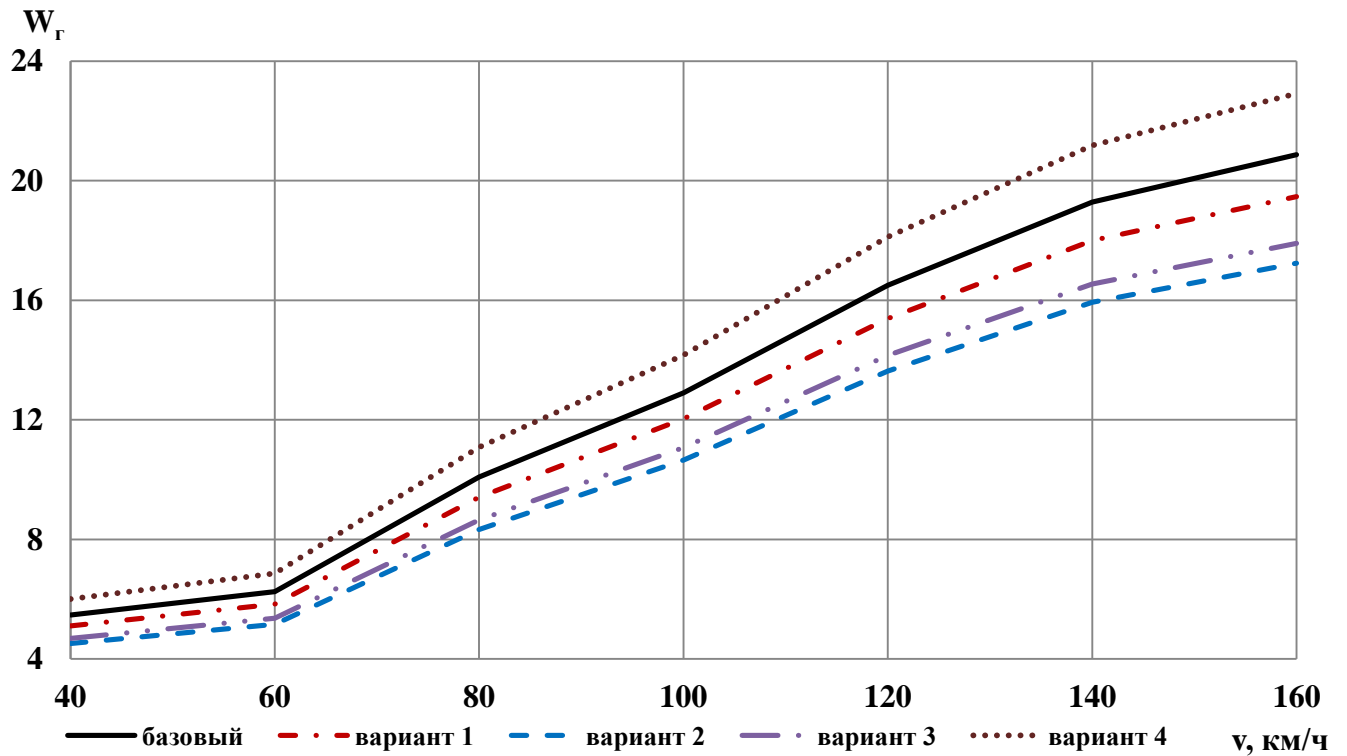


Рисунок 3.11 – Зависимость коэффициента плавности хода в горизонтальной плоскости от скорости движения вагона в кривых

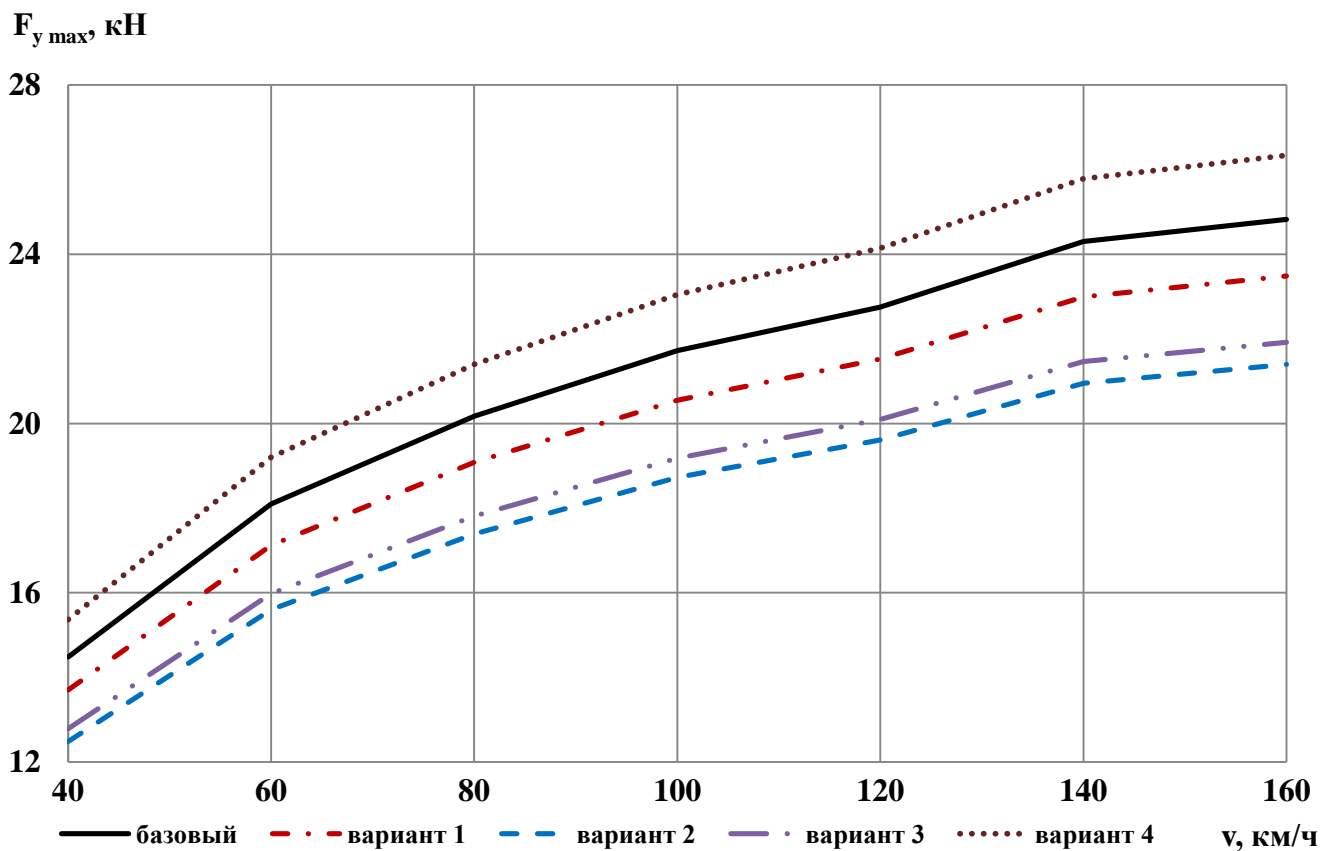


Рисунок 3.12 – Зависимость максимальных сил отжатия рельса в горизонтальной плоскости от скорости движения вагона в кривых

