

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

На правах рукописи



ПИСАРЕНКО ВАДИМ ВАЛЕРЬЕВИЧ

**ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ
ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ТЕЛЕЖКИ ВАГОНОВ**

Специальность: 05.22.07 - Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
Доктор технических наук, профессор
Петров Геннадий Иванович

Москва - 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 ОБЗОР СОВРЕМЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ ДИНАМИКИ ВАГОНА	9
1.1 История такой науки как динамика вагона	9
1.2 Анализ работ, посвящённых математическому моделированию подвижного состава	12
1.3 Анализ программных комплексов для моделирования динамики подвижного состава	16
1.4 Выводы по разделу 1.....	20
2 МОДЕЛИ ТЕЛЕЖЕК.....	22
2.1 История вагоностроения.....	22
2.2 Основные тенденции улучшения технических параметров ходовых частей грузовых вагонов.....	29
2.3 Выводы по разделу 2.....	44
3 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ЭКИПАЖА ...	46
3.1 Расчетная схема математической модели.....	46
3.2 Реализация силовых элементов в программном комплексе «Универсальный механизм».....	49
3.3 Оценка устойчивости движения колесных пар.....	60
3.4 Взаимодействие колеса с рельсом при качении	62
3.5 Выводы по разделу 3.....	67
4 ПУТИ МОДЕРНИЗАЦИИ ТЕЛЕЖКИ МОДЕЛИ 18-100.....	68
4.1 Вариант модернизации тележки грузового вагона модели 18-100.....	68
4.2 Расчет нагрузок, действующих на направляющие ролики при прохождении тележки кривого участка пути	76
4.3 Выбор геометрических размеров направляющего ролика	87
4.4 Расчет направляющих опорных балок на прочность	91
4.5 Выбор упругого элемента в конструкции направляющих роликов.....	98
4.6 Расчет усилий, передаваемых на скользящую надрессорной балки	101
4.7 Выводы по разделу 4.....	104
5 КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ВАГОНА	105
5.1 Исходные данные для проведения компьютерного моделирования	105

5.2 Результаты эксперимента	108
5.2.1 Анализ минимальных значений рамной силы	108
5.2.2 Анализ минимальных значений коэффициента запаса устойчивости от выкатывания колесной пары на головку рельса	113
5.2.3 Анализ максимальных значений боковых сил.....	117
5.2.4 Анализ максимальных значений забегания боковых рам.....	120
5.2.5 Анализ показателя износа колёс по удельной работе сил трения в системе колесо-рельс	126
5.2.6 Анализ показателя предельного значения коэффициентов динамики рессорного куплета	132
5.3 Выводы по разделу 5.....	136
6 ОЦЕНКА УВЕЛИЧЕНИЯ МЕЖРЕМОНТНОГО ПРОБЕГА И ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТА ОТ ПРОВЕДЕННОЙ МОДЕРНИЗАЦИИ	138
6.1 Определение износа основных трущихся поверхностей	138
6.2 Экономический эффект от вносимых предложений	145
6.3 Расчет количества отцепок в текущий ремонт для базовой и модернизированной тележки	146
6.4 Определение стоимости модернизации тележки модели 18-100 в условиях депо	147
6.5 Выводы по разделу 6.....	154
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	155
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	158

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Железнодорожный транспорт является одним из основных видов транспорта общего пользования Российской Федерации. В 2017 году грузооборот на железнодорожном транспорте составил 2454 млрд. т/км [50]. На долю железных дорог Российской Федерации приходится 45 % от общего объема грузооборота страны. Уступает железнодорожный транспорт по себестоимости, лишь трубопроводному и морскому.

Согласно прогнозу роста объёмов грузов, прирост перевозок грузов железнодорожным транспортом к 2019 году составит 13 %, а к 2020 году 26 % [50].

Серьезное увеличение в грузообороте ставит перед конструкторами задачу по созданию новых инновационных вагонов с увеличенной осевой нагрузкой.

«В целях развития железнодорожного транспорта Правительство Российской Федерации издало Распоряжение от 17.06.2008 № 877-р «О Стратегии развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года» [59].

В данной Стратегии указаны следующие направления развития:

- «- осевые нагрузки 27-30 тонно-сил;
- скорость движения до 140 км/ч;
- снижение тары грузового вагона на 25 процентов;
- создание специализированных вагонов для маршрутных поездов с нагрузкой 27 – 30 тонно-сил/ось и 8,5 – 9,5 т/м;
- увеличение наработки грузового вагона на отказ на 30 - 40 %» [59].

Увеличение скоростей движения и нагрузки на ось приводит к повышенному износу ходовых частей грузового вагона. Из-за повышенного износа увеличивается простой вагонов по причине высокой трудоемкости работ и нехватки запасных частей на ремонтных предприятиях. Вследствие чего транспортные компании и ОАО «РЖД» несут огромные убытки.

По состоянию на 2018 год на территории России и стран СНГ, основная часть железнодорожного подвижного состава эксплуатируется на тележках модели 18-100. Многолетний опыт эксплуатации данной тележки показал, как преимущества, так и недостатки данной конструкции. В течение последних 20 лет конструкция данной тележки изменялась и модернизировалась, но дальнейшая эксплуатация вызвала новые недостатки. В настоящее время данную тележку пытаются заменить на более новые и современные тележки Barber S-2-R, Motion Control. Данные тележки сложнее в конструкции и намного дороже. Из-за дорогостоящих запасных частей на данные тележки, простой вагона становится не меньше, а даже больше. Замена всех тележек модели 18-100 на современные модели потребует порядка 50 лет. Вследствие вышеизложенного, рационально задуматься о модернизации уже существующих тележек модели 18-100 [63].

Осуществление компьютерных многовариантных экспериментов по оценке рациональности решений по модернизации тележки проходит с использованием программного комплекса «Универсальный механизм», SMath Studio, Maxima. Программный комплекс «Универсальный механизм» уже зарекомендовал себя как надежный и эффективный инструмент для компьютерного моделирования различных режимов движения подвижного состава. Большая часть ходовых частей современных локомотивов и вагонов были испытаны с использованием данной программы. Программный комплекс Smath Studio является достаточно перспективным отечественным программным комплексом для решения технических задач [35].

Степень разработанности темы. На протяжении многих лет исследований формировались основные направления такой науки, как динамика вагона. Таких направлений множество — это колебания системы твердых тел в вертикальной и горизонтальной плоскости, воздействие колебаний вагона на организм человека, виброизоляция, воздействие вагона на путь и др.

В данных направлениях работали многие ученые такие как: В.И. Лопушинский, С.В. Вершинский, В.Д. Хусидов, В.Н. Данилов, Г.И. Петров. В работах данных ученых уделялось большое внимание развитию методов оценки динамики железнодорожного транспорта [1, 2, 3, 10, 11, 47, 74, 75, 76, 77, 78, 79, 80].

Вопросами колебаний подвижного состава и совершенствования ходовых частей вагона занимались отраслевые и академические вузы в г. Москве (ВНИИЖТ и РУТ (МИИТ)), в г. Санкт-Петербурге (ПГУПС), Брянский государственный технический университет (БГТУ) и ряд других учебно-научных организаций.

В настоящее время можно выделить несколько методов оценки динамики подвижного состава. Основным методом является математическое моделирование. Данный метод универсален в области исследований колебаний. К примеру, в Брянском государственном техническом университете был разработан программный комплекс «Универсальный механизм» профессором Д.Ю. Погореловым. При помощи данной программы будет проводиться моделирование движения вагона на стандартных и модернизированных тележках [55, 56, 57].

Данный программный комплекс позволяет решать многоуровневые задачи по прогнозированию, оптимизации динамических параметров и многое другое. Главная трудность в использовании данного программного комплекса является создание уточненной математической модели.

Цель и задачи диссертации. Целью данной диссертации является увеличение межремонтного пробега вагона с улучшением динамических показателей грузового вагона за счет снижения вибраций и изменений конструкции тележки.

Для реализации данной задачи необходимо:

- проанализировать научные публикации, посвящённые теоретическим и практическим исследованиям конструкции тележки модели 18-100;

- проанализировать научные публикации, посвящённые теоретическим и практическим исследованиям конструкции тележки модели Barber S-2-R и Motion Control;

- предложить новую конструкцию тележки с улучшенными динамическими качествами;

- выполнить теоретический расчет с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» (далее – ПК «Универсальный механизм») тележки новой конструкции;

- сравнить показатели динамики данной тележки с показателями тележек Barber S-2-R и Motion Control;

- выполнить расчет технико-экономических показателей обоснования технических решений.

Научная новизна. Научная новизна заключается в разработке уточнённой модели грузового вагона на тележках с роликовыми направляющими. Данная модель может в точности описать движение вагона на данных тележках на прямом и кривом участке пути с неровностями разного вида, которые могут быть заданы как функций случайной величины, так и с помощью тригонометрических функций.

Теоретическая и практическая значимость работы. Теоретическая значимость заключается в разработке математической модели грузового вагона на новых модернизированных тележках:

- выполнить оценку влияния роликовых направляющих на динамические характеристики вагона в сочетании с допустимыми износами в тележке;

- выбрать рациональные размеры геометрических параметров роликовых направляющих и опорных поверхностей.

В результате компьютерных испытаний предложены технические решения по увеличению наработки грузового вагона до отказа. Проведена оценка экономического эффекта от проведения модернизации тележки грузового вагона.

Методология и методы исследования. В данной диссертации использован классический подход при решении задач на повышение динамических качеств ходовых частей, с построением уточненной математической модели в ПК «Универсальный механизм».

На защиту выносятся:

- уточнённая компьютерная модель тележки модели 18-100, созданная в ПК «Универсальный механизм», с установленными на раме тележки направляющими роликами;

- методика выбора рациональных параметров направляющих роликов;

- оценка влияния направляющих роликов на ходовые и динамические свойства грузового вагона.

Степень достоверности работы. Достоверность подтверждается идентичными результатами компьютерного моделирования движения грузовых тележек подобной конструкции в кривых и на прямых участках пути.

Результаты исследований. Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на заседаниях кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» по окончании каждого учебного года, а также на международной конференции «Современные проблемы железнодорожного транспорта» 05.03.2019.

Публикации. Основные результаты выполненных исследований опубликованы в 10 печатных работах, в том числе 3 работы из которых опубликованы в журналах, включенных в перечень ВАК при Минобрнауки России.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, 6 разделов, заключения, списка использованной литературы, содержит 166 страниц основанного машинописного текста, 97 рисунков и 45 таблицы.

1 ОБЗОР СОВРЕМЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ ДИНАМИКИ ВАГОНА

1.1 История такой науки как динамика вагона

Объектом исследования такой науки как динамика вагона является изучение упруго-диссипативных характеристик подвижного состава, так как именно эти характеристики оказывают большее влияние на движение вагона.

Известные российские ученые А.М. Годыцкий-Цвирко, А. П. Бородин, Н.Е. Жуковский, Н.П. Петров, а также зарубежные исследователи Х. Хейман, Г. Марье, в своих трудах нашли решение ряда фундаментальных задач в механике железнодорожного транспорта [28, 78].

К примеру, в лаборатории под руководством А.П. Бородина экспериментально были изучены колебания паровоза и впоследствии разработаны методики линейных испытаний паровозов, а с 1883 г. в России начали использоваться динамометрические вагоны для исследования движения поездов [40].

В работах Н.П. Петрова была изложена методика изучения вертикальных сил, возникающих от колебаний грузового вагона, методика изучения взаимодействия железнодорожного пути и подвижного состава. Им была разработана теория расчета сил воздействия колеса на рельсовое полотно и определения напряжений в зоне контакта с рельсом, сформирована теория для расчета задач в системе «колесная пара – путь» [12].

Дальнейшее развитие динамики вагона как науки о взаимодействии деталей и узлов вагона была продолжена в работах Н.Е. Жуковского. Он разделил колебания на виды и сформулировал методику определения частот свободных колебаний подвижного состава. В своих работах Н.Е. Жуковский определял силы трения поверхности катания колес о рельс и влияние данных сил на безопасность движения экипажа [15].

Разработкой методики описания движения колесной пары занимался также Ф. Картер. В 1926 г. он выдвинул гипотезу о наличии зоны упругого скольжения колес (крипа) [22].

Данное открытие позволило описать более точное движение колесной пары с помощью дифференциальных уравнений, что значительно облегчило их анализ.

Г. Марье посветил свои научные исследования физическим процессам колебаний железнодорожных экипажей, в которых особое внимание уделял роли трения, которое выступает в роли демпфера. Он рассмотрел шесть видов колебаний подвижного состава, в которые входили свободные колебания и вынужденные. Г. Марье первый ученый, который приступил к изучению такого показателя как плавность хода и влияние этого показателя на пассажиров. В своих расчетах, а именно оценке ускорений кузова вагона, Г. Марье рекомендовал увеличить статический прогиб рессорного комплекта тележки, для повышения плавности хода [28].

Под руководством профессора С.В. Вершинского и Л.А. Шадура была сформирована команда ученых, которые в своих работах особое внимание уделили вопросам динамики экипажа, рассмотрев влияние неровности пути, сделав акцент на несимметричное размещение крупного груза и предложив путь по уменьшению износа колес. В данных исследованиях была получена оценка безопасности движения подвижного состава при отклонении от норм размеров узлов и деталей экипажа и железнодорожного пути, подготовлена математическая модель грузовых вагонов с 3-мя и 4-мя осями и обоснована методика исследований колебаний вагона с различными устройствами опоры и схемами экипажной части [10, 12, 81, 82].

Большой вклад в развитие науки о динамике железнодорожных экипажей внесли И.В. Бирюков, П.С., А.Я. Коган Анисимов, В.В. Березин, Е.П. Блохин, В.М. Богданов, С.В. Вершинский, Ю.П. Бороненко, Г.П. Бурчак, К.П. Королев, М.Ф. Вериги, Л.О. Грачева, Ю.В. Демин, А.И. Кокорев, И.П. Исаев, В.С. Коссов, Н.Н. Кудрявцев, Ю.С. Ромен, В.А. Лазарян,

А.А. Львов, Г.И. Петров, В.Б. Медель, В.Н. Филиппов, А.М. Орлова, Д.Ю. Погорелов, В.Д. Хусидов, М.М. Соколов, А.Н. Савоськин, Т.А. Тибиллов, И.И. Челноков, Ю.М. Черкашин и другие [19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 37, 40, 41].

Как один из передовых университетов МИИТ сформировал одну из ведущих научных школ по изучению динамике вагона и прочности вагонов, в состав которой входят Е.П. Корольков, П.С. Анисимов, Г.И. Петров, В.Д. Хусидов, П.А. Устич, В.Н. Филиппов и другие [1, 2, 3, 33, 34, 42, 43, 57].

Особый вклад в решение данной проблемы вносят и по сегодняшний день научные работники ОАО «Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта» (ОАО «ВНИИЖТ»). К ученым, которые внесли небывалый вклад в описании процессов, которые происходят при движении вагона можно отнести М.Ф. Веригу, В.М. Богданов, Ю.М. Черкашин, Ю.С. Ромен и многие другие [8, 9, 10, 60, 61, 64, 65, 66, 67].

Под руководством профессоров В.Н. Иванова и И.П. Исаева в АО «ВНИКТИ» появилась научная школа, представителями которой являются Т.А. Тибиллов, Г.П. Бурчак, Савоськин, Е.В, В.С. Коссов и другие.

В Санкт-Петербургском государственном университете путей сообщения (СГУПС) так же, как и в ведущих технических ВУЗов страны появилась научная школа, изучающая динамику подвижного состава под руководством доктора технических наук И.И. Челнокова. В данную школу входят также профессор Ю.П. Бороненко, А.М. Орлова, М.М. Соколовин [8, 30, 31, 32].

В настоящее время существует несколько методов исследования динамических процессов, проходящих при движении вагона.

Доступными и широкими возможностями обладают теоретические исследования колебаний вагона. Методы математического моделирования являются универсальными методами в области исследования колебаний подвижного состава [35, 37].

В связи с большой сложностью теоретических методов исследования критериев динамических качеств железнодорожного экипажа, большое

значение приобрел метод натуральных испытаний. Метод натуральных испытаний позволят с большой точностью определить все интересующие нас параметры это: перемещений, ускорения, скорости деталей и узлов с помощью специальных приборов – акселерометров [36, 50]. Данный метод обладает не только положительными качествами. К отрицательным качествам можно отнести тот факт, что данный метод достаточно долгов и экономически не эффективен, так как создание опытного образца занимает большой промежуток времени. По данной причине данный метод получил широкое распространение в испытании образцов. Натурные испытания вагонов проводятся как финальный этап испытаний после всех проведенных всесторонних расчетов. Также по результатам натуральных испытаний производилась окончательные выводы о реалистичности математической модели.

Решение задач динамики экипажа позволяет оценить новые конструкционные решения, не доходя до натуральных испытаний. Таким образом, улучшение динамических показателей хотя бы на 1 % приводит к значительному повышению безопасности движения и уменьшению износа трущихся частей вагона.

1.2 Анализ работ, посвящённых математическому моделированию подвижного состава

Вопросы законов взаимодействия деталей и узлов подвижного состава волновали ученых еще в двадцатом веке. Так процесс познания математического моделирования начинается еще с 1960 г. минувшего века. В этот период были представлено большое количество работ, в которых ученые пытались рассмотреть динамические процессы, протекающие при движении вагона на плоскости, а с 1980 г. появляются первые работы, в которых рассматриваются пространственные колебания подвижного состава.

В данном разделе рассмотрим некоторые работы, которые были посвящены применению методов оптимального проектирования.

В.А. Камаев рассмотрел в своих работах математические модели тележек грузовых вагонов, учитывая взаимодействие колесной пары и рельса, также в своих работах ученый дал сравнительный анализ методов оптимизации и сокращения времени на обработку данных на машине [22].

Изучая литературу, посвящённую оптимизации динамических параметров вагона можно сделать вывод, что принципы оптимизации пока не востребованы в вагоностроении и практически не используются при конструировании ходовых частей вагона. Это объясняется отсутствием детализированных программ оптимизации для простых математических моделей и отсутствием методологических принципов оптимизации.

В данных работах также рассматривались несколько подходов к выбору целевой функции:

- оптимизация одного критерия качества, который принят за основной. Например, могут быть оптимизированы длина, вес или стоимость ходовой части вагона или локомотива и т.п.;

- при оптимизации одного критерия качества, как основного, происходит накладывание соответствующих ограничений;

- происходит минимизация нескольких критериев качества. Задача решается корректно только в определенном случае – только при совпадении всех локальных решений;

- построение оптимального множества значений данного критерия и выбор наиболее подходящего решения из данного множества.

Также хочется отметить, что при решении задачи по оптимизации параметров ходовых частей вагона целесообразно воспользоваться подходом, который позволяет при определении определенного критерия, характеризующего динамику подвижного состава поставить модель в реальные рамки.

Работы по оптимизации динамических качеств ходовых частей вагона конца 60-х – начала 80-х годов XX века времени производились аналитически или же с использованием аналоговых вычислительных машин. В работах применялись плоские расчетные схемы, которые делили динамику на поперечную, вертикальную и продольную. Взаимодействие между колесом и рельсом учитывалось, только для конических профилей или с использованием линейной модели изменения профиля в точке контакта. Криволинейный профиль колес начал использовать в своих работах и учебниках академиком В.А. Лазарян [37, 38].

В качестве критерия оценки динамических качеств экипажей использовались значения ускорений кузова, определением перемещений кузова и тел системы относительно пути, коэффициенты динамики упругих элементов ходовых частей.

В середине 70-х годов двадцатого века в США, затем и в Великобритании начали применять цифровые ЭВМ в исследования динамики ходовых частей подвижного состава, используя при этом пространственную модель. К примеру, с помощью нелинейной математической модели был исследован шестиосный локомотив, у которого было 63 степени свободы и шестиосный локомотив с 39 степенями свободы [66].

Можно выделить несколько критериев для использования оценки динамических качеств вагона в практике испытаний и разделить их три основные группы:

- показатели воздействия экипажа на пассажиров и персонал;
- показатели воздействия узлов и деталей на целостность конструкции подвижного состава;
- показатели воздействия ходовых частей вагона на элементы железнодорожного полотна.

Для оценки динамических качеств ходовых частей вагона часто используют следующие критерии:

- продольные, поперечные и вертикальные ускорения кузова вагона, рамы тележек, колесных пар;
- максимальные величины рамных сил;
- коэффициенты устойчивости колесной пары от вкатывания колеса на головку рельса;
- коэффициент устойчивости вагона от опрокидывания;
- коэффициент валкости кузова;
- коэффициент плавности хода, который используют для пассажирских вагонов, как критерий влияния ускорений и частоты колебаний кузова на пассажиров;
- максимальные величины прогиба пружин;
- частоты собственных форм колебаний.

В последнее время, в связи с большим интересом собственников вагонов и ОАО «РЖД», ведется большая исследовательская работа по снижению износа обода колеса и рельсов. В данное время при помощи современных программных комплексов, таких как ПК «Универсальный механизм», ADAMS, «Дионис» выпущено огромное количество работ, посвящённых износу колесных пар и рельса. В данных работах рассматриваются способы уменьшения износа в кривых: нанесение смазок на головку рельса для уменьшения сил трения на гребне колеса; применение механизма радиальной установки колесных пар на кривых участках пути, колесных пар со встроенным дифференциалом [55, 57].

К критериям оценки износа бандажа колесных пар относятся:

- фактор износа, предложенный профессором С.М. Андриевским, данный фактор равен произведению направляющей силы на угол набегания;
- работа и мощность сил трения, которые были использованы в работах С.В. Вершинского [11, 12] и В.Д. Хусидова [75, 76].

В программном комплексе универсальный механизм реализовано множество инструментов для оценки данного показателя, так же там можно оценить накопления контактно-усталостных повреждений в колёсной паре,

так как износ бандажа приводит к изменению геометрии колесной пары и перераспределению мест наибольшего нагружения.

1.3 Анализ программных комплексов для моделирования динамики подвижного состава

Анализа движения и колебаний вагона как механической системы изначально производился с помощью аналитических методов. Данный метод имел свои плюсы и минусы. К плюсам относилось, что с помощью данного метода можно было получить точное решение дифференциального уравнения. Данный метод был очень трудоемок для сложных математических моделей. В связи с развитием машин ЭВМ ученые начали использовать численные методы решения дифференциальных уравнений.

У данных метод был один недостаток - это погрешность вычислений. Для анализа численного метода решений дифференциального уравнения его результат сравнивается с точным аналитическим решением уравнения. На основе численного моделирования динамики вагонов и сил, которые возникают в контакте колеса и рельса, создавались такие программные продукты как Nucars (США), Medyna (Германия) и др. Данные программные комплексы были специализированы на определенном виде техники и с высокой точностью вычисляли необходимые параметры, но при этом они затрачивали минимальное количество времени на моделирование. К данным программным комплексам можно отнести Gensys программа, которая вышла в 1999 году. Так же появлялись программные комплексы общего назначения для моделирования механических систем. К таким системам относятся Adams, Simpack. Стоит отметить, что с недавнего времени во все перечисленные программы начали добавлять дополнительный модуль по моделированию динамики подвижного состава. Для оценки и сравнение данных программ были разработаны тесты в Манчестерском университете [35].

Adams – это один из первых программных комплексов, появившихся в начале 70-х годов прошлого века. Данный проект был полностью коммерческий. Первые методические материалы, посвящённые данному программному комплексу на русском языке, были опубликованы в ещё 1987 году [71]. В начале 90-х годов прошлого века в результате взаимодействия разработчиков программы Adams и инженеров Нидерландов был разработан добавочный пакет к программному комплексу Adams/Rail, который обеспечивал достаточно точное моделирование взаимодействия системы «колесо-рельс». Таким образом, начиная от линейной модели контактного взаимодействия профилей колес и рельсов программный комплекс начал использовать нелинейную теорию контакта качения [71].

Программный комплекс **A'GEM** был разработан в Канаде в университете г. Кингстона. Для создания моделей подвижного состава использовался графический редактор AutoCad. Данная программа позволяет производить расчеты во временной и частотной области, определять обезгрузку колес, устойчивость колеса от вкатывания на головку рельса, показатели плавности хода [83, 84]. Так же хочется отметить удобный интерфейс и широкие возможности визуализации результатов решения.

Medyna – программный комплекс, обладающий широкими возможностями. Отличительной особенностью данного программного комплекса является ввод подвижной системы координат (СК) в кривых участках пути. Изменение координат, скоростей, ускорений экипажа рассчитывается относительно подвижной системы координат. Стоит отметить, что большое внимание в программном комплексе Medyna уделили уточненной модели взаимодействия колеса и рельса. В нем реализована квазилинейная и нелинейная модель контактного взаимодействия. Отметим, что данный программный комплекс использовался под руководством Ю.П. Бороненко для расчета динамических показателей скоростного поезда «Сокол» [8].

Один из первых программных комплексов **Vampire** был разработан инженерами Британских железных дорог. Благодаря этому программному

комплексу было спроектировано большое число пассажирских вагонов. Однако данная программа не получила большого распространения в Европе, в США и в России по причине неспособности программы моделировать клиновидный гаситель колебаний. Несмотря на это, программный комплекс является лидером в моделировании движения пассажирского вагона.

В России же можно выделить два программных комплекса, которые могут сравниться с зарубежными аналогами это ПК «Универсальный механизм» и ПК «Дионис».

ПК «Универсальный механизм», был разработан в Брянском государственном техническом университете под руководством профессора, доктора технических наук Д.Ю. Погорелова. Первоначально данный программный комплекс не предназначался для моделирования железнодорожного экипажа, а предназначался для моделирования для анализа кинематики и динамики механизмов. С течением времени данный программный комплекс пополнялся различными программными модулями от исследований динамики автомобильного транспорта до моделирования монорельсового железнодорожного экипажа. Так же следует отметить, что в последних моделях разработчики ПК «Универсальный механизм» ушли от линеаризации кинематических соотношений, то есть когда косинус угла приравнивается к единице, а синус угла приравнивается к нулю. За счет данных изменений программа позволяет строить более реалистичные модели контактных взаимодействий. Так же следует к положительным изменениям добавление в данную программу модуля упругих подсистем, который позволяет определять деформации необходимых для нас узлов и деталей с помощью метода конечных элементов (МКЭ). Задача определения положения рельса относительно колесной пары решается в нелинейной постановке, как решение нелинейных уравнений равновесия рельса. В ПК «Универсальный механизм» реализована модель двух точечного контакта в системе «Колесо-рельс». Благодаря данной модели контакта можно намного точнее определить такие показатели как устойчивость колесной пары от выкатывания

на рельс; объёмный износ на гребне колеса и на поверхности катания, отрыв колеса от рельса. На данном программном комплексе были испытаны все известные локомотивы грузовые и пассажирские вагоны и специализированные путевые машины [55, 56, 57].

«ПК «Дионис» разработан на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» МГУПС (МИИТ) усилиями Г.И. Петрова, В.Д. Хусидова и других. ПК «Дионис» состоит из нескольких независимых между собой вычислительных и функциональных блоков, которые взаимодействуют под управлением главной программы. Для определения сил контактных сил между колесом и рельсом используется гипотеза о характере качения колесной пары, выдвинутая Н.Е. Жуковским. Здесь, во-первых, отметим, что в настоящее время стандартом для подобных программных комплексов стало использование более современной модели контактных сил Калкера, и в частности алгоритма FastSim. Во-вторых, в отличие от других современных программных комплексов «Дионис» не обладает модулем автоматического синтеза уравнений движения, а включает только модуль численного интегрирования полученных вручную уравнений движения и постпроцессор, что существенно замедляет разработку и отладку математических моделей новых железнодорожных экипажей. Подробный обзор возможностей ПК «Дионис» [37, 38, 39, 40].

Для оценки и сравнения всех перечисленных программных комплексах в 1998 году были созданы Манчестерские тесты для моделирования подвижного состава. Тесты давали инженерам объективные данные, которые помогали им выбрать наиболее подходящий для них программный комплекс. Для реализации тестов были выбраны упрощенные модели подвижного состава. В настоящее время результаты моделирования опубликованы для ПК: Simpack, Adams-Rail, Medyna, Универсальный механизм, Vampire, Simpack, Gensys.

«Отметим, что практически все рассмотренные ПК базируются на подходах динамики систем тел и обладают следующими компонентами: предпроцессором, предназначенным для полного описания структуры

объекта; синтезатором уравнений движения в численном или символьном виде; модулем численного интегрирования уравнений движения объекта и постпроцессор, предназначенный для вывода полученного решения в виде анимации, графиков и таблиц, и, как правило, включающий дополнительные инструменты для прикладных исследований (например, параметрическую оптимизацию)» [55].

Так же к достоинствам данных программных комплексов можно отнести использование большого разнообразия моделей контактных сил в зоне контакта колеса и рельса, которые основаны на понятиях крипа и сил крипа, спина в том числе модель Шена или алгоритм FastSim, Калкера.

1.4 Выводы по разделу 1

1 Проведя столь глубокий анализ достижений такой науки как динамика вагона можно сделать вывод о высокой значимости данной науки и данных исследований для дальнейшего развития вагоностроения.

2 Также можно отметить тенденцию к развитию программных комплексов в моделировании динамики подвижного состава. Это движение в сторону детализации расчетных схем: моделирование клиновых гасителей трехэлементной тележки модели 18-100 и других пар трения, моделирование силовых элементов, таких как нелинейная пружина, демпфер или резиновая прокладка.

3 В последнее время, в связи с большим интересом собственников вагонов и ОАО «РЖД», ведется большая исследовательская работа по снижению износа обода колеса и рельсов. В данное время при помощи современных программных комплексов, таких как ПК «Универсальный механизм», ADAMS, «Дионис» выпущено огромное количество работ, посвящённых износу колесных пар и рельса.

4 Анализ научных работ позволил сформировать актуальные проблемы для железнодорожного подвижного состава, а также цели и задачи данного исследования.

Цель исследования. Вывести математические зависимости взаимодействия деталей и узлов тележки грузового вагона модели 18-100 для дальнейшего использования в ПК «Универсальный механизм» для проведения модернизации базовой тележки 18-100 с целью увеличения межремонтного пробега.

С этой целью исследования включают в себя решение следующих задач:

- построение уточненной математической модели в программном комплексе «Универсальный механизм», с установкой направляющих роликов и опорных балок;

- определение методики выбора рациональных размеров направляющих роликов и опорных балок;

- проверка адекватности математической модели;

- проведение динамических испытаний в ПК «Универсальный механизм» полученной модели;

- проведение сравнительного анализа с результатами, полученными при компьютерных испытаниях вагона на базовых тележках 18-100;

- расчет экономического эффекта и срока окупаемости данной модернизации.

Так же следует учесть, что все тела в данной модели считаются абсолютно твердыми, а температурные изменения никак не влияют на нашу математическую модель.

2 МОДЕЛИ ТЕЛЕЖЕК

2.1 История вагоностроения

В настоящее время наибольшее распространение получили двухосные тележки с опиранием кузова грузового вагона на подпятник, либо с опиранием на подпятник и частично на упругие скользуны. Рессорное подвешивание у таких тележек центральное с непосредственной связью рамы с колесными парами. Конструкция рамы тележки представляет собой две литые боковые рамы, не жестко связанные между собой. Такая конструкция тележек получила широкое распространение на всем постсоветском пространстве, Китае, на территории Северной Америки, в Австралии и странах Африки [46]. Наиболее массовой трехэлементной тележкой для грузовых вагонов на железных дорогах стран СНГ, Балтии, Грузии и России является тележка модели 18-100 (ЦНИИ-ХЗ), эксплуатируемая уже более 50 лет. Тележка модели 18-100 (рисунок 2.1) состоит из двух литых боковых рам 3, из одной надрессорной балки 4, из двух билинейных пружинных комплектов, двух колесных пар 1 и четырех букс и тормозной рычажной передачи 6. Тормозная система у тележки колодочная с односторонним нажатием колодок.

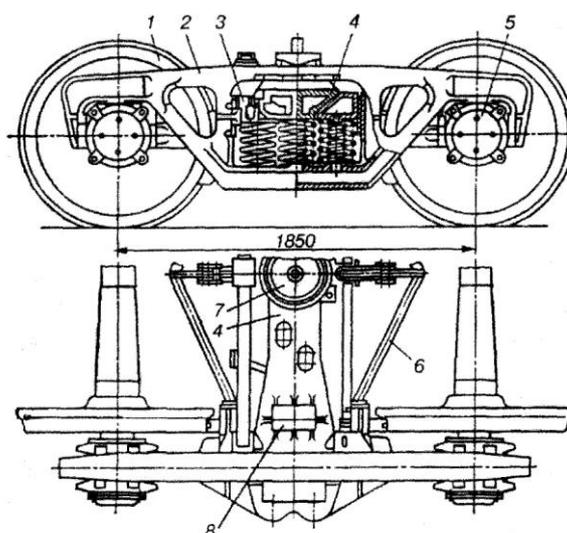


Рисунок 2.1– Тележка 18-100

Боковая рама тележки модели 18-100 (рисунок 2.2) отливается из низколегированной стали марки 20ФЛ или 20ГФЛ и 20ГЛ. Рама имеет пояс и колонки, которые образуют проем для центрального рессорного подвешивания, а по краям – буксовые проемы [1].

Стоит заметить, что в разных местах боковая рама имеет разную форму сечения. В наклонном поясе и в вертикальных колонках рама имеет корытообразную форму. В средней части проема расположены направляющие 5, которые ограничивают поперечные перемещения фрикционных гасителей колебаний, а снизу находится опорная поверхность для размещения пружинного комплекта. Изнутри данной поверхности находятся полки 7, которые являются опорой для наконечников и предохранительных устройств для удержания триангеля. В местах перемещения фрикционного клина устанавливается износостойкая планка. Так же для правильной сборки тележек на внутреннюю плоскость боковой рамы наносятся шишки 3 [1].

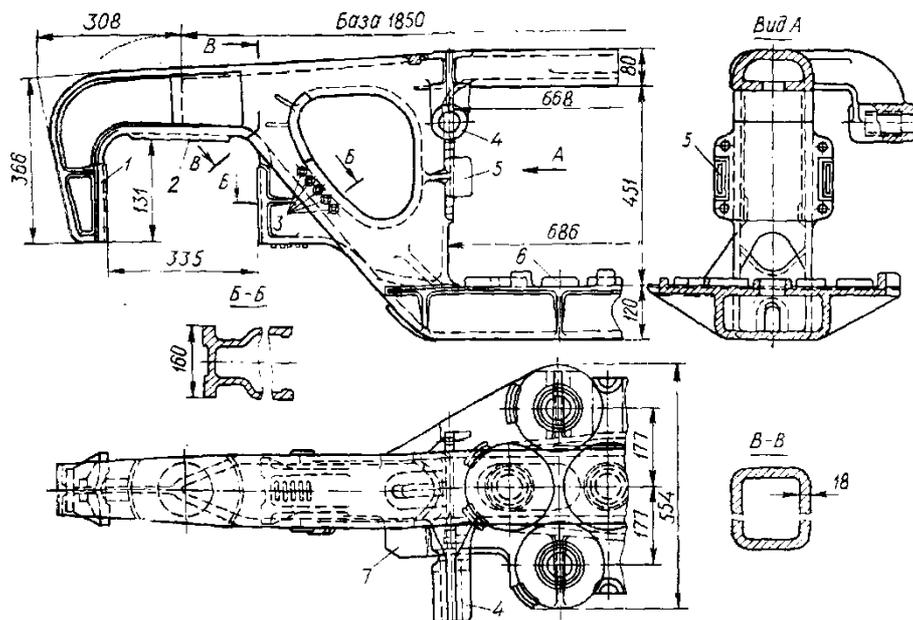


Рисунок 2.2 – Боковая рама тележки 18-100

Надрессорная балка (рисунок 2.3) отливается из стали 20ФЛ или 20ГФЛ и 20ГЛ. Сечение балка имеет коробчатую форму и изготавливается вместе с подпятником 1, опорами для скользунов 3, выемками для установки

фрикционных клиньев, буртами 5 и выступами 4, которые ограничивают смещение пружин рессорного комплекта [46].

Скользун (рисунок 2.3) отливается совместно с наддресорной балкой и состоит из колпака 8, который надевается на опору скользя 3. Для регулирования зазоров между кузовом вагона и скользяном используются прокладки 9. Болты 10, защищают колпак от падения на железнодорожные пути. Кузов вагона непосредственно опирается на подпятник 1, скользяны же необходимы для дополнительной опоры при прохождении кривых участков пути. Для прочности в подпятник устанавливаются колонки, с размещением поддона 11, который является опорой шкворня. Основную нагрузку подпятник наддресорной балки получает от пятника кузова вагона. Для продольной жесткости и удобства установки кузова вагона на тележки после ремонта в центр пятника устанавливается стальной шкворень. Единственный упругий силовой элемент, который удерживает наддресорную балку от боковых перемещений, является пружинный комплект, который устанавливается в центральном проеме [46].

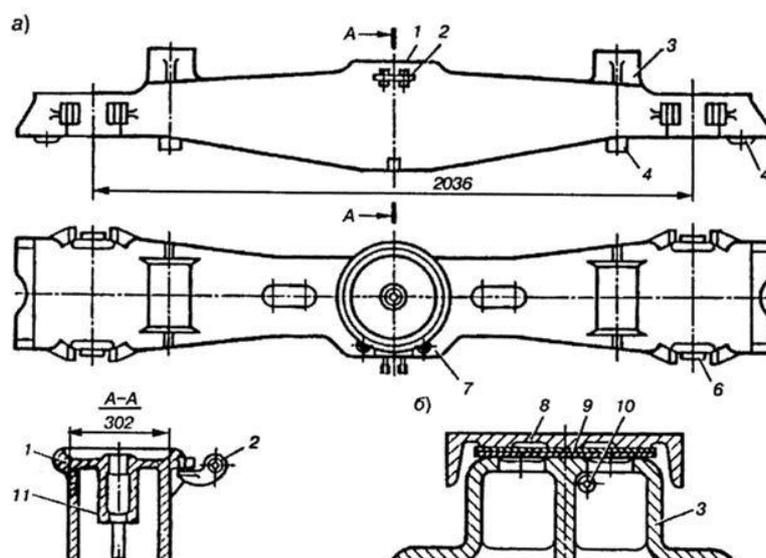


Рисунок 2.3– Наддресорная балка тележки модели 18-100

Рессорное подвешивание тележки 18-100 состоит из двух комплектов, которые размещены в рессорных проемах левой и правой боковой раме, с линейной силовой характеристикой. В каждый комплект входит семь

двухрядных пружин. Крайние пружины комплекта удерживают клинья гасителей колебаний [46]. В нижней части клиньев располагаются кольцевые выступы, которые не допускают смещение клиньев относительно пружин. Для ограничения перемещений в горизонтальной плоскости в нижней части надрессорной балки находятся направляющие.