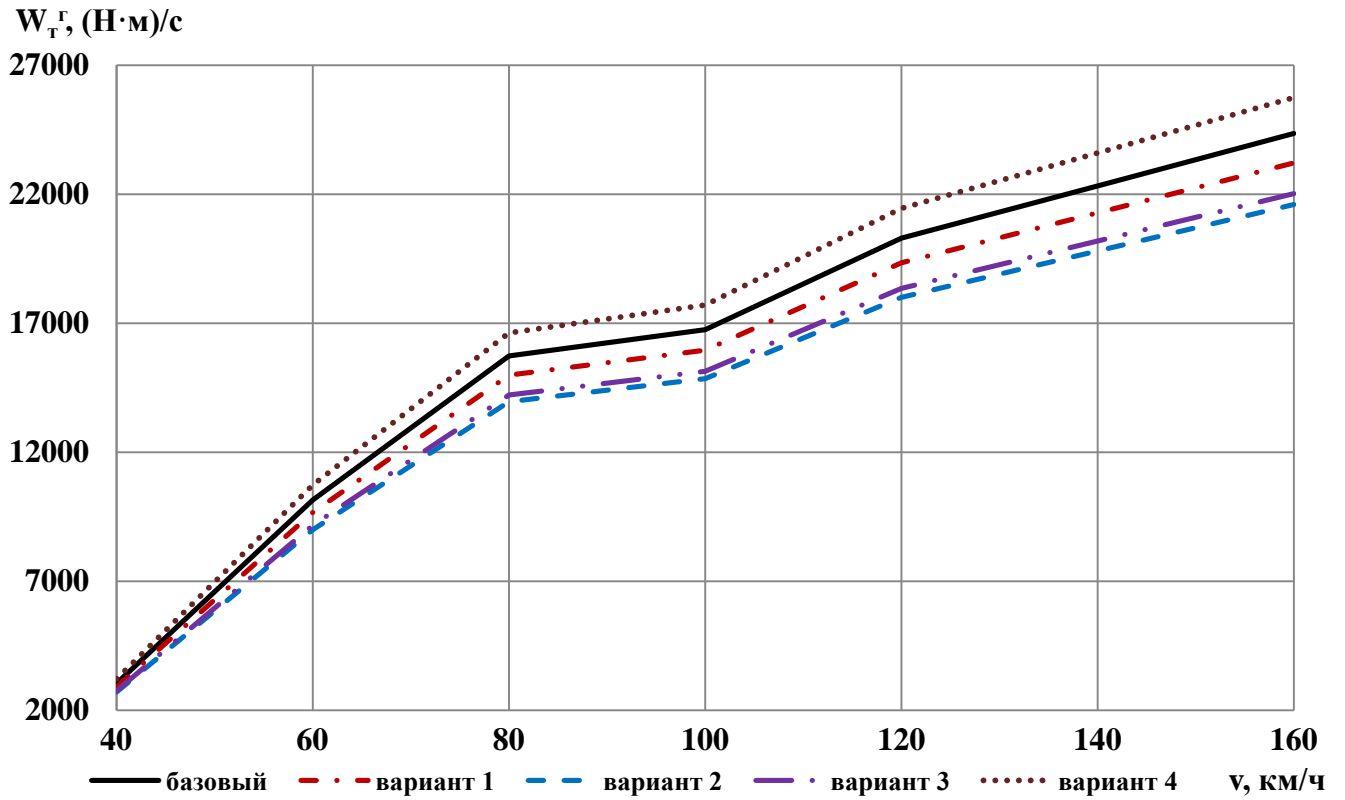
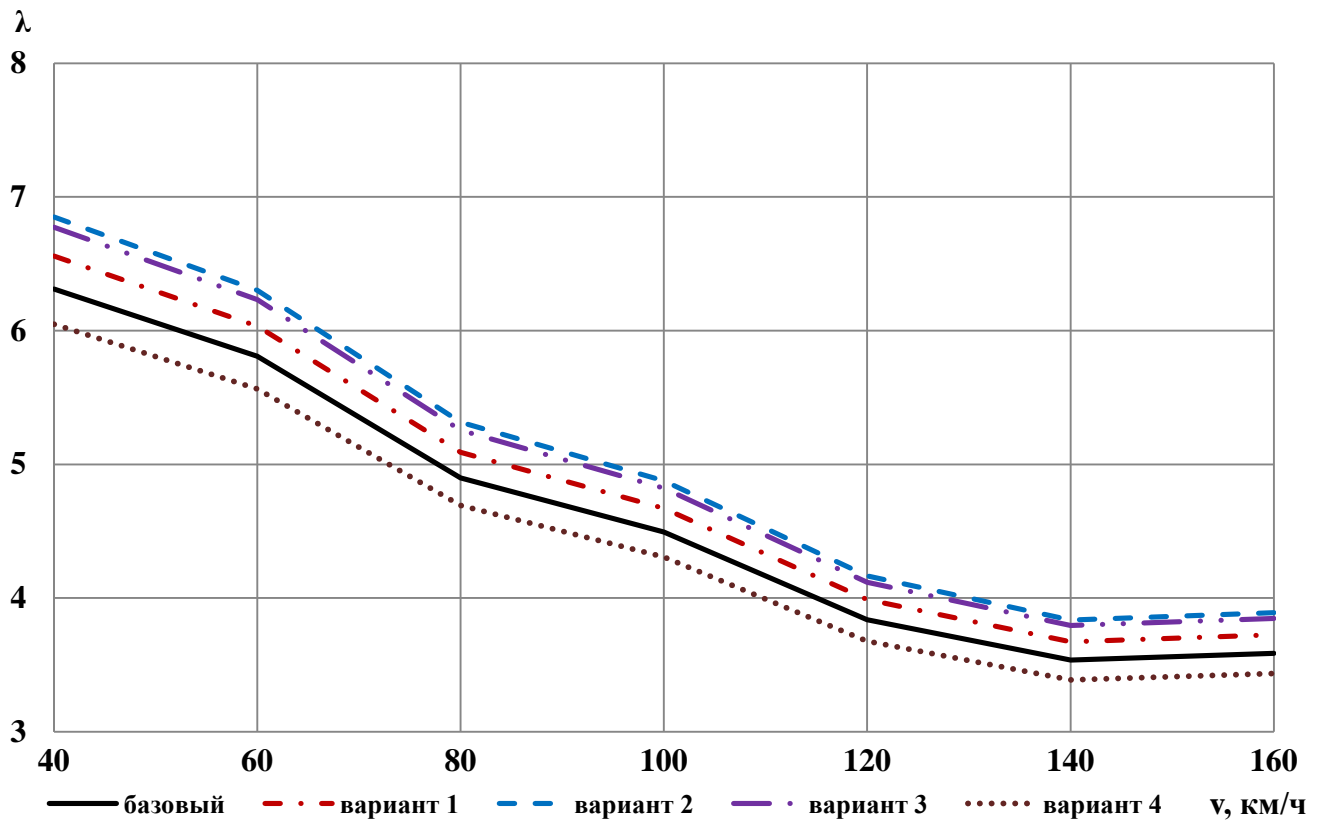
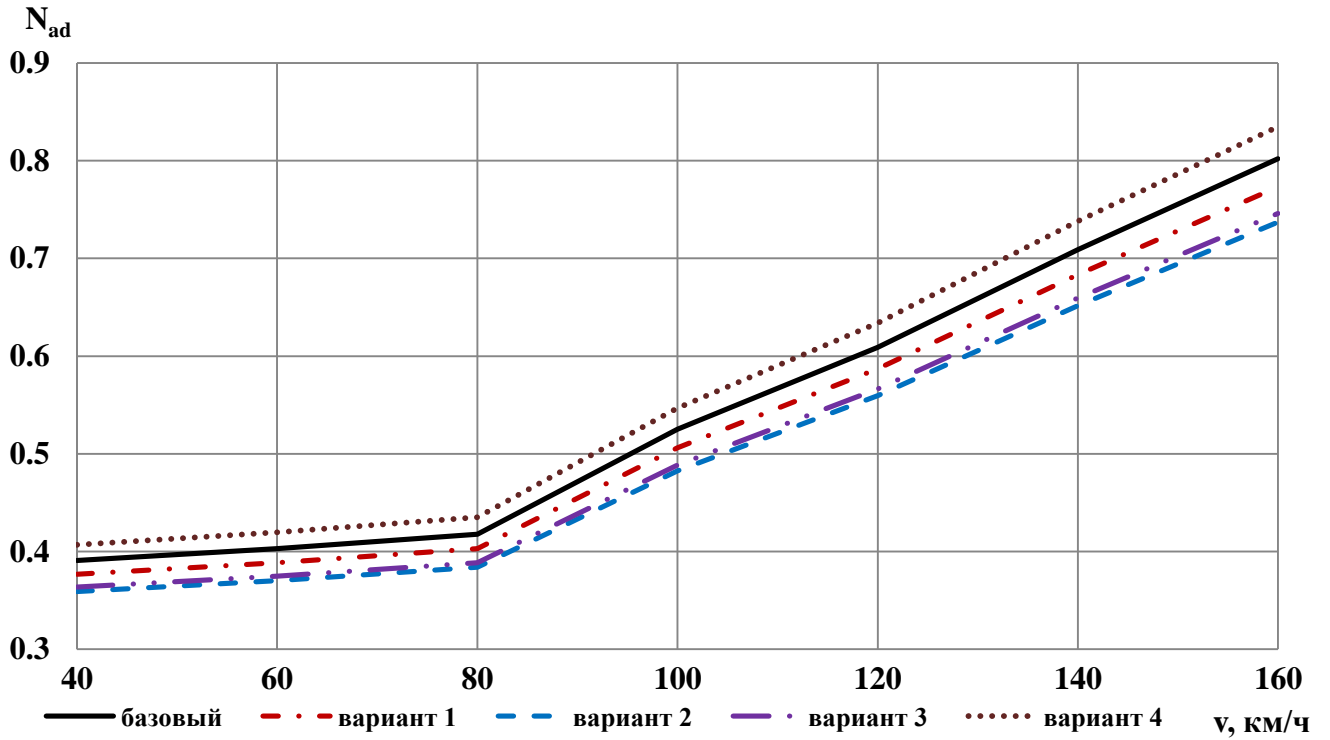
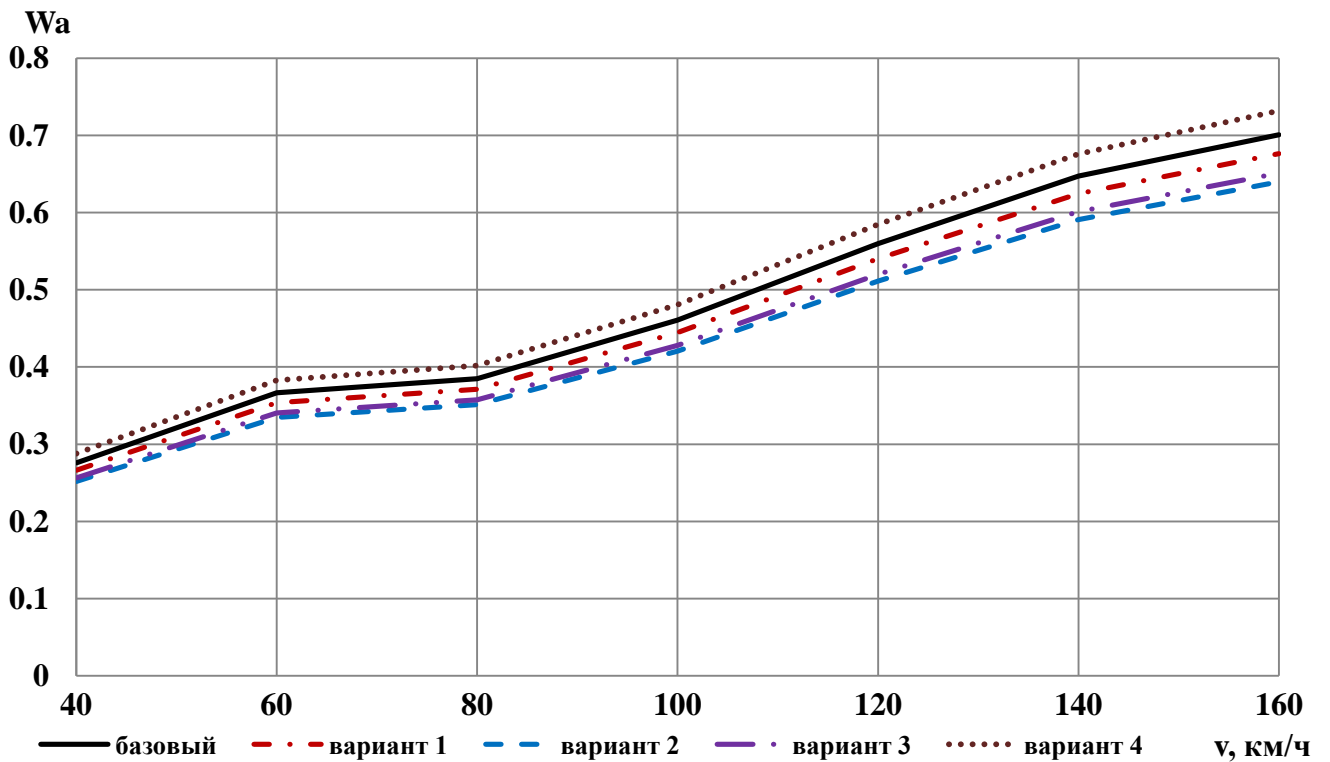


Рисунок 3.13 – Зависимость мощности сил трения в контакте колесо-рельс по гребню колеса от скорости движения вагона в кривых





б



в

а – по «Нормам ...»; б – по Надалю; в – по Вайнштоку

Рисунок 3.14 – Зависимость коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса от скорости движения вагона в кривых

Анализ результатов, приведенных на графиках, показывает, что введение дополнительных межвагонных гасителей, взамен буферных устройств, приводит к следующим изменениям динамических параметров.

1. Горизонтальные ускорения:

- для первого варианта уменьшаются на стрелочном переводе на 8,5 %, в криволинейных участках на 7,8 %;
- для второго варианта уменьшаются – на 21,7 % и 22,4 %;
- для третьего варианта уменьшаются – на 17,9 % и 18,3 %;
- для четвертого варианта увеличиваются – на 10,6 % и 11,2 %.

2. Рамные силы:

- для первого варианта уменьшаются в криволинейных участках пути на 6,7 %;
- для второго варианта уменьшаются – на 17,4 %;
- для третьего варианта уменьшаются – на 14,2 %;
- для четвертого варианта увеличиваются – на 9,8 %.

3. Коэффициент плавности хода:

- для первого варианта уменьшается в криволинейных участках в горизонтальной плоскости на 5,9 %;
- для второго варианта уменьшается – на 16,3 %;
- для третьего варианта уменьшается – на 13,6 %;
- для четвертого варианта увеличивается – на 8,2 %.

4. Максимальные силы отжатия:

- для первого варианта уменьшаются в криволинейных участках на 5,4 %;
- для второго варианта уменьшаются – на 13,8 %;
- для третьего варианта уменьшаются – на 11,7 %;
- для четвертого варианта увеличиваются – на 6,1 %.

5. Мощность сил трения в контакте колесо-рельс по гребню колеса:

- для первого варианта уменьшается в криволинейных участках на 4,7 %;
- для второго варианта уменьшается – на 11,3 %;
- для третьего варианта уменьшается – на 9,6 %;
- для четвертого варианта увеличивается – на 5,7 %.

6. Нормативный коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса:

- для первого варианта уменьшается в криволинейных участках на 3,9 %;
- для второго варианта уменьшается – на 8,5 %;
- для третьего варианта уменьшается – на 7,3 %;
- для четвёртого варианта увеличивается – на 4,2 %.

7. Коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса по Надалю:

- для первого варианта увеличивается в криволинейных участках на 3,6 %;
- для второго варианта увеличивается – на 8,1 %;
- для третьего варианта увеличивается – на 7 %;
- для четвёртого варианта уменьшается – на 4,1 %.

8. Коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса по Вайнштоку [102]:

- для первого варианта увеличивается в криволинейных участках на 3,5 %;
- для второго варианта увеличивается – на 8,75 %;
- для третьего варианта увеличивается – на 7,1 %;
- для четвёртого варианта уменьшается – на 4,4 %.

Анализ полученных результатов показал, что наиболее рациональным конструктивным решением, исходя из принятых выше критериев, является вариант 2, предусматривающий размещение гасителей колебаний в межвагонном пространстве между концевыми балками смежных вагонов. На следующем этапе работы для выбранного варианта расположения межвагонного гасителя целесообразно определить значения коэффициента сопротивления гидравлического гасителя колебаний, обеспечивающего улучшение динамических параметров подвижного состава.

3.4 Выбор рационального значения коэффициента сопротивления гасителя

Выбор рациональной величины коэффициента сопротивления β для принятой конструктивной схемы межвагонной связи производился методами математического моделирования с использованием разработанной выше динамической модели. При моделировании движения сцепа по реальным неровностям пути с сохранением всех условий движения производилось изменение коэффициента сопротивления в диссипативных линейных биполярных силовых элементах, описывающих работу гидравлических гасителей колебаний. При моделировании величина сопротивления гасителя изменялась в пределах от 10 до 60 кН·с/м. Диапазон изменения параметров принят в соответствии с рекомендацией работы [11].

Результаты моделирования представлены на рисунках 3.15–3.20 в виде лепестковых диаграмм зависимостей динамических характеристик от скорости движения и сопротивления гасителя.

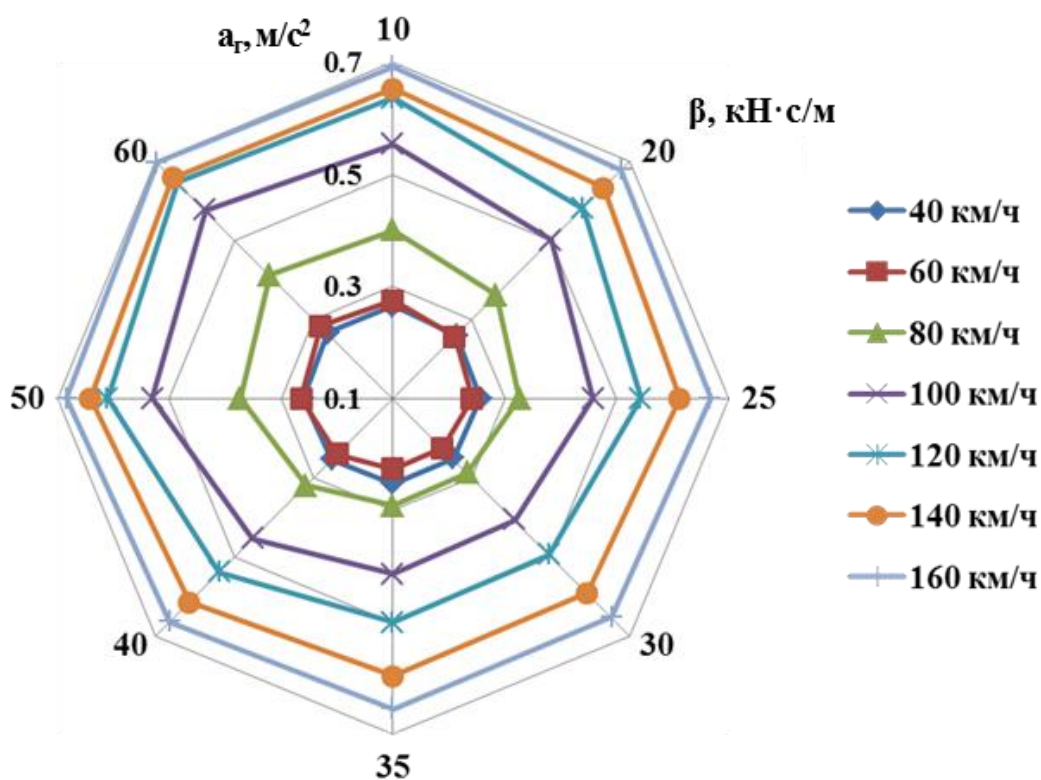


Рисунок 3.15 – Зависимость горизонтальных ускорений a_r в кривых от скорости движения v и сопротивления гасителя β

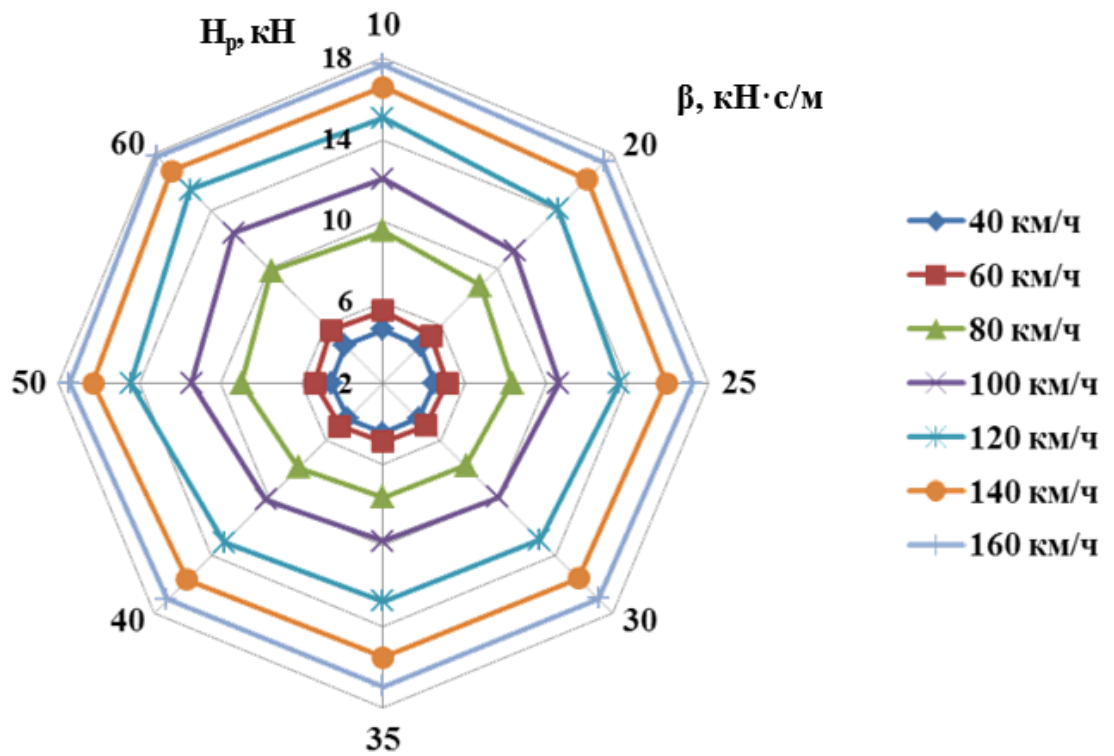


Рисунок 3.16 – Зависимость рамной силы H_p в кривых от скорости движения v и сопротивления гасителя β

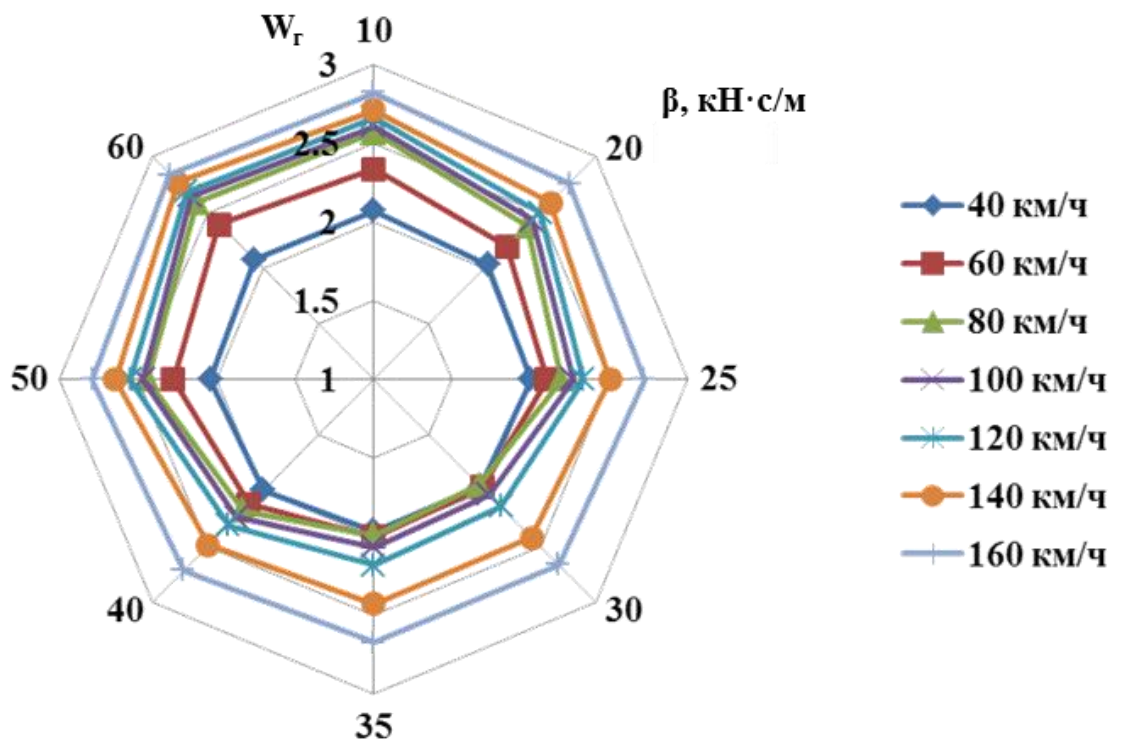


Рисунок 3.17 – Зависимость коэффициента плавности хода в горизонтальной плоскости W_r в кривых от скорости движения v и сопротивления гасителя β

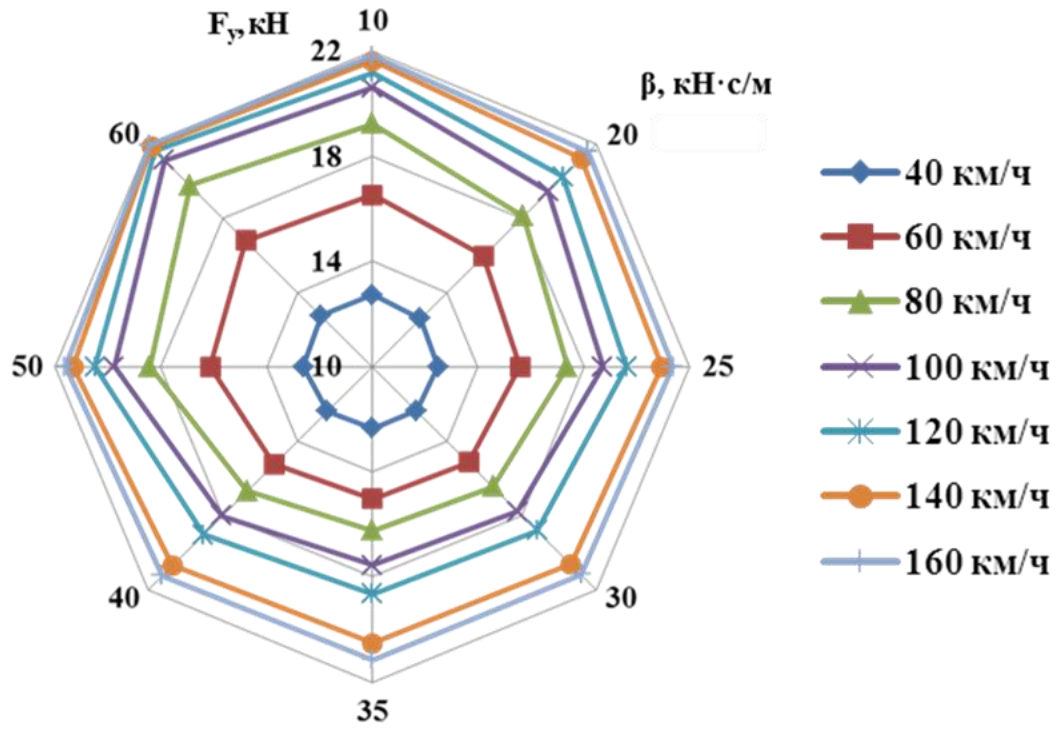


Рисунок 3.18 – Зависимость максимальных сил отжатия рельса $F_{y_{max}}$ в кривых от скорости движения v и сопротивления гасителя β

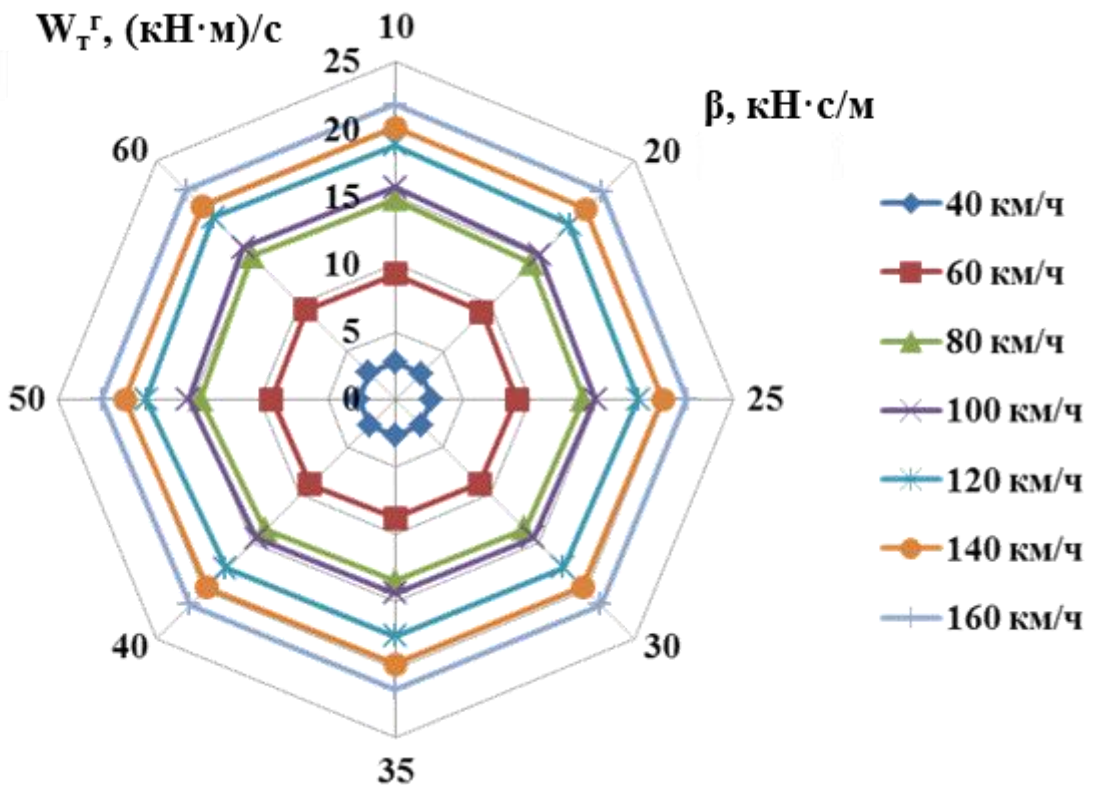


Рисунок 3.19 – Зависимость мощности сил трения по гребню колеса W_T^r в кривых от скорости движения v и сопротивления гасителя β