Четырехосные тележки (рисунок 2.4) были разработаны для увеличения грузоподъемности. Согласно нормам, допускаемая нагрузка на 1 погонный метр пути зависит прямо пропорционально от количества осей тележки, от коэффициента динамики рессорного комплекта и обратно пропорционально от базы тележки. Исходя из данной логики, была сконструирована данная тележка. Она состоит из двух двухосных тележек модели 18-100 связанных между собой соединительной балкой [1].

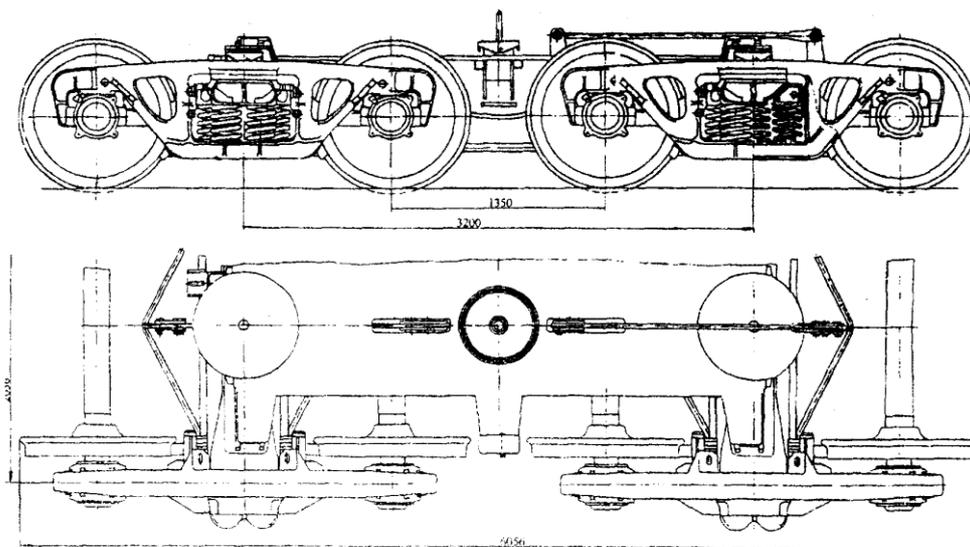


Рисунок 2.4 – Четырехосная тележка модели 18-101

Проект модернизации М-1698 (рисунок 2.5) предусматривает снижение скорости износа основных пар трения тележки («кузов - скользян», «пятник - подпятник», «фрикционный клин - боковая рама», «боковая рама - букса») за счет установки между ними элементов с повышенной износостойкостью. Так сменные прокладки были установлены в буксовый проем боковой рамы. Фрикционную планку заменили на составную. Она состоит из двух элементов:

неподвижной планки, которая устанавливается на боковую раму, и контактной фрикционной планки. Из-за диссипативных свойств чугуна стальные клинья были заменены на чугунные. Для уменьшения износа подпятника надрессорной балки был установлен износостойкий элемент в виде плоского диска. Скользуну в свою очередь оборудовали износостойким колпаком. После вышеизложенной модернизации тележка 18-100 получила обозначение 18-100М [2].

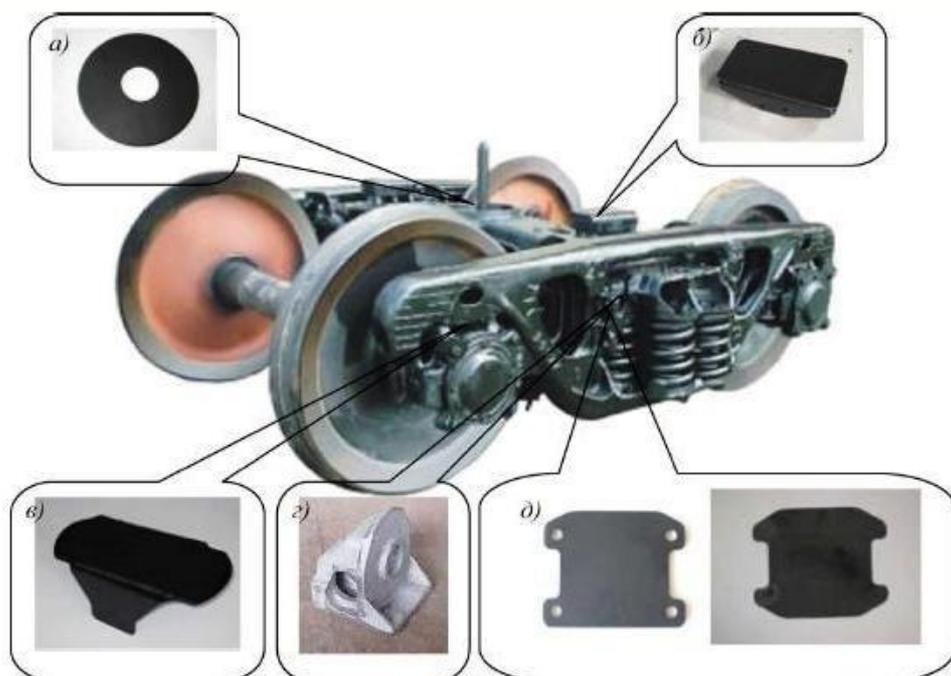
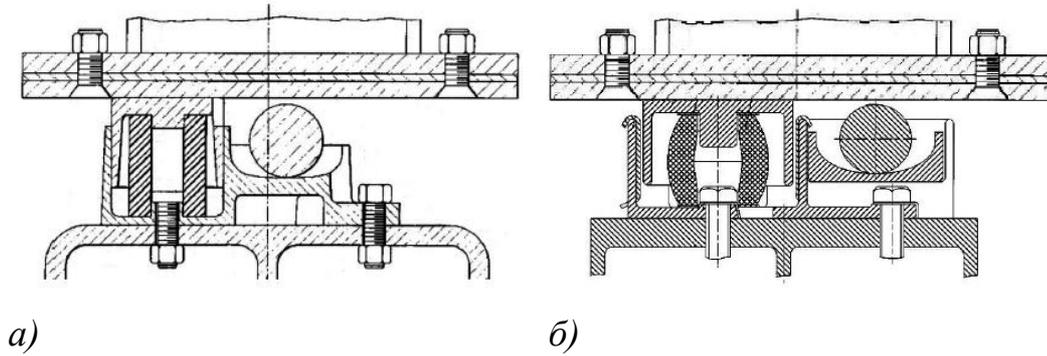


Рисунок 2.5 – Тележка модели 18-100М

В тележке модели 18-578 (НПК «Уралвагонзавод») реализованы технические решения двух описанных проектов модернизации тележки модели 18-100. Кроме того, в конструкции тележки производства НПК «Уралвагонзавод» применены: боковая рама усиленной конструкции, рессорный комплект с меньшей жесткостью. Так же отличительной чертой данной модели тележки являлись упруго-катковые скользуну постоянного контакта [5].

С появлением тележки 18-578 стало возможно демонтировать скользуну с надрессорной балки. На данной тележке были установлены скользуну постоянного контакта фирмы «A.Stucki» (рисунок 2.6) [15].



а) без закрепления ролика; б) с закреплением ролика

Рисунок 2.6 – Упруго-катковый скользящий элемент фирмы «A.Stucki»

В начале 2010-х годов скользящие элементы фирмы «A.Stucki» стали в обязательном порядке выводиться из эксплуатации по причине опрокидывания вагонов в кривой [26]. На смену данным скользящим элементам пришел упругий скользящий элемент постоянного контакта MV-18SB (рисунок 2.7), который был произведен на заводе ООО «Вагонмаш». ПКБ ЦВ ОАО «РЖД» разработало несколько вариантов замены упруго-катковых скользящих элементов фирмы «A.Stucki» на другие скользящие элементы. По проекту М 1826.00.000 ИМ ПКБ ЦВ ОАО «РЖД» упруго-катковые скользящие элементы на тележках модели 18-578 подлежали замене на скользящие элементы, представленные на рисунке 2.8.



Рисунок 2.7 – Скользящий элемент марки MV-18SB

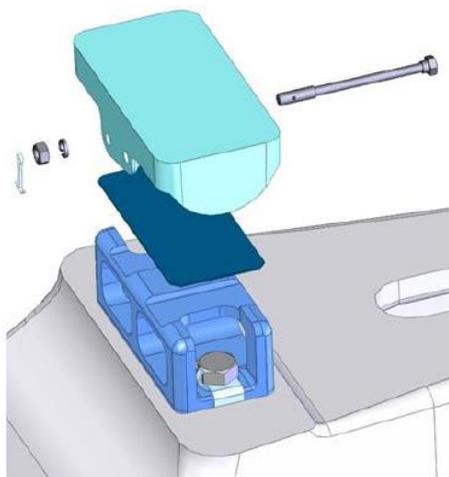


Рисунок 2.8 – Бесконтактный скользящий ПКБ ЦВ ОАО «РЖД»

Так же к отличительным характеристикам можно отнести:

- колесные пары с цилиндрическими подшипниками 36-42726E2M, 36- 232726E2M или коническими двухрядными подшипниками кассетного типа ТВУ 130x250 по ТУ ВНИИПП 048-2, которые установлены в корпуса букс по ОСТ 24.153.12;

- рессорное подвешивание тележки модели 18-578 имеет увеличенный статический прогиб - 65 мм;

- в подпятник свободно установлена чаша из низколегированной стали 30 ХГСА твердостью 320...400 НВ с приваркой в четырех местах.

- на наклонную поверхность клина устанавливается сменная износостойкая накладка из полиуретанового эластомера марки АПИ-4, которая фиксируется с помощью выступов, которые выполнены как одно целое с телом накладки [5, 7].

Однако у всех тележек в ходе эксплуатации выявлена недостаточная прочность боковой рамы, так же огромный износ узлов и деталей в эксплуатации. Это связано с тем, что конструкция рамы не соответствует современным требованиям прочности. Кроме того, конструкция боковой рамы такова, что даже самые незначительные превышения нагрузки способствуют к литейным дефектам, что резко снижает ее усталостную прочность.

Все это вынуждает инженеров и ученых работать над совершенствованием конструкции тележки 18-100 и ее аналогов, повышением ее прочностных характеристик и технологичности. В целом существующие аналоги тележки 18-100, являются перспективными переходными моделями, которые с рациональным подходом к модернизации могут еще долго прослужить. Работая над совершенствованием конструкции двухосных грузовых тележек с нагрузкой 25 тс/ось, вагоностроители параллельно ведут активную работу по разработке и постановке на производство тележек с осевой нагрузкой 27 тс и даже 30 тс [46].

2.2 Основные тенденции улучшения технических параметров ходовых частей грузовых вагонов

По своему масштабу и уровню проникновения в хозяйственную деятельность государств, пространство колеи 1520 мм может сравниться только с железными дорогами Северной Америки. Поэтому североамериканский опыт создания тележек более предпочтителен, что в свое время и было сделано создателями тележки модели 18-100. Поэтому же пути идут и многие специалисты в настоящее время. Одним из первых предприятий, которое начало вести наиболее активные работы по созданию тележки нового поколения с увеличенной до 25 тс нагрузкой на ось стал ОАО НПК «Уралвагонзавод». Еще в 2000 году данное предприятие представило на испытания тележку модели 18-194 [46]. Данная тележка имеет трехэлементную конструкцию, аналогичную тележке 18-100. Опираение боковой рамы новой тележки на ось колесной пары производится через адаптер с полимерной прокладкой. Центральное рессорное подвешивание выполнено с билинейной характеристикой в вертикальном направлении за счет разной высоты внутренних и наружных пружин в комплекте. Для совершенствования схемы опирания кузова на тележку разработан упругий скользун постоянного контакта. Особое внимание уделено защите

поверхностей подверженных износу в эксплуатации. Внедрили составную износостойкую планку на боковой раме. Износостойкие пластины в буксовом узле и подпятнике, полимерную накладку на наклонной поверхности клина. В ходе испытаний тележки модели 18-194 были выявлены недостатки. Ходовые качества вагона на опытных тележках в порожнем состоянии и воздействие на путь в груженом оказались хуже, чем у тележки 18-100. Работы по совершенствованию конструкции узлов тележки 18-194 были продолжены и в 2007 году. На ОАО НПК «Уралвагонзавод» запущено серийное производство тележки модели 18-194-1 (рисунок 2.9), с улучшенными характеристиками рессорного подвешивания, усовершенствованной конструкцией боковых скользунов, с боковыми рамами и надрессорной балкой с увеличенным коэффициентом усталостной прочности [35].

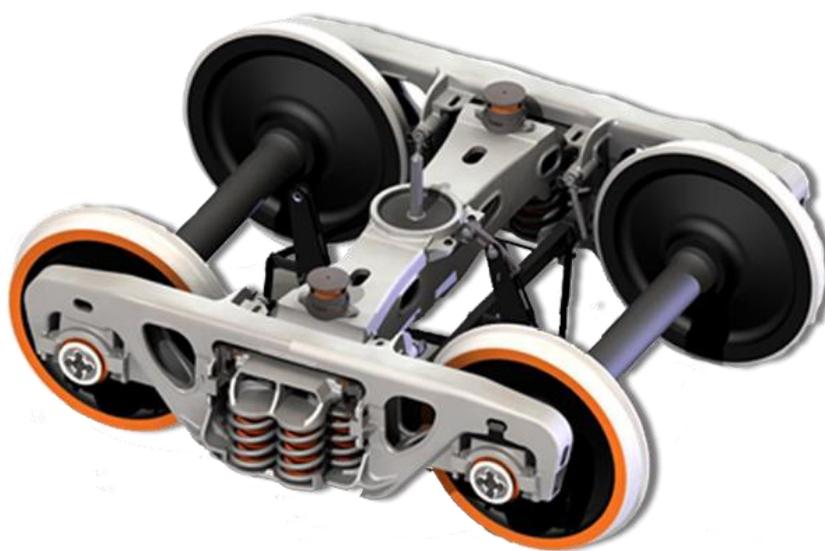


Рисунок 2.9– Тележка 18-194-1

В Санкт-Петербурге 6-10 июля 2011 года состоялась VII Международная научно-практическая конференция «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты», на которой были представлены несколько новых моделей тележек грузовых вагонов, методики расчетов, технические решения по совершенствованию и контролю ходовых характеристик грузового подвижного состава. На Тихвинском вагоностроительном заводе

(ТВСЗ, г. Тихвин, Россия), запущены в производство сразу две модели трехэлементных тележек: модель 18-9810 (рисунок 2.10), с нагрузкой 23,5 т/ось и модель 18-9855, с нагрузкой 25 т/ось. Тележки разработаны по технологии Barber-S-2 компании Standart Car Truck, их конструкция максимально унифицирована между собой. С середины 2013 годов ЗАО «Тихвинский вагоностроительный завод» полностью перешел на производство вагонов с тележкой 18-9810 с осевой нагрузкой 23,5 т/ось и 18-9855 с осевой нагрузкой 25 т/ось. Производство подвижного состава с инновационными тележками освоено на ведущих вагоностроительных заводах России и стран СНГ [44].



Рисунок 2.10– тележка 18-9810 с осевой нагрузкой 23,5 т/ось

Для начала разберем тележку на составные части. Одним из основных отличий инновационной тележки от тележки 18-100 в сбалансированной геометрии боковой рамы (рисунок 2.11), что позволяет уменьшить напряжения в опасных зонах. Упругие скользуны постоянного контакта, которые уменьшают влияние тележки на прямом участке пути и уменьшают напряжения в нижнем поясе надрессорной балки. Фрикционные клинья нового типа с измененным углом и конструкцией для лучшего гашения

колебаний и уменьшению угла забегания боковых рам друг относительно друга [10].

Боковая рама (рисунок 2.11) представляет собой цельную литую деталь с увеличенной статической и усталостной прочностью. По внешнему виду конструкция боковой рамы похожа на конструкцию рамы тележки модели 18-100, а именно в средней части расположен проем для размещения пружинного комплекта 1, а по краям буксовые проемы 2 для размещения колесных пар [66].

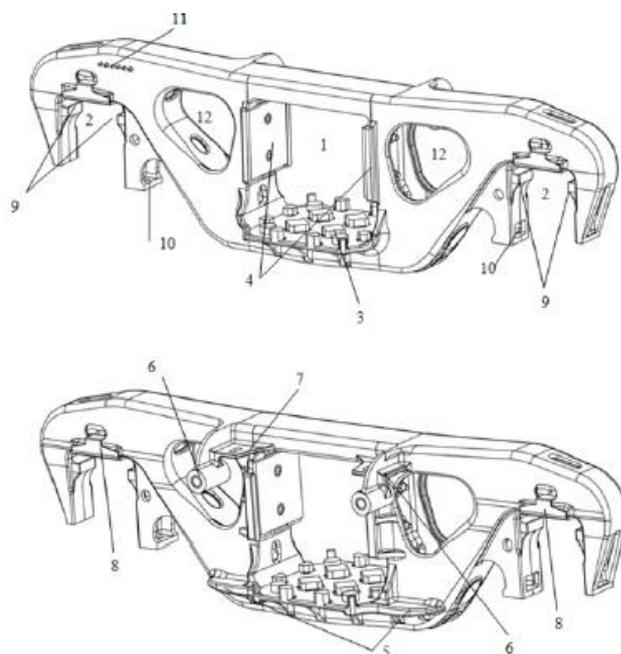


Рисунок 2.11 – Боковая рама тележки 18-9810

«Надрессорная балка (рисунок 2.12) представляет собой литую деталь коробчатого сечения, служащую для связи боковых рам тележки и для передачи нагрузки от кузова вагона на рессорный комплект» [26]. Надрессорная балка изготавливается с 4-мя карманами по краям для установки в них клиновых гасителей колебаний 1. Для уменьшения износа надрессорной балки к наклонной поверхности кармана 2 приваривается износостойкая планка из стали марки 20. Дополнительно на боковые стенки стакана 3 приваривают планки из нержавеющей стали [26].

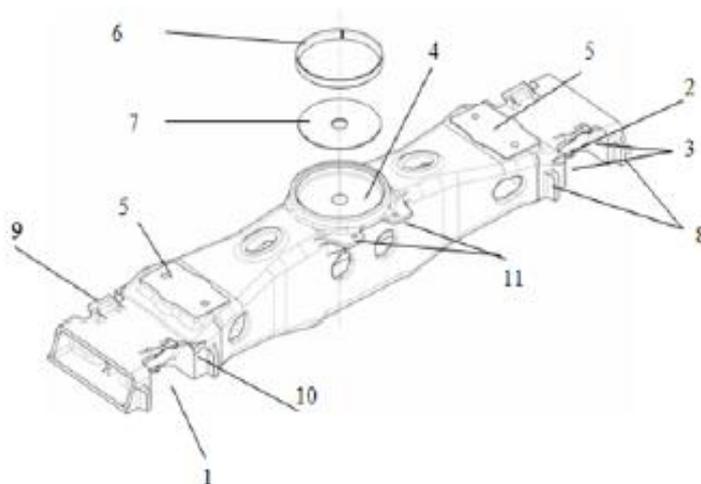


Рисунок 2.12 – Надрессорная балка тележки 18-9810

Для уменьшения перемещения надрессорной балки в поперечном направлении и уменьшения угла поворота относительно боковых рам к надрессорной балке привариваются выступы 8. Упоры 9 предназначены для того чтобы ограничивать перемещение фрикционных клиньев в вертикальном направлении, то есть для избегания завывшения клина над уровнем надрессорной балки. Перемещения в продольной плоскости регулируются с помощью выступов 10 [44].

Упругие скользуны постоянного контакта (рисунок 2.13) предназначены для уменьшения виляния тележки на прямом участке пути. Так же упругий скользуны увеличивает устойчивость вагона и уменьшают напряжения в нижнем поясе надрессорной балки. Для контроля износа колпака скользуна используется канавка по 4-м углам. Глубина такой канавки 3 мм. По наличию данной канавки можно судить о том нужно ли менять колпак или нет [55].

В данных тележках используются колесные пары РУ1Ш-957-Г. Колесные пары должны удовлетворять ГОСТ 4835 и ГОСТ 9036. Данные колесные пары оборудуются двухрядными кассетными подшипниками с габаритными размерами 130x250x160 мм. Данные подшипниковые узлы устанавливаются на шейку оси колесной пары методом прессовой посадки в соответствии с инструкцией с РД 32 ЦВ-ВНИИЖТ-СКФ 2008.01. Для

соединения и жесткой установки для подшипниковых узлов используется адаптер, показанный на рисунке 2.14 [19].

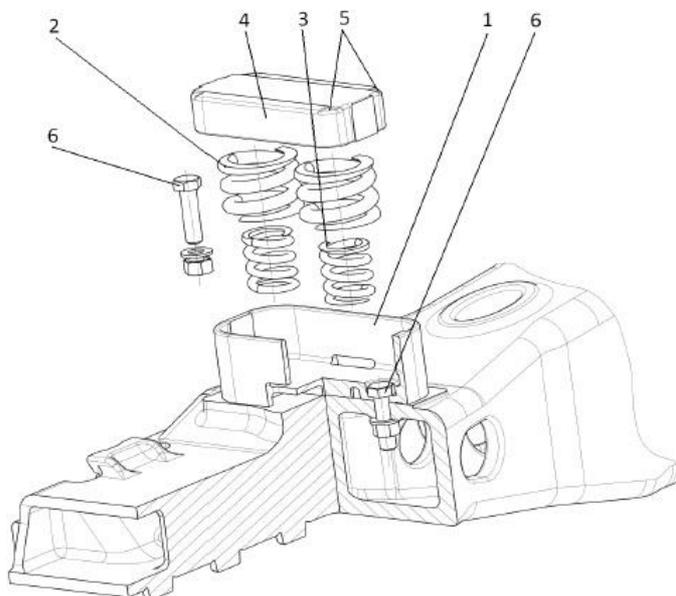


Рисунок 2.13 – Упругий скользящий постоянный контакт

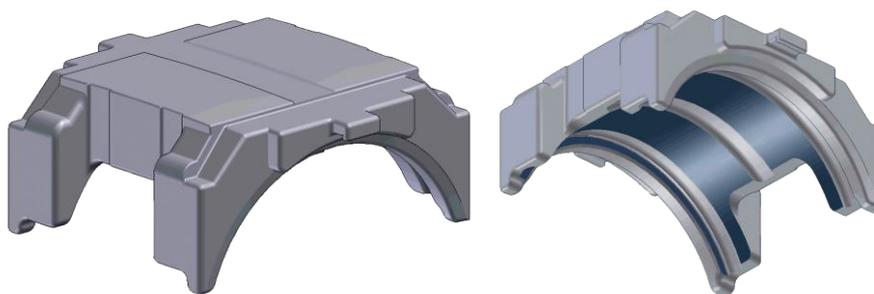


Рисунок 2.14–Адаптер, используемый для подшипников кассетного типа

Центральное рессорное подвешивание состоит из комплектов по девять двухрядных витых цилиндрических пружин. При этом пружины имеют разную длину, так наружная пружина под клином является самой маленькой, а внутренняя пружина под клином самой высокой. Наружная пружина под клином имеет длину на 5 мм меньше внутренней, а внутренняя пружина под надрессорной балкой на 10 мм. Внутренняя пружина под надрессорной балкой выше на 35 мм [31]. При данной постановке пружин под порожним вагоном работают только внутренние пружины до закрытия зазора, который составляет

18 мм. После закрытия данного зазора начинают работать и внутренние и внешние пружины. Данный зазор еще можно назвать запасом на динамический прогиб [44].

Большим отличием данной тележки от типовой тележки 18-100 является составные фрикционные клинья, которые показаны на рисунке 2.15. Они состоят из двух частей. Так же клинья имеют геометрическую особенность: одной из наклонных поверхностей 1 клинья обращаются друг к другу под углом 150° и взаимодействуют со сменной износостойкой планкой 2, которую приваривают на внутреннюю поверхность кармана наддрессорной балки. Данные скосы помогают максимально уменьшить «забегание» боковых рам, одно из наибольших недостатков трехэлементной тележки модели 18-100. Так же данные скосы, как на клиньях, так и в кармане наддрессорной балки помогают прижимать клинья к боковым стенкам кармана 3, к которым привариваются износостойкие планки 4. Для изготовления клина используется чугун марки ВЧ-120. Наклон фрикционного клина к горизонтали равен 55° [22].

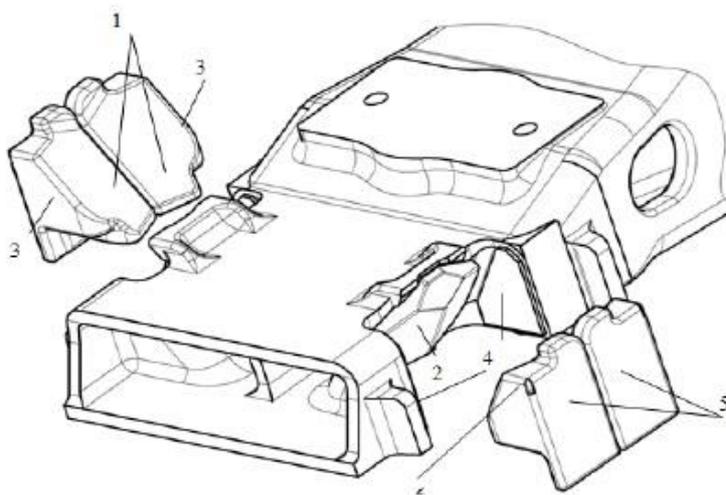


Рисунок 2.15 – Фрикционные клинья тележки 18-9810

Тележки другой зарубежной фирмы Motion Control.
 ПАО «Дизельный завод» (тележка модели 18-9817) и

ЗАО «Промтрактор-Вагон» (тележка модели 18-9836) выпускают одинаковые по конструкции тележки (рисунок 2.16), разработанные по технологии Motion Control компании ASF Keyston, Inc (США). Как и в тележках Тихвинского вагоностроительного завода (Barber S-2-R) рессорный комплект с билинейной характеристикой состоит из девяти пружин, но только четыре из них двухрядные [22].

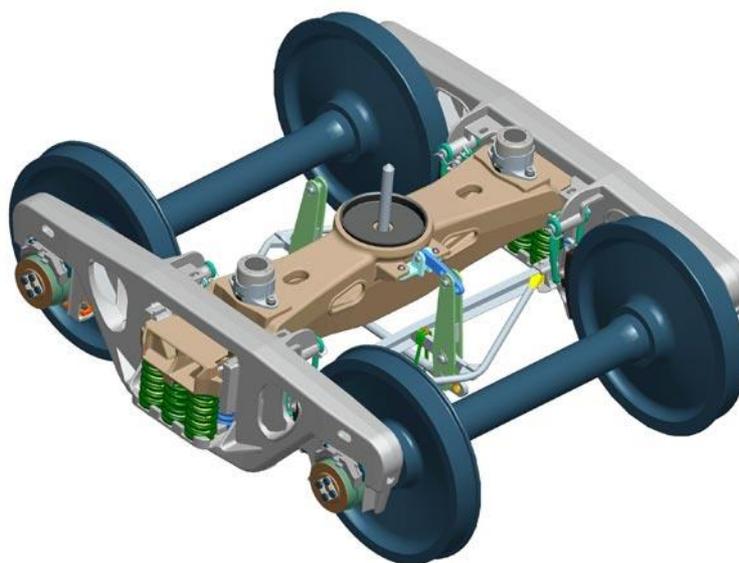


Рисунок 2.16 – Тележка модели 18-9836

Фрикционный клин данной тележки (рисунок 2.17) также состоит из наклонной поверхности под углом $52,5^\circ$ к горизонту, которая взаимодействует с внутренней поверхностью кармана надрессорной балки. Вертикальная поверхность клина, как и в тележки модели 18-100 взаимодействует с фрикционной планкой боковой рамы. Клин изготавливается из стали 30ГСЛ ГОСТ 977-88 [63].

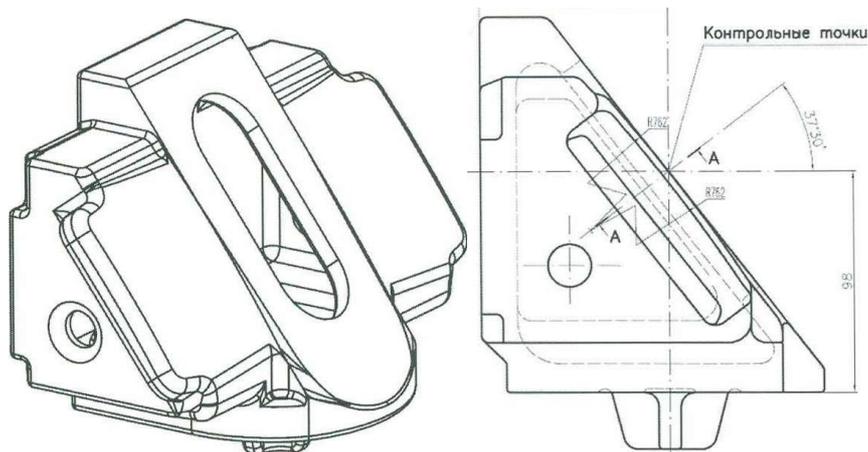


Рисунок 2.17 – Клин тележки MotionControl

В верхней части рабочей части клинового гасителя колебаний наносится индикатор в виде углубления. В эксплуатации по данному индикатору можно определить завышение гасителя колебаний относительно надрессорной балки.

Рессорное подвешивание (рисунок 2.18) необходимо для восприятия динамических сил, которые действуют со стороны пути на ходовые части грузового вагона и гашения колебаний, которые возникают при движении вагона. Рессорный комплект тележки включает два рессорных комплекта, каждый из которых состоит из набора винтовых пружин: семи наружных рабочих, пяти внутренних рабочих, установленных под надрессорную балку, двух наружных, подклиновых, двух внутренних подклиновых, установленных под фрикционные клинья [63].

Особенностью конструкции данного рессорного подвешивания является то, что подклиновые пружины ставятся с предварительным сжатием в свободном состоянии тележки, как показано на рисунке 2.18. Подклиновые пружины на 57-58 мм выше рабочих пружин.

Из-за особенности установки подклиновых пружин расстояние от головки рельсов до зеркала подпятника в свободном состоянии равно 857 мм. В порожнем режиме данное расстояние равно 813 мм, при этом как в порожнем, так и в груженном режимах работают все рабочие и подклиновые пружины, а разница статических прогибов под тарой и под брутто вагона

равна 44 мм. Эквивалентный прогиб под тарой равен 10 мм, а под брутто – 54 мм [44].

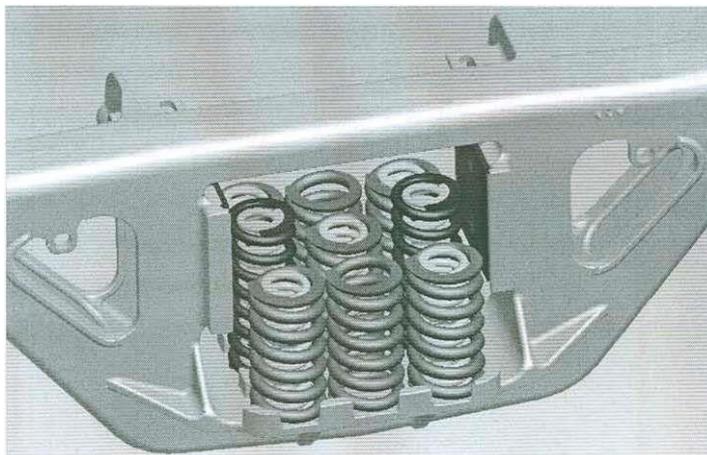


Рисунок 2.18 – Рессорный комплект

В тележке модели Motion Control используют колесные пары типа РВ2Ш-957-Г, без подшипниковых узлов, удовлетворяющие ГОСТ 4835-2006 с установкой двухрядными кассетными коническими подшипниками с габаритными размерами 150x250x160 мм методом запрессовки [45].

Колесная пара тележки изготавливается по чертежу Я 78252 СП и взаимозаменяема с колесными парами по чертежу 26.В.503.04.00.000 (тележка 18-9800), 194.10.010 СБ (тележка 18-194), 9836-04.00.000 СБ (тележка 18-9836), 7033.10.000 СБ (тележка 18-7033).

Адаптеры кассетных подшипников изготавливаются по чертежу М1771 из материала ААЯ М-924.

Адаптеры применяются для установки колёсных пар с кассетными подшипниками в буксовые проёмы боковой рамы [51].

В подпятник устанавливается с гарантированным зазором износостойкий вкладыш в виде чаши, уменьшающий износ подпятника. Смазка подпятника и износостойкой чаши не требуется. На горизонтальные площадки надрессорной балки устанавливаются съемные боковые скользуны постоянного контакта. Смазка деталей скользуна и контактной планки на кузове вагона не требуется. К кронштейнам надрессорной балки крепится державка мертвой точки 2 [51].

В ОАО «НВЦ «Вагоны» разработана тележка модели 18-975-0 (рисунок 2.19). Тележка оборудована полиуретана-металлическими элементами, обеспечивающими упругую связь боковых рам с колесными парами. Как и в других тележках с осевой нагрузкой 25 тс рессорное подвешивание имеет билинейную характеристику. Фрикционные клинья пространственного действия с упруго-фрикционными накладками обеспечивают повышение жесткости тележки при забегания боковых рам. По последней информации в опытную эксплуатацию на путях общего пользования данная тележка не поступала.



Рисунок 2.19 – Тележка модели 18-975-0

Коллективом ВНИКТИ разработана тележка модели 18-9800 (рисунок 2.20). В боковых скользунах постоянного контакта в качестве упругого элемента применялись полиуретановые элементы с фторопластовыми накладками конической формы, помещаемые в углубления (стаканы). Температурный интервал работоспособности упругих элементов составляет от - 60 °С до +10 °С [51].

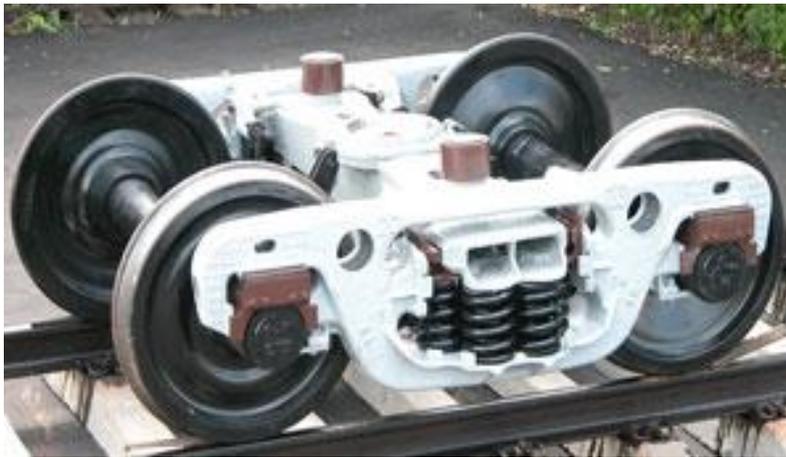


Рисунок 2.20 – Тележка модели 18-9800

В таблице 1 представлены основные технические параметры тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм с осевой нагрузкой 25 тс.

Все рассмотренные варианты новых конструкций тележек грузовых вагонов говорят о нескольких направлениях на повышение прочности конструкций ходовых частей вагонов и уменьшению их износа [62]:

- повышение прочности конструкции элементов боковой рамы и надрессорной балки, повышение технологичности изделия, снижающей образования литейных дефектов;

- внесение изменений в конструкцию тележки, направленных на улучшение динамических показателей вагона (улучшение характеристик рессорного подвешивания, введение упругой связи между колесными парами и рамой тележки, применение упругих скользунов постоянного контакта, применение жестких диагональных связей боковых рам, установка подшипников кассетного типа), уменьшение износа контактных поверхностей, увеличение межремонтного пробега;

- применение современных технологий литейного производства, направленных на повышение производительности и снижение человеческого фактора при выполнении технологических операций и контроле качества готовых изделий.

Таблица 1 – Показатели пяти моделей тележки грузового вагона

Наименования параметров	Значения параметров				
	18-9800	18-9836	18-9855	18-194-1	18-7033
1	2	3	4	5	6
Масса тележки, кг	5300	4658	4920	4877	5000
Конструкционная скорость, км/ч	120				
Полный статический прогиб под массой брутто кузова вагона, мм	75,5	89	90	73,4	-
Расчетный статический прогиб под массой брутто кузова вагона, мм	63	-	51	59,8	55
Коэффициент относительного трения фрикционного гасителей колебаний под массой тары /брутто кузова вагона, мм - в новом состоянии - при максимальных допустимых износах	0,100/ 0,080	0,300/ 0,100	0,350/ 0,122	0,119-0,147/ 0,073-0,079 0,105-0,147/ 0,070-0,079	-
Коэффициент конструктивного запаса прогиба рессорного подвешивания	-	1,78	2,00	1,75	-
Статический прогиб буксовой вставки в буксовый узел, мм	-	0,3	-	0,77..1,21	-
Тип боковых скользунов постоянного контакта	Упругие полимерные	PLP 4500	Пружинные упругие	Упругие полимерные	Упругий

Безусловно, совершенствование конструкций тележек для железнодорожных вагонов необходимо выполнять, опираясь не только на отечественный, но и на зарубежный опыт. Так же все принятые решения должны быть оценены с точки зрения ремонтпригодности и взаимозаменяемости, климатических условий эксплуатации, экономического

эффекта от внедрения новых технологий [52]. Необходимо также учитывать важность железных дорог для экономики страны и рассматривать данный вопрос с точки зрения экономической безопасности (зависимости производителей подвижного состава от импорта, комплектующих из стран дальнего зарубежья). В современное время, время санкций и экономических воздействий, очень важно иметь отечественные разработки в этой области, по возможности избегать закупок за рубежом готовой продукции [62].

Без повышения осевой нагрузки тележек затруднительно решать важные для национальных экономик задачи, как увеличение весовой нормы грузовых поездов и повышения пропускной способности, железных дорог при существующей длине станционных путей [63].

Последние десять лет научные, конструкторские и производственные организации, имеющие отношение к отрасли грузового вагоностроения, активно совершенствовали конструкции существующих ходовых частей грузовых вагонов и разрабатывали новые, с увеличенной осевой нагрузкой. Это привело к появлению большого количества новых конструкций ходовых частей грузовых вагонов, что имеет свои плюсы и минусы (рисунок 2.21). Безусловно, возросшая конкуренция работает на повышение технического уровня изделий, но одновременно возникает проблема технического обслуживания, ввиду того, что большая часть деталей разных моделей тележек не унифицирована между собой [16, 17, 18].



Рисунок 2.21 – Динамика роста количества тележек грузовых вагонов

Как следствие, на пути обеспечения требуемых межремонтных пробегов вагонов возникает сложность или даже невозможность различия моделей тележек между собой, их отдельные элементы между подобными, обеспечения ремонта узлов и деталей тележек по тем требованиям, которые бы обеспечивали необходимые характеристик тележки в сборе и вагона в целом. Это ведет к увеличению расходов в эксплуатации, что отрицательно отражается на стоимости перевозок. Уже сейчас на территории Российской Федерации курсирует более 30 моделей тележек, которые имеют собственные конструкторские и технические особенности, нарушения которых может привести к непоправимым последствиям [18].

Кроме того, сейчас создан подвижной состав с грузовыми тележками с увеличенной осевой нагрузкой 27 тс и 30 тс. Все это говорит о том, что модельный ряд тележек грузовых вагонов увеличится, а вместе с этим проблема комплектации запасными частями ходовых частей на ремонтных позициях усугубится.

Тем не менее, большого спроса на вагоны с модернизированными тележками с повышенной осевой нагрузкой не наблюдается. Это связано как раз с тем, что ремонтные депо не снабжены всеми запасными частями, то есть отсутствует технологической базы на новые модификации тележек и в случае отцепки вагона, перевозчик несет большие потери в связи с увеличением времени ремонта. Однако увеличение пропускной способности железной дороги за счет увеличения осевой нагрузки грузовых вагонов является вопросом времени [16].

При успешном освоении производства грузовых тележек с увеличенной осевой нагрузкой и сохранении высокого спроса на подвижной состав с осевой нагрузкой 23,5 тс неизбежно возникает проблема разделения поточных линий производства, постоянной переналадкой производственного и ремонтного оборудования, увеличение затрат на его приобретение и содержание. С учетом обширной географии пространства железных дорог

колеи 1520 мм, не менее важной проблемой является ремонтпригодность и взаимозаменяемость запасных частей и узлов тележек грузовых вагонов.

Решением данных проблем может послужить модернизация уже существующих моделей в серийном производстве, с возможностью его использования, как в тележках нового, так и в тележках старого типа. Это даст заводам производителям меньше зависеть от конъюнктуры рынка. Но при этом необходимо естественно обеспечить постановку запасных частей строго в соответствии с осевой нагрузкой или с запасом, но не наоборот [25].

В последнее время предприятиям, инженерными и научными организациями, работающими над созданием тележек нового поколения, проделан огромный объём работы по совершенствованию конструкции. Но основной тележкой остается тележка модели 18-100. Опыт эксплуатации данной тележки показывает, что ее модернизация необходима связи с повышением требований безопасности к железнодорожному транспорту. Таким образом, подтверждена актуальность данной научно-прикладной задачи по созданию новой модернизированной тележки. Определены тенденции в совершенствовании отдельных узлов тележек в целом для улучшения прочностных и динамических качеств, снижение эксплуатационных затрат [18].

2.3 Выводы по разделу 2

1 Как показывает эксплуатация тележки модели 18-100, данная тележка в классическом исполнении не может эксплуатироваться в дальнейшем и нуждается в модернизации. Этому способствует повышение грузоподъёмности поездов и увеличение скорости движения составов. Для решения данной проблемы используются самые современные методы и материалы. Для оценки новых конструкций тележек происходит процедура компьютерного моделирования.

2 Внедрение инновационных тележек, таких как Barber S-2-R и Motion Control с повышенной осевой нагрузкой, имеет не только плюсы, но и минусы. К минусам можно отнести высокую стоимость запасных частей и различия в конструкции данных тележек, что приводит к простаиванию вагона в ремонте по причине нехватки запасных частей. Система ремонта «из-под вагона под вагон» в данном случае не работает.

3 Так же анализ конструкций данных тележек показал общую черту конструкторов. Все они старались уменьшить виброн нагружения основных узлов тележек, уменьшить величину объёмного износа и увеличить жесткость трехлементной тележки в плане.

3 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ЭКИПАЖА

Для исследования динамики тележек грузовых вагонов на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» МИИТа была разработана математическая модель движения грузового вагона в ПК «Универсальный механизм», позволяющая с достаточной точностью моделировать особенности взаимодействия деталей и узлов в тележки вагона.

3.1 Расчетная схема математической модели

Для проведения моделирования движения представим все тела вагона абсолютно твердыми. Положение груза относительно кузова вагона примем неизменной величиной. В результате данных преобразований грузовой вагон будет представлен системой из 31-ого абсолютно твердого тела: 4 колесных пар, 4 боковых рамы, 8 фрикционных клиньев, 2 надрессорных балки, 8 направляющих роликов, 4 опорные балки, кузов. Буксы же примем как шарниры вращения по краям осей колесных пар. По итогам подсчетов общее количество степеней свободы нашей механической системы составило 186 степеней свободы.

Каждое тело задается определенным набором параметров, а именно: массой тела m_i , моментом инерции J_i , где i – номер тела. Моменты инерции тела задаются относительно собственного положения центра масс в собственные системы координат (x_i, y_i, z_i) (рисунок 3.1). Для моделирования движения и определения перемещений узлов и деталей вагона вводятся две системы координат: неподвижная система (X_0, Y_0, Z_0) и подвижная (X_k, Y_k, Z_k) .

При движении вагона все его детали совершают сложное движение, которое состоит из переносного (вместе с подвижной системой координат) и из относительного (относительно подвижной системы координат) движения.

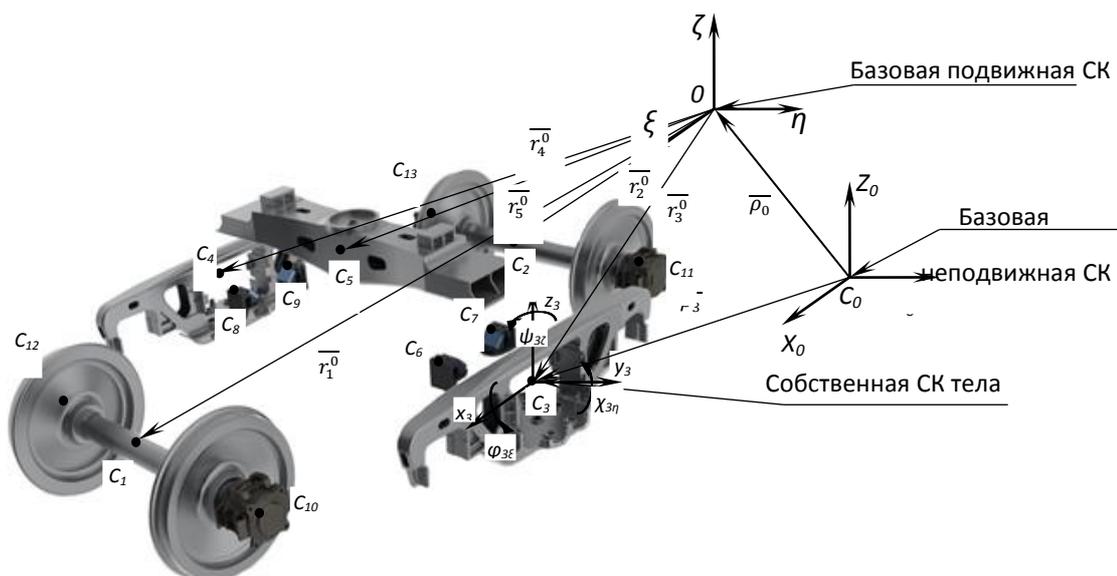


Рисунок 3.1 – Система координат в программном комплексе
«Универсальный механизм»

Положение i -го тела в неподвижной системе отсчета, может быть определено положением радиус-вектора $r_i^{(0)}$ (здесь и в дальнейшем, нижний индекс обозначает систему координат или номер тела, для которых вычисляется величина, а верхний индекс показывает в какой системе координат производится вычисление) [56].

Каждой степени свободы соответствует обобщенная координата. То есть для тела с 6-ю степенями свободы составления система дифференциальных уравнений с 6-ю обобщёнными координатами. Обобщая вышесказанное можно сделать вывод о том, что положение любого тела в системе координат можно представить в виде вектора [36]:

$$q_i = \left[r_{i\xi}^{(0)} \quad r_{i\eta}^{(0)} \quad r_{i\zeta}^{(0)} \quad \varphi_{i\xi}^{(0)} \quad \chi_{i\eta}^{(0)} \quad \psi_{i\zeta}^{(0)} \right]^T, \quad (3.1)$$

где $r_{i\xi}^{(0)}$, $r_{i\eta}^{(0)}$, $r_{i\zeta}^{(0)}$ – проекции векторов перемещений тела по ось X, Y, Z; $\varphi_{i\xi}^{(0)}$, $\chi_{i\eta}^{(0)}$, $\psi_{i\zeta}^{(0)}$ – углы поворота тела относительно центра масс.

С помощью обобщенных координат можно найти линейные и угловые скорости и ускорения любого тела:

$$v_i^{(0)} = U_i^{(0)} \cdot \dot{q}_i; a_i^{(0)} = U_i^{(0)} \cdot \ddot{q}_i; \quad (3.2)$$

$$\omega_i^{(0)} = B_i^{(0)} \cdot \dot{q}_i; \varepsilon_i^{(0)} = B_i^{(0)} \cdot \ddot{q}_i, \quad (3.3)$$

где $v_i^{(0)}$, $a_i^{(0)}$ – скорости, ускорения тела относительно неподвижной системы координат; $\omega_i^{(0)}$, $\varepsilon_i^{(0)}$ – угловые скорости и угловые ускорения тела относительно неподвижной системы координат; $U_i^{(0)}$ – матрица Якоби $\left[\frac{\partial R_i^{(0)}}{\partial q_i} \right]$;

$B_i^{(0)}$ – матрица Якоби $\left[\frac{\partial A_i^{(0)}}{\partial q_i} \right]$.

Для составления дифференциальных уравнений движения существует множества методов. Основной метод основан на вариационном принципе движения тел в обобщённых координатах с учетом независимости вариаций. Первый метод более простой и не менее эффективный – принцип Д’Аламбера. Второй более мощный метод составления дифференциальных уравнений – принцип Лагранжа второго рода. На основе начальных данных составляется система дифференциальных уравнений 3.5, характеризующая движение тела [36].

$$\left\{ \begin{array}{l} m_i \cdot a_{ix}^{(0)} = \sum F_{ix}^{(0)} + \sum R_{ix}^{(0)}; \\ m_i \cdot a_{iy}^{(0)} = \sum F_{iy}^{(0)} + \sum R_{iy}^{(0)}; \\ m_i \cdot a_{iz}^{(0)} = \sum F_{iz}^{(0)} + \sum R_{iz}^{(0)}; \\ J_{ix}^{(i)} \cdot \frac{d\omega_{ix}^{(i)}}{dt} + \omega_{iy}^{(i)} \omega_{iz}^{(i)} \cdot (J_{iz}^{(i)} - J_{iy}^{(i)}) = \sum M_{ix}^{(i)} + \sum L_{ix}^{(i)}; \\ J_{iy}^{(i)} \cdot \frac{d\omega_{iy}^{(i)}}{dt} + \omega_{iz}^{(i)} \omega_{ix}^{(i)} \cdot (J_{ix}^{(i)} - J_{iz}^{(i)}) = \sum M_{iy}^{(i)} + \sum L_{iy}^{(i)}; \\ J_{iz}^{(i)} \cdot \frac{d\omega_{iz}^{(i)}}{dt} + \omega_{ix}^{(i)} \omega_{iy}^{(i)} \cdot (J_{iy}^{(i)} - J_{ix}^{(i)}) = \sum M_{iz}^{(i)} + \sum L_{iz}^{(i)}, \end{array} \right. \quad (3.5)$$

где m – масса тела; $a_{ix}^{(0)}$, $a_{iy}^{(0)}$, $a_{iz}^{(0)}$ – проекции вектора ускорения тела на неподвижную систему координат; $\sum F_{ix}^{(0)}$, $\sum F_{iy}^{(0)}$, $\sum F_{iz}^{(0)}$ – сумма всех проекций активных внешних сил, которые приложены к телу;

$\sum R_{ix}^{(0)}, \sum R_{iy}^{(0)}, \sum R_{iz}^{(0)}$ – сумма проекций реактивных всех сил; $J_{ix}^{(i)}, J_{iy}^{(i)}, J_{iz}^{(i)}$ – моменты инерции тела; $\omega_{ix}^{(i)}, \omega_{iy}^{(i)}, \omega_{iz}^{(i)}$ – вектора угловой скорости тела; $\sum M_{ix}^{(i)}, \sum M_{iy}^{(i)}, \sum M_{iz}^{(i)}$ – сумма моментов всех сил, которые приложены к телу; $\sum L_{ix}^{(i)}, \sum L_{iy}^{(i)}, \sum L_{iz}^{(i)}$ – сумма моментов всех реактивных сил, приложенных к телу.

На основе составленных уравнений можно составить систему из обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка, при помощи которых можно описать движение вагона. В матричной форме данная система будет выглядеть так [56]:

$$M(q) \cdot \ddot{q}_i + k(q, \dot{q}) = Q, \quad (3.6)$$

где $M(q)$ – матрица масс; $k(q, \dot{q})$ – вектор обобщенных сил инерции; Q – вектор обобщенных сил.

$$M(q) = \sum_{i=1}^{27} M(q)_i = \sum_{i=1}^{27} (m_i \cdot U_i^{(0)T} \cdot U_i^{(0)} + B_i^{(i)T} \cdot J_i^{(i)} \cdot B_i^{(i)}); \quad (3.7)$$

$$k(q, \dot{q}) = \sum_{i=1}^{27} k_i(q, \dot{q}) = \sum_{i=1}^{27} (m_i \cdot U_i^{(0)T} \cdot a_i^{(0)} + B_i^{(i)T} \cdot (J_i^{(i)} \cdot \varepsilon_i^{(i)} + \tilde{\omega}_i^{(i)} \cdot J_i^{(i)} \cdot \omega_i^{(i)})); \quad (3.8)$$

$$Q = \sum_{i=1}^{27} Q_i = \sum_{i=1}^{27} (U_i^{(0)T} \cdot F_i^{(0)} + B_i^{(i)T} \cdot M_i^{(i)}). \quad (3.9)$$

Проинтегрировав полученные уравнения можно получить все необходимые обобщённые координаты для построения радиус – вектора положения центра масс тела. С помощью полученных обобщенных координат можно найти скорости, ускорения, неизвестные силы реакций связей

3.2 Реализация силовых элементов в программном комплексе «Универсальный механизм»

ПК «Универсальный механизм» включает в себя следующие силовые элементы: упругие (пружины центрального рессорного подвешивания) и

упруго-диссипативные (упругие элементы в буксовых узлах) силы, контактные взаимодействия между телами, а также силовые элементы – сайлент-блоки.

В ПК «Универсальный механизм» для оценки контактных взаимодействий двух тел введено допущение, что одно тело должно иметь бесконечную плоскость контакта, а на втором должны быть указаны точки контакта. На рисунке 3.2 показано два тела, каждое из которых привязано к своей системе координат.

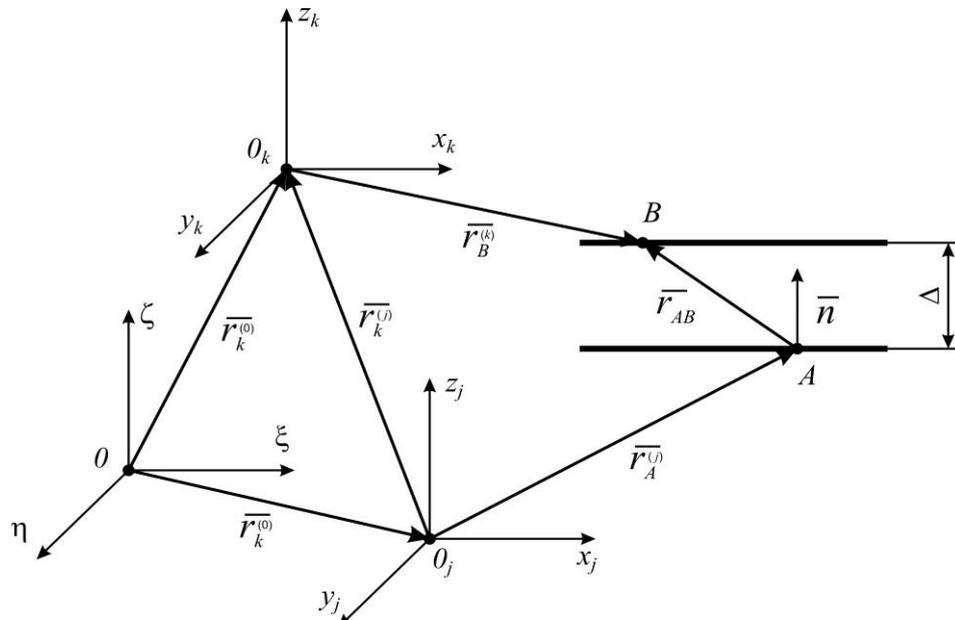


Рисунок 3.2 – Расчетная схема для определения контакта двух тел

Для определения положения данных тел вводятся радиус-векторы $r_A^{(0)}$, $r_B^{(0)}$ соответственно. К нижнему телу привязывают контактную плоскость, положение которой определяется вектором $r_A^{(j)}$, который описывает положение точки A . Точка A , принадлежит данной плоскости. На второе тело устанавливаем контактную точку B , положение которой задается вектором $r_B^{(k)}$. Положение двух независимых систем координат определяется радиус-вектором $r_k^{(j)}$. Как видно из рисунка 3.2 расстояние между двумя телами можно определить, отыскав вектор r_{AB} , который определяется из выражения:

$$\bar{r}_{AB}^{(j)} = \bar{r}_k^{(j)} + \bar{r}_B^{(k)} - \bar{r}_A^{(j)}, \quad (3.10)$$

Расстояние Δ определяется, как скалярное произведение полученного вектора r_{AB} на направляющий вектор \bar{n} :

$$\Delta = \left(r_{AB}^{(j)}, \bar{n} \right). \quad (3.11)$$

Если записать уравнение 3.11 в матричной форме, то оно будет выглядеть так:

$$\Delta = r_{AB}^{(j)T} \cdot n, \quad (3.12)$$

где $r_{AB}^{(j)}$ – матрица-столбец координат вектора r_{AB} ; n – матрица-столбец координат вектора \bar{n} .

При условии, что расстояние $\Delta \geq 0$, контакт между телами будет отсутствовать, а при условии $\Delta < 0$ в точке контакта появляется контактная сила, которая представляет собой сумму вектора силы трения и вектора силы реакции в точке контакта. Математическая модель данного условия представлена на рисунок 3.3 [29]:

$$\bar{F}_B^{(j)} = \begin{cases} 0, & \Delta \geq 0 \\ \bar{N}^{(j)} + \bar{F}_f^{(j)}, & \Delta < 0 \end{cases}, \quad (3.13)$$

где F_f – вектор силы трения; N – вектор нормальной силы реакции.

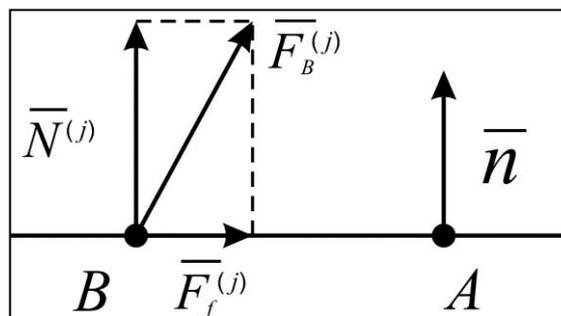


Рисунок 3.3 – Контактное взаимодействие типа точка-плоскость

Нормальная сила реакции в свою очередь описывается с помощью линейной упруго-диссипативной модели согласно выражению [36]:

$$N^{(j)} = -\Delta \cdot C_B - \frac{d\Delta}{dt} \cdot \beta_B, \quad (3.14)$$

где C_B – коэффициент жесткости материала в точке контакта;
 β_B – коэффициент диссипации материала в точке контакта.

Дифференцируя выражение 3.10 по времени:

$$\frac{d\Delta}{dt} = \frac{d}{dt} \left(r_{AB}^{(j)T} \right) \cdot n + r_{AB}^{(j)T} \cdot \frac{dn}{dt} = \frac{d}{dt} \left(r_{AB}^{(j)T} \right) \cdot n. \quad (3.15)$$

В данном выражении $\frac{dn}{dt} = 0$, т.к. вектор \bar{n} не изменяет свое положение в системе координат, к которой он относится. Величину $\frac{d}{dt} \left(r_{AB}^{(j)} \right)$ можно определить, взяв производную от выражения 3.10 по времени:

$$\frac{d}{dt} \left(\bar{r}_{AB}^{(j)} \right) = \frac{d}{dt} \left(\bar{r}_k^{(j)} \right) + \frac{d}{dt} \left(\bar{r}_B^{(k)} \right) - \frac{d}{dt} \left(\bar{r}_A^{(j)} \right). \quad (3.16)$$

Так как вектор $\bar{r}_A^{(j)}$ остается постоянным в своей системе координат, выражение 3.16 может быть записано в следующем виде:

$$\frac{d}{dt} \left(\bar{r}_{AB}^{(j)} \right) = \frac{d}{dt} \left(\bar{r}_k^{(j)} \right) + \frac{d}{dt} \left(A_k^{(j)} \right) \cdot \bar{r}_B^{(k)}, \quad (3.17)$$

где $A_k^{(j)}$ – матрица направляющих косинусов.

Как известно из курса физики кулоновская сила трения работает в двух переходящих режимах: скольжения и сцепления. Режим скольжения описывается следующей математической моделью [35]:

$$F_f^{(j)} = \frac{-f \cdot N^{(j)} \cdot v_s^{(j)}}{|v_s^{(j)}|}, \quad (3.18)$$

где v_s – скорость относительного скольжения, м/с; f – коэффициент трения скольжения;

Величину v_s можно представить в векторной форме:

$$\bar{v}_s^{(j)} = \frac{d\bar{r}_{AB}^{(j)}}{dt} - \frac{d\Delta}{dt} \cdot \bar{n} \quad (3.19)$$

Для перехода трения в режим сцепления необходимо соблюсти условие, при котором вектор скорости скольжения поменяет направление, то есть когда

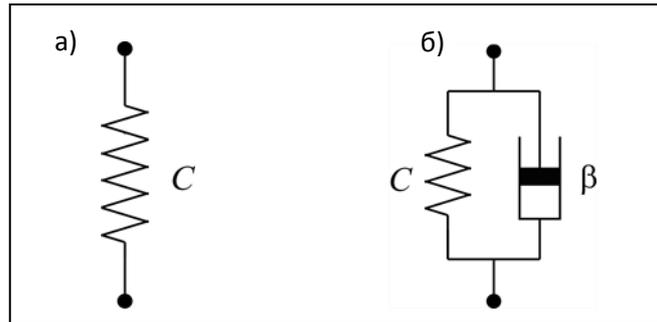
относительное движение одного тела относительно другого будет равно нулю.

В режиме сцепления сила трения определяется выражением:

$$F_f^{(j)} = -f_0 \cdot N^{(j)}, \quad (3.20)$$

где f_0 – коэффициент трения сцепления.

Для математического моделирования упруго-вязких силовых элементов в данной работе используются модели Гука и Фойгта (рисунок 3.4)



а – модель Гука; б – модель Фойгта

Рисунок 3.4 Расчетные схемы силовых элементов

При этом математическая модель силы F и момента M согласно рисунку 3.2 в системе координат, к которой принадлежит упругий элемент, определяется следующим выражением [29]:

$$F = C_r \cdot dR_B^{(A)}; \quad (3.21)$$

$$M = C_\varphi \cdot dA_B^{(A)}, \quad (3.22)$$

где C_r – матрица продольной жесткости; C_φ – матрица угловой жесткости; $dR_B^{(A)}$ – матрица продольных деформации силового элемента; $dA_B^{(A)}$ – матрица направляющих косинусов угловой деформации упругого элемента.

Математическая модель упруго-диссипативного элемента Фойга (рисунку 3.4, б) можно выразить в матричной форме:

$$F_D = C_r \cdot dR^{(A)} + D_r \cdot d\dot{R}^{(A)}; \quad (3.23)$$

$$M_D = C_\varphi \cdot dA_B^{(A)} + D_\varphi \cdot d\dot{A}_B^{(A)}, \quad (3.24)$$

где D_r – матрица продольной диссипации; D_φ – матрица угловой диссипации.

Расчетная схема деформации упруго элемента, аналогичная расчетной схеме определения контактных сил, представлена на рисунке 3.5.

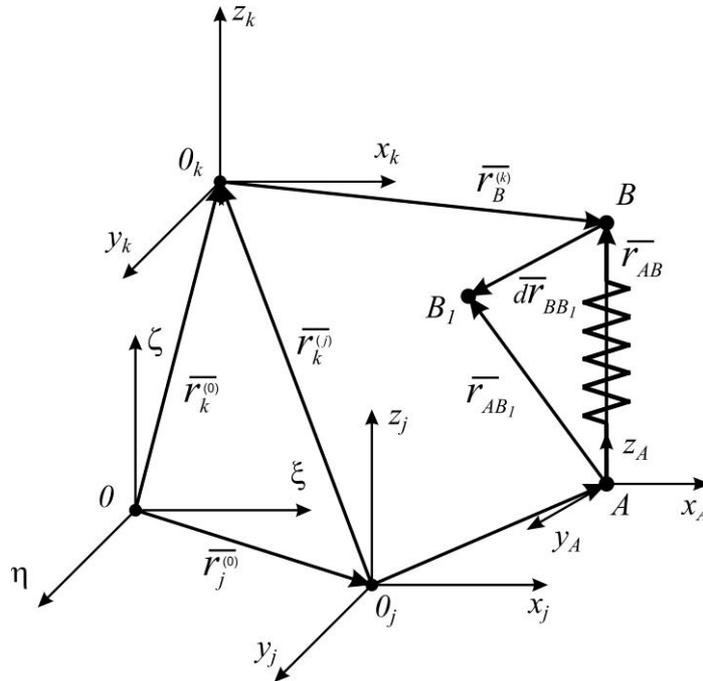


Рисунок 3.5 – Расчетная схема определения деформации пружины в ПК «Универсальный механизм»

Точки A и B являются точками закрепления упругого элемента. При получении нагрузки упругий элемент начинает деформироваться и точка B перемещается в точку B_1 для момента времени $t = t_i$. В данном случае величину вектора r_{AB} можно будет найти по следующей формуле:

$$dr_{AB} = r_{AB} - r_{BB_1}, \quad (3.25)$$

Связь наддресорных балок с боковыми рамами реализована упругими линейными силовыми элементами, моделирующими работу пружинного рессорного подвешивания. Они задаются матрицами жесткости и стационарным значением силы и момента.

Матрица жесткости для упругого элемента, расположенного вдоль оси Z (рисунок 3.6) системы координат первого тела имеет вид [35]:

$$C = \begin{pmatrix} c_s & 0 & 0 & 0 & -c_s H/2 & 0 \\ 0 & c_s & 0 & c_s H/2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_l & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_s H/2 & 0 & c_\varphi & 0 & 0 \\ -c_s H/2 & 0 & 0 & 0 & c_\varphi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_a \end{pmatrix} \quad (3.26)$$

где c_s , c_l , c_φ , c_a – сдвиговая, продольная, изгибная жесткости пружины и жесткость на кручение, H – высота пружины без нагрузки.

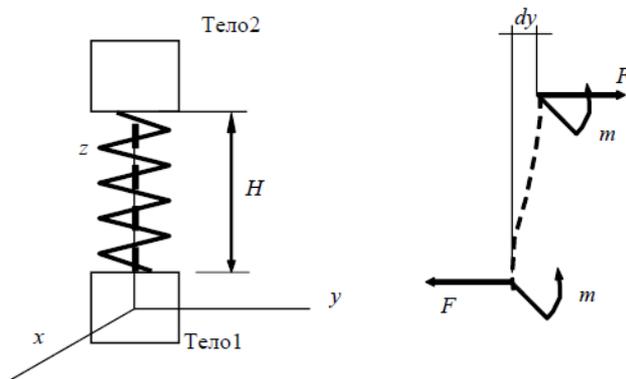


Рисунок 3.6 – Схема деформация пружины при сдвиге

Коэффициенты жесткости цилиндрической пружины можно рассчитать по следующим формулам [29]:

$$c_l = \frac{G \cdot d^4}{64 \cdot n \cdot R^3}; \quad (3.27)$$

$$c_a = \frac{E \cdot d^4}{128 \cdot R \cdot n}; \quad (3.28)$$

$$c_s = \frac{1}{\frac{1}{c_{1s}} + \frac{H^2}{12 \cdot c_{2s}}}; \quad (3.29)$$

$$c_\varphi = \frac{c_{2s}}{1 - \frac{H^2}{4 \cdot c_{2s} \cdot (\frac{1}{c_{1s}} + \frac{H^2}{3 \cdot c_{2s}})}}, \quad (3.30)$$

где R – радиус пружины; d – диаметр прутка; n – число витков; $c_{1s} = 2(1+\mu)c_l$; $c_{2s} = 2c_a/(1+\mu)$; G – модуль сдвига; E – модуль упругости первого рода; μ – коэффициент Пуассона.

Связь надressорных балок с боковыми рамами реализована упругими линейными силовыми элементами, моделирующими работу пружинного

рессорного подвешивания. Они задаются матрицами жесткости и стационарным значением силы и момента. Клиновый гаситель колебаний реализован при помощи контактных силовых элементов. Модель учитывает поперечные зазоры в пазах надрессорной балки $\Delta_{КБ}$, а также износы планки и наклонной поверхности балки (рисунок 3.7).

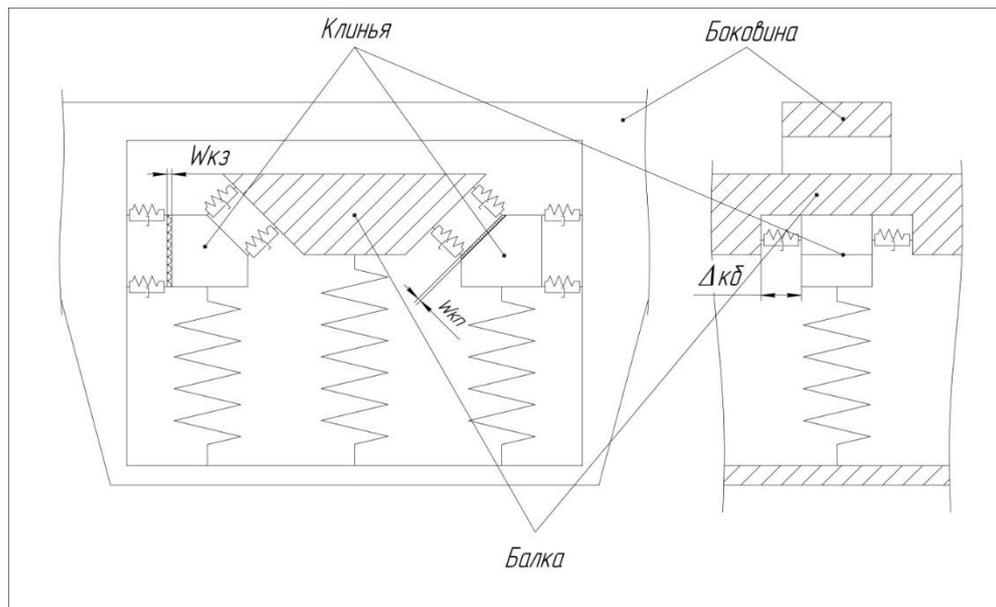


Рисунок 3.7– Расчетная силовая схема взаимодействия надрессорной балки, боковой рамы и фрикционного клина

Модель силового взаимодействия кузова и надрессорной балки в пятнике включает 8 контактных взаимодействий типа точка-плоскость [46]. Четыре точки контакта препятствуют боковым смещениям кузова в пятнике, при этом учитывается зазор между пятником и подпятником в продольном и поперечном направлении $\Delta_{ПУ}$ и $\Delta_{ПХ}$. В модели также учтена перевалка кузова на плоском пятнике в пределах зазоров в скользящих $\Delta_{СК}$ (рисунок 3.8) [31, 33].

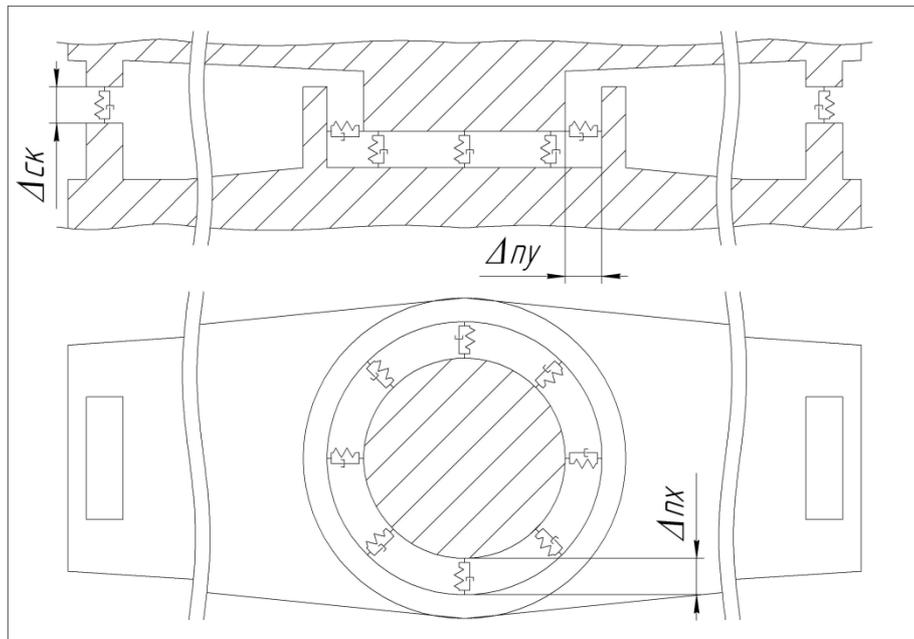


Рисунок 3.8 – Расчетная силовая схема взаимодействия

При равномерном распределении давления на диск при повороте пятника момент трения в подпятнике будет равен:

$$M = f \frac{N2}{R^2} \int_0^R r^2 dr = f \frac{2}{3} RN, \quad (3.31)$$

где f – коэффициент трения, N – сила давления, R – радиус диска.

Для оценки влияния направляющих роликов на ходовые качества тележки модели 18-100, направляющие ролики были заданы как отдельные твердые тела.

Силовое взаимодействие между роликами надрессорной балки и направляющими боковых рам показано согласно силовой схеме, показанной на рисунке 3.9. В исходном состоянии между двумя данными телами имеется зазоры δ_{01} , δ_{02} , δ_{03} , δ_{04} , позволяющие надрессорной балке перемещаться в поперечном направлении относительно рамы.

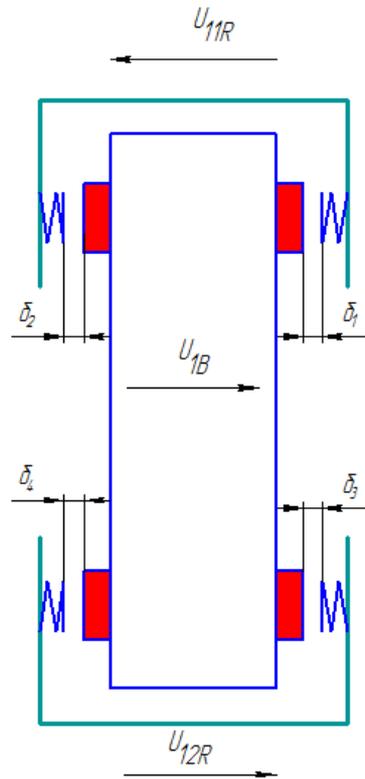


Рисунок 3.9 – Силовая схема взаимодействия направляющих роликов

При закрытии зазора ролик взаимодействует с направляющей, в результате чего появляется реакция R_{δ_1} , R_{δ_3} или R_{δ_2} , R_{δ_4} .

В процессе моделирования и расчетов зазоры контролируются по формулам:

$$\delta_1 = \delta_{01} + U_{11R} - U_{1B} ; \quad (3.32)$$

$$\delta_2 = \delta_{02} - U_{11R} + U_{1B} ; \quad (3.33)$$

$$\delta_3 = \delta_{03} + U_{12R} - U_{1B} ; \quad (3.34)$$

$$\delta_4 = \delta_{04} - U_{12R} + U_{1B} , \quad (3.35)$$

где U_{11R} – продольное перемещения боковой рамы тележки (первая цифра обозначает номер тележки, вторая номер боковой рамы); U_{1B} – продольное перемещение надрессорной балки.