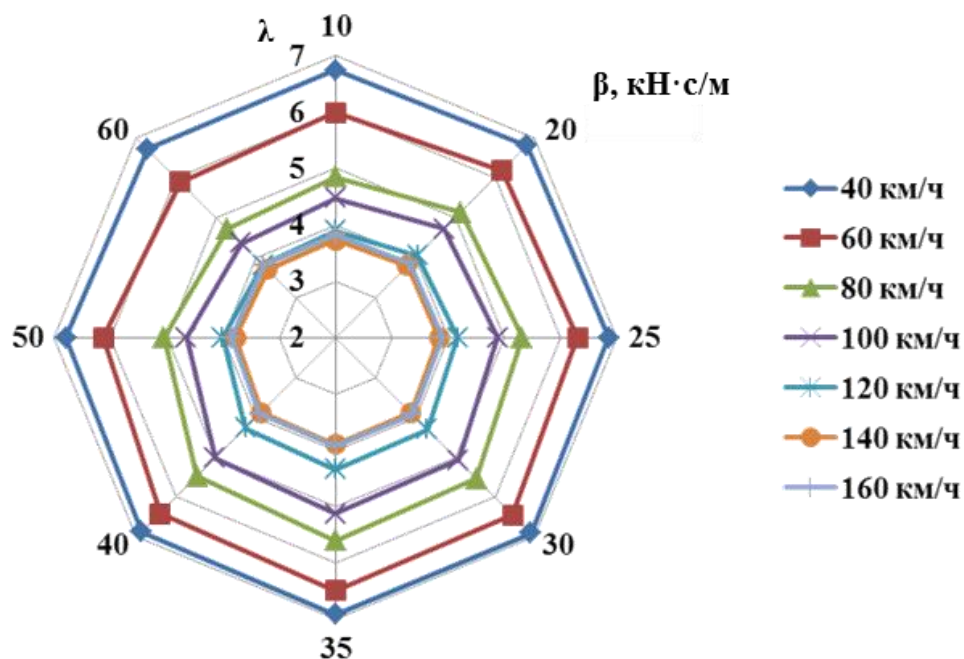


Рисунок 3.20 – Зависимость коэффициента запаса устойчивости против схода с рельсов λ в кривых от скорости движения v и сопротивления гасителя β

Анализ приведенных графиков показывает, что динамические параметры вагона улучшаются при значениях коэффициента сопротивления гасителей колебаний в пределах 30 - 35 кН·с/м. В частности изменение коэффициента сопротивления β с 10 до 35 кН·с/м при движении в кривых приводит к снижению:

- горизонтальных ускорений a_r при скорости 100 км/ч и коэффициенте сопротивления гасителя 30 кН·с/м на 28,11 %;
- рамных сил N_p при скорости 80 км/ч и коэффициенте сопротивления гасителя 35 кН·с/м на 19,73 %;
- коэффициента плавности хода W_r при скорости 100 км/ч и коэффициенте сопротивления гасителя 100 кН·с/м на 24,12 %;
- максимальных сил отжатия рельса $F_{y \max}$ при скорости 80 км/ч и коэффициенте сопротивления гасителя 35 кН·с/м на 15,58 %;
- мощности сил трения по гребню колеса W_T^r при скорости 80 км/ч и коэффициенте сопротивления гасителя 35 кН·с/м на 8,7 %.

Изменение коэффициента сопротивления с 10 до 35 кН·с/м при движении в

кривых приводит к увеличению коэффициента запаса устойчивости против схода с рельсов λ при скорости 80 км/ч и коэффициенте сопротивления гасителя 35 кН·с/м на 13,43 %.

При прохождении стрелочного перевода рациональные значения коэффициента сопротивления гасителя находятся в тех же пределах и приводят к снижению горизонтальных ускорений a_T при скорости 100 км/ч и коэффициенте сопротивления гасителя 30 кН·с/м на 26,05 %.

При изменении коэффициента сопротивления β с 35 до 60 кН·с/м наблюдается устойчивое ухудшение параметров ходовой динамики для всего диапазона скоростей, в частности увеличение:

- горизонтальных ускорений a_T при скорости 100 км/ч на 38,8 %;
- рамных сил N_p при скорости 80 км/ч на 28,78 %;
- коэффициента плавности хода W_T при скорости 80 км/ч на 30,1 %;
- максимальных сил отжатия рельса $F_{y_{max}}$ при скорости 80 км/ч на 21,6 %;
- мощности сил трения по гребню колеса W_T^r при скорости 80 км/ч на 11,2 %.

Изменение коэффициента сопротивления с 35 до 60 кН·с/м при движении в кривых приводит к уменьшению коэффициента запаса устойчивости против схода с рельсов λ при скорости 80 км/ч на 15,72 %.

Изменение коэффициента сопротивления с 35 до 60 кН·с/м при прохождении стрелочного перевода приводит к снижению горизонтальных ускорений a_T при скорости 100 км/ч на 35,5 %.

Как видно из результатов анализа, наибольший эффект от внедрения предлагаемой конструкции межвагонной связи с рациональными значениями коэффициента сопротивления гасителя 35 кН·с/м наблюдается в скоростном интервале от 80 до 120 км/ч.

Указанные выводы свидетельствуют о рациональности предложенного варианта и значения коэффициента сопротивления.

Полученный скоростной интервал соответствует наиболее вероятным скоростям движения вагона в эксплуатации с учётом рекомендаций [93].

3.5 Выводы по разделу 3

1. Проведена оценка влияния отсутствия буферных устройств вагонов поездов постоянного формирования на динамические характеристики. Результаты моделирования представлены в табличной и графической форме. Отсутствие буферных устройств негативно сказывается на динамические показатели, получаемые в горизонтальной плоскости, и практически не влияют на динамические показатели в вертикальной плоскости.

2. Проведён анализ схемы размещения оборудования на торцевых стенах вагонов поездов постоянного формирования, позволивший выделить пять зон возможного расположения гасителей колебаний. Предложено четыре варианта установки гасителей колебаний в межвагонном пространстве.

3. Каждый способ установки гасителей был реализован в компьютерной модели. Данные сравнительного анализа результатов моделирования представлены в виде графиков зависимостей динамических характеристик от скорости движения. При моделировании гасителя колебаний принимался коэффициент сопротивления β , равный 25 кН·с/м. Исходя из принятых критериев и результатам моделирования движения сцепа вагонов, наиболее оптимальной схемой установки гасителей на вагоне является способ расположения гасителей колебаний между концевыми балками смежных вагонов.

4. Для выбранного варианта установки гасителей колебаний, методами математического моделирования, произведён подбор рациональной величины коэффициента сопротивления β . При моделировании величина сопротивления гасителя изменялась в пределах от 10 до 60 кН·с/м. Результаты моделирования представлены в виде лепестковой диаграммы зависимостей динамических параметров от скорости движения и от коэффициента сопротивления гасителя. Оптимальная величина коэффициента сопротивления находится в пределах 30 - 35 кН·с/м.

4 Обоснование предложенных в работе конструктивных решений

4.1 Оценка влияния предложенных конструктивных решений на показатели ходовой динамики

На основании приведенных выше исследований в качестве рационального конструктивного решения принят вариант (б) рисунка 3.2.2 с коэффициентом сопротивления гидравлического гасителя $35 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$.

Для подтверждения работоспособности предложенных в работе конструктивных решений, рассматривался сцеп из пяти вагонов, оборудованных межвагонными гидравлическими гасителями колебаний с рациональными параметрами выбранными в пункте 3.4.

В качестве критериев работоспособности рассматривались следующие динамические параметры:

- вертикальные ускорения кузова $a_v, \text{ м/с}^2$;
- горизонтальные ускорения кузова $a_g, \text{ м/с}^2$;
- показатель плавности хода в вертикальной плоскости W_v ;
- показатель плавности хода в горизонтальной плоскости W_g ;
- рамные силы $N_p, \text{ кН}$;
- силы отжатия рельса $F_{y \max}, \text{ кН}$;
- мощность сил трения по кругу катания колеса, $W_T^k, (\text{Н}\cdot\text{м})/\text{с}$;
- мощность сил трения по гребню колеса, $W_T^r, (\text{Н}\cdot\text{м})/\text{с}$;
- коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса λ ;
- коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса по критерию М.Надаля, Nad ;
- коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса по критерию Вайнштоку, Wa ;
- критическая скорость v_k .

Движение сцепа рассматривалось в условиях аналогичных пункту 3.1.

Данные сравнительного анализа результатов моделирования приведены в таблице 4.1 в виде максимальных величин динамических параметров в заданном диапазоне скоростей.

Таблица 4.1 – Результаты сопоставления динамических характеристик вагонов, оборудованных буферными устройствами и межвагонными гасителями колебаний

№	Параметр		БСУ-3 с буферными устройствами	БСУ-3 с гасителями колебаний
1	Вертикальные ускорения кузова, м/с^2	прямая	1,37	1,34
		кривые	1,40	1,35
		стрелка	0,23	0,22
2	Горизонтальные ускорения кузова, м/с^2	прямая	0,81	0,77
		кривые	0,86	0,65
		стрелка	0,41	0,30
3	Показатель плавности хода в вертикальной плоскости W_B	прямая	2,89	2,84
		кривые	3,25	3,11
4	Показатель плавности хода в горизонтальной плоскости W_T	прямая	2,89	2,80
		кривые	3,25	2,67
5	Рамные силы N_p , кН	прямая	25,25	24,76
		кривые	20,87	16,97
6	Силы отжатия рельса $F_{y \max}$, кН	прямая	20,16	19,73
		кривые	24,82	21,14
7	Мощность сил трения по кругу катания колеса W_T^k , $(\text{Н}\cdot\text{м})/\text{с}$	прямая	3046	2798
		кривые	6513	5941
8	Мощность сил трения по гребню колеса W_T^r , $(\text{Н}\cdot\text{м})/\text{с}$	прямая	12838	12478
		кривые	24360	21469
9	Коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса λ	кривые	3,58	3,92
10	Коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса по критерию М.Надаля, Nad	кривые	0,78	0,68
11	Коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса по критерию Вайнштока, Wa	кривые	0,68	0,58
12	Критическая скорость $v_{к}$, км/ч	прямая	234,7	229,4

Анализ приведенных данных показал, что замена буферных устройств на гидравлические гасители колебаний приводит к улучшению динамических показателей, получаемых в горизонтальной плоскости, и к незначительному улучшению динамических показателей в вертикальной плоскости.

Применение гидравлических гасителей приводит к снижению:

- горизонтальных ускорений кузова в кривых до 30,4 %; на стрелочном переводе до 28,18 %;
- показатель плавности хода в горизонтальной плоскости на кривом участке пути до 24,04 %;
- рамных сил на кривом участке пути до 24,5 %;
- сил отжатия рельса на кривом участке пути до 19,5 %;
- мощности сил трения в контакте колесо-рельс по гребню колеса на кривом участке пути до 14,4 %;
- коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса по Надалю и Вайнштоку до 14,3 % и 15,1 %.

Применение гидравлических гасителей колебаний приводит к увеличению коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса до 16,7 %.

Рамные силы и показатель плавности хода в горизонтальной плоскости для прямого участка пути, а также динамические параметры, определяемые в вертикальной плоскости, имеют незначительное уменьшение своих значений.

Также проводилась оценка влияния предложенных конструктивных решений на динамические характеристики в кривых малого радиуса.

Рассматривалось движение сцепа по неровностям пути:

- в кривой радиусом 80 м со скоростью 5 км/ч;
- в кривой радиусом 120 м со скоростью 5 км/ч;
- S-образной кривой радиусом 300 м в скоростном интервале 20-80 км/ч с шагом 10 км/ч;
- S-образной кривой радиусом 170 м со скоростью 5 км/ч.

Результат моделирования представлен в таблице 4.2 в виде максимальных величин динамических параметров и на рисунке 4.1 в виде зависимостей

динамических параметров от скорости движения для S-образной кривой с $R=300$ м.

Анализ приведенных данных показал, что замена буферных устройств на гидравлические гасители колебаний приводит к улучшению динамических показателей, получаемых в горизонтальной плоскости [112].

Применение гидравлических гасителей приводит к снижению:

- горизонтальных ускорений кузова в S-образной кривой $R=300$ м до 24,5 %;
- рамных сил в кривой $R=80$ м на 4,7 %;
- рамных сил в кривой $R=120$ м на 20,3 %;
- рамных сил в S-обр. кривой $R=170$ м на 18,3 %;
- рамных сил в S-обр. кривой $R=300$ м на 23,9 %;
- сил отжатия рельса в кривой $R=80$ м на 5,89 %;
- сил отжатия рельса в кривой $R=120$ м на 31,1 %;
- сил отжатия рельса в S-обр. кривой $R=170$ м на 28,6 %;
- сил отжатия рельса в S-обр. кривой $R=300$ м на 18,8 %;
- мощности сил трения в контакте колесо-рельс по гребню колеса в кривой $R=80$ м на 7,97 %;
- мощности сил трения в контакте колесо-рельс по гребню колеса в кривой $R=120$ м на 26,0 %;
- мощности сил трения в контакте колесо-рельс по гребню колеса в S-обр. кривой $R=170$ м на 21,8 %;
- мощности сил трения в контакте колесо-рельс по гребню колеса в S-обр. кривой $R=300$ м на 13,7 %;

Применение гидравлических гасителей колебаний приводит к увеличению:

- коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса в кривой $R=80$ м на 2,65 %;
- коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса в кривой $R=120$ м на 29,9 %;
- коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса в S-обр. кривой $R=170$ м на 23,4 %;
- коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса в S-обр.

кривой $R=300$ м на 14,4 %.

Для кривой радиусом 80 м рамные силы и коэффициент запаса устойчивости от схода с рельсов превышает допускаемые нормами значения [93]. Что свидетельствует о невозможности прохождения кривых указанного радиуса сцепом из рассматриваемых вагонов, как не оборудованных межвагонными гасителями, так и оборудуемых.

Таблица 4. 2 – Результаты сопоставления динамических характеристик вагонов, оборудованных буферными устройствами и межвагонными гасителями колебаний для кривых малого радиуса

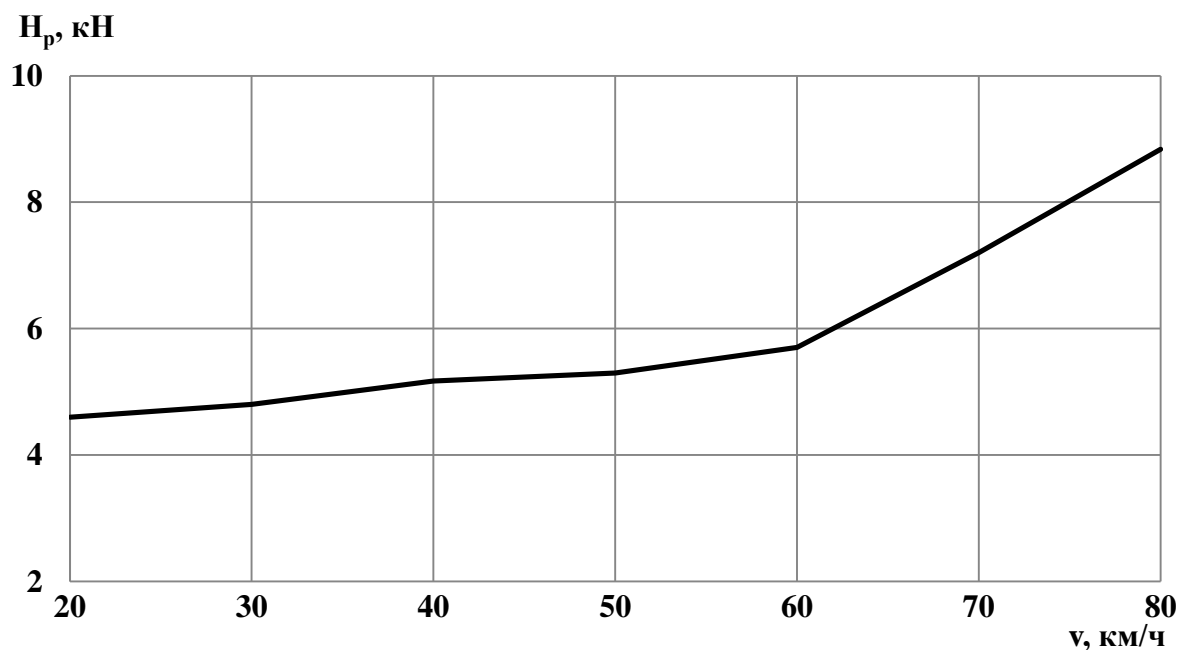
№	Параметр		БСУ-3 с буферными устройствами	БСУ-3 с гасителями колебаний
1	Горизонтальные ускорения кузова a_r , м/с^2	S-обр. кривая с $R=300$ м	0,49	0,37
3	Рамные силы N_p , кН	кривая с $R=80$ м	39,75	37,88
		кривая с $R=120$ м	5,13	4,09
		S-обр. кривая с $R=170$ м	5,04	4,12
		S-обр. кривая с $R=300$ м	11,60	8,83
4	Силы отжатия рельса $F_{у\max}$, кН	кривая с $R=80$ м	44,81	42,17
		кривая с $R=120$ м	8,74	6,02
		S-обр. кривая с $R=170$ м	8,12	5,79
		S-обр. кривая с $R=300$ м	16,41	13,32
5	Мощность сил трения по гребню колеса W_T , $(\text{Н}\cdot\text{м})/\text{с}$	кривая с $R=80$ м	2083	1917
		кривая с $R=120$ м	1842	1363
		S-обр. кривая с $R=170$ м	1653	1293
		S-обр. кривая с $R=300$ м	18092,4	15615,4
6	Коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса λ	кривая с $R=80$ м	1,51	1,55
		кривая с $R=120$ м	4,72	6,13
		S-обр. кривая с $R=170$ м	5,61	6,92
		S-обр. кривая с $R=300$ м	4,16	4,76

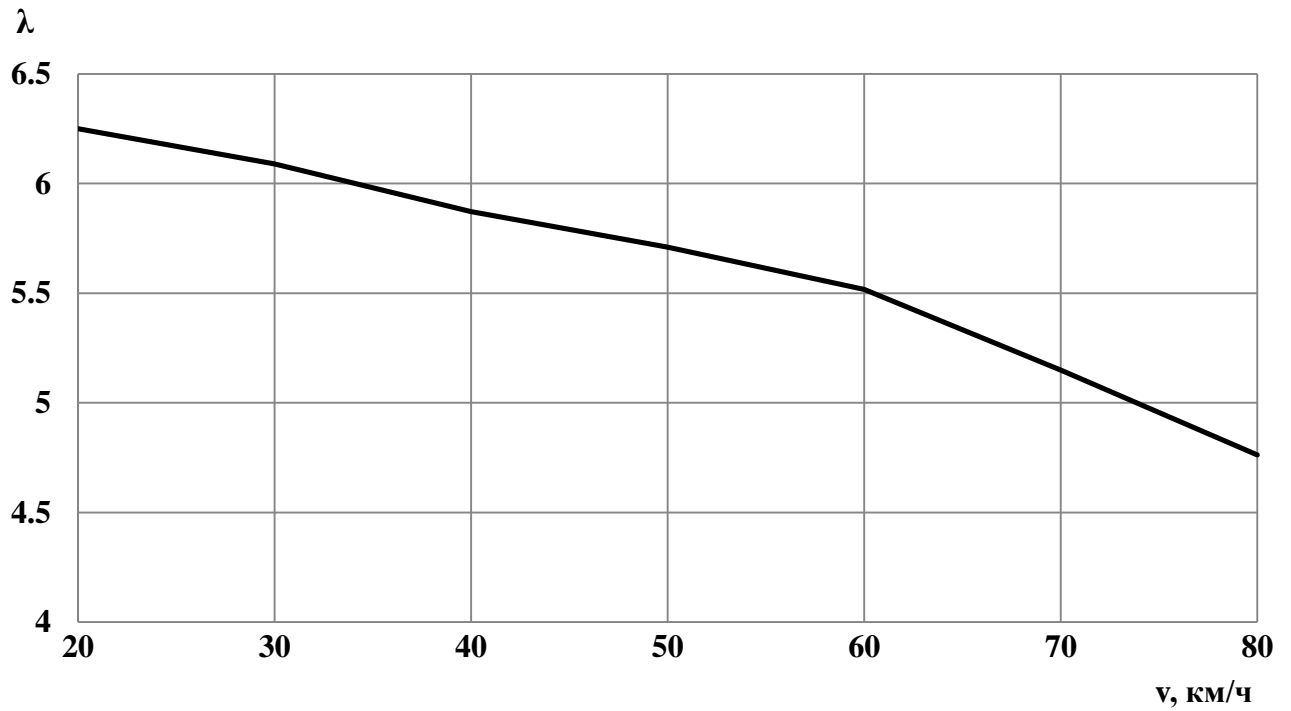
Дополнительно для оценки устойчивости движения вагона на прямых участках пути определена критическая скорость v_k по методу численных

экспериментов. Результат моделирования представлен в таблице 4.1. Этот метод заключается в моделировании движения экипажа по прямолинейному участку пути с вертикальными неровностями. В горизонтальной плоскости путь не имеет неровностей за исключением единичной горизонтальной неровностью амплитудой 3,8 мм и длиной 10 м в начале пути (рисунок 4.2).

Данный тип неровности в плане даёт возможность определить, как влияет единичная неровность в начале пути на интенсивность незатухающих поперечных колебаний экипажа. А именно, приводит ли это к неустойчивому движению, или колебания затухают, что означает устойчивость экипажа при движении с рассматриваемой скоростью. Используя описанный подход можно сделать вывод об устойчивости экипажа для любой скорости при имеющихся горизонтальных неровностях.

Согласно работе [113], можно сделать вывод, что поперечное перемещение колеса относительно рельса является наиболее информативным для определения критической скорости. А конкретнее оцененной по величине среднеквадратического отклонения (СКО), мощности указанного процесса. В этом случае движения экипажа является устойчивым, если при колебаниях гребни колёс не набегают на рельс.





б

а - рамные силы; б - коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса
 Рисунок 4.1 – Зависимость динамических параметров в S-образной кривой $R=300$ м от скорости движения