Для вычисления реакций используется следующая логика:

1) при условии $\delta_1 > 0$, $\delta_2 > 0$, $\delta_3 > 0$, $\delta_4 > 0$,

$R_{\delta_1} = 0$, $R_{\delta_3} = 0$, $R_{\delta_2} = 0$, $R_{\delta_4} = 0$;

2) при условии $\delta_1 < 0$,

$$R_{\delta 2} = 0, R_{\delta 4} = 0;$$

3) при условии $\delta_3 < 0$,

$$R_{\delta 1} = c_B \cdot (U_{1B} - U_{11R} - \delta_1) - \beta_B \cdot (\dot{U}_{1B} - \dot{U}_{11R}),$$

$$R_{\delta 3} = c_B \cdot (U_{1B} - U_{12R} - \delta_3) - \beta_B \cdot (\dot{U}_{1B} - \dot{U}_{12R});$$

4) при условии $\delta_2 < 0$,

$$R_{\delta 1} = 0, R_{\delta 3} = 0;$$

5) при условии $\delta_4 < 0$,

$$R_{\delta 2} = c_B \cdot (-U_{1B} + U_{11R} - \delta_2) - \beta_B \cdot (-\dot{U}_{1B} + \dot{U}_{11R}),$$

$$R_{\delta 4} = c_B \cdot (-U_{1B} + U_{12R} - \delta_4) - \beta_B \cdot (-\dot{U}_{1B} + \dot{U}_{12R});$$

Аналогичные вычисления проводятся для второй тележки.

По причине того, что радиальные и осевые зазоры в буксовом узле (рисунок 3.10) малы и того что перед данной работой не стоит задача оценки динамики в самом подшипнике, примем буксовые узлы как вращающиеся шарниры, закреплённые по краям колесных пар без внутреннего трения. Дополнительно стоит отметить, что реализация детализированной модели подшипникового узла намного увеличит время компьютерного моделирования.

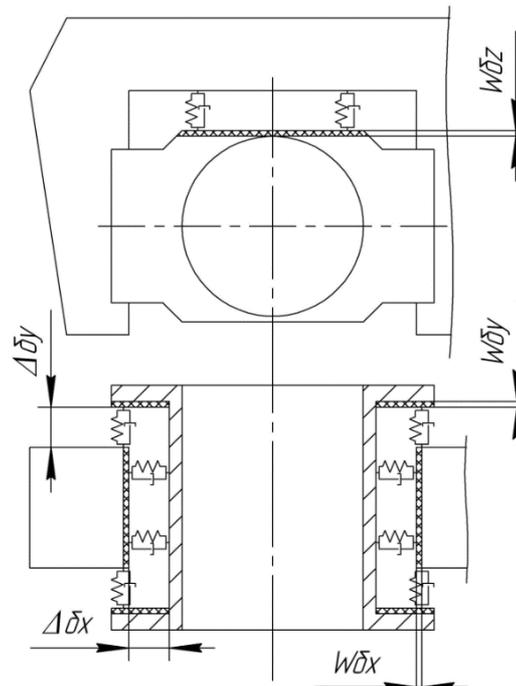


Рисунок 3.10 – Схема возможных перемещений буксового узла

Упругие прокладки были реализованы как силовые элементы, имеющие нелинейную характеристику с зазором.

3.3 Оценка устойчивости движения колесных пар

Как правило, безопасность движения оценивается по коэффициенту устойчивости против вкатывания гребня колеса на головку рельса.

Условие отсутствие процесса вкатывания колеса на головку рельса оценивается по формуле Марье в виде [28, 83, 84]:

$$k_y = \frac{\tan \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \tan \beta} \cdot \frac{P_B}{P_\sigma} \geq [k_y] \quad (3.36)$$

где μ – коэффициент трения скольжения; β – угол наклона бандажа гребня колеса вагона; P_B – суммарная вертикальная сила, которая приложена к набегающему колесу; P_σ – суммарная боковая нагрузка, действующая на набегающее колеса.

Однако, как показывает динамика вагона в прямых и кривых участках пути, условие 3.36 является необходимым, но при этом не достаточным. Рациональнее проверить устойчивость колесной пары на отрыв колеса от рельса по условию равенства изменения радиуса колеса от его среднего значения (Δr) и высота гребня колеса ($h_{zp}=28$ мм). То есть условие подъема колеса вычисляется из условия $\Delta r \geq h_{zp}$.

Приращение радиуса колеса зависит от многих факторов, а именно от боковых перемещений колесной пары (y_k), горизонтальной неровности (η_z), изменение первоначального зазора между гребнем колеса и рельсом (δ_k), а также значению коничности на поверхности катания ($n=1/10$) и гребнем колеса (n_{zp}) [74].

$$\Delta r_1 = n_I \cdot y_{k1} - n_I \cdot \eta_{r1} + \delta_1(n - n_I) \quad (3.37)$$

$$\Delta r_2 = -n_{II} \cdot y_{k1} + n_{II} \cdot \eta_{r2} + \delta_2(n - n_{II}) \quad (3.38)$$

$$\Delta r_3 = n_{III} \cdot y_{k2} - n_{III} \cdot \eta_{r3} + \delta_3(n - n_{III}) \quad (3.39)$$

$$\Delta r_4 = -n_{IV} \cdot y_{k2} + n_{IV} \cdot \eta_{\Gamma4} + \delta_4(n - n_{IV}) \quad (3.40)$$

$$\Delta r_5 = n_I' \cdot y_{k3} - n_I' \cdot \eta_{\Gamma5} + \delta_5(n - n_I') \quad (3.41)$$

$$\Delta r_6 = -n_{II}' \cdot y_{k3} + n_{II}' \cdot \eta_{\Gamma6} + \delta_6(n - n_{II}') \quad (3.42)$$

$$\Delta r_7 = n_{III}' \cdot y_{k4} - n_{III}' \cdot \eta_{\Gamma7} + \delta_7(n - n_{III}') \quad (3.43)$$

$$\Delta r_8 = -n_{IV}' \cdot y_{k4} + n_{IV}' \cdot \eta_{\Gamma8} + \delta_8(n - n_{IV}') \quad (3.44)$$

где $n_I, n_{II}, n_{III}, n_{IV}, n_I', n_{II}', n_{III}', n_{IV}'$ – коничности колес в точке контакта колеса и рельса. Так как коничности на гребне колеса и ободу отличаются. Будем считать, что при условии закрытия зазора происходит переход от одной коничности к другой.

Зазоры между гребнем колеса и рельсом будем находить согласно формулам:

$$\delta_1 = \delta_k - y_{k1} + \eta_{\Gamma1}; \quad (3.45)$$

$$\delta_2 = \delta_k + y_{k1} - \eta_{\Gamma2}; \quad (3.46)$$

$$\delta_3 = \delta_k - y_{k2} + \eta_{\Gamma3}; \quad (3.47)$$

$$\delta_4 = \delta_k + y_{k2} - \eta_{\Gamma4}; \quad (3.48)$$

$$\delta_5 = \delta_k - y_{k3} + \eta_{\Gamma5}; \quad (3.49)$$

$$\delta_6 = \delta_k + y_{k3} - \eta_{\Gamma6}; \quad (3.50)$$

$$\delta_7 = \delta_k - y_{k4} + \eta_{\Gamma7}; \quad (3.51)$$

$$\delta_8 = \delta_k + y_{k4} - \eta_{\Gamma8}. \quad (3.52)$$

При условии $\delta_i > 0$, то коничности контакта принимается равной коничности обода колеса, а при условии $\delta_i < 0$ коничность контакта колеса и рельса принимается равной коничности гребня колеса [74].

Для сглаживания функции перехода от одной коничности к другой необходимо использовать функцию сглаживания согласно линейной интерполяции:

$$n_i = n_1 + \frac{(n - n_{\Gamma p})}{(t_1 - t_2)} (t_1 - \delta_i) \quad (3.53)$$

В ПК «Универсальный механизм» вышеизложенная методика определения отрыва колеса от головки рельса, определяется с помощью комбинированного коэффициента запаса устойчивости λ_c .

3.4 Взаимодействие колеса с рельсом при качении

Колесная пара является одним из основных и наиболее нагруженных элементов ходовых частей подвижного состава железных дорог, непосредственно взаимодействуя с рельсом. Извилистое движение колесной пары сопровождается возникновением сил и моментов в горизонтальном направлении. Горизонтальные силы усиливаются от воздействия рамы с колесной парой. Между колесом и рельсом возникает трение качения. Касательные силы, которые возникают в точке контакта, вызывают проскальзывания колес по головке рельса [45].

Когда касательные силы меньше силы сухого трения происходит относительное скольжение колеса по рельсу. В процессе качения данное явление происходит за счет упругих деформаций материала колеса и рельса. В такой науке как динамика вагона — это явление называют упругим скольжением, или крипом [11].

$$F = k \frac{u}{v}, \quad (3.54)$$

где k – коэффициент крипа, v – скорость поезда, u – скорость проскальзывания

В точке контакта при незначительных крутящих моментах первоначально возникает малая область проскальзывания, которая возрастает с увеличением положительного момента до тех пор, пока не наступит полное скольжение. Упрощенная модель упругого колеса показана на рисунке 3.11 [27].

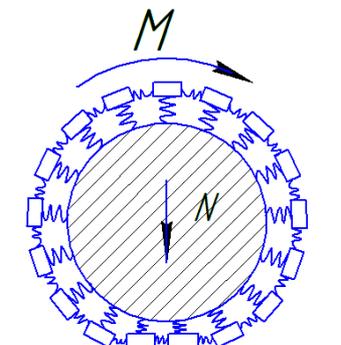


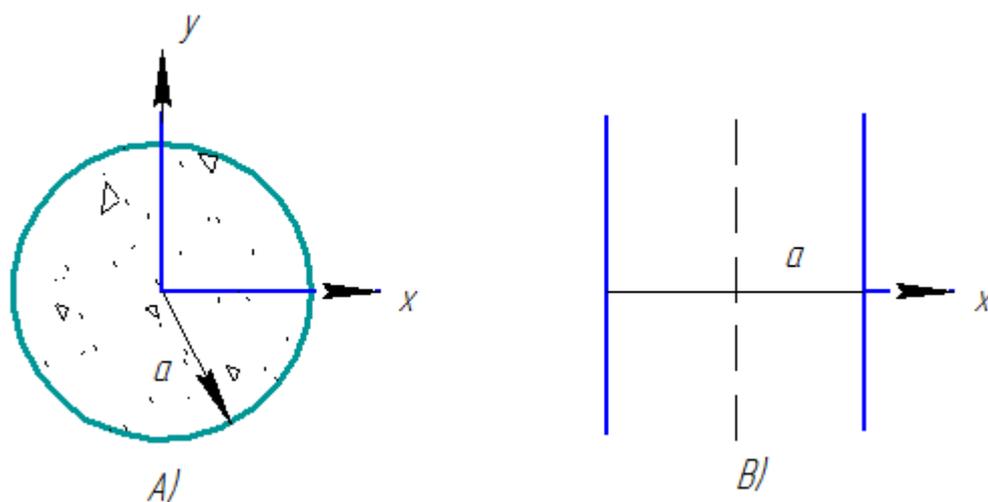
Рисунок 3.11 – Простейшая модель котящегося колеса

При осуществлении полного поворота колеса можно заметить, что упругие элементы, которые входят в контакт с поверхностью, находятся в сжатом состоянии. При выходе из области контакта, где элементы нагружены на растяжение, а действие нормальной силы ослабевает, равновесие нарушается и элементы релаксируют. Вследствие этого колесо еще немного проворачивается. При качении колеса и наличии крутящего момента в области контакта всегда существует область схватывания, которая находится на входе. И область проскальзывания – на выходе области контакта. Нетрудно заметить, что коэффициент проскальзывания равен деформации в области схватывания в пятне контакта [14, 45]:

$$k = \frac{\varepsilon_{xx}}{1 + \varepsilon_{xx}} \approx \varepsilon_{xx} \quad (3.55)$$

Используя известные формулы из теории упругости, можно предположить, что пятно контакта представляет собой круг с радиусом (a), как показано на рисунке 3.12. В этом круге действуют касательные напряжения:

$$\tau(r) = \sigma_{xx}(r) = \tau_0 \sqrt{1 - \frac{r^2}{a^2}} \quad (3.56)$$



a) – радиус контакта колеса и рельса; б) – полоса ширины контакта 2a

Рисунок 3.12 – Касательно нагруженный контакт

В результате действия касательных напряжений происходит сдвиг [85]

$$u_x = \frac{\pi\tau_0}{32Ga} [4(2 - \nu)a^2 - (4 - 3\nu)x^2 - (4 - \nu)y^2], \quad (3.57)$$

где G – модуль сдвига; ν – окружная скорость.

Формула касательных напряжений преобразуется:

$$\tau(x) = \sigma_{xx}(x) = \tau_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \quad (3.58)$$

В полосе шириной $2a$ (рисунок 3.12) происходит смещение поверхности:

$$u_x = Const - \tau_0 \frac{x^2}{aE}, \quad (3.59)$$

где E – модуль упругости материала колеса. С помощью данной зависимости можно построить график распределения напряжения в контакте.

Распределение нормального давления по всей контактной поверхности можно найти в работах Герца [26]:

$$p(x) = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \quad (3.60)$$

Чтобы построить график распределения напряжений для контакта качения, необходимо выполнить определенные кинематические и динамические условия. Согласно рисунку 3.11 материал, входящий в область контакта, находится в деформации. Допустим, что деформация в зоне контакта постоянна. Так же предположим, что в зоне проскальзывания должно выполняться условие (закон трения Кулона $F_{тр} = \mu N$) [14]:

$$\tau(x) = \mu p(x) \quad (3.61)$$

Из вышесказанного можно написать формулу расчета касательных напряжений в зоне контакта:

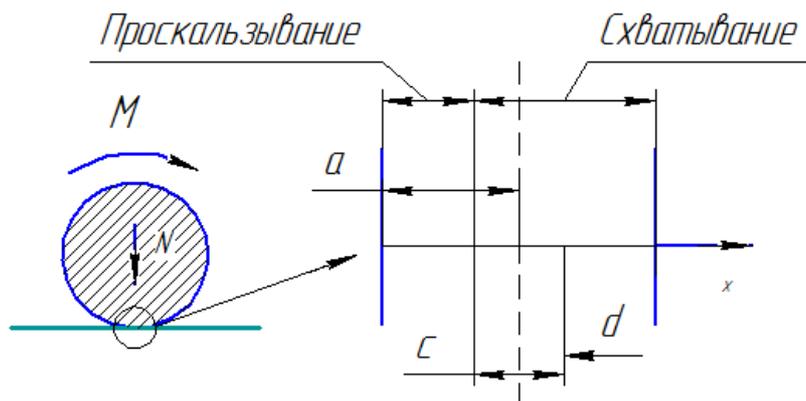
$$\tau(x) = \tau_1(x) + \tau_2(x), \quad (3.62)$$

где $\tau_1(x)$ – касательные напряжение в зоне схватывания, $\tau_2(x)$ – касательные напряжение в зоне проскальзывания.

Из рисунка 3.13 видно, что $d=a - c$. Из формулы расчета касательных напряжений в зоне контакта можно вывести формулы смещения, равные:

$$u_{x1} = Const - \tau_1 \frac{x^2}{aE}; \quad (3.63)$$

$$u_{x2} = Const + \tau_2 \frac{(x - d)^2}{cE} \quad (3.64)$$



a - половина ширины зоны контакта; c - половина ширины области схватывания на передней кромке

Рисунок 3.13– Распределение касательных напряжений в зоне контакта.

Для полного смещения получаем:

$$u_x = Const - \tau_1 \frac{x^2}{aE} + \tau_2 \frac{(x - d)^2}{cE} \quad (3.65)$$

А формула для деформации:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} = -\tau_1 \frac{2x}{aE} + \tau_2 \frac{2(x - d)}{cE} \quad (3.66)$$

Подставляем вместо τ_1 выражение закона Кулона, получаем $\tau_1 = \mu p_0$. Принимая во внимание то, что деформация в зоне схватывания постоянна, запишем формулу:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} = -\frac{2\mu p_0 d}{aE} \quad (3.67)$$

Полная поперечная сила в области контакта рассчитывается по формуле:

$$F_x = \int_{-a}^a L * \tau(x) dx \approx L * \left(\frac{\pi}{2} a \mu p_0 - \frac{c}{a} \frac{\pi}{2} c \mu p_0 \right) = \mu F_N \left(1 - \frac{c^2}{a^2} \right) \quad (3.68)$$

В результате арифметических операций расстояние a будет равно:

$$\frac{F_x}{\mu F_N} = 1 - \frac{c^2}{a^2} \quad (3.69)$$

$$a = \frac{c}{\sqrt{1 - \frac{F_x}{\mu F_N}}} \quad (3.70)$$

выражения $d = a - c$ преобразуется за счет подстановки значения a :

$$d = \frac{c}{\sqrt{1 - \frac{F_x}{\mu F_N}}} - c \quad (3.71)$$

$$d = \frac{c \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{F_x}{\mu F_N}} \right)}{\sqrt{1 - \frac{F_x}{\mu F_N}}} \quad (3.72)$$

Подставляя полученные значения a и d в формулу 3.67, можно определить коэффициент кривизны:

$$k = \frac{\partial u_x}{\partial x} = -\frac{2\mu p_0}{E} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{F_x}{\mu F_N}} \right) \quad (3.73)$$

Подставив $p_0 = E \cdot \frac{a}{2R}$, где R – радиус колеса можно получить окончательную формулу определения коэффициента Кривизны для поверхности катания колеса.

$$k = -\frac{\mu a}{R} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{F_x}{\mu F_N}} \right) \quad (3.74)$$

Для определения размера контакта a можно использовать модель Герца [49]. С учётом допущений, что угол между плоскостями поверхностей колеса и рельса, содержащими главные радиусы кривизны, равен нулю и $R_{11} = \infty$, уравнения примут вид [48]:

$$a = m \sqrt[3]{\frac{3\pi N(k_1 + k_2)}{4(A + B)}} \quad (3.75)$$

$$A + B = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{21}} + \frac{1}{R_{22}} \right] \quad (3.76)$$

где R_{11} , R_{12} – главные радиусы кривизны поверхностей в начальной точке контакта рельса и рельса, R_{21} – радиус колеса в контакте колеса, R_{22} – радиус галтельного участка профиля рельса; $k_1 + k_2 = 0.67(1 - \mu^2)/E$; E – модуль упругости материалов колеса и рельса; N – нормальная сила в контакте; m – коэффициент, определяющиеся, в зависимости от угла θ ; θ – угол между касательной к поверхности катания колеса и вектора силы N .

3.5 Выводы по разделу 3

1 В данном разделе определены математические зависимости описывающие работу программного комплекса «Универсальный механизм». Дополнительно были выведены математические зависимости силового взаимодействия конструкции тележки модели 18-100 и направляющих роликов. Были проведены математические исследования закона скольжения колеса по головке рельса.

2 Была определена методика определения показателя безопасности движения как коэффициент запаса устойчивости от вкатывания колеса на головку рельса и отрыва колеса.

3 Новая математическая модель позволяет: исследовать физические законы взаимодействия деталей и узлов модернизированной тележки модели 18-100 не прибегая к натурным испытаниям, провести оценку безопасности движения, оценить объёмный износ колёсных пар и других пар трения. Дополнительно можно использовать данную модель для определения оптимальных геометрических размеров, инерционных и силовых параметров данной модели.

4 ПУТИ МОДЕРНИЗАЦИИ ТЕЛЕЖКИ МОДЕЛИ 18-100

В настоящее время существует множество вариантов модернизации тележки модели 18-100, но до сих пор не нашли наилучшего варианта. С течением времени появляются все новые и новые способы улучшить динамику грузового вагона.

4.1 Вариант модернизации тележки грузового вагона модели 18-100

Самой нагружаемой частью в грузовом вагоне являются ходовые части. Они служат опорой экипажа на путь и обеспечивают безопасность движения железнодорожного состава. Конструкция ходовых частей в настоящее время многообразна, число моделей достигает более 50. От конструкции ходовых частей зависит очень многое, как безопасность, так и скорость доставки груза.

За последние 30 лет сформировалась главная проблема на Российской железной дороге – это большие затраты на ремонт ходовых частей вагонов. Можно выделить две основные причины, которые влияют на повышенный износ тележек модели 18-100: это повышение осевой нагрузки и увеличение эксплуатационной скорости движения. Компания ОАО «РЖД» тратит огромные деньги на решение данной проблемы. Зачастую данная тележка не способна выдержать такие изменения, так как проектировалась для других условий эксплуатации. В настоящее время для улучшения динамических качеств данной конструкции можно выделить несколько способов улучшения: применение износостойких прокладок в местах трения, использование новых профилей катания колесных пал с увеличенной осевой нагрузкой, применение связей для обеспечения жесткости боковых рам, применения новых букс с кассетными подшипниками и адаптером. Данные действия дают небольшие улучшения в динамике подвижного состава. Вследствие этого собственники вагонов закупают подвижной состав с тележками Barber S-2-R, Motion Control. У данных тележек увеличен межремонтный пробег, что и привлекает

собственников вагонов.

Принимая во внимание тот факт, что в эксплуатации в Российской Федерации находится значительное количество тележек типа 18-100 (более 2 млн.), целесообразно провести модернизацию данной тележки. Так же стоит заметить, что даже если начать полную замену всех тележек данной модели на новые зарубежные аналоги, учитывая современные мощности заводов по изготовлению вагонов, потребуется порядка 50-70 лет.

Так как наибольшее нагружение тележка вагона получает, именно на кривом участке пути, разберем, что происходит с тележкой при прохождении вагона данного участка пути. При движении тележки на кривом участке путь внутреннее колесо проходит меньший путь, чем наружное, вследствие чего происходит проскальзывание. Уменьшение проскальзывания достигается за счет переменного диаметра поверхности катания колеса [49].

В тот момент, когда тележка начинает входить на кривой участок пути радиусом R (рисунок 4.1), первая по ходу движения колесная пара своим наружным колесом набегаем на внутреннюю грань наружного рельса. Вследствие этого между гребнем колеса и рельсом возникает направляющее усилие YI , которое заставляет поворачивать тележку. Точка контакта колеса и рельса перемещается из центрального положения вперед на небольшое расстояние, которое определяется по формуле $\varepsilon = (r+t) \cdot \tan(\beta) \cdot \tan(\psi)$. Данная величина зависит от радиуса колеса (r) от угла наклона бандажа (β) и угла набегания (ψ) колесной пары. Такое же явление происходит со 2-ой по ходу движения колесной парой только уже с внутренним колесом. Эти силы создают момент, который заставляет поворачивать тележку в плане. Важным условием безопасного прохождения кривого участка пути является тот факт, что бы момент поворота был больше момента сопротивления повороту тележки. Момент сопротивления повороту состоит из момента сопротивления в узле пятник и подпятник, а также момента сопротивления в скользунах и сил трения в точках контакта колеса и рельса [49].

Из расчетов динамики вагонов в работах С.В. Вершинского [11] была

выведена формула характеризующая момент сил сопротивлению повороту тележки в скользунах, и она равна:

$$M_{тр} = \frac{m_{бр} \cdot v^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{2m_{тел}}{m_{бр}}\right) \cdot \frac{ns}{2r} \cdot \psi_{max}, \quad (4.1)$$

где $m_{бр}$ – масса вагона брутто, v – скорость вагона, $m_{тел}$ – масса тележки, n – коничность бандажа колесной пары, $2s$ – ширина железнодорожной колеи, ψ – угол набегания колесной пары. Максимальный угол набегания можно вычислить приближенно, принимая во внимание, что колесная пара закреплена на раме тележки жестко [4]:

$$\psi_{max} = \frac{L_{ваг}}{R} + \frac{e}{l_{тел}} \left(1 + \frac{l_{тел}}{2L_{ваг}}\right), \quad (4.2)$$

где $2L_{ваг}$ – база вагона, R – радиус кривой, e – максимальный зазор между гребнем и внутренней гранью рельсовой колеи, $2l_{тел}$ – база тележки.

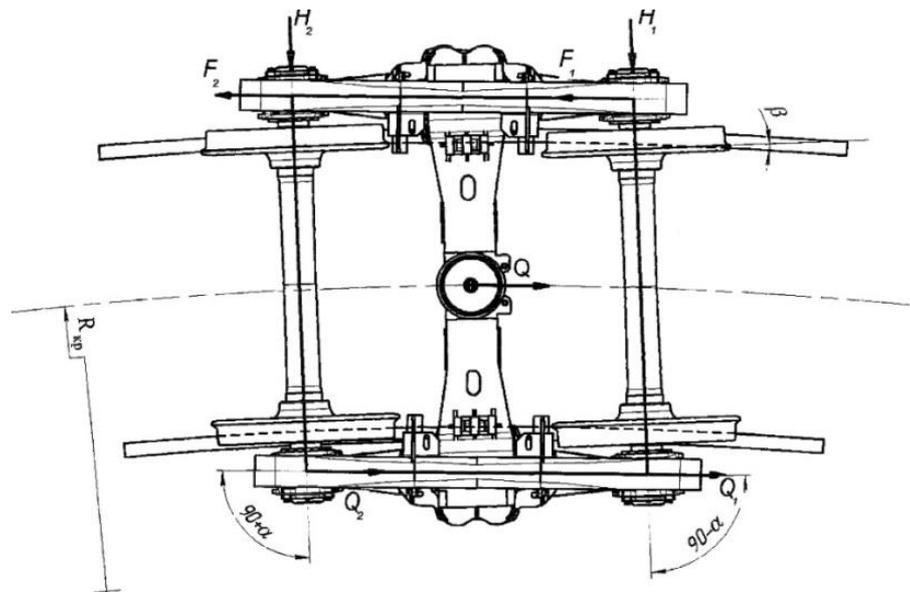


Рисунок 4.1 – Тележка 18-100 в плане

По своей конструкции тележка 18-100 имеет нежесткую раму, состоящую из двух боковых рам и наддрессорной балки, имеющую связь в горизонтальной плоскости. Это связь создается за счет поперечной жесткости пружинного комплекта и горизонтальных сил трения во фрикционных гасителях колебаний. Данная связь дает недостаточную жесткой раме тележки из-за:

- малой жесткости данной связи;

- установки боковой рамы на буксы с зазорами между буксами и челюстным проемом в продольном и поперечном направлении. Это дает боковым рамам смещаться относительно друг друга на величину зазоров. Максимальное значение суммарного продольного смещения боковых рам друг относительно друга в эксплуатации достигает 5–12 мм;

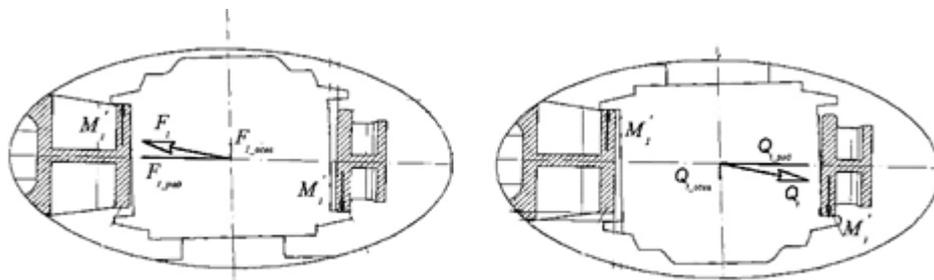
- зазоров в карманах надрессорной балки между клиновым гасителем и надрессорной балкой.

Перекося боковых рам приводит к заклиниванию клинового гасителя колебаний, вследствие чего динамическая нагрузка на боковую раму увеличивается и приводит к изломам или трещинам [49].

Зазоры в надрессорном узле (между надрессорной балкой и колонками боковых рам) играют существенную роль в образовании и передаче горизонтальных динамических сил. По результатам теоретических расчетов значения занижения (завышения) клиньев так же оказывают существенную роль на коэффициентах относительного трения и вследствие чего оказывают существенную роль в вертикальной динамике. Так при занижении клинового гасителя коэффициент относительного трения увеличивается, а при завышении уменьшается. Изменения коэффициента относительного трения оказывает негативное воздействие, а именно в определенный момент при предельно завышенном положении клина у порожнего вагона может произойти полная обезгрузка клинового гасителя и потеря нажатия его на фрикционную планку. Поэтому в эксплуатации завышение фрикционного клина не должно превышать 6-8 мм. Завышение клинового гасителя колебаний происходит за счет истирания трущихся поверхностей. Проведенные расчеты показали, что на каждый стертый 1 мм происходит завышение клинового гасителя колебаний на 4,8 мм. По этой причине при постройке вагона стараются занизить клиновый гаситель колебаний на 8-12 мм. Вследствие завышения среднее значение относительного трения может уменьшиться на 0,02-0,025. Вследствие чего можно сделать вывод, что при

компьютерном моделировании необходимо учесть влияния завышения и занижения клиновых гасителей на коэффициент относительного трения [3].

Теперь разберем влияние зазоров в буксовом проеме на динамику вагона и износ (рисунок 4.2). Чрезмерное увеличение поперечных и радиальных зазоров в буксовом проеме уменьшает рамные силы и способствует к уменьшению нагрузки на подшипники. Но в то же время это приводит к увеличению колебаний влияния колесных пар на прямом участке пути. С другой стороны, уменьшение поперечного и продольного зазора в буксовом проеме приводит к заклиниванию корпуса буксы в челюстном проеме, что вызывает перегрузку подшипников.



а) наружный буксовый узел; б) внутренний буксовый узел

Рисунок 4.2 – Схема сил, действующих на буксовый узел первой колесной пары в кривой при вписывании типовой тележки на кривом участке пути

Так же известно, что при движении тележки по кривой малого радиуса любое отклонение контура рамы от прямоугольной формы приводит к увеличению радиальной нагрузки гребней колес на рельс в шесть раз, а поперечные касательные силы в точках контакта колеса и рельса в четыре раза. Вследствие чего увеличивается износ, как рельса, так и поверхности катания колеса [2].

Анализируя вышесказанное можно предложить решение данной проблемы, а именно установить поперечную связь между боковыми рамами. Один из вариантов поперечной связи реализован в тележке ZK-1 (рисунок 4.3).

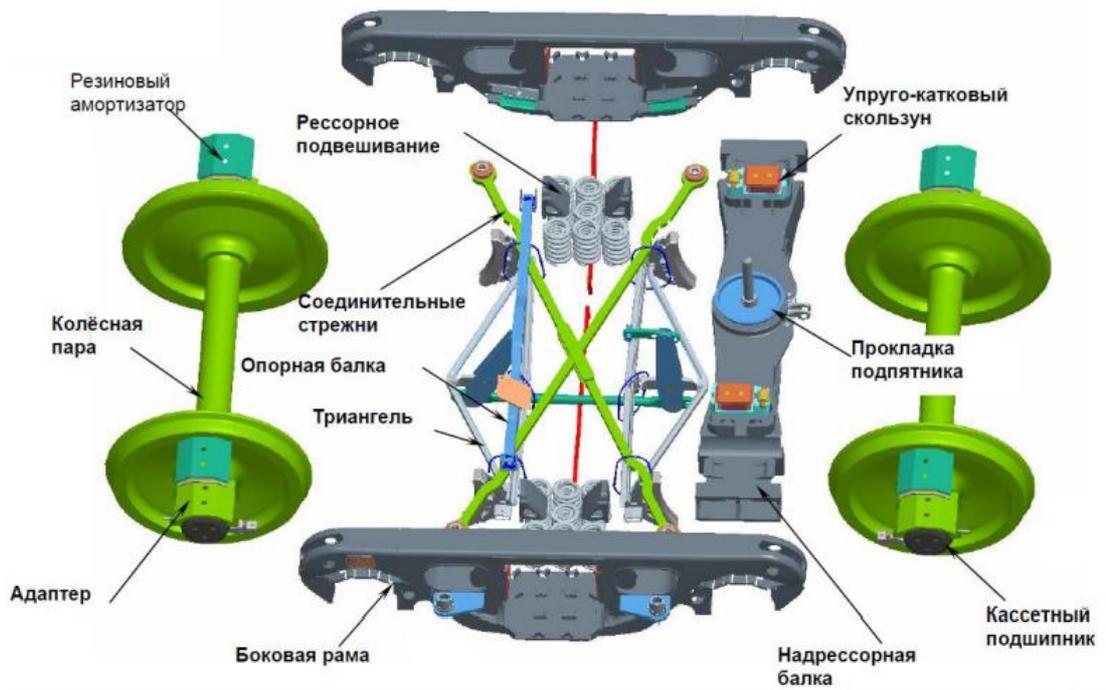


Рисунок 4.3 – Тележка грузового вагона модели ZK-1

Еще один вариант был предложен кафедрой «Вагоны и вагонное хозяйство» МИИТ ЦКБ ТМ-МИИТ тележка Б2 РК (рисунок 4.4).

Данная модель удовлетворяет всем критериям, однако применение данной связи затрудняется способом крепления.

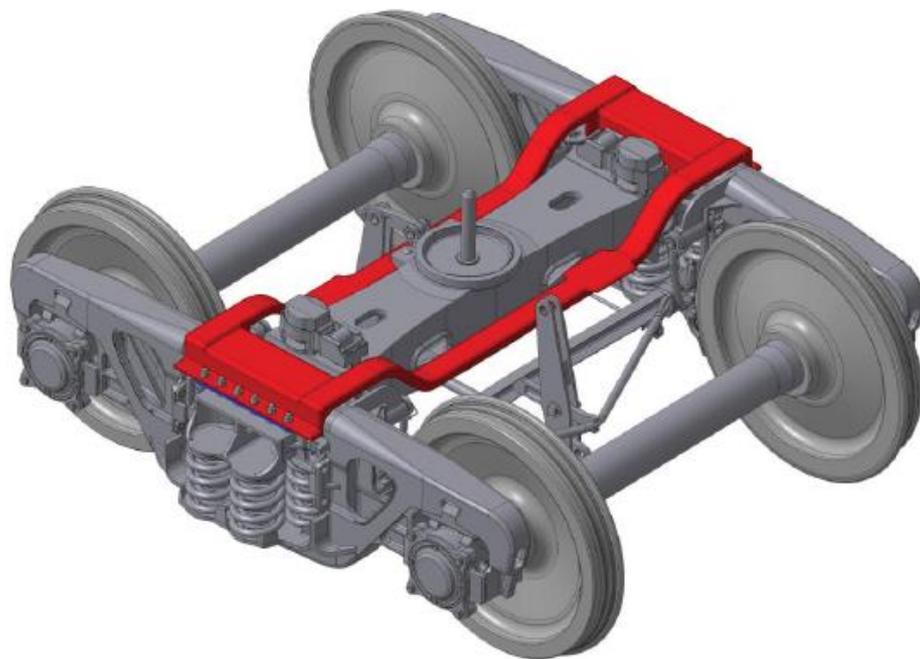


Рисунок 4.4 – Трехэлементная тележка Б2 РК

В данной работе предлагается совершенно новое видение решения данной проблемы – это установка роликовых направляющих (рисунок 4.5). Данная установка позволит увеличить продольную жесткость рамы тележки, что приведет к уменьшению вероятности заклинивания гасителей колебаний и уменьшит величину забегания боковых рам друг относительно друга. Данная модернизация приведет к уменьшению отцепок вагонов по причине предельного износа колес, уменьшит расход энергетических ресурсов на тягу поездов, а также повысит безопасность движения подвижного состава.

Как и в модели Б2 РК дополнительную жёсткость раме в плане придают опорные балки. Направляющие ролики, которые устанавливаются на скользуны надрессорной балки, через упругий элемент и ролик контактируют с направляющими плоскостями, и блокируют перемещение надрессорной балки относительно боковых рам, создавая единую конструкцию. Стоит заметить, что использование роликов необходимо для уменьшения негативного влияния данной конструкции на вертикальную динамику вагона.

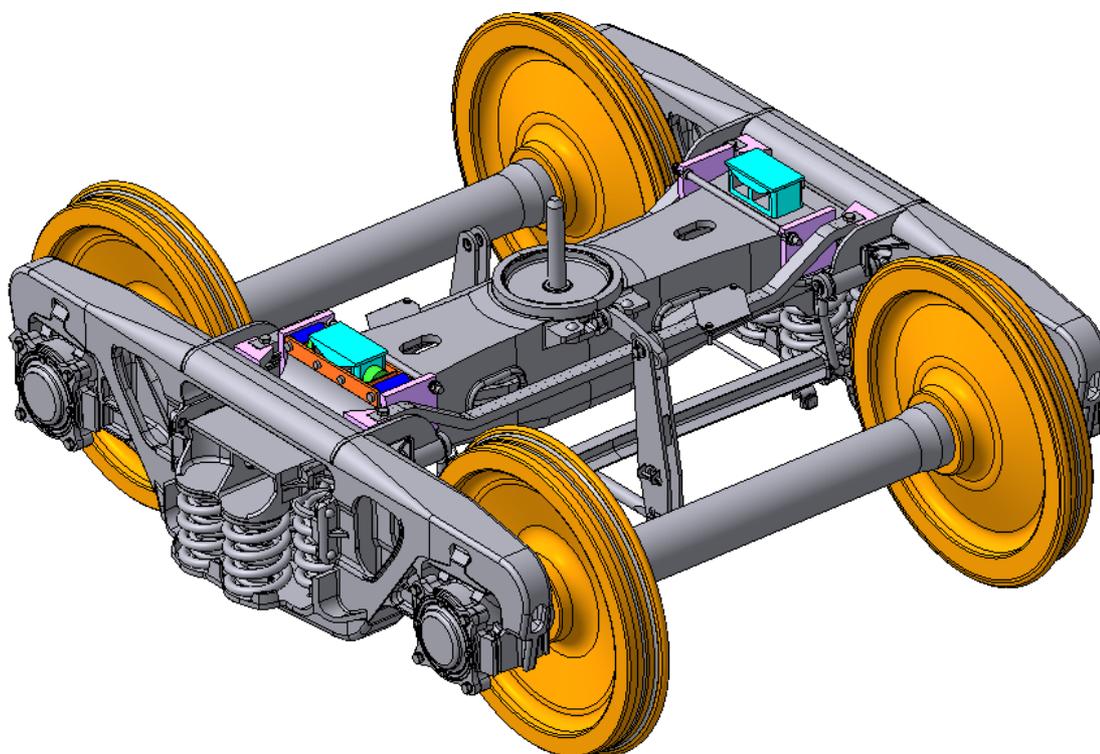


Рисунок 4.5 – Вариант модернизации тележки 18-100

К плюсам данной конструкции следует отнести легкость при монтаже и демонтаже при ремонте в ДЕПО. Конструкция с роликами закрепляется на скользунах при помощи валиков и шплинтов в зависимости от типа скользуна, как показано на рисунке 4.6. Диаметр валиков рассчитывается исходя из расчетов на прочность. В связи с увеличением жесткости рамы тележки в плане увеличивается частота собственных колебаний механической системы тележки. Для гашения высокочастотных колебаний на торце скользуна приваривается шип для фиксации упруго элемента - эластомера, имеющего форму полого цилиндра.