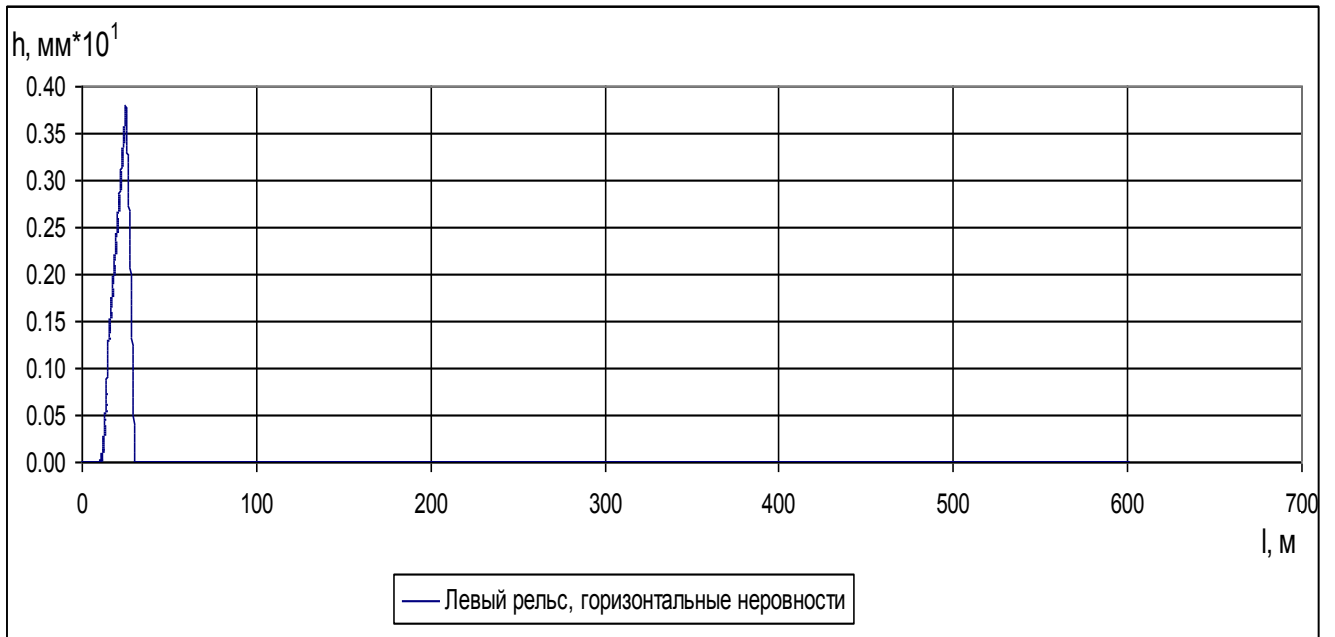


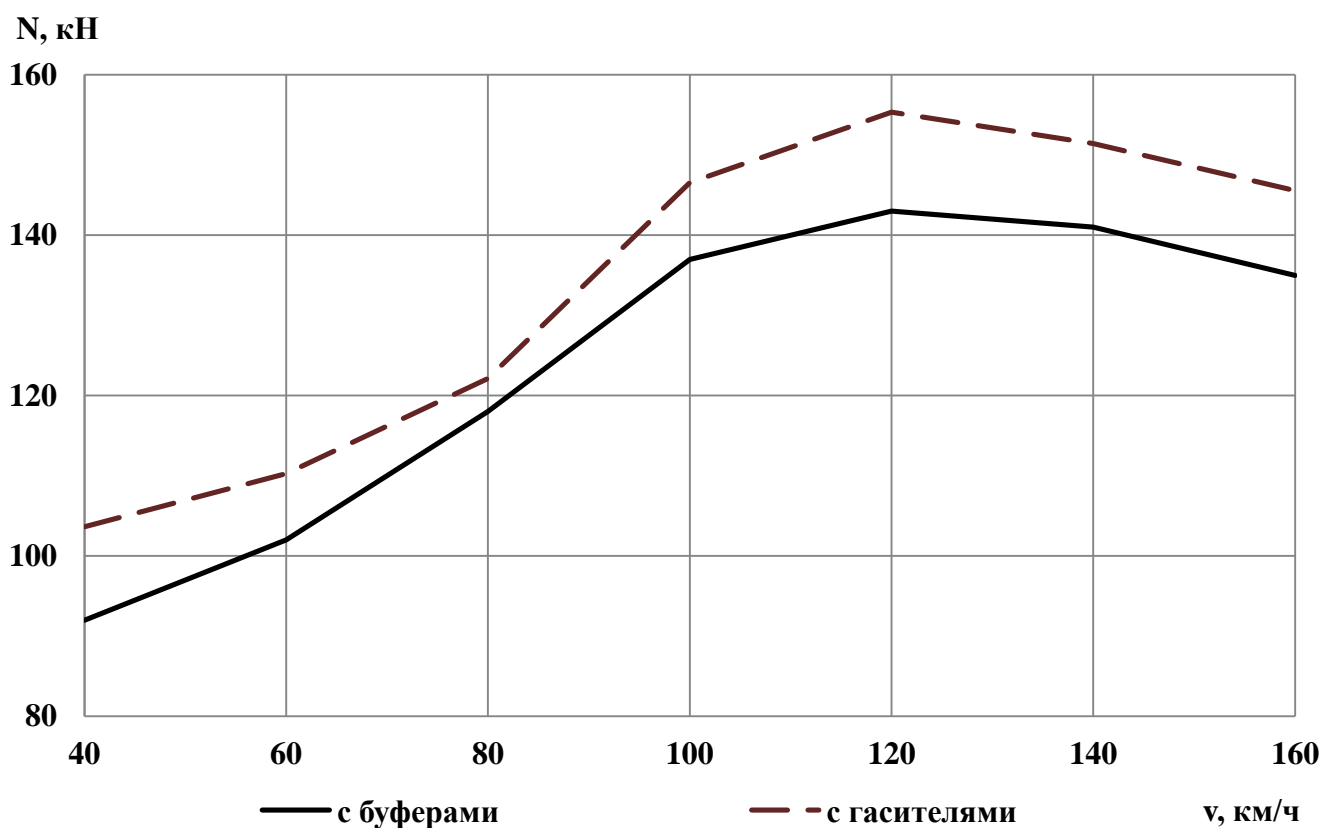
Рисунок 4.2 – Единичная неровность для определения критической скорости

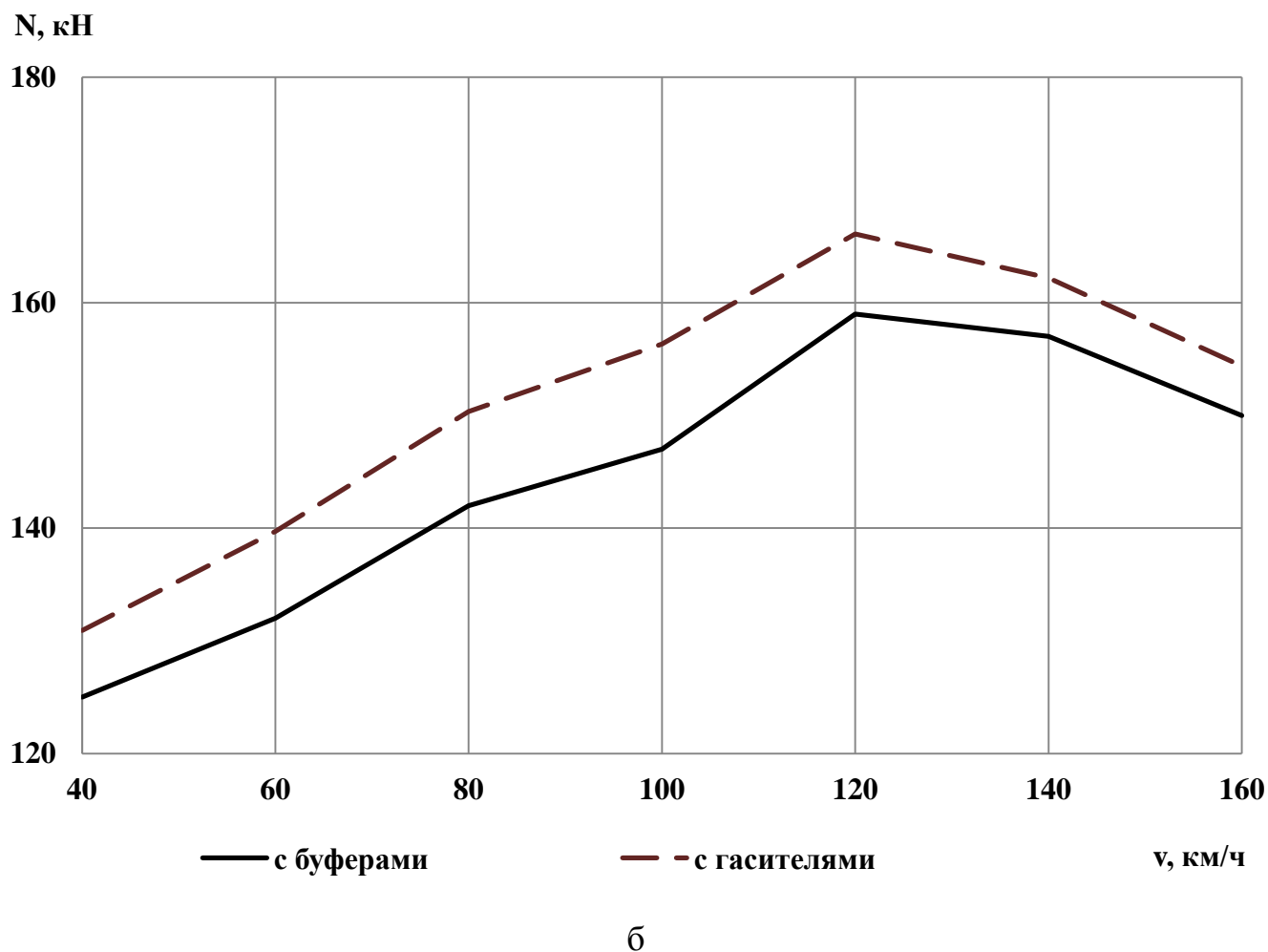
4.2 Оценка влияния предложенных конструктивных решений на показатели продольной динамики

Для оценки влияния предложенных конструктивных решений на продольную динамику рассматривалось движение:

- на прямом участке в скоростном интервале 40-160 км/ч с шагом 20 км/ч;
- на криволинейном участке в скоростном интервале 40-160 км/ч с шагом 20 км/ч;
- при трогании сцепа с места;
- на подъём с уклоном 0,04;
- при экстренном торможении со скорости 80 км/ч;
- при прохождении вагонов сортировочной горки с переломом 55‰ между плоскостями надвигной и спускной частей, сопряжёнными с вертикальной кривой радиусом 250 м.

На рисунке 4.3 приведены значения максимальных усилий, возникающих в сцепном устройстве вагонов при их движении по прямому и криволинейным участкам пути в диапазоне скоростей 40-160 км/ч.





а – движение по прямому участку пути; б – движение в кривых

Рисунок 4.3 – Зависимость максимальных усилий, возникающих в сцепном устройстве вагонов от скорости движения вагона

Анализ полученных результатов показал ухудшение показателей продольной динамики в прямой до 8,6 %, в кривых – до 6,3 %. Полученный результат объясняется уменьшением суммарной жёсткости упругих элементов, воспринимающих продольные усилия. Это происходит за счёт исключения из конструкции двух комплектов, состоящих из двух последовательно установленных пружин, установленных в стаканах буферных устройств.

В таблице 4.3 приведены значения максимальных продольных усилий, возникающих в сцепном устройстве вагона для дополнительных режимов движения и прохода горба сортировочной горки.

Таблица 4.3 – Значения максимальных продольных усилий, возникающих в сцепном устройстве вагона, кН

Режим движения	БСУ-3 с буферными устройствами	БСУ-3 без буферных устройств	БСУ-3 с гасителями колебаний
Трогание с места	320	387	350
Движение на подъем	224	254	242
Экстренное торможение	512	663	596
Проход перелома профиля	232	261	255

Анализ продольных усилий, возникающих в сцепных устройствах, показал, что наибольшие усилия наблюдаются при экстренном торможении сцепа.

Отказ от буферных устройств при сцепном устройстве БСУ-3 приводит к росту продольных усилий:

- при трогании с места на 20,93 %;
- при движении на подъём на 13,39 %;
- при экстренном торможении на 29,49 %;
- при прохождении сортировочной горки на 12,5 %.

Установка совместно с БСУ-3 гасителей колебаний позволяет снизить продольные усилия по сравнению с вариантом без буферных устройств:

- при трогании с места на 9,56 %;
- при движении на подъём на 4,72 %;
- при экстренном торможении на 10,11 %;
- при прохождении сортировочной горки на 2,30 %.

При установке совместно с БСУ-3 гасителей колебаний незначительно увеличиваются продольные усилия по сравнению с вариантом с буферными устройствами:

- при трогании с места на 9,37 %;
- при движении на подъём на 8,04 %;
- при экстренном торможении на 16,4 %;
- при прохождении сортировочной горки на 9,91 %.

4.3 Выводы по разделу 4

1. Проведена оценка предложенных конструктивных решений на показатели ходовой динамики. Анализ полученных данных показал, что замена буферных устройств на гидравлические гасители колебаний приводит к улучшению динамических показателей, получаемых в горизонтальной плоскости до 30,4 %, и незначительному улучшению динамических показателей в вертикальной плоскости.

2. Проведена оценка предложенных конструктивных решений на показатели ходовой динамики в кривых малого радиуса. Анализ приведенных данных показал, что замена буферных устройств на гидравлические гасители колебаний приводит к улучшению динамических показателей, получаемых в горизонтальной плоскости до 34,8 %.

3. Анализ результатов моделирования движения сцепа вагонов по прямым и кривым участкам пути со скоростями от 40 до 160 км/ч показал ухудшение показателей продольной динамики до 8,6 %.

4. Анализ результатов моделирования дополнительных режимов движения показал увеличение продольных усилий до 16,4 %.

Заключение

В диссертации в результате проведённого исследования получены следующие результаты:

1. Разработана уточнённая конечно-элементная модель несущей конструкции кузова пассажирского вагона, и проведена её верификация.
2. Разработана детализированная компьютерная модель сцепа вагонов поезда постоянного формирования, и проведена её верификация.
3. Исследовано влияние отсутствия буферных устройств на динамические характеристики пассажирских вагонов поездов постоянного формирования.
4. Разработаны конструктивные меры, способствующие улучшению динамических параметров пассажирских вагонов поездов постоянного формирования, не оборудованных буферными устройствами.
5. Разработана методика выбора рационального значения коэффициента сопротивления межвагонных гасителей колебаний.
6. Приведено обоснование рационального значения коэффициента сопротивления межвагонных гасителей.
7. Оценена эффективность предложенных конструктивных решений, обеспечивающих наибольший комфорт и безопасность пассажирских вагонов.

По итогам проведенных исследований можно сделать следующие рекомендации.

На вагонах поездов постоянного формирования при отказе от буферных устройств рекомендуется устанавливать гасители колебаний между концевыми балками на максимальном удалении от продольной оси. Для серийных вагонов ОАО «Тверской вагоностроительный завод» использовать параметры гасителей колебаний в пределах 30-35 кН·с/м. Для новых конструкций вагонов со значительно отличающимися характеристиками по массе и подвешиванию рекомендуется определять параметры по предлагаемой в работе методике, с расположением гасителей между концевыми балками смежных вагонов.

Перспективы дальнейшей разработки темы представляются возможными в следующих направлениях.

Для улучшения динамических характеристик отечественных вагонов поездов постоянного формирования целесообразно проведение исследований:

- по обоснованию, рациональных параметров поглощающего аппарата сцепного устройства;
- по анализу возможности использования одновременно нескольких из предложенных схем установки гасителей колебаний;
- по оценке влияния предлагаемых конструктивных изменений в конструкции межвагонных связей пассажирских вагонов на безопасность в аварийных ситуациях.