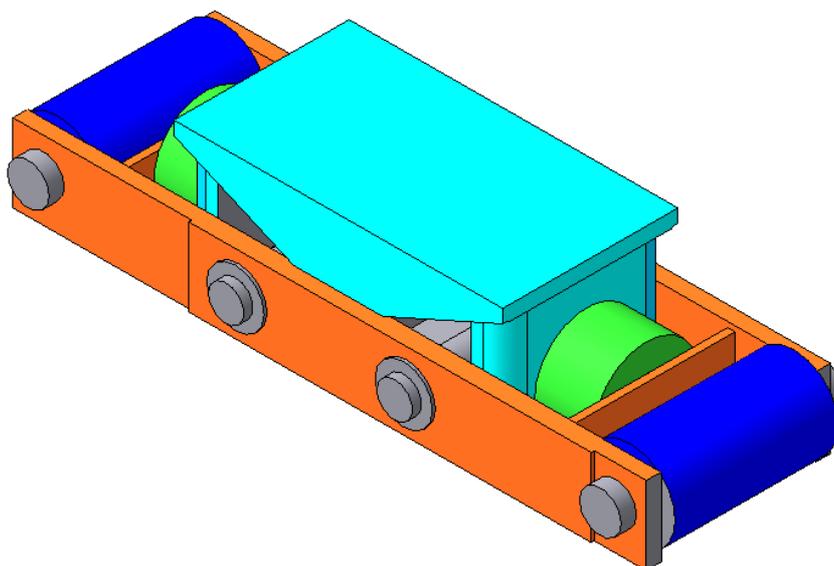


Рисунок 4.6 –Направляющие ролики, установленные на скользунах

Как показано на рисунке 4.7 направляющие плоскости закрепляются к опорным балкам боковой рамы. Сечение данных опорных балок выбираются из расчетов на прочность. Крепление к боковым рамам осуществляется с помощью болтов через технологические отверстия. Торцы опорных балок должны иметь уширения, которые будут передавать раме тележки силы, препятствующие изменению прямоугольной формы рамы. Так же следует предусмотреть установку опорных площадок для авторежима.

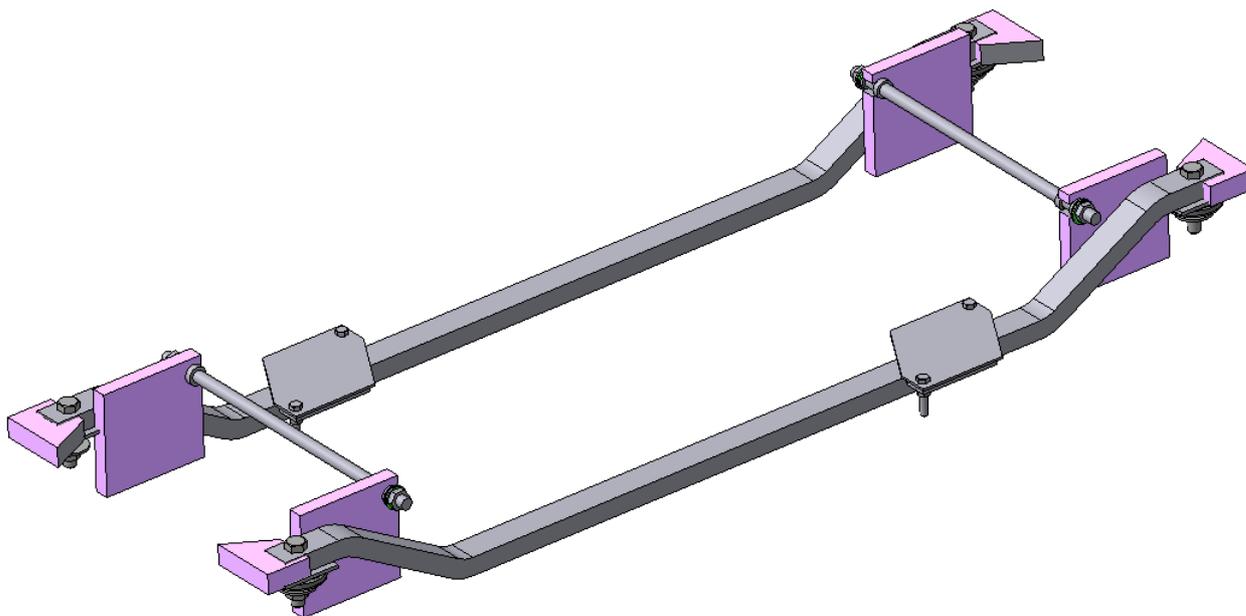


Рисунок 4.7 – Направляющие плоскости

Направляющие плоскости в свою очередь привариваются к опорным балкам и скрепляются между собой в верхнем поясе для обеспечения жесткости конструкции. При соединении используются корончатые гайки и эластомеры втулки для смягчения удара и гашения колебаний.

4.2 Расчет нагрузок, действующих на направляющие ролики при прохождении тележки кривого участка пути

Для проведения прочностного расчета, встраиваемых деталей четырехосной тележки грузового вагона модели 18-100, необходимо провести расчет сил, действующих на данные узлы. Зная значения и точки приложения сил, возникающих при движении экипажа, можно построить эпюру моментов и сил [57, 58]:

$$\sigma = \frac{M}{W_z} \pm \frac{N}{A} \leq [\sigma] \quad (4.3)$$

где $[\sigma]$ – предел прочности, МПа; M – значение максимального момента, Н/м; N – продольные силы, Н; A – площадь сечения, м²; W_z – осевой момент сопротивления, м³.

Согласно статистическим данным направляющая сила Y больше остальных влияет на забегания боковых рам. Наибольшее ее значение возникает при движении экипажа по криволинейному участку пути. Вписывание вагона в кривой участок пути, является одним из самых интересных динамических процессов для анализа максимальных боковых сил, полученные из условия установившегося движения.

Кривая определенного радиуса R имеет переходные участки с кривизной пути $\rho(x)$ на входе и на выходе. При прохождении вагона кривого участка пути возникают значительные поперечные и угловые перемещения четырёхосных тележек модели 18-100. Вследствие перемещений колесных пар в колее увеличивается скорость проскальзывания, что влияет на взаимодействие колес с рельсом.

Вследствие того, что в нашей стране преимущественно наблюдаются кривые с малым радиусом, для всех типов вагона наблюдаются повышенные значения направляющих сил и значений забегания боковых рам друг относительно друга, что приводит к повышенному износу колёсных пар.

В данном подразделе рассматривается движение тележки с жесткой связью рамы и кузова, а тележка воспримет только 50 % нагрузки от кузова вагона. Расчетная схема показана на (рисунке 4.8).

Обозначения индексов, отвечающие за номер колеса (j) и номер колесной пары (k). Данная схема имеет 2 степени свободы. В качестве обобщенных координат обозначим η – обобщённая координата перемещение тележки в вдоль оси y , ψ – обобщённая координата угла поворота тележки относительно пути [72].

При движении в кривом участке пути возникает возвращающий момент M_t , действующий на тележку. Этот момент завит от мгновенной кривизны пути $\rho(s)$ и поворота тележки в плане ψ [72].

$$M_t = C_\varphi \cdot (a_k \rho(s) - \psi) \quad (4.4)$$

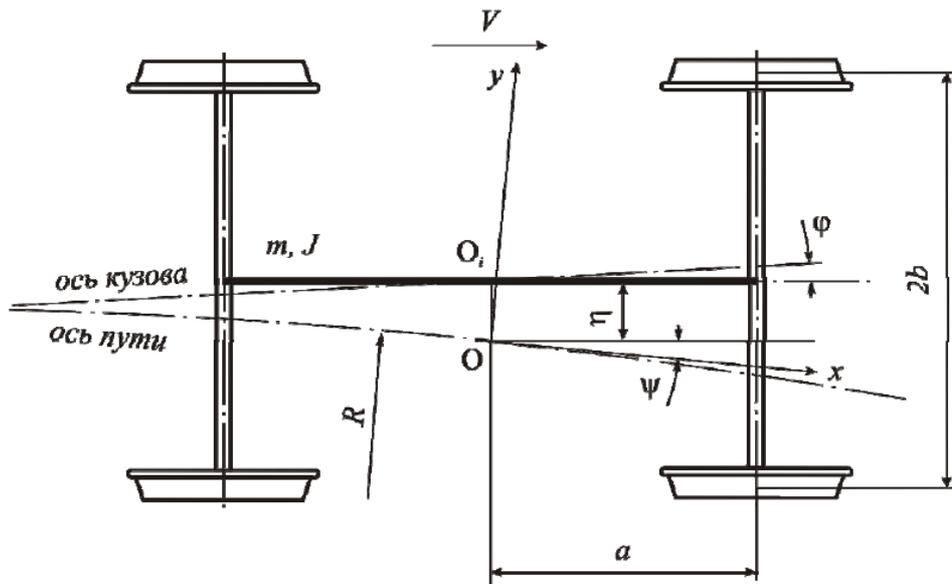


Рисунок 4.8 – Расчетная схема движения тележки грузового вагона в кривой

M – масса тележки;

$2Mk$ – массы кузова;

J – момент инерции тележки относительно оси Z ;

P – статическая нагрузка от колес на рельс;

ak – половина базы кузова;

a – половина базы тележки;

$2b$ – расстояния между кругами катания;

C_ϕ – угловая жесткость между тележкой и кузовом.

При движении экипажа в кривой возникает поперечное и продольное проскальзывание колеса и рельса.

Поперечное проскальзывание колеса относительно рельса выражается через обобщенные координаты [72]:

$$u_{yjk} = \dot{\eta} - \psi \cdot V + (-1)^{j+1} \cdot V \cdot a \cdot \rho(s); \quad (4.5)$$

где V – переносная скорость.

По данной формуле видно, что одно из допущений является равенство скоростей скольжения левого и правого рельса. Отличие заключается лишь в знаке, который регулирует оператор $(-1)^{j+1}$.

Продольное проскальзывание определяется несоответствием путей, проходимых колесами [72].

$$u_{xjk} = V \frac{\Delta r_{jk}}{r} + (-1)^k \cdot \dot{\psi}_j \cdot b + (-1)^k \cdot b \cdot \rho(s) \cdot V \quad (4.6)$$

$$\Delta r_{jk} = r + (-1)^{j+1} \cdot \eta \cdot n_k \quad (4.7)$$

где n – коничность колеса в точке контакта.

Согласно выражению для вычисления сил крива, все члены скоростей скольжения делятся на абсолютную скорость V .

Учитывая направление векторов скоростей, величина полной скорости скольжения равна:

$$u_{jk} = \sqrt{u_{xjk}^2 + \left(\frac{u_{yjk}}{\cos(\beta)}\right)^2} \quad (4.8)$$

Как видно из данной формулы скорость скольжения зависит от обобщенных координат, от коничности колеса в зоне контакта и от изменения радиуса круга катания колеса.

Касательная сила трения по нелинейной теории крива описывается условиями [73]:

- если $u_{jk} < f_m N$, то продольные и поперечные силы будут определяться по следующим формулам:

$$F_{xjk} = K \cdot \frac{u_{xjk}}{V}; \quad (4.9)$$

$$F_{yjk} = K \cdot \frac{u_{yjk}}{V}, \quad (4.10)$$

- если $u_{jk} > f_m N$, то продольные и поперечные силы будут определяться по следующим формулам:

$$F_{xjk} = N \cdot f_m \cdot \frac{u_{xjk}}{\sqrt{u_{xjk}^2 + u_{yjk}^2}}; \quad (4.11)$$

$$F_{yjk} = N \cdot f_m \cdot \frac{u_{yjk}}{\sqrt{u_{xjk}^2 + u_{yjk}^2}}, \quad (4.12)$$

где N – нормальная сила в точке контакта колеса и рельса; f_m – максимальный коэффициент трения скольжения; K – коэффициент крива, определяемый по формуле Мюллера.

$$K = 235 \cdot P - 2.4 \cdot P^2 + 0.01 \cdot P^3, \quad (4.13)$$

где P – нагрузка от колеса на рельс.

Сглаживание функции касательных сил трения производится с насыщением согласно модели, показанной на рисунке 4.9

$$F_0 := 15 \quad K := 1 \quad \text{Fns}(x) := F_0 \cdot \frac{K \cdot x}{\sqrt{(K \cdot x)^2 + 1}}$$

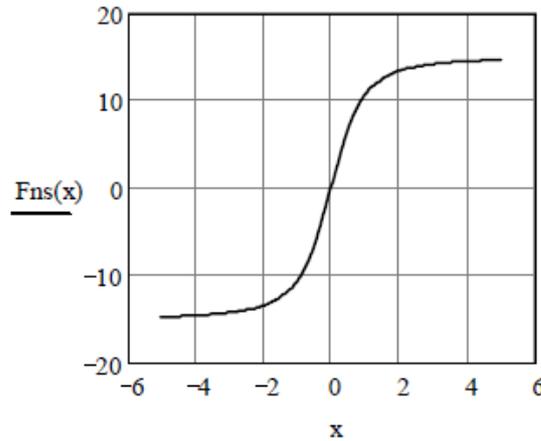


Рисунок 4.9 – Функция сглаживания с насыщением

В результате получаем коэффициент сглаживания:

$$F_s = \frac{K \cdot u_{jk}}{\sqrt{1 + (K_s \cdot u_{jk})^2}} \quad (4.14)$$

Направляющего усилия в контакте колеса рельс запишем в виде нелинейного поперечного перемещения колесной пары:

$$Y_H = C_r \cdot (\eta_j + 0.5 \cdot (|\eta_j - e| - |\eta_j + e|)), \quad (4.15)$$

где e – половина свободного зазора в колее; C_r – поперечная контактная жесткость для рельса.

Составим уравнение колебаний заданной тележки в обобщенных координатах [70]:

$$m \cdot \ddot{\eta} = 2 \cdot (F_{y1} + F_{y2}) - Y_{H1} - Y_{H2} + (m + m_k) \cdot a_H \quad (4.16)$$

$$J \cdot \ddot{\psi} = C_\varphi \cdot (\rho(s) \cdot a_k - \psi) + a \cdot (2 \cdot F_{y1} - Y_{H1} - 2 \cdot F_{y2} + Y_{H2}) + b_s \cdot (-F_{x11} + F_{x12} - F_{x21} + F_{x22}) \quad (4.17)$$

где a_k – непогашенное центробежное ускорение, зависящее от кривизны пути и от возвышения наружного рельса [11]:

$$a_H = \rho(s) \cdot V^2 - \frac{g \cdot h(s)}{2 \cdot b_s} \quad (4.18)$$

Уравнения, полученные выше, являются не линейными по причине того, что кривизна пути и возвышение рельса зависят от обобщенных координат.

Для решения данной системы уравнений используется программный комплекс SMath Studio и Maxima с открытым программным кодом. Для данных расчетов так же подойдет программный комплекс Mathcad. Структура программы будет состоять из введения исходных данных (рисунок 4.10, 4.11), затем вводятся функции для нахождения всех неизвестных, а именно:

- скорость скольжения, сила трения в контакте колесо-рельс, непогашенное ускорение при прохождении кривой;
- направляющие, боковые и рамные силы;
- фактор износа гребня колеса.

$m := 20.1$	масса тележки, т		
$I_z := 26$	момент инерции тележки относительно вертикальной оси, т·м ²		
$P := 112.5$	нагрузка от колеса на рельсы, кН	$g := 9.81$	
$m_k := 4 \cdot \frac{P}{g} - m$	приведенная масса кузова, т	$m_k = 25.772$	
$a := 1.5$	полубаза тележки, м		
$a_k := 3.725$	полубаза кузова, м		
$b_s := 0.8$	половина расстояние между кругами катания, м		
$r_0 := 0.625$	номинальный радиус бандажа по кругу катания, м		
$\gamma := 0.05$	наклон образующей бандажа		
$C := 2000$	угловая жесткость связей тележки с кузовом, кН·м/рад		
$B := 0$	угловое демпфирование тележки, кН·м/с/рад		
$C_r := 80000$	жесткость рельса, кН/м		
$K := 235 \cdot P - 2.4 \cdot P^2 + 0.01 \cdot P^3$	коэффициент крива по Мюллеру, кН		
$K = 10301$			
$f_m := 0.25$	максимальный коэффициент трения скольжения		
$K_s := \frac{K}{P \cdot f_m}$	относительный коэффициент крива	$K_s = 366.25$	
$V_k := 80$	скорость движения, км/ч	$V := \frac{V_k}{3.6}$	$V = 22.2 \text{ м/с}$
$R := 600$	радиус кругой кривой, м		
$\rho_1 := \frac{1}{R}$	кривизна пути в круговой кривой, м ⁻¹	$\rho_1 = 0.0017$	
$h_R := 0.100$	возвышение наружного рельса, м		

Рисунок 4.10 – Исходные данные

По промежуточным расчетам можно построить графически модели пути, значения непогашенного ускорения (рисунок 4.11) на разных участках пути.

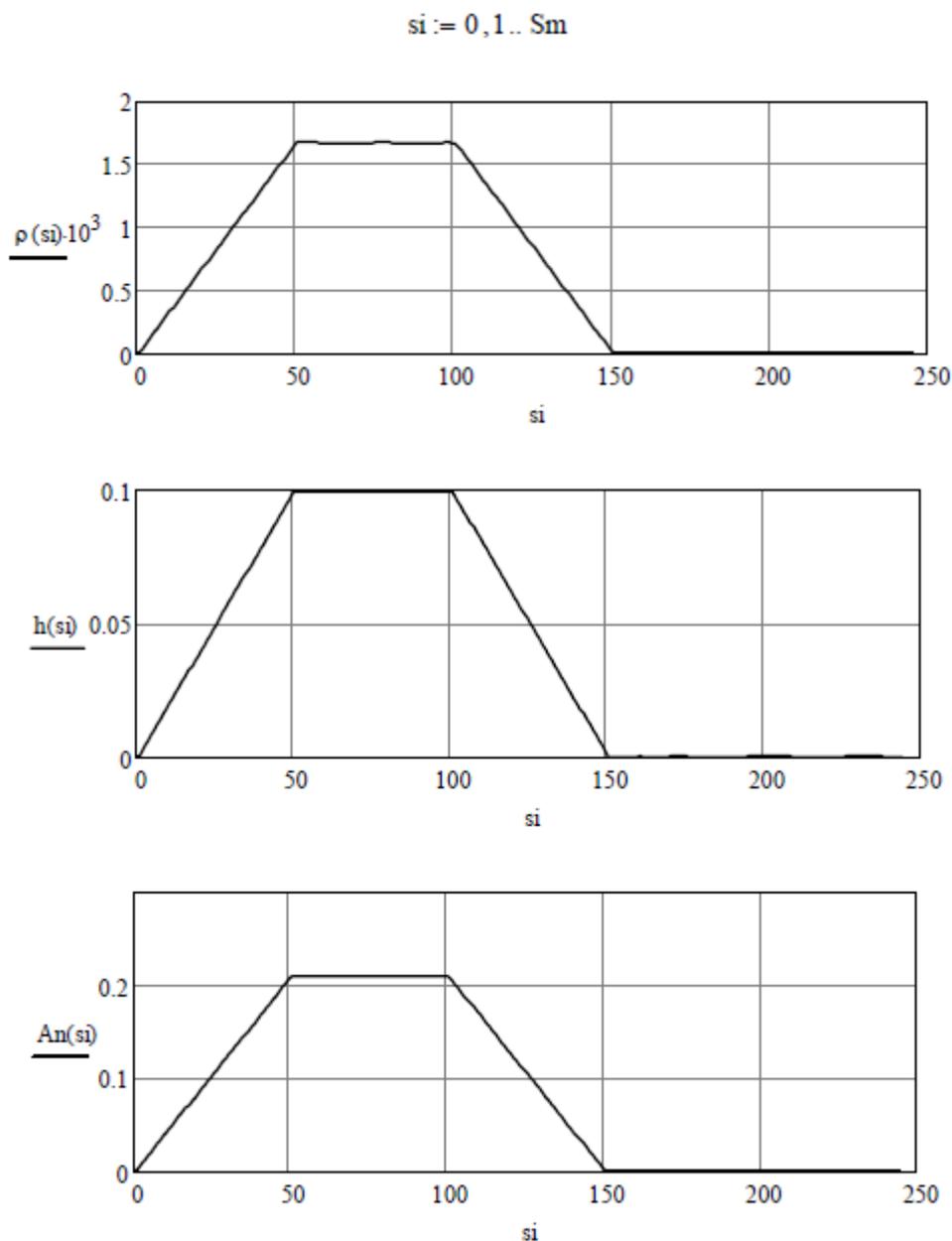


Рисунок 4.11 – Модель пути

Формулы для нахождения всех неизвестных записываются в математическом пакете SMath Studio в наглядном виде (рисунок 4.12). Как видно из формул величина скорости проскальзывания зависит от пяти переменных. Система дифференциальных уравнений записывается в форме

Коши. Программа позволяет автоматически находить координаты точек центра тяжести тележки благодаря встроенному алгоритму решения дифференциальных уравнений метод Рунге-Кутта 4 порядка с автоматическим выбором шага интегрирования.

$$\begin{aligned}
 ux(j; \eta; \psi; d\psi; s) &:= \frac{(\eta + (-1)^{1+j} \cdot \psi \cdot a) \cdot nk}{r0} + d\psi \cdot \frac{b}{V} + b \cdot \rho(s) \\
 uy(j; d\eta; \psi; d\psi; s) &:= \psi - \frac{d\eta}{V} + (-1)^{j+1} \cdot a \cdot \rho(s) \\
 u(j; \eta; d\eta; \psi; d\psi; s) &:= \sqrt{ux(j; \eta; \psi; d\psi; s)^2 + \left(\frac{uy(j; d\eta; \psi; d\psi; s)}{\cos(nk)}\right)^2} \\
 Fs(j; \eta; d\eta; \psi; d\psi; s) &:= \frac{K}{\sqrt{1 + (Ks \cdot u(j; \eta; d\eta; \psi; d\psi; s))^2}} \\
 Fx(j; \eta; d\eta; \psi; d\psi; s) &:= Fs(j; \eta; d\eta; \psi; d\psi; s) \cdot ux(j; \eta; \psi; d\psi; s) \\
 Fy(j; \eta; d\eta; \psi; d\psi; s) &:= Fs(j; \eta; d\eta; \psi; d\psi; s) \cdot uy(j; d\eta; \psi; d\psi; s)
 \end{aligned}$$

Рисунок 4.12 – Ввод формул в программном комплексе SMath Studio

Особенностью программного комплекса SMath Studio в решении дифференциальных уравнениях, является то, что в ходе решения системы уравнений промежуточные значения переменных не сохраняются. Следовательно, для отыскания необходимых параметров необходимо написать уравнения с подстановкой найденных значений обобщённых координат.

Результаты моделирования обрабатывают аналогично результатам, полученным в результате натуральных испытаний, и оценивают их по допустимым значениям. В ходе решения дифференциальных уравнений получаем графики поперечных перемещений, боковых сил и направляющих сил.

Скорости скольжения, силы трения и боковые силы находятся из формул (рисунок 4.13).

$Y1 := Y0 + a \cdot Fi$	$Y1 := Y0 + a \cdot Fi$
$Yn1 := Yn(Y1; S)$	$Yn1 := Yn(Y1; S)$
$Fn1 := Yn1(Fi + a \cdot \rho(S))$	$Fn1 := Yn1(Fi + a \cdot \rho(S))$
$UX1 := ux(1; Y0; Fi; VFi; S)$	$UX1 := ux(1; Y0; Fi; VFi; S)$
$UY1 := uy(1; VY0; Fi; VFi; S)$	$UY1 := uy(1; VY0; Fi; VFi; S)$
$Fx1 := Fx(1; Y0; VY0; Fi; VFi; S)$	$Fx1 := Fx(1; Y0; VY0; Fi; VFi; S)$
$Fy1 := Fy(1; Y0; VY0; Fi; VFi; S)$	$Fy1 := Fy(1; Y0; VY0; Fi; VFi; S)$
$Yb := Yn1 + P \cdot \beta - Fy1$	

Рисунок 4.13 – Результаты решения.

Единственный недостаток программного комплекса заключается в том, что у данного комплекса очень мало инструментов для обработки статистических данных. Для более подробного анализа необходимо воспользоваться математическим пакетом Maxima. На рисунках 4.14-4.16 показаны графики поперечных перемещений колесных пар, боковой силы и направляющей силы набегающего колеса [53, 54].

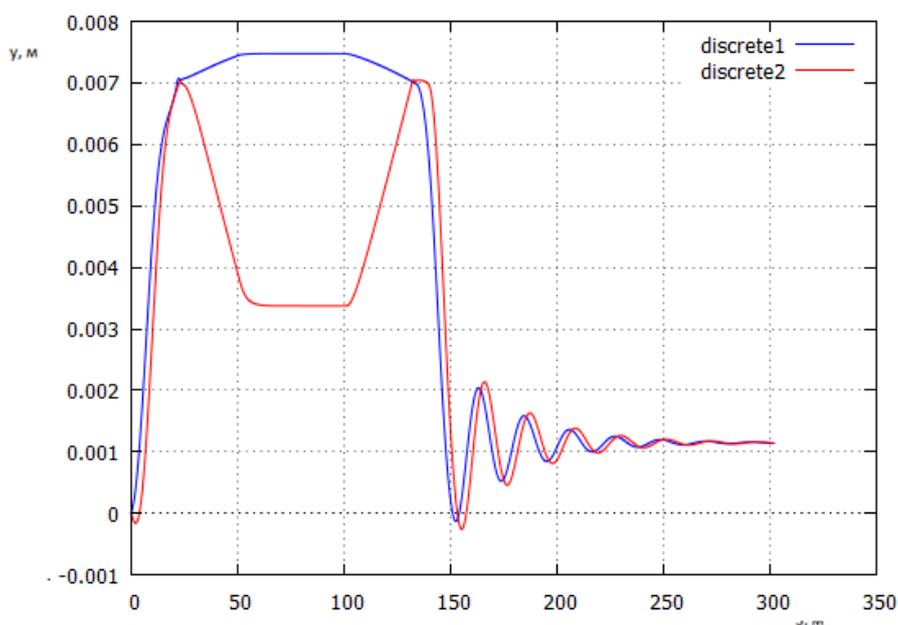


Рисунок 4.14 – График поперечного перемещения колесной пары

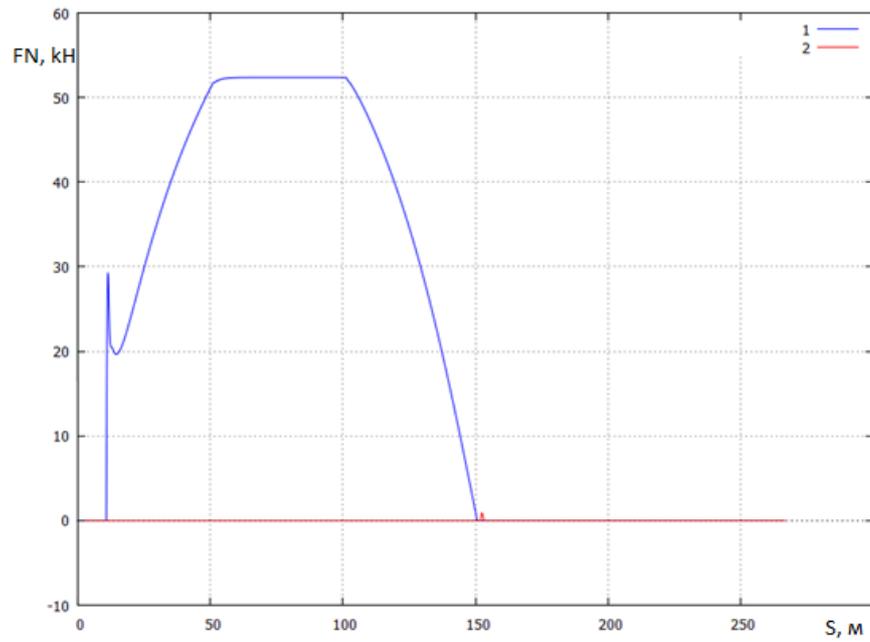


Рисунок 4.15 – График изменения направляющие силы

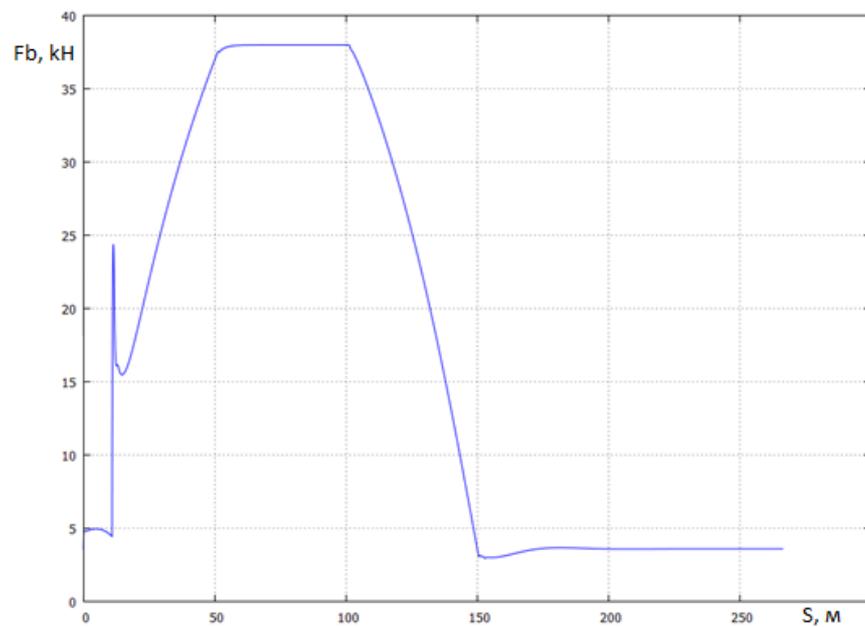


Рисунок 4.16 – График изменения боковые силы

По окончании расчетов полученные результаты сравнивают с результатами, полученным в ПК «Универсальный механизм» (рисунок 4.17):

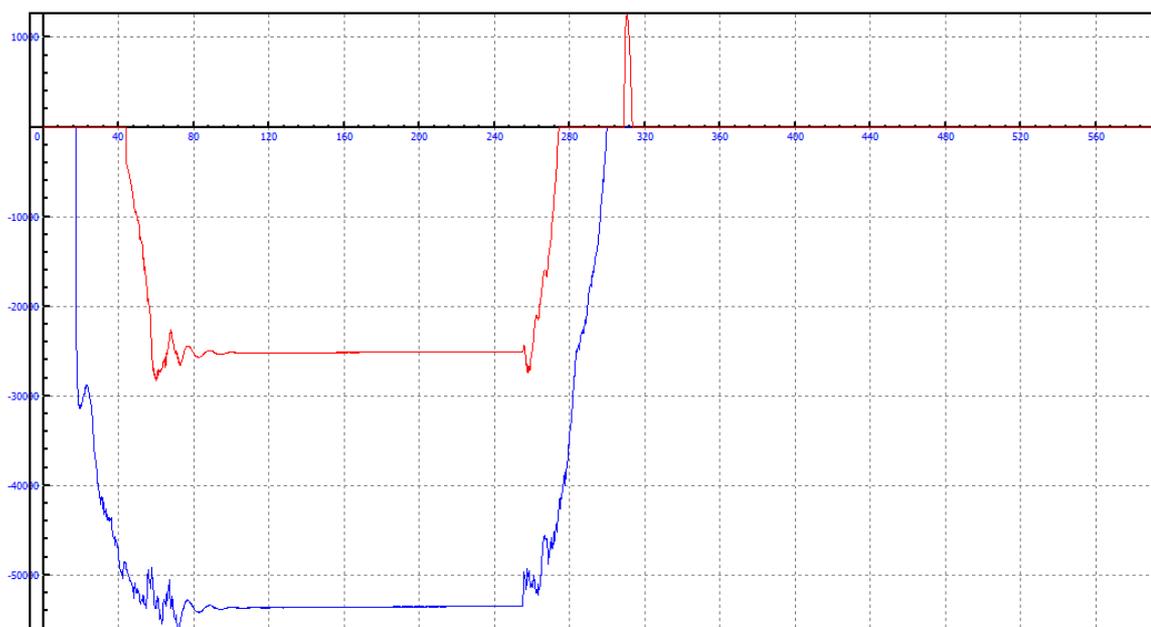


Рисунок 4.17 – Результаты, полученные в ПК «Универсальном механизме»

По результатам моделирования определяются усилия, которые будут действовать на интересующий нас узел. Стоит заметить, что значение направляющей силы в первые секунды действия частично уменьшают диссипативные силы трения в опорной поверхности буксового проема. Данные силы действуют в пределах продольных зазоров, которые оставляют в буксовых проемах. Суммарный расчет данных сил достаточно сложен для ручного расчета. Для отыскания момента трения в буксовых узлах используется модель грузового вагона в программном комплексе «Универсальных механизм».

Проведя моделирование, можно заметить, что при перемещении корпуса буксы в буксовом проеме направляющая усилие, которое старается изменить прямоугольную форму рамы тележки, уменьшается на 958 Н или 0,96 кН.

Зная нагрузку, которая будет действовать на интересующий нас узел, можно подобрать размеры и материалы для ролика и направляющих.

4.3 Выбор геометрических размеров направляющего ролика

Направляющие ролики состоят из двух составляющих, которые воспринимают данную нагрузку это ролики, установленные на надрессорной балке и пластина (направляющая), которые установлены на опорные балки.

Для вывода нужной для нас формулы для расчета ролика на прочность можно воспользоваться формулой взаимодействия двух цилиндров.

Из данного Герцем классического решения задачи по определению местных напряжений и деформаций двух упругих тел с точечным контактом следует, что в зоне с точечным или линейным контактом после приложения нагрузки Q образуется небольшая площадка деформации.

При высокой твердости материала, из которой изготовят ролик, размеры площадки деформации весьма малы. Вследствие этого, даже при относительно умеренных нагрузках, возникающие нормальные напряжения в зоне контакта оказываются значительными.

Геометрические размеры контактной площадки деформации направляющего ролика показаны на рисунке 4.18.

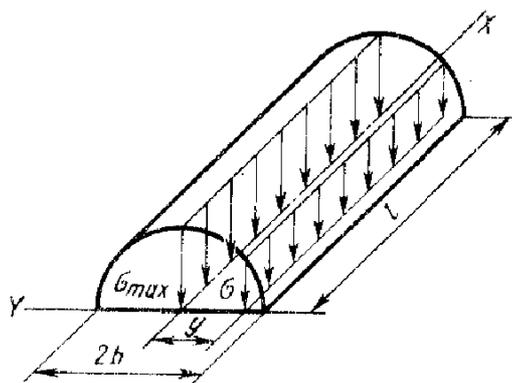


Рисунок 4.18– Распределение напряжений при линейном контакте цилиндрического ролика

Половина ширины контактной площадки, которая образуется в результате действия силы Q для сопряженных поверхностей тел качения, определяется по формуле [13]:

$$b = \left\{ \frac{4Q}{\pi l \sum \rho} \left[\frac{(1-\varepsilon_I^2)}{E_I} + \frac{(1-\varepsilon_{II}^2)}{E_{II}} \right] \right\}^{1/2}, \quad (4.19)$$

где l – длина контактной поверхности тел качения, мм; $\sum \rho_H, \sum \rho_\sigma$ – сумма кривизны, соприкасающихся поверхностей тел качения; $\varepsilon_I, \varepsilon_{II}$ – коэффициенты Пуассона для тел качения; E_I, E_{II} – модули упругости для тел качения.

При условии, что материалы идентичны, то $\varepsilon_I = \varepsilon_{II}$ и $E_I = E_{II}$:

$$b = 1,6 \sqrt{\frac{Q}{l \sum \rho} \left(\frac{(1-\varepsilon^2)}{E} \right)}, \quad (4.20)$$

Сумма кривизны $\sum \rho$ характеризует геометрическое соотношение соприкасающихся поверхностей элементов при линейном контакте:

$$\sum \rho = \frac{2}{D(1-\gamma_1)}, \quad (4.21)$$

где γ – вспомогательная величина, учитывающая соотношение геометрических размеров:

$$\gamma = \frac{D \cos \alpha_1}{D_0}; \quad (4.22)$$

При условии, что $D_0 = \infty$, второе тело является плоскостью, получаем $\gamma \approx 0$ и $\sum \rho = 2/D$.

Нормальные напряжения в любой плоскости контактной площадки в зоне сопряжения соответственно:

$$\sigma = \frac{2Q}{\pi l b} \left[1 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \leq [\sigma]. \quad (4.23)$$

Максимальное напряжение в плоскости контактной площадки образуется при ($y = b$) и будет равно:

$$\sigma_{max} = \frac{2Q}{\pi l b} \leq [\sigma]., \quad (4.24)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение при расчете тел качения на прочность, МПа.

Согласно расчетам, при увеличении диаметра ролика уменьшается максимальное напряжение в зоне контакта. Следовательно, можно определить максимальный диаметр ролика исходя их геометрических и габаритных размеров (таблица 2,3).