Список литературы

1. В поисках эффективных путей повышения уровня безопасности движения [Электронный ресурс]//Транспортная газета «Евразия Вести». – Режим доступа: <http://www.eav.ru/publ1.php?page=1&publid=2015-12a08>.
2. Болдырев А.П., Кеглин Б.Г. Расчет и проектирование амортизаторов удара подвижного состава. – М.: Машиностроение – 1, 2004. – 198 с.
3. Науменко, Н.Е. Моделирование аварийного соударения с преградой пассажирского поезда, оборудованного системой пассивной безопасности/ Н.Е. Науменко, И.Ю. Хижа// Техническая механика. — 2014. — № 4. — С. 65-74.
4. Лесничий, В.С. Влияние особенностей конструкций, параметров ходовых частей и межвагонных связей на устойчивость движения и ходовые качества вагонов высокоскоростных поездов: дис... к-та техн. наук/ Лесничий В.С. - СПб.: ПГУПС, 1999. – 115 с.
5. ОАО «ВНИИтрансмаш» [сайт производителя] – Режим доступа: <http://www.vniitransmash.ru>.
6. Беляев, В.И. Сцепные и автосцепные устройства железнодорожного подвижного состава/ В.И. Беляев, Д.А Ступин. – М.: Трансинфо, 2012. – 416 с.
7. Шадур, Л.А. Вагоны/ Шадур Л. А., Челноков И. И., Никольский Л. Н. и др.// Учебник для вузов ж.-д. тр-га./ Под ред. Л. А. Шадура. – 3-е изд. Перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1980. – 439 с.
8. ОАО «Тверской вагоностроительный завод» [сайт производителя] – Режим доступа: <http://www.tvz.ru>.
9. ПАО «Крюковский вагоностроительный завод» [сайт производителя] – Режим доступа: <http://www.kvsz.com>.
10. Приходько, В.И. Межрегиональные поезда повышенной комфортности локомотивной тяги – новое слово в пассажирском вагоностроении Украины/ В. И. Приходько, Е. Ф. Хворост, С. В. Лутонин, О. А. Шкабров и др.// Вагонный парк. – 2011. – № 7. – С. 14 – 18.

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

12. Коломийченко В.В. и др. Автосцепное устройство железнодорожного подвижного состава / В.В. Коломийченко, Н.А. Костина, В.Д. Прохоренков, В.И. Беляев. – М.: Транспорт, 1991. – 232 с.: ил.

13. Вагоны: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / Л. А. Шадур, И. И. Челноков, Л. Н. Никольский, Е. Н. Никольский, В. Н. Котуранов, П. Г. Проскурнев, Г. А. Казанский, А. Л. Спиваковский, В. Ф. Девятков; Под ред. Л. А. Шадура. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1980. — 439 с.

14. Нестеров Е.В. А.с. на изобретение 1654076. Ограждение межвагонного перехода/ Нестеров Е.В.; заявитель и патентообладатель Центральное конструкторское бюро транспортного машиностроения. - № 4707865/11; заявл. 21.06.1989. – 4 с.: ил.

15. Hubner [сайт производителя] – Режим доступа: <http://www.hubner-group.com>.

16. ООО «Агрегат» [сайт производителя] – Режим доступа: <http://www.agregat73.ru>.

17. ООО «Экс.Деталь» [сайт производителя] – Режим доступа: <http://perehod.eksdetal.ru>.

18. Конструирование и расчет вагонов: Учебник для ВУЗов ж.д. транспорта / Подред. В.В. Лукина. – М.: УМК МПС России, 2000. – 731с.

19. ОАО «Всероссийский научно-исследовательский институт транспортного машиностроения» [сайт производителя] – Режим доступа: <http://www.vniitransmash.ru>.

20. Антипин Д.Я. Оценка влияния беззазорных сцепных устройств на безопасность пассажирских поездов. Труды 53-й научной конференции МФТИ

«Современные проблемы фундаментальных и прикладных наук». Часть III. Аэрофизика и космические исследования. Том 2. – М.: МФТИ, 2010. С. 25-26.

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

22. Филиппов, В.Н. Дифференциальные уравнения процесса маневрового соударения восьмиосных вагонов/ В.Д. Хусидов, В.Н. Филиппов, Ю.А. Шмыров// Сборник МИИТа.– 1974.– Вып. 453.– С. 90.

23. Никольский, Л.Н., Кеглин, Б.Г. Амортизаторы удара подвижного состава/ Л.Н. Никольский, Б.Г. Кеглин.– М.: Машиностроение, 1986.– 144 с.

24. Болдырев, А.П. Характеристики перспективных поглощающих аппаратов при переходных режимах движения поезда/ А.П. Болдырев, А.М. Гуров, Э.А. Фатьков// Железнодорожный транспорт.– 2007 г.– №1.– С. 40-42.

25. Wu, Q., Longitudinal train dynamics: an overview. Vehicle System Dynamics/ Q. Wu, M. Spiriyagin, C. Cole// International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. – 2016. – p. 1688-1714.

26. Belforte, P., Numerical and experimental approach for the evaluation of severe longitudinal dynamics of heavy freight trains/ P. Belforte, F. Cheli, G. Diana, S. Melzi// Vehicle System Dynamics, v 46, n SUPPL.1, In Memory of Joost Kalker – 2008, p. 937-955.

27. Tianwei, Q., Influence of Coupler and Buffer on Dynamics Performance of Heavy Haul Locomotive/ Q. Tianwei, M. Weihua, W. Dong, L. Shihui// The Open Mechanical Engineering Journal, – 2015, 9, p. 1033-1038.

28. Powell, J. P., Passenger Stability Within Moving Railway Vehicles: Limitson Maximum Longitudinal Acceleration/ J. P. Powell, R. Palacin// Urban Rail Transit – 2015, 1(2), p. 95–103.

29. Sebeşan, I., The use of ringfeder characteristics for evaluation of longitudinal dynamic forces in train/ I. Sebeşan, C. Crăciun, A. M. Mitu// U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 76, Iss. 2, – 2014.

30. Петров, Г.И. Имитационное моделирование сил взаимодействия экипажа и пути/ М.Ф. Вериги, Г.И. Петров, В.В. Хусидов// Бюллетень ОСЖД, Варшава.– 1995.–№ 6.– С. 3-8.
31. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. Под ред. С.В.Вершинского.– М., «Транспорт», 1991.– 360 с.
32. Коган А.Я. Устойчивость бесстыкового пути по условию сдвига рельсошпальной решетки под проходящими поездами с учетом трения [Текст] / Коган А.Я., Суслов О.А., Полещук И.В. // Вестник ВНИИЖТ. 2012. №2. С. 22-26.
33. Сакало, А.В. Применение программного модуля «UM Rolling Contact Fatigue» для моделирования накопления контактно-усталостных повреждений в колёсах железнодорожного подвижного состава/ А.В. Сакало, В.И. Сакало, С.Б. Томашевский// Тез. докл. II научно-техн. семинара, компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. 9-10 апреля 2014 г.– Брянск.
34. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Хусидов В. Д. Динамика вагона: Учебник для вузов ж.д. трансп. / Под ред. С. В. Вершинского — 3 изд. перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1991. — 360 с.
35. Винокуров, М.В. Исследования колебаний и устойчивости вагонов Текст.: сб. науч. тр. / М.В. Винокуров. – Днепропетровск.– 1939.– вып. 12.– 392 с.
36. Хохлов, А.А. Динамика сложных механических систем/ А.А. Хохлов. М.: МИИТ.– 2002.– 172 с.
37. Анисимов, П.С. Влияние конструкции и параметров тележек на износ колес и рельсов // Железнодорожный транспорт.– 1999.– № 6.– С. 38 - 42.
38. Савоськина, А.Н. Прочность и безотказность подвижного состава железных дорог/ Под общ. ред. А.Н. Савоськина. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
39. Филиппов, В.Н. Извилистое движение экипажа с нелинейными силовыми и кинематическими связями/ В.Н. Филиппов, В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов// Вестник ВНИИЖТ.– 1971.– № 3.– С. 20-23.
40. Киселев, В.И. Закономерность возникновения виброударных колебаний в тяговых электрических приводах локомотивов: Автореф. дис. докт. техн. наук. М.: 1992.– 40 с.

41. Петров, Г.И. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ-ЦНИИ / Под ред. А.А. Хохлова. М.: МИИТ.– 2001 г. – 160 с.
42. Короткевич М. А. Расчет и конструирование вагонов [Текст]: Учеб. для машиностроительных вузов. Ч. 3. Теория вагона / М.А. Короткевич. - М. : Машгиз, 1939 г. - 303 с.
43. Львов А.А. Современные методы исследований динамики вагонов // А.А. Львов, Л.О. Грачева - Труды ВНИИЖТ, 1972, вып. 457. 157 с.
44. Черкашин, Ю.М. Расчет поперечных колебаний жидкости и боковой качки цистерн при неполном наливе. М.: Вестник ВНИИЖТ.– 1970.– № 5.– С.31-37.
45. Ромен, Ю.С. Колесная пара для изучения сил взаимодействия между рельсовым экипажем и путем // В кн. Rail vehicle dynamics and associated problems. ISBN 83-7335-239-2. Gliwice: Silesian University of Technology.– 2005.– С. 115-121.
46. Челноков, И.И. Эстлинг, А.А. Расчет рессорного подвешивания. Часть II. Учебное пособие.– Л.: ЛИИЖТ.– 1969.– 23 с.
47. Бороненко, Ю.П. Тележка для грузовых вагонов, дружественная к пути/ Ю.П. Бороненко, А.М. Орлова// Сб. докладов научн.-практ. конф. Инновационные проекты, новые технологии и изобретения. Щербинка.– 2005.– С.181-183.
48. Соколов, М.М. Динамическая нагруженность вагона / М.М. Соколов, В.Д. Хусидов, Ю. Г. Минкин. М.: Транспорт.– 1981.– 207 с.
49. Юхневский, А.А. Влияние формы контура поперечного сечения кузова вагона на величину изгибной жесткости/ В кн.: Транспортное машиностроение. М.: 1974.– 16.– С.13-15.
50. Доронин, И.С. Улучшение динамических характеристик железнодорожных экипажей с гибкими кузовами в вертикальной плоскости/ И.С. Доронин, А.Н. Щербаков, И.И. Вучетич, В.В. Василевский//Вестник ВНИИЖТ.– 1984.– №4.– С. 38-40.
51. Скачков, А.Н. Определение характеристик буксового подвешивания с односторонними поводковыми связями/ А.Н. Скачков, А.А. Семенов, А.В. Зайцев// Тверь: Деп. в ВИНТИ.– 2011.– № 99-В2011.–7 с.

52. Березин, В.В. Теоретические исследования ходовых качеств шестиосного локомотива с новыми конструкциями радиальной установки колесных пар/ В.В. Березин, Ю.В. Демин, В.С. Коссов и др.// Труды ВНИТИ. Коломна.– 1997.– вып. 76.– С. 44-59.

53. Кобищанов, В.В. Оценка динамической нагруженности несущих конструкций кузовов пассажирских вагонов/ В.В. Кобищанов, Д.Я. Антипин, А.Л. Забелин // Труды IV научно-практической конференции «Безопасность движения поездов». МГУПС (МИИТ).– 2003.– С. 34-41.

54. Погорелов, Д.Ю. Введение в моделирование динамики систем тел: Монография Текст. Брянск: БГТУ.– 1997.– 156 с.

55. Селинов, В.И. Проектирование подвешивания вагонов: учеб. пособие/ В.И. Селинов. Брянск: БГТУ.– 1999.– 251 с.

56. Ефимов, В.П. Исследование динамических качеств полувагона с глухим скругленным низом кузова/ В.П. Ефимов, А.Э. Павлюков, В.А. Ивашов, С.В. Васильев //Подвижной состав 21 века идеи, требования, проекты. Сб. научн. статей/ Санкт-Петербург: ПГУПС.– 2000.– С. 106 - 114.

57. Бачурин, Н.С. Нагруженность несущих элементов кузова трамвайного вагона/ Н.С. Бачурин, Н.Л. Иванов, К.М. Колясов// Безопасность движения, совершенствование конструкций вагонов и ресурсосберегающих технологий в вагонном хозяйстве. Екатеринбург: УрГУПС.– 2007.

58. Лазарян, В.А. О математическом моделировании движения поезда по переломам продольного профиля пути./ В.А. Лазарян, Е.П. Блохин// В кн.: Совершенствование норм проектирования железных дорог.– М.: Транспорт. 1974.– с. 83 - 123.

59. Ушкалов, В.Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей/ В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, С.Ф. Редько/ Киев: Наукова думка.– 1982.– 360 с.

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

61. Carlbom, P. Passengers, seats and carbody in rail vehicle dynamics. *Vehicle Syst. Dyn.* 17th IAVSD Symposium of Vehicles on Roads and Tracks, Copenhagen, Denmark. – 2002.– № 37. – P. 290–300.
62. J. Zhou, R. Goodall, L. Ren, et al. Influences of car body vertical flexibility on ride quality of passenger railway vehicles [J] *Proceeding of the institution of mechanical engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit.*– 2009.– № 223(5). – P. 461–471.
63. Wickens, A. H. Steering and stability of the bogie: vehicle dynamics and suspension design. *Proc. Inst.Mech. Eng., Part F, J. Rail Rapid Transit.* – 1991. – № 205. – P. 109–122.
64. Universal Mechanism [сайт производителя] – Режим доступа: <http://www.umlalab.ru/pages/index.php?id=1>.
65. Шадур, Л.А. Вагоны: Конструкция, теория и расчет/ Л.А. Шадур, И.И. Челноков, Л.Н. Никольский, Е.Н. Никольский,, П.Г. Проскурнев, В.Н. Котуранов и др.; / Под ред. Л.А. Шадура. 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Транспорт, 1980. – 440 с.
66. Котуранов, В.Н. и др. Нагруженность элементов конструкции вагона. – М.: Транспорт, 1991. – 238 с.
67. Филиппов, В.Н. Расчет на прочность котлов цистерн для перевозки сжиженных газов/ В.Н. Филиппов, А.В. Смольянинов, В.П. Мальцев/ *Газовая промышленность.*- 1989.-№5.- С. 56-59.
68. Беспалько, С.В. Определение статической и динамической нагруженности грузового помещения цистерны для перевозки криогенных продуктов: автореф. дис... канд. техн. наук/ С.В. Беспалько: – М., 1990. – 22 с.
69. Воронин, Н.Н. Применение математических методов и ЭВМ при анализе и оценке эксплуатационной прочности сварных конструкций/ Н.Н. Воронин, С.Н. Киселев, Ю.Н. Аксенов/ *Информационные материалы: СЭВ.* Киев: ИЗС им. Патона.- 1989. Вып.1 (35). - С.25-31.
70. Третьяков, А.В. Метод исследования напряженно-деформированного состояния экипажа с резервуаром для перевозки жидких грузов/ А.М. Соколов, А.А. Битюцкий, А.В. Третьяков // *С.Петербургский ЦНТИ*, 1993.– № 397.– 2с.

71. Черкашин, Ю.М. Разработка методики оценки ресурса несущих конструкций вагонов прошедших капитально - восстановительный ремонт / Ю.М. Черкашин., С.Д. Коршунов, Д.Я. Антипин // Вестник ВНИИЖТ. – 2011. – №1. – С. 19-22.
72. Бороненко, Ю.П. Расчёт узлов вагонов на прочность МКЭ/ Ю.П. Бороненко, А.В. Третьяков, Г.Е. Сорокин // Учебное пособие и руководство к использованию учебных пакетов программ.– Л.: ЛИИЖТ, 1991.– 39 с.
73. Битюцкий, А.А., Применение метода суперэлементов к расчету конструкций вагонов/ А.А. Битюцкий, О.Н. Петров, С.В. Павлов// Динамика вагонов: Сб. научн. тр., Л.: ЛИИЖТ, 1984 г. С. 46-55.
74. Соколов, М.М. Динамическая нагруженность вагона/ М.М. Соколов, В.Д. Хусидов, Ю.Г. Минкин.– М.: Транспорт, 1981.
75. Третьяков, А.В. Метод исследования напряженно-деформированного состояния экипажа с резервуаром для перевозки жидких грузов/ А.М. Соколов, А.А. Битюцкий, А.В. Третьяков // С.Петербургский ЦНТИ, 1993.– № 397.– 2с.
76. Юхневский, А.А., Кобищанов В.В. Оценка прочности кузова пассажирского вагона // Тез. докл. 53-й науч. конф. проф. препод, состава БГТУ. Брянск, 1996.– ч.1.– С. 38
77. Гончаров, Д.И. Проведение исследований по оценке несущей способности кузова головного вагона электропоезда Эг2Тв/ Д.И. Гончаров, П.С. Ломаков, А.А. Юхневский, А.А. Смирнов// в сб.: «Проблемы и перспективы развития вагоностроения», Материалы V Всероссийской научно-практической конференции. – Брянск: БГТУ, 2014.– С. 57-60.
78. Коршунов, С.Д. Комплексные испытания, оценка несущей способности и остаточного ресурса специализированного пассажирского вагона/ С.Д. Коршунов, О.А. Ворон. – Вестник РГУПС, Ростов на Дону, 2014, № 1, – С. 8-13.
79. Гончаров, Д.И. Исследования влияния конструктивных особенностей на прочность рам тележек безлючного типа для пассажирских вагонов/ Д.И. Гончаров, В.В. Василевский, А.А. Юхневский и др// Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты. VI Международная научно-техническая конференция.– СПб., 2011. – С. 142-145

80. Волохов, Г.М. Обоснование усредненного эквивалентного нагружения маневрового локомотива для условий горочной эксплуатации / Г.М. Волохов, М.В. Загорский// Тр. ВНИТИ МПС/ Коломна, 1999.– Вып. 79.– С. 82 - 87.
81. Оганьян, Э.С. Оценка остаточной долговечности рам тележек магистральных тепловозов/ Э.С. Оганьян, Б.Б. Бунин // Тр. ин-та ВНИКТИ 2002. Вып.81.– С. 2-11.
82. Кобищанов, В.В. Выбор рациональной конструкции двухслойной обшивки боковых стен пассажирских вагонов/ В.В. Кобищанов, Д.Я. Антипин, Д.Ю. Расин, А.М. Высоцкий// Вестник БГТУ.– 2014.–№4.
83. Лозбинец, В.П. Актуальные направления исследований в области проектирования вагонов/ В.П. Лозбинец, Ф.Ю. Лозбинец// Вестник БГТУ.– 2012. №1.– С. 41-49.
84. Лапшин, В.Ф. Прогнозирование прочности и долговечности вагонов для перевозки коррозионно-активных грузов: Дисс... докт. техн. наук/ В.Ф. Лапшин.– Екатеринбург: УрГУПС, 2003.– 421 с.
85. Колясов, К.М. Влияние профиля обшивки на допускаемое количество циклов нагружения полувагона накладной вибромашиной / К.М. Колясов, В.Ф. Федорович// Инновационный транспорт. – Екатеринбург: УрГУПС, 2015. – С. 38-41.
86. Бачурин, Н.С. Нагруженность несущих элементов кузова трамвайного вагона/ Н.С. Бачурин, Н.Л. Иванов, К.М. Колясов// Безопасность движения, совершенствование конструкций вагонов и ресурсосберегающих технологий в вагонном хозяйстве. Екатеринбург: УрГУПС. – 2007.
87. Hanson, D. An in-service dynamic model of a diesel railcar from operational modal analysis and finite-element model updating/ D. Hanson, M. Winton, R. B. Randall1, R. A. J. Ford, D. J. Thompson, T. P. Waters, J. Antoni// Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. – 2008. – Vol. 222. – P. 313-320.
88. Wu, P. Dynamic response analysis of railway passenger car with flexible carbody model based on semi-active suspensions/ P. Wu, J. Zeng, H. Dai//Vehicle System Dynamics. – 2004. – Vol. 41, P. 774-783.

89. Zhou, J. Influences of car body vertical flexibility on ride quality of passenger railway vehicles/ J. Zhou, R. Goodall, L. Ren¹, H. Zhang // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. – 2009. – Vol. 223. – P. 461-471.
90. Soukup J. Vertical vibration of the vehicle model with higher degree of freedom/J. Soukup, J. Skocilas, B. Skocilasova // Procedia Engineering. – 2014. – No 96, P. 435 – 443.
91. Ribeiroa, D. Finite-element model calibration of a railway vehicle based on experimental modal parameters/ D. Ribeiroa, R. Calçadab, R. Delgadob, M. Brehmc, V. Zabd// Vehicle System Dynamics. – 2013. – Vol. 51, No. 6, P.821 – 856.
92. Программный комплекс моделирования динамики систем тел «Универсальный механизм» версия 3.0. Руководство пользователя. – Брянск, 2006.
93. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1983.-260 с.
94. Вершинский, С.В. Динамика вагона/С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, И.И. Челноков. – М.: Транспорт, 1972. – 353 с.
95. ГОСТ 9036-88 Колеса цельнокатаные. Конструкция и размеры.
96. Азарченков, А.А. Разработка методики оценки аварийной нагруженности пассажирских вагонов при продольных соударениях: Дис. канд. техн. наук: 05.22.07/А.А. Азарченков. – Брянск, 2005. – 114 с.
97. Изыскания и проектирование железных дорог: учебник для вузов ж-д транспорта / А.В. Горинов, И.И. Кантор, А.П. Кондратченко, И.В. Турбин – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1979. – Т. I. – 319 с.
98. РД 32.68-96 «Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. М.: ВНИИЖТ, 1997, 20 с.
99. Черняк, А.Ю. Моделирование случайных возмущений в системе «рельсовый экипаж – путь» Вест. Восточноукр. нац. ун-та. им. В. Даля. – Луганск, 2003. – №9. – С. 173-177.

100. Ашуркова, С.Н. Обоснование применения гибридных моделей кузовов пассажирских вагонов/ С.Н. Ашуркова, Е.С. Чечулин// Современные инновации в науке и технике. Сборник научных трудов 6-ой Международной научно-практической конференции. – Курск: ЗАО «Университетская книга», 2016. – С. 30-33.

101. Craig, R.R., Jr., and Bampton, M.C.C. Coupling of substructures for dynamic analysis, AIAA Journal, Vol. 6, No. 7, 1968, – P. 1313-1319.

102. Сорокин, Е.С., Муравский Г.Б. Об учете упругих несовершенств материалов методами теории наследственной упругости/ Е.С. Сорокин, Г.Б. Муравский //Строительная механика и расчет сооружений. –1975. – №4 (100) – С. 52-58.

103. Weinstock, H.: Wheel climb derailment criteria for evaluation of rail vehicle safety. Paper No.84-WA/RT-1, Winter Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers, November 1984.

104. Чечулин, Е.С. Анализ влияния параметров межвагонного перехода на динамические характеристики отечественного пассажирского вагона/ Е.С. Чечулин// Будущее машиностроения России: сб. тр. Всерос. конф. молодых ученых и специалистов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – С. 272-273.

105. Чечулин, Е.С. Обоснование технических решений по снижению уровня колебаний виляния кузовов пассажирских вагонов/ Е.С. Чечулин// Современные проблемы машиноведения: тез. докл. IX Междунар. науч.-техн. конф. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2012. – С. 21-22.

106. Чечулин, Е.С. Исследование динамических параметров пассажирских вагонов оборудованных модернизированными межвагонными связями / Е.С. Чечулин// Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы междунар. науч.-техн. конф. молод. ученых. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2012. – С. 57.

107. Чечулин, Е.С. Оценка безопасности пассажирских вагонов, оборудованных модернизированными межвагонными связями/ Е.С. Чечулин// XXIV Международная инновационно-ориентированная конференция молодых

ученых и студентов «Актуальные проблемы машиноведения» (МИКМУС - 2012): Труды конференции. – М.: ИМАШ РАН, 2012. – С. 197-200.

108. Чечулин, Е.С. Исследование влияния параметров межвагонных связей на переходные процессы движения пассажирского подвижного состава/ Е.С. Чечулин// Будущее машиностроения России: сб. тр. Всерос. конф. молодых ученых и специалистов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. – С. 282-283.

109. Чечулин, Е.С. Влияние конструкции межвагонных связей пассажирских вагонов на их динамические характеристики/ Е.С. Чечулин, Д.Я. Антипин, В.В. Кобищанов, Д.Ю. Расин// Вестник Брянского государственного технического университета. – 2014. – №4. – С. 28-31.

110. Чечулин, Е.С. Анализ влияния дополнительных межвагонных связей на безопасность пассажирских вагонов постоянного формирования/ Е.С. Чечулин// Сборник материалов Всерос., научно-практической конференции «Информационно-телекоммуникационные системы и технологии» [Электронный ресурс]. – «Кемерово: Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева», 2015. – С. 527-529.

111. Чечулин, Е.С. Обоснование выбора конструктивных решений межвагонных гасителей колебаний виляния/ Е.С. Чечулин// Проблемы и перспективы развития вагоностроения. Материалы VII Всероссийской науч.-практ. конф. [Текст] + [Электронный ресурс]/ под ред. В.В. Кобищанова. – Брянск: БГТУ, 2016. – С.152 – 156.

112. Kobishchanov, V. Justification of technical solutions of intercar gangway based on solid-state mathematical modeling/ Kobishchanov, V., Antipin, D., Chechulin, E., Kolyasov, K.// Proceedings of 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems, MEACS 2015. – 2016. – P. 7414893.

113. Ковалев Р.В., Котов С.В., Симонов В.А., Погорелов Д.Ю. Влияние параметров буксовых адаптеров для тележки типа 18-100 на показатели износа бандажей колесных пар и устойчивость движения грузовых вагонов. Вестник БГТУ. №1 (1). Брянск, 2004. – С. 147-155.