Таблица 2 - Исходные данные

Наименование	Обозначение	Значение
Длина контактной поверхности (ролика)	$l, мм$	120
Нагрузка на ролик	$Q, Н$	55000
Диаметр ролика	$D, мм$	60
Коэффициент Пуассона	E	0,25
Модуль упругости	$E, Мпа$	$2,1 \cdot 10^5$

Таблица 3 - Результаты расчетов

Наименование	Обозначение	Значение
Ширина площадки контакта	$b, мм$	0,41
Максимальное напряжение в зоне контакта на смятие	$\sigma_{max}, Мпа$	694

Исходя из расчета, приведенных выше, можно выбрать один из нескольких вариантов легированной стали для создания ролика: 45Х, 50Х, 20ХГНР, 30ЧГС, 30ХГСА, 50ХФА [58].

Так как основную нагрузку несет ось ролика, необходимо рассчитать диаметр оси. Значение диаметра оси можно вычислить из условия прочности на изгиб [52]:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}. \quad (4.25)$$

После преобразований формула преобразуется:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}; \quad (4.26)$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\left(\frac{M_{\text{изг}}}{W}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{T}{W_{\rho}}\right)^2}, \quad (4.27)$$

где W – осевой момент сопротивления; W_ρ – полярный момент сопротивления $W_\rho = 2W$; $M_{изг}$, T – изгибающий и крутящий момент.

Так как значение крутящего момента во много раз меньше значения изгибающего момента формула преобразуется следующим образом [52]:

$$\sigma_{ЭКВ} = \sqrt{\left(\frac{M_{изг}}{W}\right)^2} = \frac{32 \cdot M_{изг}}{\pi \cdot d^3}; \quad (4.28)$$

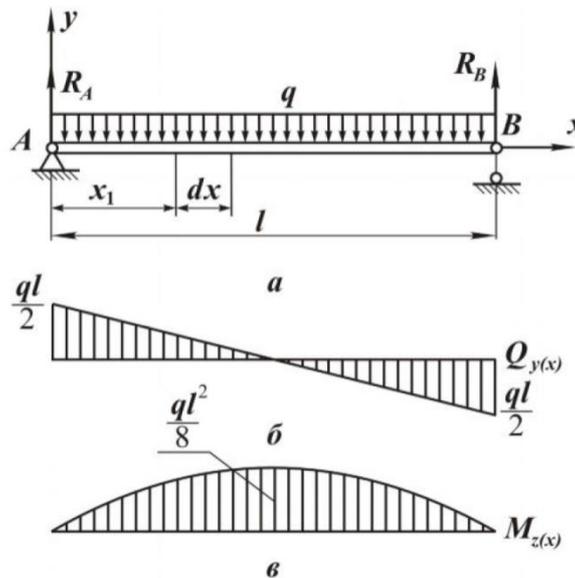
$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{изг}}{0,1 \cdot \sigma_{ЭКВ}}}, \quad (4.29)$$

При условии, что $\sigma_{ЭКВ} = [\sigma_{-1}]$, формула примет вид:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{изг}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]}} \quad (4.30)$$

где $[\sigma_{-1}]$ – предел усталостной прочности детали из аналогичного материала.

Согласно схеме нагружения, как показано на рисунке 4.19, ось ролика получает максимальный изгибающий момент в средней части.



а) схема нагружения; б) эпюра поперечных сил; в) эпюра моментов

Рисунок 4.19 –Схема нагружения ролика

Подставляя значение максимального момента в формулу для отыскания диаметра, а также принимая длину участка нагружения равной 0.11 м можно определить величину диаметра:

$$d = \sqrt[3]{\frac{q \cdot l^2}{0,8 \cdot [\sigma_{-1}]}} \quad (4.31)$$

Учитывая, что для отливки данной оси использовалась Сталь 35 [58], подбирается диаметр оси равный 26 мм, с учетом приближенного вычисления расчетный диаметр производим увеличение с конструкционным запасом 15 % и получаем 30 мм.

4.4 Расчет направляющих опорных балок на прочность

В данном разделе приведена методика расчета прочности направляющих опорных балок, жестко закрепленных на боковой раме через технологические отверстия боковых рам с помощью валиков и шплинтов. Данные опорные балки имеют связь между собой в виде продольных поводков.

Выбор геометрических характеристик поперечного сечения направляющих опорных балок выбирается исходя из условий прочности [52]:

$$\sigma = \frac{M}{W_z} \pm \frac{N}{A} \leq [\sigma], \quad (4.32)$$

где W_z - осевой момент сопротивления.

Для отыскания необходимых величин необходимо построить эпюры изгибающих моментов данной конструкции от направляющей силы Y , которая приложена к буксовому проему (рисунок 4.21, 4.20)

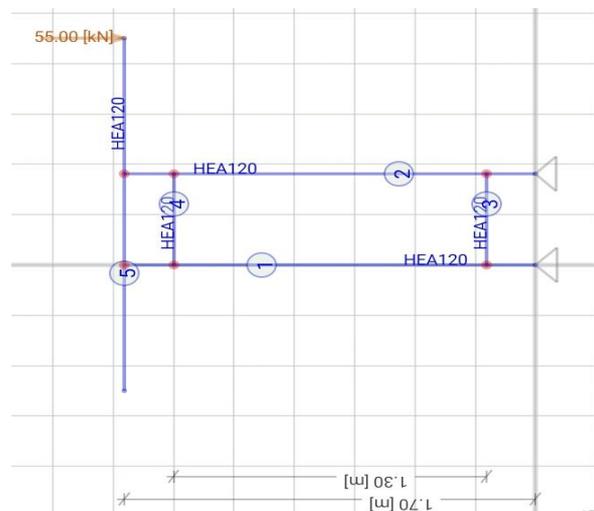


Рисунок 4.20 – Схема для прочностного расчета направляющих роликов

Согласно схеме, показанной на рисунке 4.20, продольная балка 5 является боковой рамой, 1 и 2 опорными балками, 4 и 3 связями опорных балок между собой. В данной схеме вторая боковая рама заменена заделками с шарнирами. Расчеты проводим в программном комплексе для расчета плоских рам FrameDesing. В данном программном комплексе прочностные расчеты производятся с помощью метода конечных элементов. Данный метод основан на разбивке конструкций на конечные элементы, которые можно описать стандартными функциями, все элементы связаны между собой узлами. В нашем случае программа используется только для построения эпюр сил и моментов.

На рисунке 4.21, 4.22 показана эпюра моментов и продольных сил от действия направляющей силы Y .

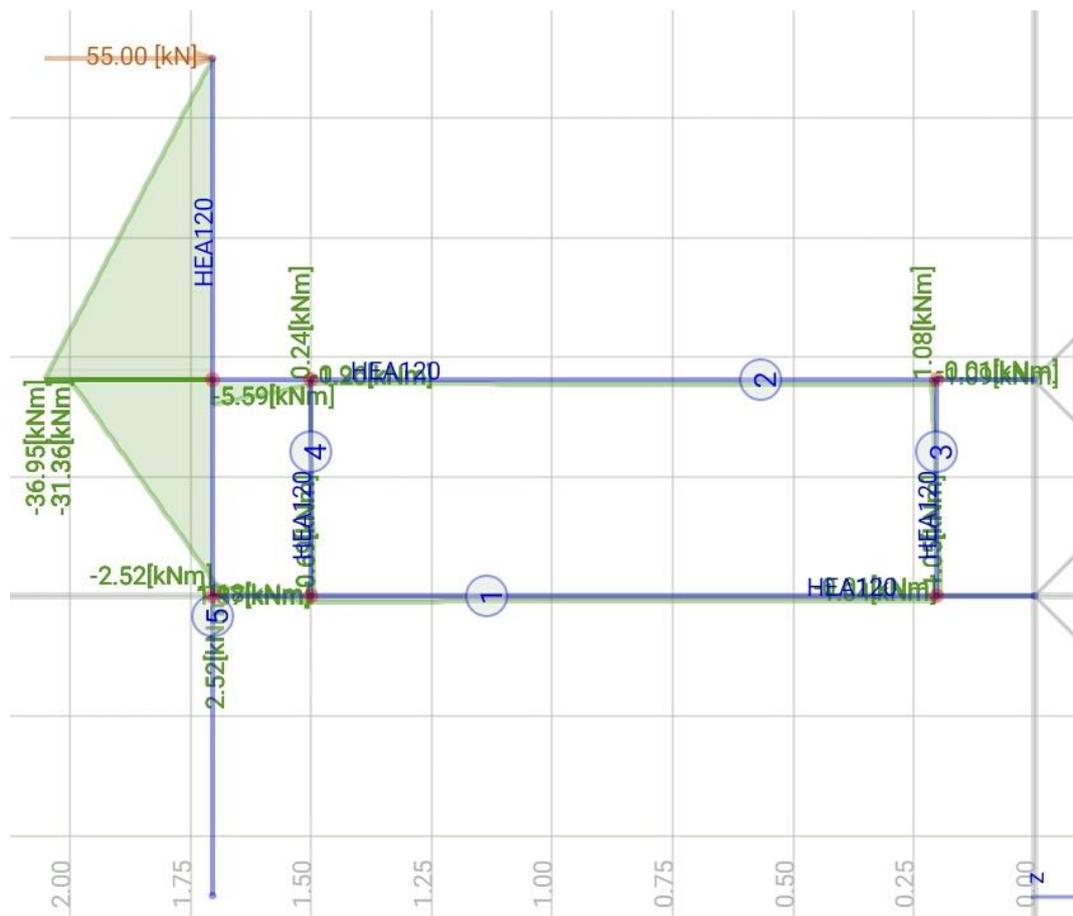


Рисунок 4.21 – Эпюры изгибающих моментов

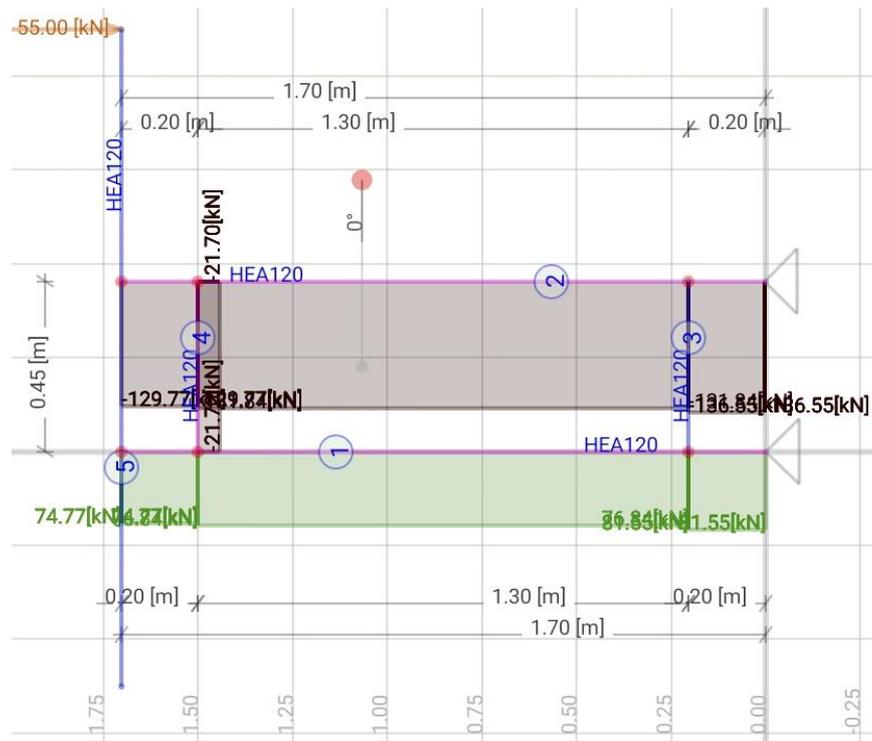


Рисунок 4.22 – Эпюры сжимающих (растягивающих) сил

Зная значения продольных сил и изгибающих моментов можно определить геометрические размеры поперечного сечения всех элементов опорных направляющих балок.

Для опорной балки наиболее рационально выбрать поперечное сечение коробчатого профиля согласно рисунку 4.23

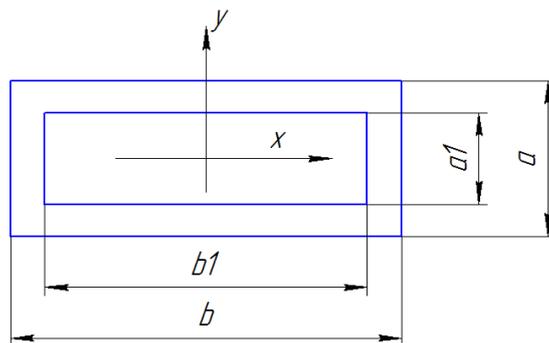


Рисунок 4.23 – Геометрические размеры коробчатого сечения

Осей момент инерции для прямоугольного сечения рассчитывается по формуле 4.33. Контрольные размеры для сечения направляющей определяются из условия размеров ролика, рассчитанного выше [25].

$$W_x = \frac{ba^3 - b_1a_1^3}{6a}; \quad (4.33)$$

$$S = ab - a_1b_1 \quad (4.34)$$

Расчеты размеров осуществляются методом подбора в программе MS Excel.

Таблица 4 – геометрические размеры опорных балок

$a, м$	$b, м$	$a_1, м$	$b_1, м$	$S, м^2$	$W_x, м^3$	$M, Н/м$	$F, Н$	$\sigma, МПа$
0.04	0.085	0.02	0.065	0.002	0.0000205	5590	129000	334.11
0.039	0.084	0.019	0.064	0.002	0.0000194	5590	129000	350.50
0.038	0.083	0.018	0.063	0.002	0.0000184	5590	129000	368.26
0.037	0.082	0.017	0.062	0.002	0.0000173	5590	129000	387.57
0.036	0.081	0.016	0.061	0.002	0.0000163	5590	129000	408.62
0.035	0.08	0.015	0.060	0.002	0.0000154	5590	129000	431.61
0.034	0.079	0.014	0.059	0.002	0.0000144	5590	129000	456.82
0.033	0.078	0.013	0.058	0.002	0.0000135	5590	129000	484.54
0.032	0.077	0.012	0.057	0.002	0.0000126	5590	129000	515.13
0.031	0.076	0.011	0.056	0.002	0.0000118	5590	129000	549.00

Согласно приведенным расчетам (таблица 4) можно определить геометрические характеристики сечения с наименьшим напряжением, а именно с размерами $a=0.04$ м, $b=0.085$ м, $a_1=0.02$ м, $b_1=0.065$ м.

Геометрические параметры связи опорных балок определяются по аналогичным формулам, принимая форму сечения в виде окружности (рисунок 4.24).

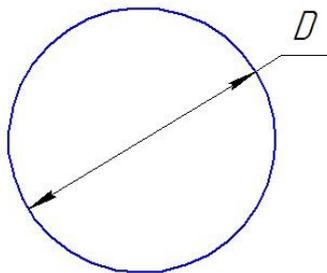


Рисунок 4.24 – Геометрические размеры сечения

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32}; \quad (4.35)$$

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \quad (4.36)$$

Таблица 5 – Поперечного сечения связи опорных балок

$d, м$	$S, м^2$	$W_x, м^3$	$M, Н/м$	$F, Н$	$\sigma, МПа$
0.025	0.0005	0.0000015	1080	21000	747.21
0.026	0.0005	0.0000017	1080	21000	665.79
0.027	0.0006	0.0000019	1080	21000	595.88
0.028	0.0006	0.0000022	1080	21000	535.51
0.029	0.0007	0.0000024	1080	21000	483.09
0.030	0.0007	0.0000026	1080	21000	437.37
0.031	0.0008	0.0000029	1080	21000	397.29
0.032	0.0008	0.0000032	1080	21000	362.01
0.033	0.0009	0.0000035	1080	21000	330.83
0.034	0.0009	0.0000039	1080	21000	303.17
0.035	0.0010	0.0000042	1080	21000	278.55

Исходя из выбора материала и геометрических особенностей места крепления данной связи, можно определить диаметр поперечного сечения (таблица 5) равный 32 мм.

Получив значения диаметра поперечного сечения и действующего эквивалентного напряжения можно подобрать материал для данной связи. В нашем случае это низколегированная сталь марки: 45Х, 50Х, 35Г2, 40Г2, 45Г2, 33ХС и т.д.

В связи с тем, что данный узел находится под действием не только статических, но и динамических нагрузок необходимо определить усталостную прочность данной детали. Такие расчеты выполняться с учетом вероятностного рассеивания сопротивления материала и вероятностного рассеивания динамических характеристик [4].

Оценка усталостной прочности оцениваются по значению коэффициента запаса сопротивления усталости [1]:

$$n = \frac{\sigma_N}{\sigma_r} \geq [n_y], \quad (4.37)$$

где σ_N – предельная величина выносливости детали по амплитуде при базовом числе циклов $N_0 = 10^8$; σ_r – расчетное значение амплитуды динамических напряжений; n_y – допустимое значение коэффициента запаса сопротивления усталостного разрушения.

Предельная величина выносливости детали при базовом числе циклов вычисляться исходя из формулы [2]:

$$\sigma_N = \overline{\sigma}_n \cdot (1 - Z_p \cdot \gamma_P), \quad (4.38)$$

где $\overline{\sigma}_n$ – среднее значение предела выносливости детали; Z_p – квантиль распределения с вероятностью P , при условии нормального распределения случайной величины $\overline{\sigma}_n$ ($P=0,95 \cdot Z_p=1,645$), γ – коэффициент вариации, принимается 0,05 – 0,12.

$$\overline{\sigma}_n = \frac{\overline{\sigma}_{-1}}{K_\sigma}, \quad (4.39)$$

где $\overline{\sigma}_{-1}$ – среднее значения предела выносливости гладкого образца, изготовленного из материала данной детали, K_σ – среднее значения коэффициента снижения предела выносливости, для вагонных деталей принимается 1,1-5,5.

Значение коэффициента снижения предела выносливости зависит от уровня напряжений, от изменения линейных размеров вследствие деформации детали, от неоднородности материала, от упрочнения поверхности детали.

Значение амплитудной величины динамических напряжений при расчетах деталей на усталость определяется по формуле [1]:

- 1) При непрерывной функции распределения амплитуд напряжений:

$$\sigma_r = \sqrt{\frac{N_c}{N_o} \int_{\sigma_{min}}^{\sigma_{max}} \sigma^m f(\sigma) d\sigma} \quad (4.40)$$

- 2) При прерывной функции распределения:

$$\sigma_r = \sqrt{\frac{N_c}{N_o} \int_{\sigma_{min}}^{\sigma_{max}} \sum_{i=1}^K \sigma^m \cdot P} \quad (4.41)$$

где m – показатель степени; N_c – общее число циклов нагружения; N_o – базовое число циклов нагружения; σ – амплитуда напряжений; P – вероятность появления напряжений с амплитудой σ ; $f(\sigma)$ – плотность распределения вероятности появления амплитуд.

Значения показателей степени принимаются от 4 до 18 в зависимости от обрабатываемой поверхности (плохо обработанные детали от 4 до 9, хорошо обработанные детали от 5 до 18) [1].

$$N_c = f_x \cdot T ; \quad (4.42)$$

$$f_x = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{ст}}} , \quad (4.43)$$

где f_x – центральная частота процесса динамических нагружений; $f_{ст}$ – статический прогиб рессорного комплекта; a – коэффициент, который зависит от рода вагона; T – суммарное действие колебаний (время службы вагона).

В нашем случае используется «жесткая» системой оценки усталостной долговечности, то есть используется детерминантное решение этой задачи. Данный метод используется в машиностроении для нахождения усталостной долговечности для ответственных узлов.

Метод заключается в фиксации колебаний с максимальной амплитудой нагружений. При данном допущении методика, указанная чуть выше меняется незначительно, а именно изменяется формула для нахождения амплитуд напряжения [4].

$$\sigma_r = \sqrt{\frac{N_{np}}{N_0} \sigma_{прод.пр.}^m + \frac{N_{пп}}{N_0} \sigma_{попер.пр.}^m} ; \quad (4.44)$$

$$m = \frac{0.05 \cdot \sigma_{-1}}{K_\sigma} + 1.2 , \quad (4.45)$$

где N_{np} – количество циклов продольных нагружений за срок службы вагона ($N_{np} = n_{np} \cdot T$); $N_{пп}$ – количество циклов поперечных нагружений за срок службы вагона ($N_{пп} = n_{пп} \cdot T$); n_{np} , $n_{пп}$ – число продольных и поперечных воздействий на деталь за год; $\sigma_{прод.пр.}$, $\sigma_{попер.пр.}$ – приведенное значение амплитуды нагружения к симметричному циклу нагружения с максимальной амплитудой, которую что можно определить по формуле:

$$\sigma_{\text{прод(попер).пр}} = \frac{\sigma_{\text{max}}}{2} [(1 - R) + \psi(1 + R)] ; \quad (4.46)$$

$$R = \frac{\sigma_{\text{min}}}{\sigma_{\text{max}}} , \quad (4.47)$$

где R – асимметрия цикла, ψ – коэффициент (для углеродистых сталей принимается 0,1 - 0,2, для легированных сталей 0,3 - 0,4); σ_{min} , σ_{max} – минимальные и максимальные напряжения.

Минимальные значения напряжений можно найти исходя из формулы:

$$\sigma_{\text{min}} = \sigma_{\text{max}} \frac{1 - K_{\text{дин}}}{1 + K_{\text{дин}}} , \quad (4.48)$$

где $K_{\text{дин}}$ – коэффициент динамики.

Исходя из вышеизложенных расчетов, следует изготавливать опорные балки из стали марки 35ХМ. Так же расчеты показывают, что увеличение размеров ролика (длины и диаметра) приводит к увеличению площадки контакта и уменьшению интенсивности нагрузки на данный ролик, следовательно, можно определить максимальный размер ролика в соответствии с конструкцией тележки грузового вагона 18-100.

4.5 Выбор упругого элемента в конструкции направляющих роликов

Отличительной особенностью данной конструкции является наличие у ролика упругого элемента, так как сам ролик может двигаться вдоль оси движения. Данное движение ограничено упругим элементом цилиндрической формы. Фактически направляющие ролики являются стабилизатором или возвращающим устройством, которое увеличивает жесткость рамы в горизонтальной плоскости.

Ролики всего лишь необходимы для того, чтобы уменьшить сопротивление данного стабилизатора в вертикальной плоскости.

В предыдущем разделе определялись размеры ролика. В данном разделе будут определены: вид и размеры упругого элемента, так как неправильный выбор силового элемента может привести к излому скользуна, при сильном ударе.

Прогиб этого элемента будет весьма мал, по этой причине можно использовать полимерные материалы. Один из наиболее успешных материалов является эластомер.

Эластомер имеет как положительные качества, так и отрицательные. Положительным качествам можно отнести высокую прочность, энергоемкость и малую сжимаемость. К недостаткам следует отнести разность жесткости при растяжении и сжатии. При сжатии жесткость выше, чем при растяжении. В данной конструкции на эластомер будут действовать только сжимающие силы. Из-за конструкции тележки можно пренебречь большими деформациями данного элемента [7].

В качестве формы для удобства фиксации данного цилиндра на надрессорной балке выбирается пустотелый цилиндр (рисунок 4.25).

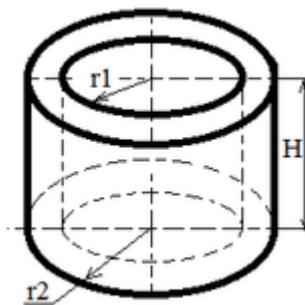


Рисунок 4.25 – Форма эластомеров вставки

Жесткость данного элемента зависит от материала и размера изделия. Что касается материала, то в настоящее время существует огромное множество эластомеров с жесткостью от 2,0 до 100 МПа. Зависимость жесткости от размеров учитывается с помощью коэффициента формы [4]:

$$E_k = E \cdot (1 + \gamma k_\phi^n) \quad (4.49)$$

где E_k – конструкционный модуль упругости; E – модуль упругости материала при сжатии; k_ϕ – коэффициент формы; χ – коэффициент учитывающие закрепление торцов упругого элемента ($0 \leq \chi \leq 1$), при жесткой заделке торцов $\chi=1$; n – показатель степени, зависящий от материала ($n=2$).

$$k_{\phi} = \frac{S_{\text{опор}}}{S_{\text{боков}}} \quad (4.50)$$

где $S_{\text{опор}} = \pi(r_2^2 - r_1^2)$ – площадь опорной поверхности; $S_{\text{боков}} = 2\pi H(r_2 + r_1)$ – площадь боковой поверхности.

Для подбора эластомера используется закон Гука:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (4.51)$$

Сделав необходимые преобразования согласно рисунку 4.26 получаем:

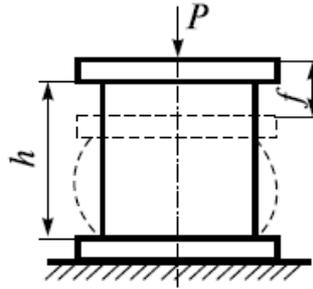


Рисунок 4.26 – Схема деформации эластомера

$$\sigma = E \cdot \frac{f}{h} \text{ и } \sigma = \frac{P}{S_{\text{опор}}} \quad (4.52)$$

$$\frac{P}{S_{\text{опор}}} = E \cdot \frac{f}{h} \quad (4.53)$$

С помощью зависимости (4.53) определяется как модуль упругости материала при известных геометрических размерах, так и геометрические размеры эластомера, зная упругие свойства материала. После определения геометрических параметров упругого элемента можно определить коэффициент формы и конструкционный модуль упругости. В нашей формуле находится еще одна неизвестная величина – сила P . Для определения нагрузки P используется программа FrameDesing [25]. Вводим допущение, что сила P является реакцией в шарнире R_x , в тот момент, когда опорные балки начинают взаимодействовать с роликами. Заделка может перемещаться только вдоль опорной балки. При той же схеме нагружений максимальная реакция в шарнире будет равна 8,84 кН согласно рисунку 4.27.

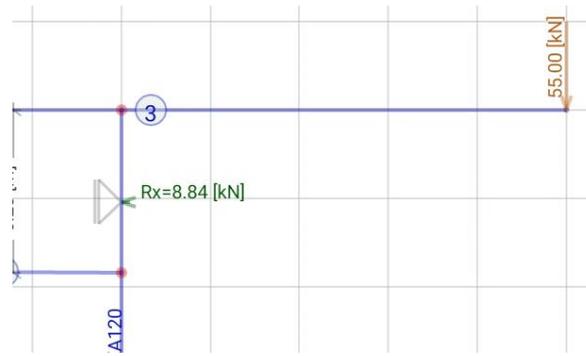


Рисунок 4.27 – Реакция в шарнире

Так как наша связь должна обеспечивать достаточную жесткость в горизонтальной плоскости прогиб упругого элемента принимается равным 2 мм. В качестве материала используем уже хорошо зарекомендовавший себя полиуретан АПИ-4. Так же стоит учесть погрешность статического расчета и увеличить нагрузку P на 50 %. Площадь опорной поверхности можно определить согласно геометрическим размерам скользуна. В таблице 6 приведены расчеты модуля упругости материала.

Таблица 6 – Расчет геометрических размеров эластомерной вставки

$P, Н$	$f, м$	$r_1, м$	$r_2, м$	$S_{опор}, м^2$	$E, Па$	$h, м$
13260	0,002	0,01	0,0375	0,004102	35000000	0,0216

Получив геометрические размеры упругого элемента, можно определить по формуле 4.40 конструкционный модуль упругости E_k который будем применять в окончательной модели модернизированной тележки 18-100. Согласно расчетам, конструкционный модуль упругости равен 49,11 МПа.

4.6 Расчет усилий, передаваемых на скользящий надрессорной балки

Для нахождения усилий, которые передаются на скользящий из-за взаимодействия направляющих роликов и опорных балок применяется схема, показанная на рисунке 4.28.

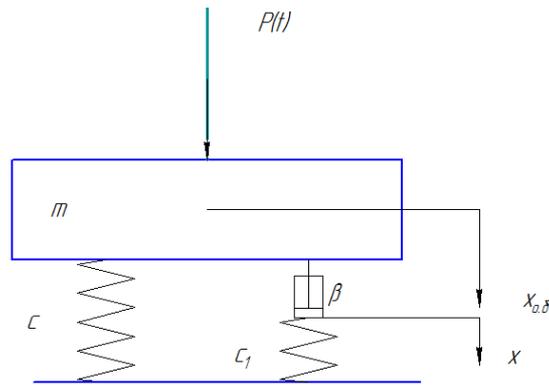


Рисунок 4.28 – Схема передачи усилия P на надрессированную балку

Согласно данной схеме составляется система дифференциальных уравнений колебаний опорной балки массой m , которая будет иметь вид:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x}_{o.б} + c \cdot x_{o.б} - c_1(x_{o.б} - x) = P(t) \\ \beta \cdot \dot{x}_{o.б} - c_1(x_{o.б} - x) = 0 \end{cases} \quad (4.54)$$

В процессе нагружения сила $P(t)$ изменяет свое значение во времени по синусоидальному закону. Из второго уравнения системы можно выразить перемещение x и подставить в первое уравнение системы:

$$m \cdot \ddot{x}_{o.б} - \beta \cdot \dot{x}_{o.б} + c \cdot x_{o.б} = P \cdot \sin(\omega t) \quad (4.55)$$

$$\ddot{x}_{o.б} - 2h \cdot \dot{x}_{o.б} + v^2 \cdot x_{o.б} = \frac{P}{m} \cdot \sin(\omega t) \quad (4.56)$$

Решение неоднородного дифференциального уравнения будет состоять из общего решения и частного. В данной задаче не рассматриваются собственные колебания, так как они гасятся за счет внутреннего трения в эластомере. Решение находится в виде правой части:

$$x = A \cdot \sin(\omega t - \alpha) \quad (4.57)$$

Подставляя в уравнение 4.57 формулу 4.56:

$$-A\omega^2 \sin(\omega t - \alpha) - 2hA\omega \cos(\omega t - \alpha) + v^2 A \sin(\omega t - \alpha) = \frac{P}{m} \cdot \sin(\omega t)$$

Производя арифметические преобразования:

$$A[(v^2 - \omega^2) \sin(\omega t - \alpha) - 2h\omega \cos(\omega t - \alpha)] = \frac{P}{m} \cdot \sin(\omega t) \quad (4.58)$$

Преобразов $\sin(\omega t - \alpha)$ и $\cos(\omega t - \alpha)$ через известные формулы тригонометрии:

$$\begin{cases} \frac{Am}{P} [(v^2 - \omega^2)\cos(\alpha) - 2h\omega\sin(\alpha)] = 1 \\ \frac{Am}{P} [-2h\omega\cos(\alpha) - (v^2 - \omega^2)\sin(\alpha)] = 0 \end{cases} \quad (4.59)$$

Возведя в квадрат оба уравнения и сложив, можно получить формулу для определения коэффициента A и перемещения z :

$$A = \frac{P}{m} \sqrt{\frac{1}{(v^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2}} \quad (4.60)$$

$$x(t) = \frac{P}{m} \sqrt{\frac{1}{(v^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2}} \cdot \sin(\omega t - \alpha) \quad (4.61)$$

$$\alpha = \arctg \frac{2h\omega}{v^2 - \omega^2} \quad (4.62)$$

Учитывая, что собственная частота колебаний равна $v = \sqrt{c/m}$ и $h/v = \gamma$ получаем:

$$x(t) = \frac{P}{c} \frac{1}{\sqrt{(1 - \frac{\omega^2}{v^2})^2 + 4\gamma^2 \frac{\omega^2}{v^2}}} \cdot \sin(\omega t - \alpha) \quad (4.63)$$

Зная перемещения можно определить силу, которую будет воспринимать скользящий через силовой элемент в виде эластомера от опорной балки.

$$X = -m \frac{P}{c} \cdot \left[\frac{\omega^2}{\sqrt{(1 - \frac{\omega^2}{v^2})^2 + 4\gamma^2 \frac{\omega^2}{v^2}}} \right] \cdot \sin(\omega t - \alpha) \quad (4.64)$$

Для того что бы происходило гашение колебаний нам необходимо выбрать такие параметры c и β , чтобы в выражении 4.64 выражение в квадратных скобках было меньше 1.

4.7 Выводы по разделу 4

1 В данном разделе была создана математическая модель движения тележки грузового вагона модели 18-100 на кривом участке пути. Для реализации данной модели был использован новый отечественный программный комплекс Smath Studio и математический пакет для символьных вычислений Maxima с открытым программным кодом. Данные программы показали себя как отличные инструменты для решения задач, которые ставит перед собой динамика вагона. В нашем случае программы отлично справились с задачей по определению сил, действующих на колесную пару при прохождении кривого участка пути. Свобода использования данных математических пакетов дает широкие возможности для преподавания такой дисциплины как «Динамика вагона» в технических вузах.

2 Приведена методика определения рациональных геометрических и прочностных характеристик опорных балок, направляющих роликов, а также упругого элемента для гашения вибраций в приведенной конструкции тележки модели 18-100 с установленными направляющими роликами. В связи с тем, что опорная балка жестко воспринимает все нагрузки от боковой рамы, в данном разделе была приведена жесткая методика для определения усталостной прочности опорных балок.

5 КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ВАГОНА

Для оценки результатов проведенной модернизации необходимо оценить шесть основных показателей, которые используются для оценки ходовых качеств новой или модернизированной железнодорожной техники. К таким показателям относятся динамические параметры, а именно динамические параметры движения [69]:

- предельные значения отношения рамных сил к статической нагрузке;
- предельные значения боковых сил на кривом участке пути;
- предельные значения коэффициентов динамики рессорного комплекта;
- значения показателя безопасности движения, а именно значения запаса устойчивости колёсной пары с рельсов от выкатывания на головку рельса;
- предельные значения забегания боковых рам в тележке друг относительно друга;
- максимальные значения объёмного износа поверхности катания колесных пар.

5.1 Исходные данные для проведения компьютерного моделирования

В качестве объекта моделирования берется типовой вагон: цистерна модели 15-1619. Данный вагон будет смоделирован в 2-х исполнениях: на базовой тележке 18-100 и на модернизированной тележке с установкой направляющих роликов. Характеристики вагонов представлены в таблице 7.

Согласно исходным данным (таблица 7) была создана математическая модель грузового вагона. Для моделирования неровностей железнодорожного пути были приняты численные реализации вертикальных и горизонтальных отклонений, которые приведены на рисунках 5.1 – 5.4.

Таблица 7 – Исходные данные для компьютерного моделирования

Наименование	Содержание	
Тип экипажа	вагон-цистерна модели 15-869	
Загрузка	Груженный	Порожний
Состояние износа ходовых частей экипажа (начальное):	новый рельс	
Зазор между скользунами / суммарный каждой тележки, мм	10	
Зазор в буксовом проеме в поперечном направлении, мм	8	
Зазор в буксовом проеме в продольном направлении, мм	10	
Прокат, мм	2	
База вагона, мм	9350	
Высота центра тяжести кузова от уровня головок рельсов, мм	2325	2050
Масса кузова, кг	87300	25300
Моменты инерции, кг·м ² - для продольной оси X - для поперечной оси Y - для вертикальной оси Z	170000 745000 755000	50000 175000 144000
Зазор в пятниковом узле, мм.	2	2
Макропрофиль пути	1. Прямая, базовая ширина колеи - 1520 мм; 2. Кривая радиусом 500 м с возвышением 80 мм, базовая ширина колеи в круговой кривой – 1520мм; 3. Кривая радиусом 350 м с возвышением 100 мм, базовая ширина колеи в круговой кривой – 1530 мм;	
Геометрические неровности рельсовых нитей	Детерминантная	

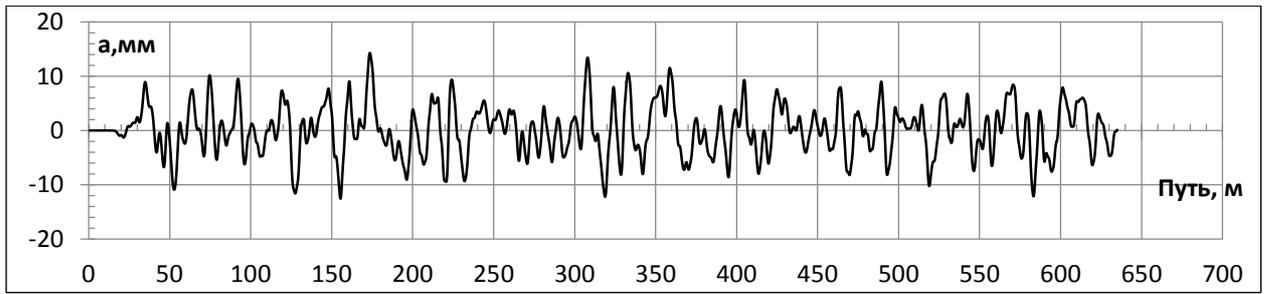


Рисунок 5.1 – Вертикальные неровности правого рельса

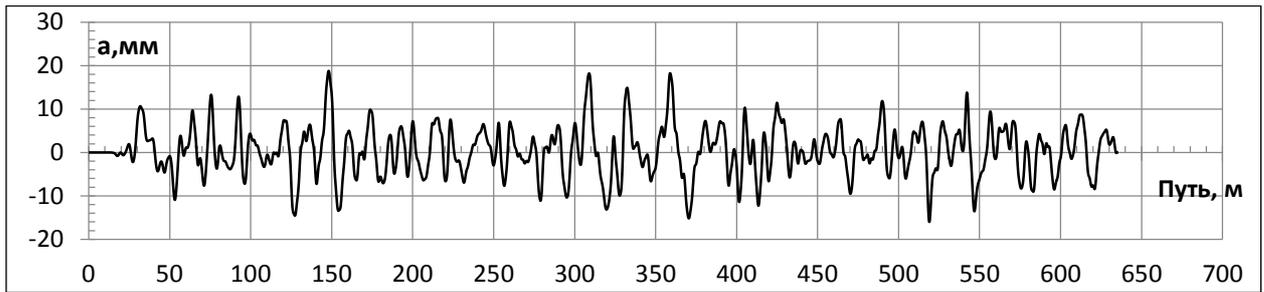


Рисунок 5.2 – Вертикальные неровности левого рельса

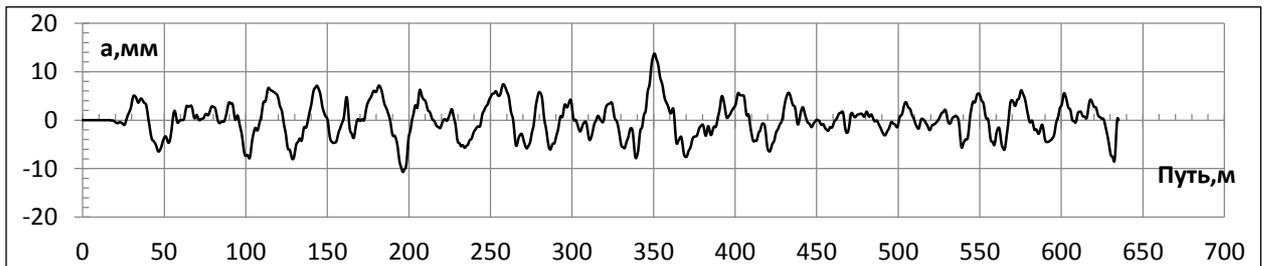


Рисунок 5.3 – Горизонтальные неровности правого рельса

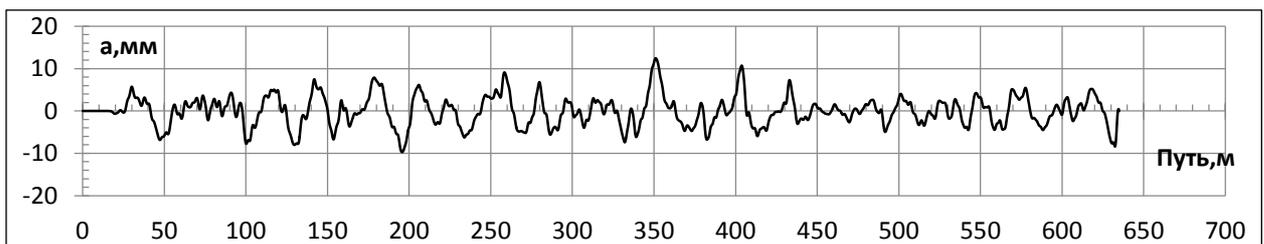


Рисунок 5.4 – Горизонтальные неровности левого рельса

Для сравнения между двумя вагонами были введены следующие конструктивные варианты тележки 18-100:

- рама тележки имеет не жесткую конструкцию (базовая модель);
- рама тележки выполнена с установкой направляющих роликов и опорных балок (модернизированная модель).

Для оценки отклонений все численные реализации были обработаны. Количество отступлений (по степеням) показано в ведомости отклонений (таблица 8).

Таблица 8 – Отклонения рельсовой решетки

Наименование отклонения	Степень отступлений		
	II	III	IV
Сужение колеи	2	0	0
Просадка	10	0	0
Уровень	2	0	0
Рихтовка	5	8	2
Перекосы	9	7	7

5.2 Результаты эксперимента

5.2.1 Анализ минимальных значений рамной силы

Анализ данных, полученных в результате компьютерного моделирования в программном комплексе «Универсальный механизм» (рисунок 5.5, таблица 9) показал, что рамные силы для порожнего режима на прямых участках пути при использовании роликовых направляющих уменьшаются на 9 % по сравнению базовым вариантом тележки 18-100. Так же стоит заметить, что в диапазоне эксплуатационных скоростей от 40-90 км/ч уменьшение рамных сил происходит на 12 %.

Таблица 9 – Зависимости максимальных значений рамных сил в порожнем режиме от скорости движения для двух вариантов на прямых участках пути

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	6	7	9	8	10	12	14	16	22
Модель 18-100	6	8	9	9	10	12	16	22	26
(+%)улучшения (-%)ухудшение	0 %	13 %	0 %	11 %	0 %	0 %	13 %	27 %	15 %

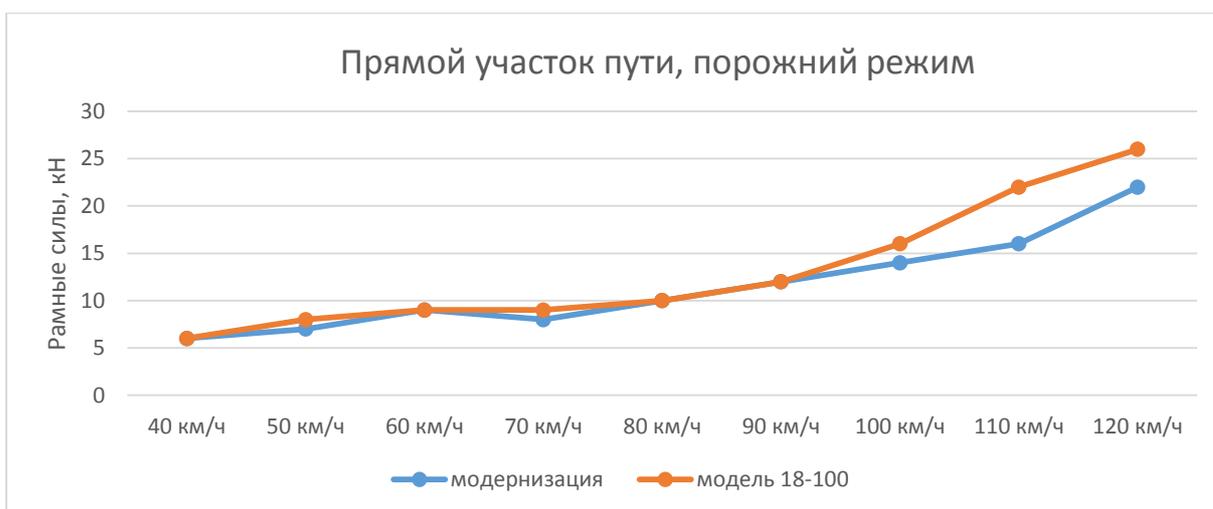


Рисунок 5.5 – Зависимость максимальных значений рамных сил в порожнем режиме от скорости движения для двух вариантов на прямых участках пути

На рисунке 5.6 и в таблице 10 приведены результаты компьютерного моделирования движения порожней цистерны на кривом участке пути с радиусом 650 м. По динамике изменений статистических данных можно сделать вывод о положительном воздействии направляющих роликов на общую картину результатов. В данном случае установка данных компонентов позволяет уменьшить уровень рамных сил на 11 % во всем диапазоне и на 15 % в диапазоне эксплуатационных скоростей для цистерн.

Таблица 10 – Зависимость максимальных значений рамных сил в порожнем режиме от скорости движения в кривой радиусом 650 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	6	5	5	8	10	13	16	17	19
Модель 18-100	6	5	6	10	11	13	18	22	23
(+%)улучшения									
(-%)ухудшение	0 %	0 %	17 %	20 %	9 %	0 %	11 %	23 %	17 %

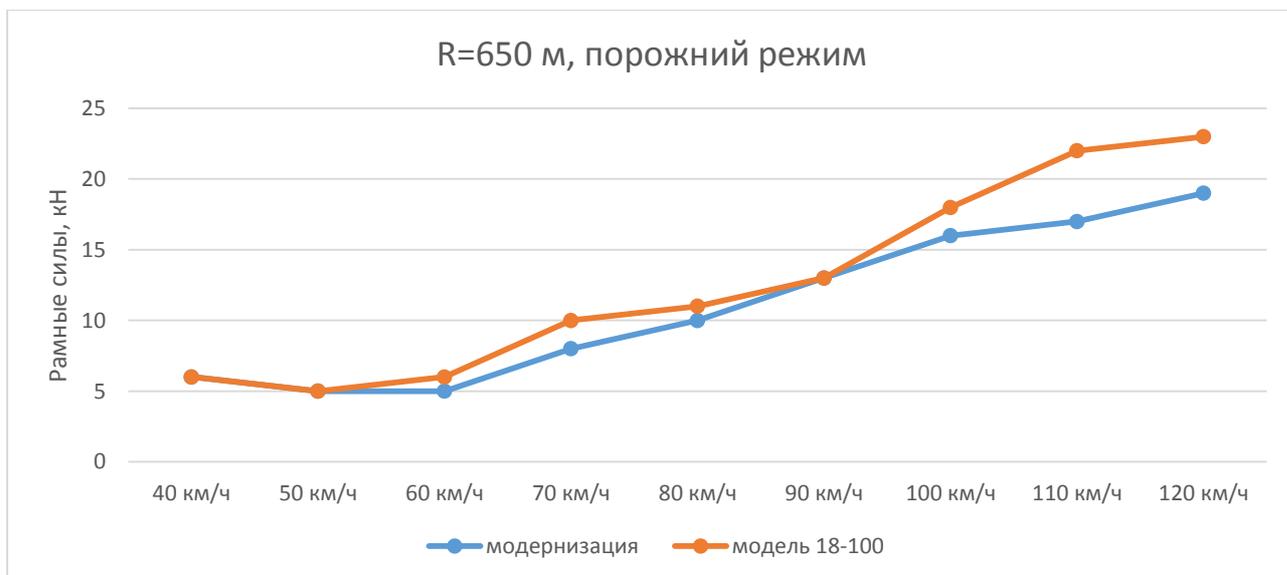


Рисунок 5.6– Зависимость максимальных значений рамных сил в порожнем режиме от скорости движения в кривой радиусом 650 м

Анализ результатов компьютерного моделирования движения груженого вагона на кривом участке пути с радиусом 650 м (рисунок 5.7, таблица 11) показывает положительную динамику по снижению рамных сил. Для тележки модели 18-100 с направляющими роликами рамные силы уменьшились на 7 %. Что касается диапазона эксплуатационных скоростей, то в диапазоне от 40 км/ч до 90 км/ч уменьшение рамных сил происходит на 8 %. Так же стоит заметить, что на участке от 70 км/ч до 90 км/ч больших отличий в рамных силах не наблюдается.

Таблица 11 – Зависимость максимальных значений рамных сил в груженом режиме от скорости движения в кривой радиусом 650 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	20	19	18	20	25	31	40	45	49
Модель 18-100	22	23	20	20	26	33	40	50	55
(+%)улучшения									
(-)%ухудшение	9 %	17 %	10 %	0 %	4 %	6 %	0 %	10 %	11 %

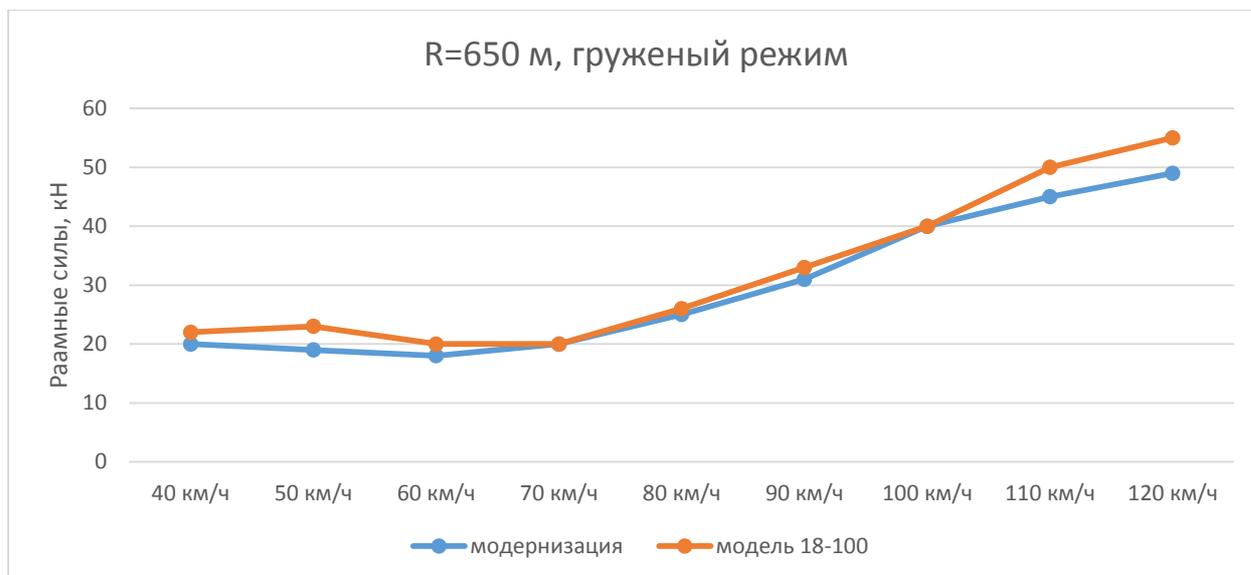


Рисунок 5.7 – Зависимость максимальных значений рамных сил в груженом режиме от скорости движения в кривой радиусом 650 м

На рисунке 5.8 и в таблице 12 приведены результаты компьютерного моделирования движения порожней цистерны в кривом участке пути с радиусом 350 м. Так же отметим максимально допустимое значение рамных сил на данной диаграмме. По анализу полученных данных видно, что в диапазоне от 60 км/ч до 100 км/ч наблюдается улучшение динамики вагона на 10 % при общем улучшении на 8 % на всем скоростном диапазоне. Так же стоит заметить, что вагон на модернизированных тележках намного позже достигает максимально допустимого уровня рамных сил. Если на базовых тележках модели 18-100 данный уровень достигается при 107 км/ч, модернизированная тележка достигает данного уровня на уровне 115 км/ч, что увеличивает межремонтный пробег тележки данной конструкции.

Таблица 12 – Зависимость максимальных значений рамных сил в порожнем режиме от скорости движения в кривой радиусом 350 м

	11 м/с	14 м/с	17 м/с	20 м/с	23 м/с	25 м/с	28 м/с	31 м/с	34 м/с
Модернизация	6	5	6	7	11	12	14	16	18
Модель 18-100	6	5	6	9	12	13	14	18	23
(+%)улучшения									
(-)ухудшение	0 %	0 %	0 %	22 %	8 %	8 %	0 %	11 %	22 %

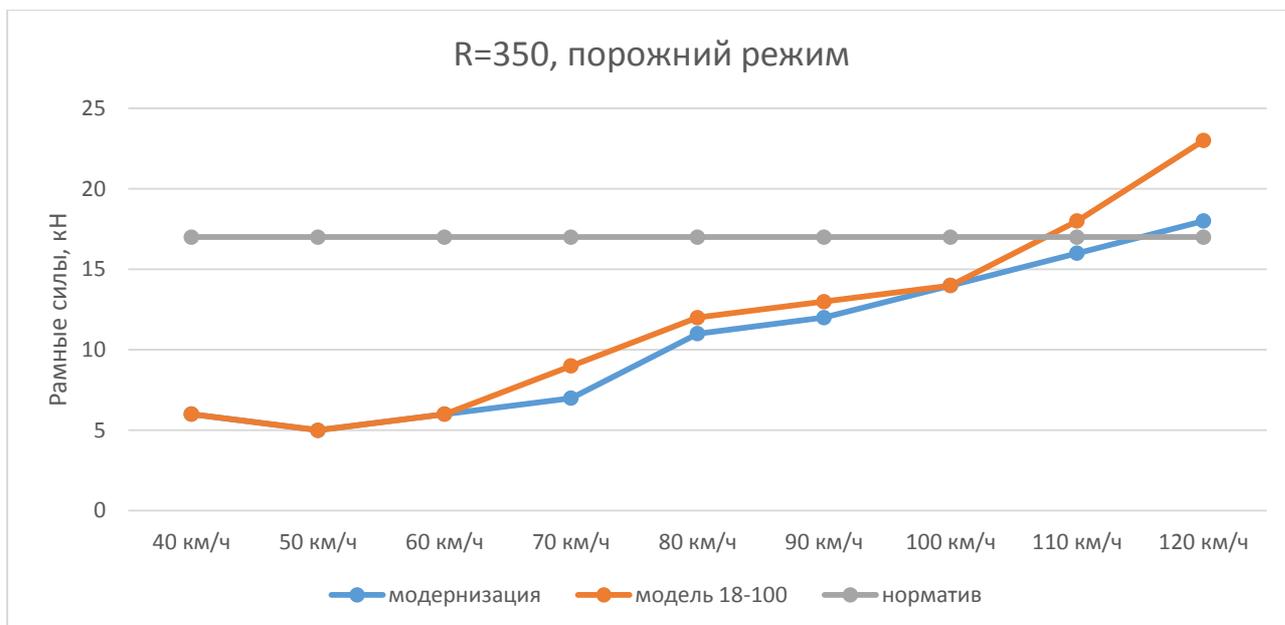


Рисунок 5.8 – Зависимость максимальных значений рамных сил в порожнем режиме от скорости движения в кривой радиусом 350 м

На рисунке 5.9 и в таблице 13 приведены результаты компьютерного моделирования движения цистерны в груженом режиме на кривом участке пути с радиусом 350 м. По анализу полученных данных, можно увидеть, что в диапазоне от 60 км/ч до 90 км/ч не наблюдается изменений в значениях рамных сил вагона при общем улучшении на 5 % на всем скоростном диапазоне. Так же стоит заметить, что вагон на модернизированных тележках намного позже достигает максимально допустимого уровня рамных сил. Если на базовых тележках модели 18-100 данный уровень достигается при 110 км/ч, модернизированная тележка достигает данного уровня на уровне 120 км/ч, что увеличивает динамические качества данной конструкции.

Таблица 13 – Зависимость максимальных значений рамных сил в груженом режиме от скорости движения в кривой радиусом 350 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	19	15	21	28	37	45	59	72	80
Модель 18-100	21	18	21	28	37	46	63	78	84
(+%)улучшения									
(-%) ухудшение	10 %	17 %	0 %	0 %	0 %	2 %	6 %	8 %	5 %

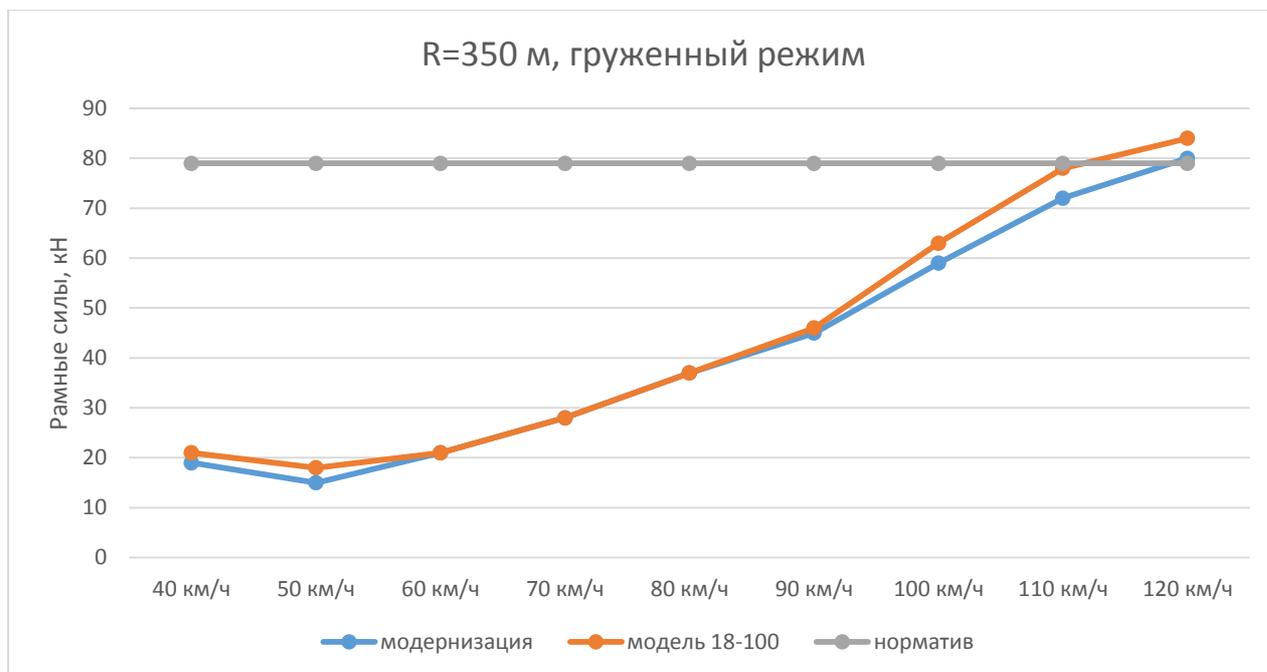


Рисунок 5.9 – Зависимость максимальных значений рамных сил в груженом режиме от скорости движения в кривой радиусом 350 м

5.2.2 Анализ минимальных значений коэффициента запаса устойчивости от выкатывания колесной пары на головку рельса

Коэффициент запаса устойчивости колесной пары от схода с рельсов является одним из главных показателей безопасности движения вагона. Во избежание схода вагона и обеспечения безопасности были установлены границы, выраженные с помощью данного показателя. Этот показатель определяет уровень подъема колеса над головкой рельса. Данный показатель является интегральным, так как определяется с помощью динамически изменяющихся сил: рамных сил, вертикальных, боковых сил.

Результаты моделирования движения порожних вагонов на кривой радиусом 650 м представлены на рисунке 5.10 и в таблице 14. В данном случае применение роликовых направляющих для цистерны приводит к снижению показателя коэффициента запаса устойчивости на 11 % в зоне всего скоростного диапазона и на 16 % в зоне от 50 км/ч до 90 км/ч.

Таблица 14 –Зависимость минимальных значений коэффициента запаса устойчивости колёсной пары от забегания колеса на головку рельса от скорости движения в порожнем режиме в кривых R=650 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	3	2,7	2,4	2,5	2,2	1,8	1,6	1,3	1,1
Модель 18-100	3	2,6	2,3	2,1	1,7	1,6	1,4	1,1	1
(+%)улучшения									
(-%) ухудшение	0 %	4 %	4 %	16 %	23 %	11 %	13 %	15 %	9 %

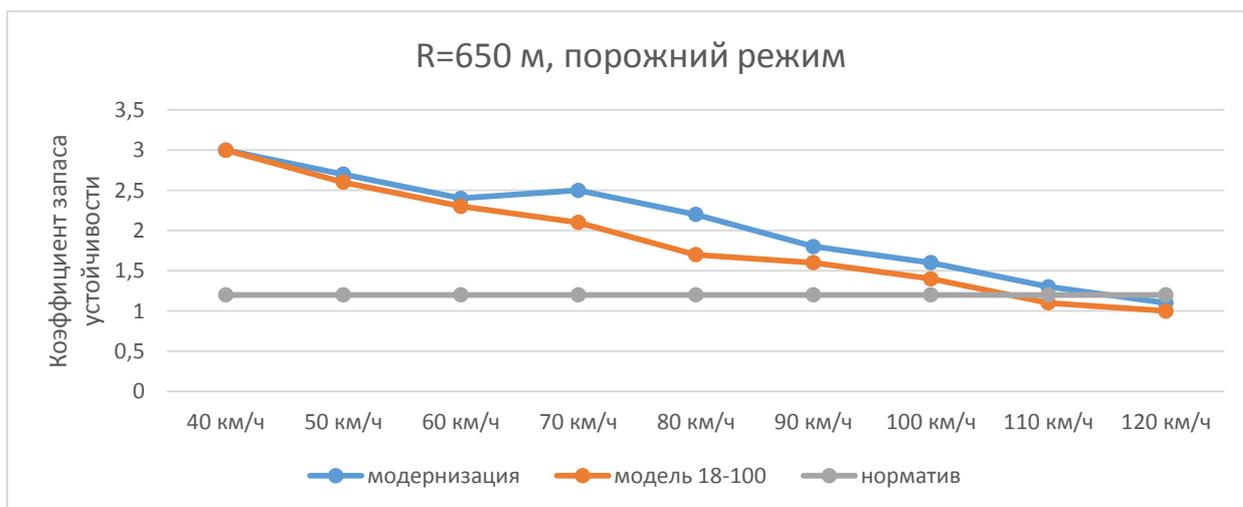


Рисунок 5.10 – Зависимость минимальных значений коэффициента запаса устойчивости колёсной пары от забегания колеса на головку рельса от скорости движения в порожнем режиме в кривых R=650 м

При компьютерном моделировании движения гружёной цистерны в кривой радиусом 650 метров были получены результаты, показанные на рисунке 5.11 и в таблице 15. По анализу полученных данных видно, что в диапазоне от 60 км/ч до 90 км/ч происходит увеличения коэффициента устойчивости на 8 % при общем улучшении данного показателя на 3 % на всем скоростном диапазоне.

Таблица 15 – Зависимость минимальных значений коэффициента запаса устойчивости колёсной пары от забегания колеса на головку рельса от скорости движения и в грузе в режиме в кривой R=650 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	4,1	3,6	3,3	2,8	2,6	2,1	1,9	1,4	1,3
Модель 18-100	4,1	3,5	3,3	2,6	2,4	2,1	1,8	1,4	1,3
(+%)улучшения									
(-%)ухудшение	0 %	3 %	0 %	7 %	8 %	0 %	5 %	0 %	0 %

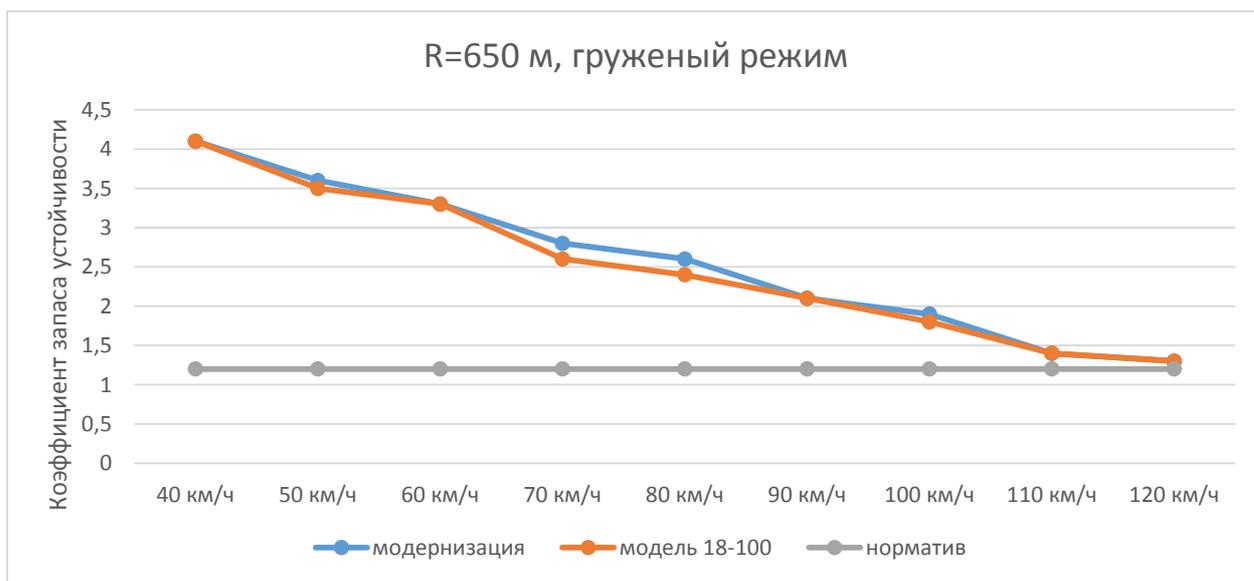


Рисунок 5.11 – Зависимость минимальных значений коэффициента запаса устойчивости колёсной пары от забегания колеса на головку рельса от скорости движения и в грузе в режиме в кривой R=650 м

Результаты компьютерного моделирования движения порожних вагонов в кривой радиусом 350 м представлены на рисунке 5.12 и в таблице 16. В данном случае применение роликовых направляющих для цистерны приводит к снижению показателя коэффициента запаса устойчивости на 4 % в зоне всего скоростного диапазона и на 3 % в зоне от 50 км/ч до 90 км/ч.

Таблица 16 –Зависимость минимальных значений коэффициента запаса устойчивости колёсной от пары забегания колеса на головку от скорости движения в порожнем режиме в кривой R=350 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	3,8	3,5	3,3	3	3,1	2,9	2,6	2,8	2,6
Модель 18-100	3,7	3,5	3,2	3	2,9	2,8	2,4	2,6	2,5
(+%)улучшения									
(-%)ухудшение	3 %	0 %	3 %	0 %	6 %	3 %	8 %	7 %	4 %

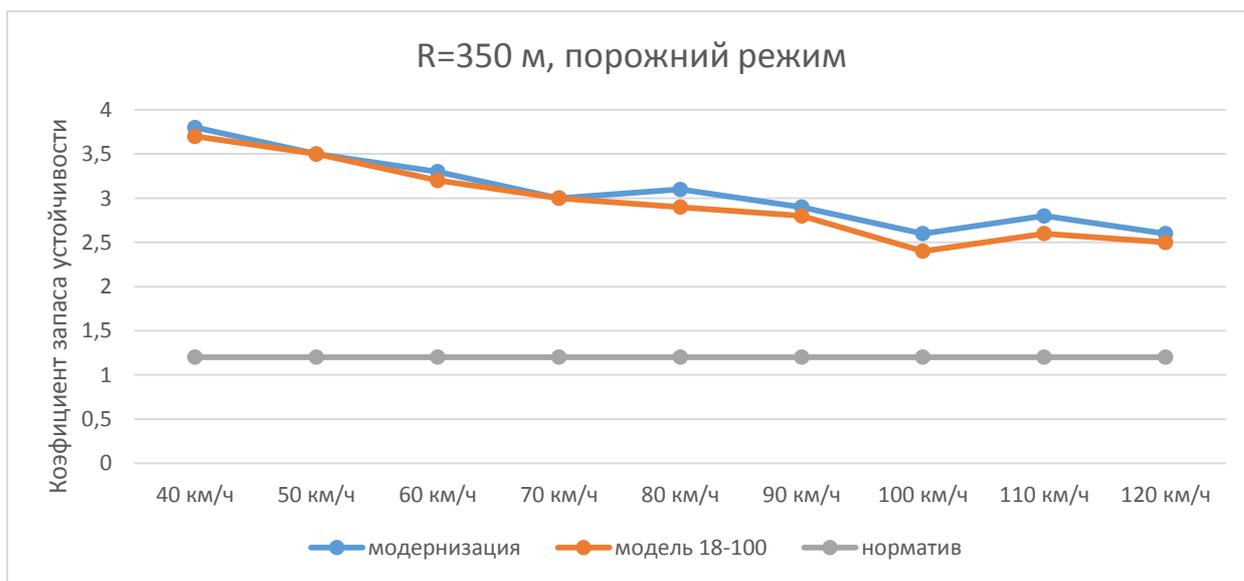


Рисунок 5.12 – Зависимость минимальных значений коэффициента запаса устойчивости колёсной пары от забегания колеса на головку рельса от скорости движения в порожнем режиме в кривой R=350 м

При компьютерном моделировании движения гружёной цистерны в кривой радиусом 350 м. были получены результаты, показанные на рисунке 5.13 и в таблице 17. По анализу полученных данных можно увидеть, что в диапазоне от 60 км/ч до 90 км/ч происходит уменьшение коэффициента устойчивости на 2 % при общем ухудшении данного показателя на 1 % на всем скоростном диапазоне. Но данный показатель все равно находится выше уровня критического значения коэффициента запаса устойчивости колесной пары от схода с рельса.

Таблица 17 – Зависимость минимальных значений коэффициента запаса устойчивости колёсной пары от забегания колеса на головку рельса от скорости движения в грузеном режиме в кривой R=350 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	4.9	4.4	4.2	3.3	3.5	3.2	2.9	2.9	2.8
Модель 18-100	4.8	4.4	4.2	3.5	3.6	3.3	2.8	2.9	2.8
(+%)улучшения (-%) ухудшение	2 %	0 %	0 %	-6 %	-3 %	-3 %	3 %	0 %	0 %

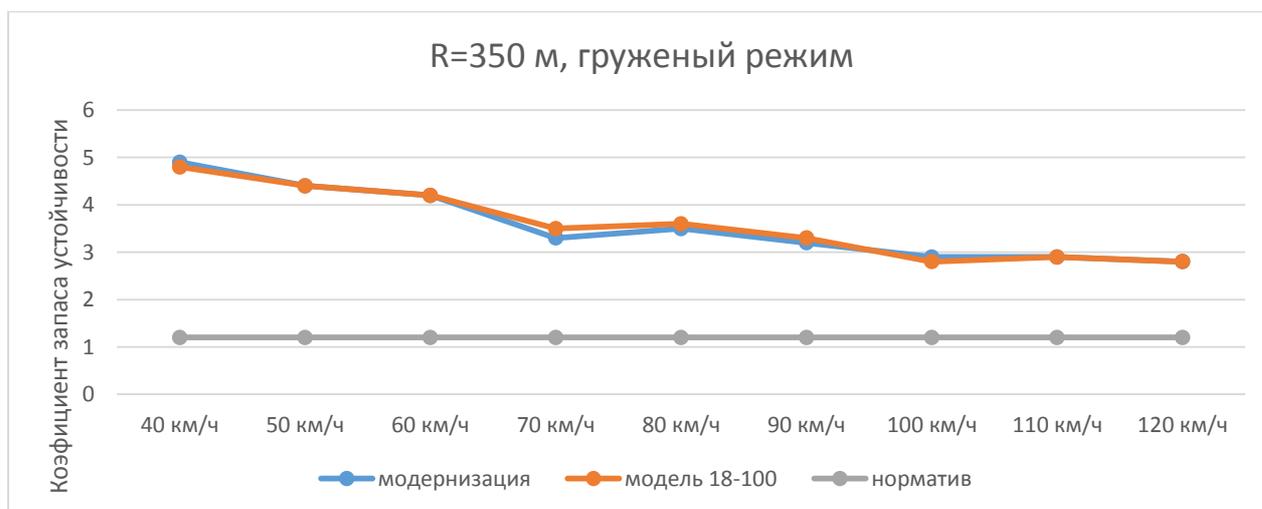


Рисунок 5.13 – Зависимость минимальных значений коэффициента запаса устойчивости колёсной пары от схода с рельсов от скорости движения в грузеном режиме в кривой R=350 м

5.2.3 Анализ максимальных значений боковых сил

Значение боковых сил влияет, так же как и рамные силы на устойчивость колесных пар против схода при движении на железнодорожном пути. Наибольшее значение боковой силы возникает при максимальном значении непогашенного ускорения, когда оно равно 0,7 м/с. В данном подразделе производится компьютерное моделирование тележки с роликовыми направляющими на нахождение максимальных значений боковых сил.

Результаты моделирования движения груженых вагонов на прямом участке пути представлены на рисунке 5.14 и в таблице 18. В данном случае отрицательное влияние роликовых направляющих с изменённой схемой передачи нагрузок для цистерны составляет 4,4 % в зоне от 100 до 110 км/ч и улучшением данного показателя 3,3 % на всем диапазоне конструкционных скоростей.

Таблица 18 – Зависимость максимальных значений боковых сил от скорости движения в груженом режиме для прямого участка пути

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	24	31	30	32	35	43	46	52	52
Модель 18-100	24	31	32	33	38	45	45	50	59
(+%)улучшения (-%) ухудшение	0 %	0 %	6 %	3 %	8 %	4 %	-2 %	-4 %	12 %

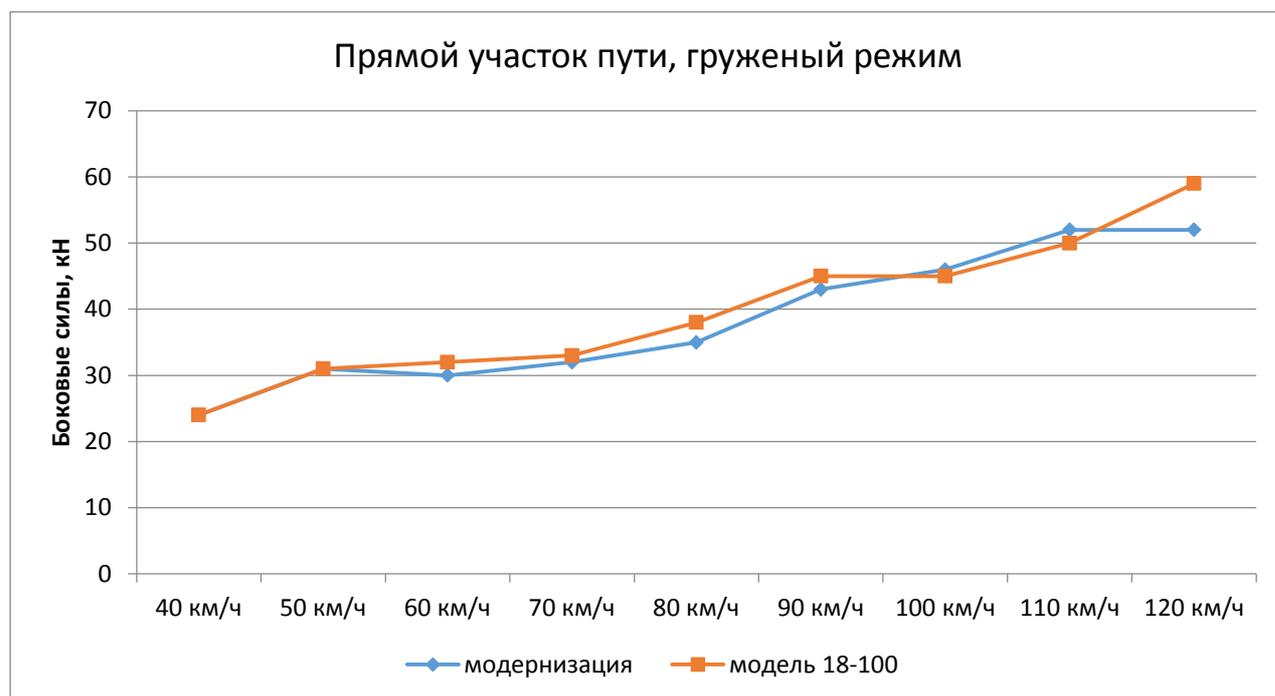


Рисунок 5.14 – Зависимость максимальных значений боковых сил от скорости движения в груженом режиме для прямого участка пути

Результаты моделирования движения груженых вагонов в кривой радиусом 650 м. представлены на рисунке 5.15 и в таблице 19. В данном случае положительное влияние роликовых направляющих с изменённой

схемой передачи нагрузок для цистерны составляет 4,4 % в зоне эксплуатационных скоростей и 3,3 % в диапазоне конструкционных скоростей.

Таблица 19 Зависимость максимальных значений боковых сил от скорости движения в грузеном режиме в кривой R=650 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	35	36	37	41	48	51	59	69	70
Модель 18-100	35	36	37	42	50	58	64	71	73
(+%)улучшения									
(-%) ухудшение	0 %	0 %	0 %	2 %	4 %	12 %	8 %	3 %	4 %

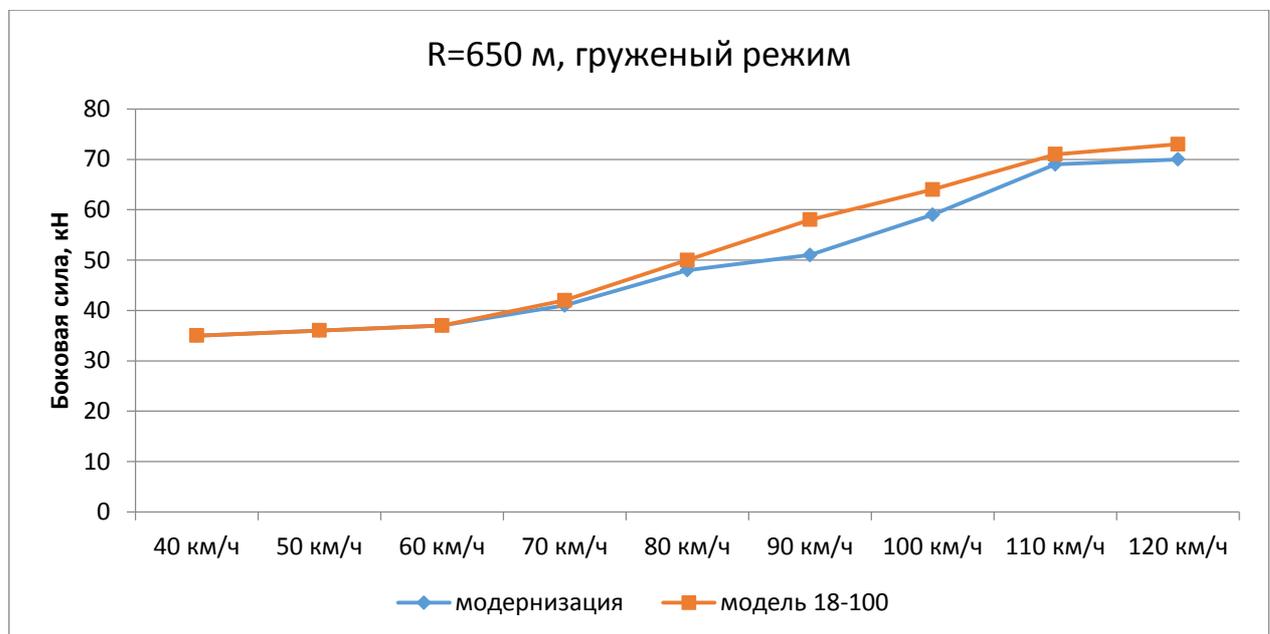


Рисунок 5.15 – Зависимость максимальных значений боковых сил от скорости движения в грузеном режиме в кривой R=650 м

При компьютерном моделировании движения грузёной цистерны в кривой радиусом 650 м были получены результаты, показанные на рисунке 5.16 и таблице 20. Применение направляющих роликов на величины боковых сил цистерны существенного влияния не оказывает.

Таблица 20 – Зависимость максимальных значений боковых сил от скорости движения в гружёном режиме в кривой R=350

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	33	40	45	51	60	71	72	81	89
Модель 18-100	34	41	45	50	59	70	79	83	90
(+%)улучшения									
(-%) ухудшение	3 %	2 %	0 %	-2 %	-2 %	-1 %	9 %	2 %	1 %

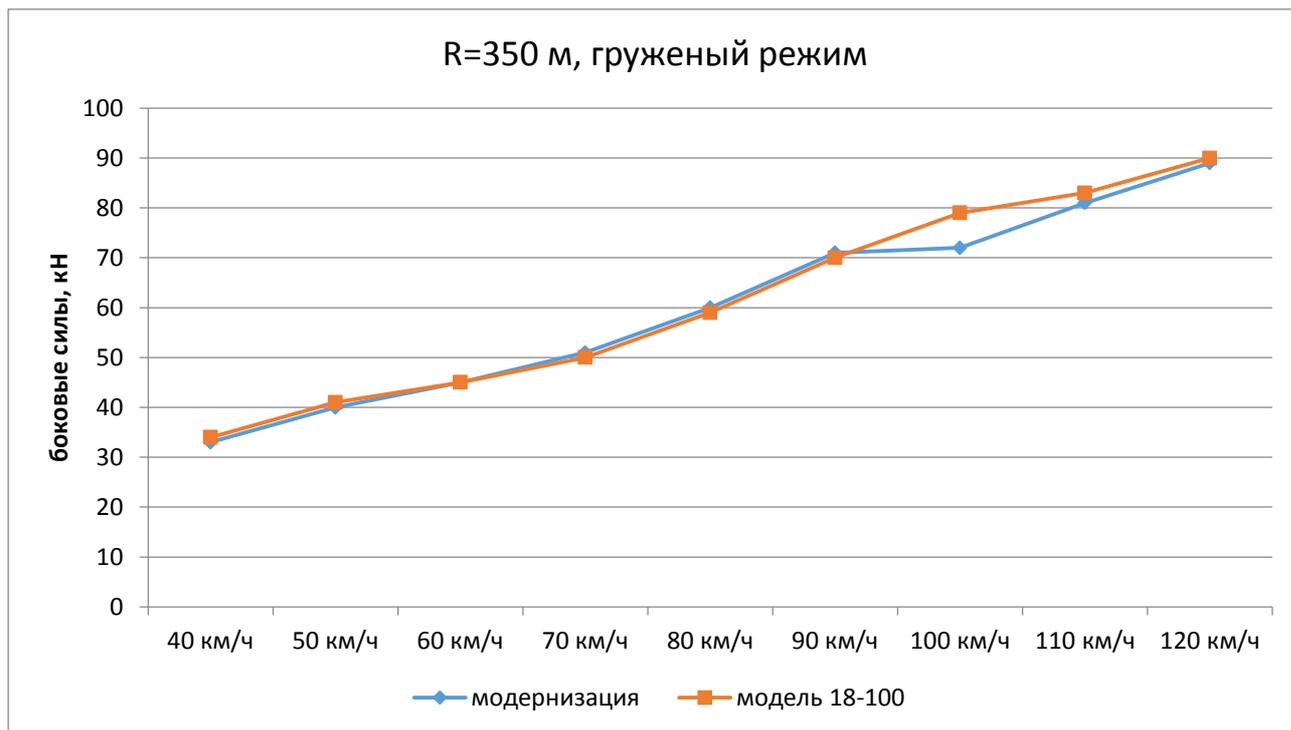


Рисунок 5.16 – Зависимость максимальных значений боковых сил от скорости движения в гружёном режиме в кривой R=350 м

5.2.4 Анализ максимальных значений забегания боковых рам

Зависимость максимальных величин забегания боковых рам (Δ) порожней цистерны от скорости движения на прямом участке железнодорожного пути со скоростями в диапазоне 40-120 км/ч представлены на рисунке 5.17 и в таблице 21. Для цистерны установка направляющих роликов приводит к уменьшению величин забегания на 5 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 4 % в диапазоне конструкционных скоростей.

Таблица 21 – Зависимость максимальных значений забеганий боковых рам от скорости движения и в порожнем режиме для прямого участка пути

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	7,7	8,7	9	9	9,2	9,5	8,5	12,5	13
Модель 18-100	8,2	9,2	9,5	9,5	9,7	10	9	13	13,5
(+%)улучшения									
(-%) ухудшение	6 %	5 %	5 %	5 %	5 %	5 %	6 %	4 %	4 %

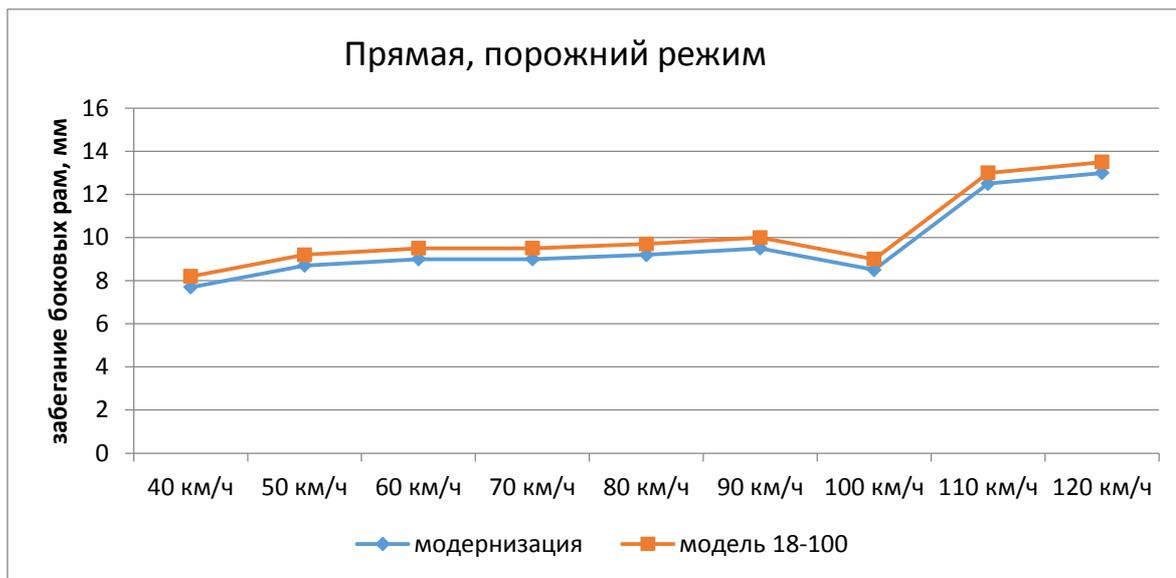


Рисунок 5.17 – Зависимость максимальных значений забеганий боковых рам от скорости движения и в порожнем режиме для прямого участка пути

Результаты, полученные при моделировании движения груженых вагона цистерны показаны на рисунке 5.18 и в таблице 22. Анализ данных результатов показал, что в груженом режиме установка направляющих роликов улучшает ходовые качества цистерны на 1,8 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 4,8 % в диапазоне конструкционных скоростей.

Таблица 22 – Зависимости максимальных значений забеганий боковых рам от скорости движения и в груженом режиме для прямого участка пути

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	4,7	5	5,1	7	6,7	7,5	8,1	10	8,5
Модель 18-100	5,1	5	5,5	6,2	7,2	8,2	9	9,8	9,5
(+%)улучшения (-%) ухудшение	8 %	0 %	7 %	-13 %	7 %	9 %	10 %	-2 %	11 %

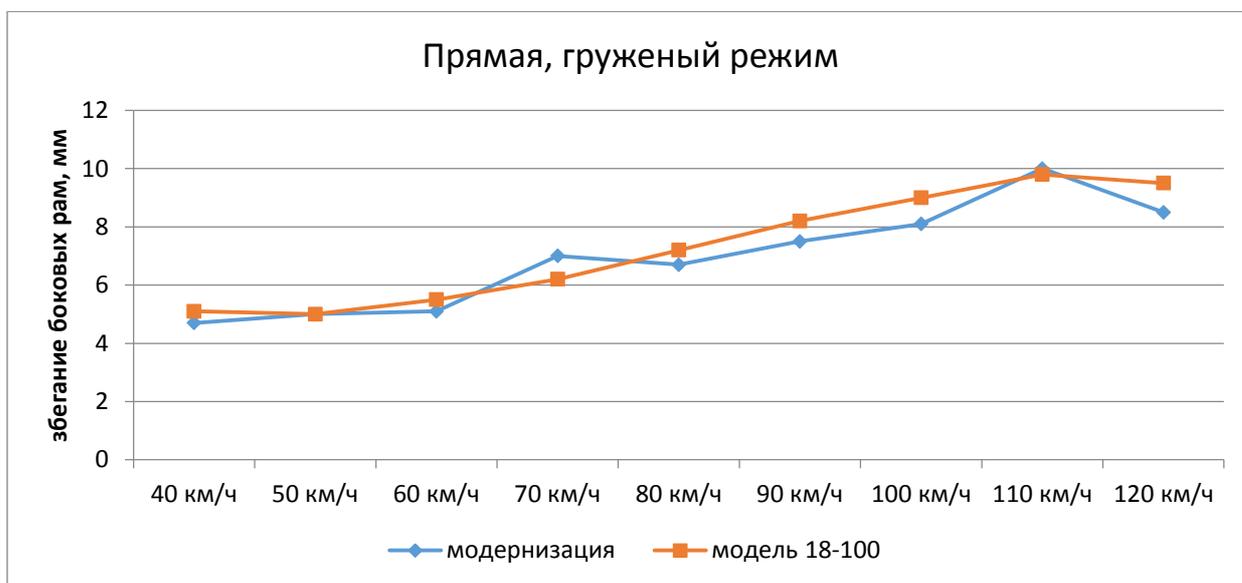


Рисунок 5.18 – Зависимости максимальных значений забегания боковых рам от скорости движения в груженом режиме для прямого участка пути

Анализ результатов, полученных при моделировании движения груженой цистерны на кривом участке пути радиусом 650 м (рисунок 5.19, таблица 23), показал, что в груженом режиме установка направляющих роликов улучшает ходовые качества цистерны на 45,8 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 46,8 % в диапазоне конструкционных скоростей, а в порожнем режиме (рисунок 5.20, таблица 24) улучшает ходовые качества цистерны на 25 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 15 % на всем диапазоне конструкционных скоростей.

Таблица 23 – Зависимость максимальных значений забеганий боковых рам от скорости движения в порожнем режиме в кривой R=650 м.

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	7	8,5	9	9	10	11,5	11,5	11	14
Модель 18-100	13	14	13	12	13	12	12	11,5	13,5
(+%)улучшения									
(-%) ухудшение	46 %	39 %	31 %	25 %	23 %	4 %	4 %	4 %	-4 %

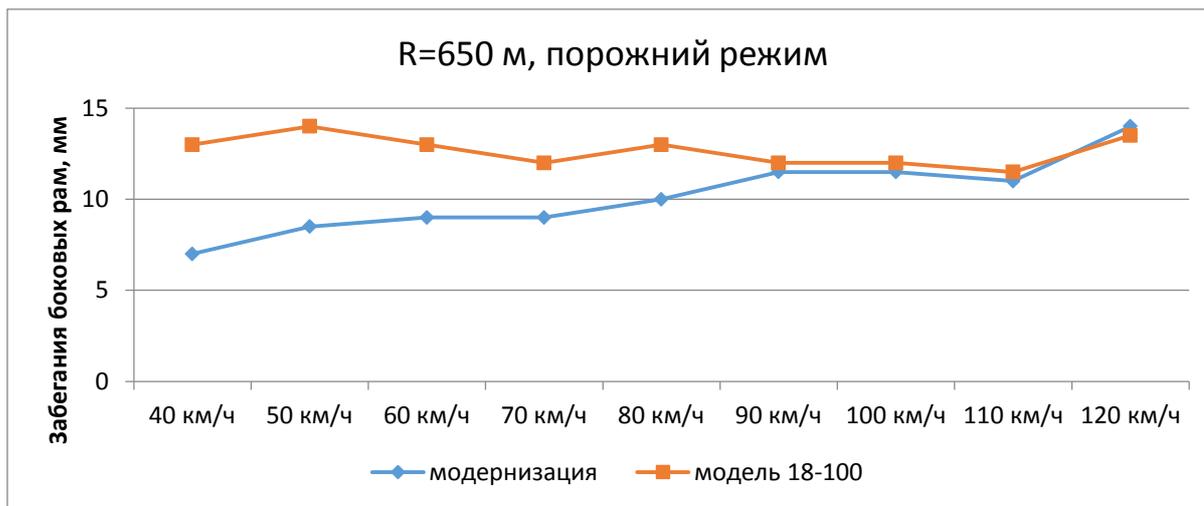


Рисунок 5.19 – Зависимости максимальных значений забеганий боковых рам от скорости движения в порожнем режиме в кривой R=650 м

Таблица 24 – Зависимость максимальных значений забеганий боковых рам от скорости движения в гружёном режиме в кривой R=650 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	5,8	6,2	6,3	7	7,9	7	6,1	7,2	7,8
Модель 18-100	13,5	13,5	13,6	12,7	13,4	13	12,9	12,7	11,6
(+%)улучшения									
(-%) ухудшение	57 %	54 %	54 %	45 %	41 %	46 %	53 %	43 %	33 %

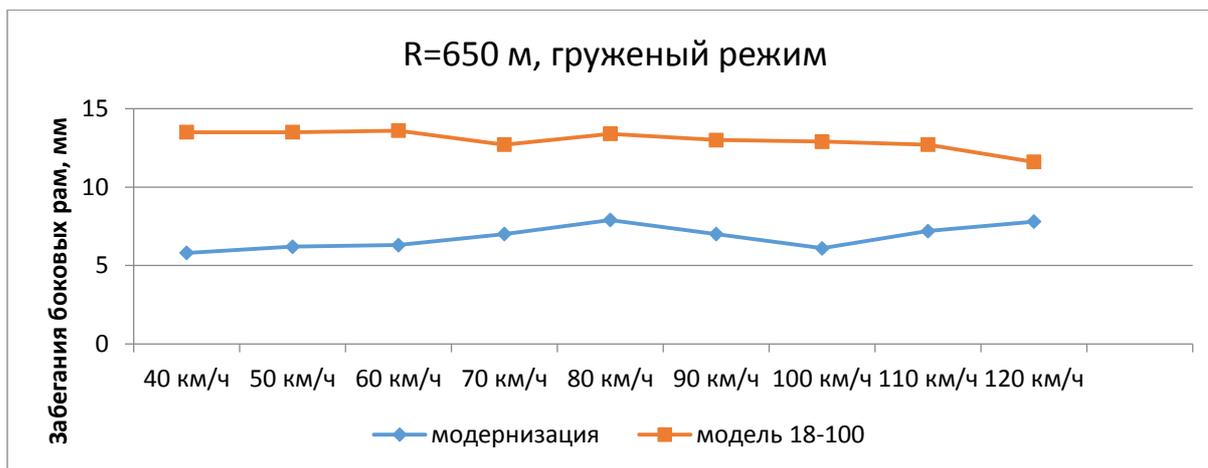


Рисунок 5.20 – Зависимость максимальных значений забеганий боковых рам от скорости движения в грузеном режиме в кривой R=650 м

Анализ результатов, полученных при моделировании движения грузеных вагонов цистерны на кривом участке пути радиусом 350 м (рисунок 5.21, таблица 25), показал, что в грузеном режиме установка направляющих роликов улучшает ходовые качества цистерны на 23 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 20 % в диапазоне конструкционных скоростей, в порожнем режиме (рисунок 5.22, таблица 26) улучшает ходовые качества цистерны на 28 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 22 %.

Таблица 25 – Зависимость максимальных значений забеганий боковых рам от скорости движения в грузёном режиме в кривой R=350 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	10	10,1	8,8	9,1	9,2	9,8	10,3	12,7	13,1
Модель 18-100	13,7	13,5	13	13	13,1	11,9	12,2	12,8	16,6
(+%)улучшения									
(-)%ухудшение	27 %	25 %	32 %	30 %	30 %	18 %	16 %	1 %	21 %

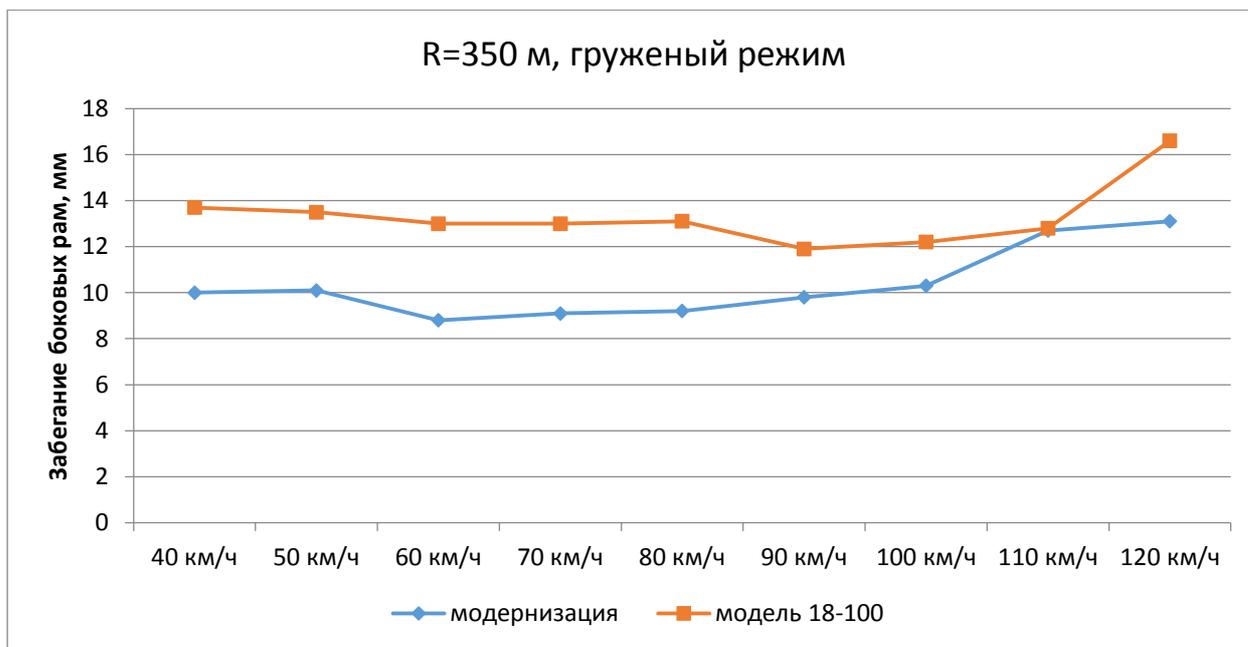


Рисунок 5.21 – Зависимость максимальных значений забеганий боковых рам от скорости движения в груженом режиме в кривой R=350 м

Таблица 26 – Зависимость максимальных значений забеганий боковых рам от скорости движения в порожнем режиме в кривой R=650 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	9,7	10	9,5	9,5	9	9,4	10,4	11,7	11,9
Модель 18-100	12,2	13,1	13,3	12,9	12,9	12,8	10,4	13	12,4
(+%)улучшения									
(-%) ухудшение	20 %	24 %	29 %	26 %	30 %	27 %	0 %	10 %	4 %

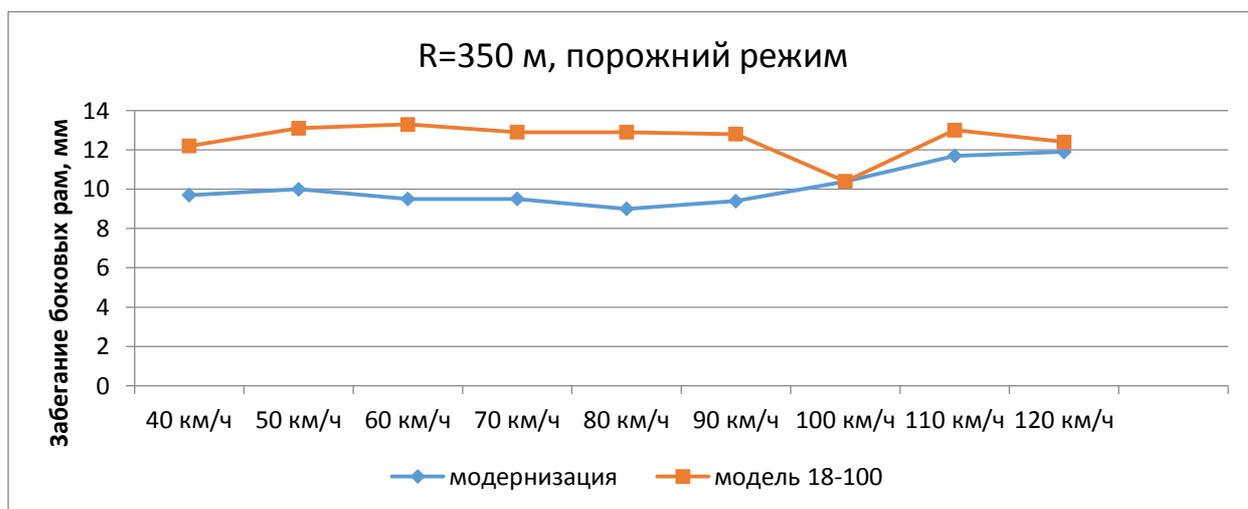


Рисунок 5.22 – Зависимости максимальных значений забеганий боковых рам от скорости движения в порожнем режиме в кривой R=350 м

5.2.5 Анализ показателя износа колёс по удельной работе сил трения в системе колесо-рельс

Износ колёс рельсового экипажа можно оценить путём анализа изменения фактора износа колёс - суммарной удельной работы сил трения в системе колесо-рельс, что и было выполнено в данной работе. Соответственно, под величиной изменения суммарной удельной работы сил трения в системе колесо-рельс, выраженной в процентном отношении по сравнению с базовым вариантом следует понимать аналогичное в процентном отношении изменение величины износа колёс.

Зависимость суммарных значений удельной работы сил трения системы колесо-рельс для порожних вагона-цистерны от скорости движения в прямых участках железнодорожного пути со скоростями в диапазоне 40-120 км/ч представлены на рисунке 5.23 и в таблице 27. Вариант с направляющими роликами позволяет в среднем уменьшить износ колес вагона на 30,1 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 27,8 % в диапазоне конструкционных скоростей.

Таблица 27 – Зависимости суммарных значений удельной работы сил трения системы колесо-рельс от скорости движения в порожнем режиме для прямого участка пути

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	41	45	42	48	47	47	56	63	77
Модель 18-100	47	50	50	52	55	58	62	68	77
(+%)улучшения (-%) ухудшение	13 %	10 %	16 %	8 %	15 %	19 %	10 %	7 %	0 %

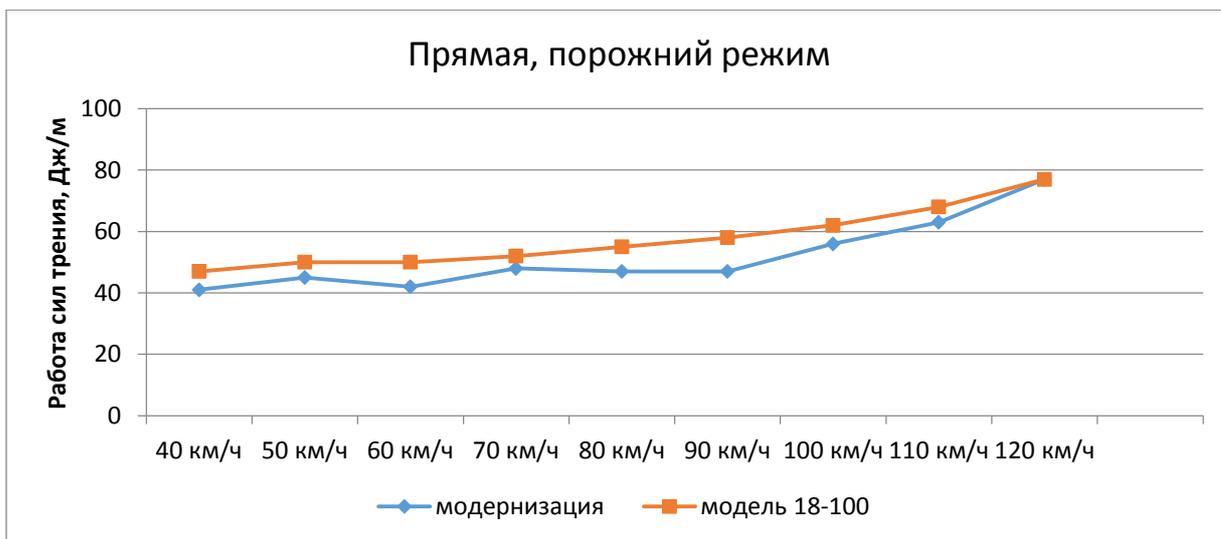


Рисунок 5.23 – Зависимость суммарных значений удельной работы сил трения системы колесо-рельс от скорости движения в порожнем режиме для прямого участка пути

Результаты, полученные при моделировании движения груженого вагона-цистерны, показаны на рисунке 5.24 и в таблице 28. Анализ данных результатов показал, что в груженом режиме установка направляющих роликов уменьшает износ поверхности катания колес на 14,7 %.

Таблица 28 – Зависимость суммарных значений удельной работы сил трения системы колесо-рельс от скорости движения в груженом режиме для прямого участка пути

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	150	156	161	169	175	186	192	212	224
Модель 18-100	191	193	201	202	209	218	223	235	243
(+%)улучшения									
(-%)ухудшение	21 %	19 %	20 %	16 %	16 %	15 %	14 %	10 %	8 %

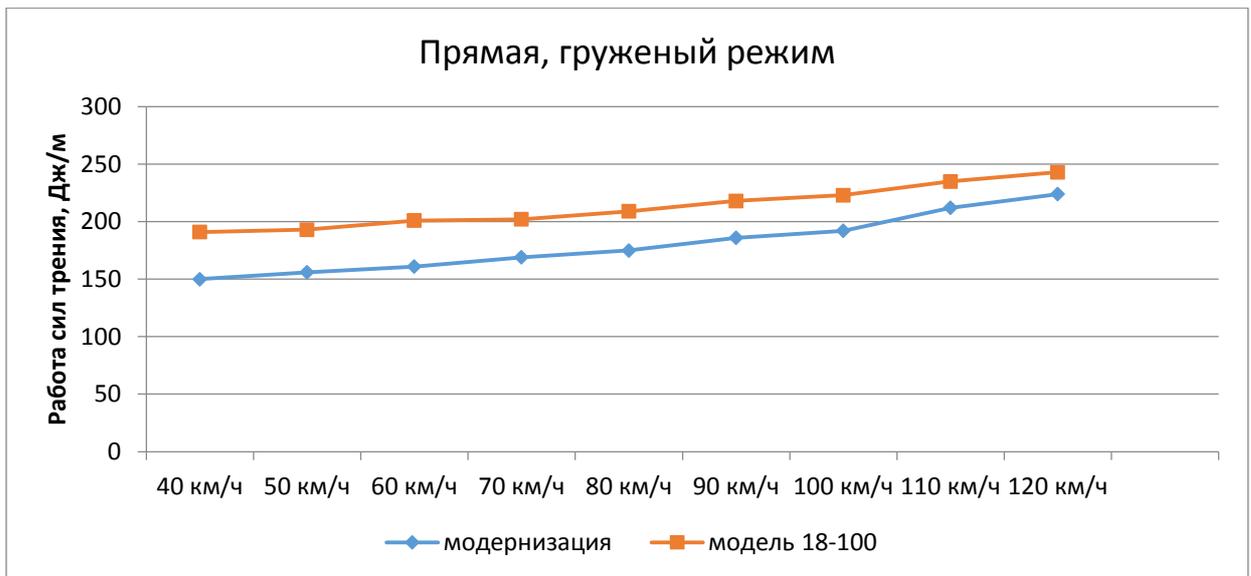


Рисунок 5.24 – Зависимость суммарных значений удельной работы сил трения системы колесо-рельс от скорости движения и в груженом режиме для прямого участка пути

На рисунке 5.25 и в таблице 29 показаны результаты моделирования движения порожней цистерны в кривом участке пути радиусом 650 м. Анализ результатов позволил определить, что модернизация по второму варианту позволяет в среднем уменьшить износ колёс цистерны на 21,5 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 15,5 % в диапазоне конструкционных скоростей.

Таблица 29 – Зависимость суммарных значений удельной работы сил трения системы колесо-рельс от скорости движения в порожнем режиме в кривой R=650 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	212	219	224	233	239	252	263	277	294
Модель 18-100	270	277	282	392	302	313	322	332	344
(+%)улучшения									
(-%)ухудшение	21 %	21 %	21 %	41 %	21 %	19 %	18 %	17 %	15 %

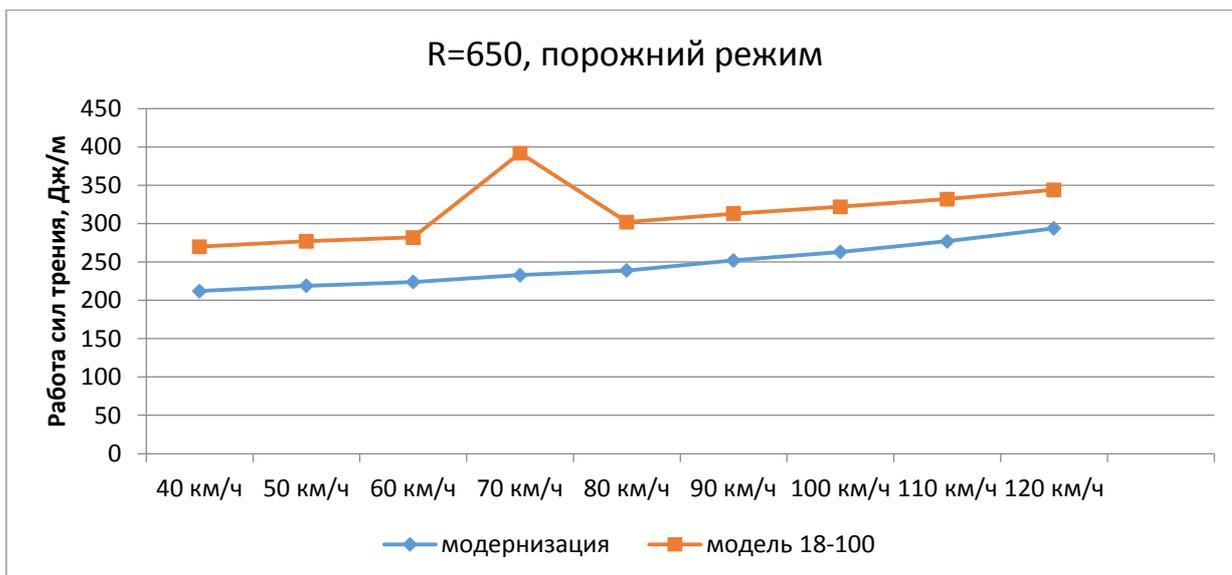


Рисунок 5.25– Зависимость суммарных значений удельной работы сил трения системы колесо-рельс от скорости движения в порожнем режиме в кривой R=650 м

Результаты компьютерного моделирования движения груженого вагона в кривой радиусом 650 м. представлены на рисунке 5.26 и в таблице 30. При установке направляющих роликов можно добиться уменьшения износа колёс цистерны на 22,5 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 24,3 % в диапазоне конструкционных скоростей.

Таблица 30 – Зависимость суммарных значений удельной работы сил трения системы колесо-рельс от скорости движения в груженом режиме в кривой R=650 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	646	668	686	717	794	858	908	1017	1122
Модель 18-100	872	898	941	979	1041	1103	1163	1264	1400
(+%)улучшения									
(-%) ухудшение	26 %	26 %	27 %	27 %	24 %	22 %	22 %	20 %	20 %

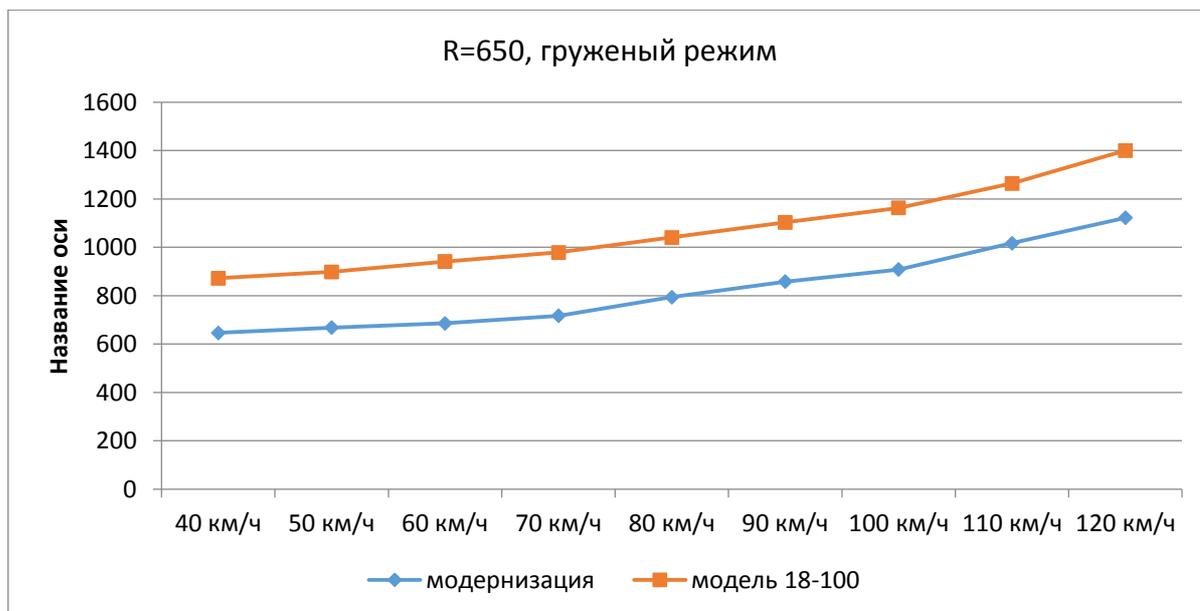


Рисунок 5.26 – Зависимость максимальных значений забеганий боковых рам от скорости движения в груженом режиме в кривой R=650 м

При моделировании движения гружёной цистерны на кривом участке пути радиусом 350 м были получены результаты, показанные на рисунке 5.27 и в таблице 31. При анализе представленных результатов, очевидно, что установка направляющих роликов приводит к уменьшению износа колёс цистерны на 21,4 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 20,8 % в диапазоне конструкционных скоростей.

Таблица 31 – Зависимость суммарных значений удельной работы сил трения системы колесо-рельс от скорости движения в груженом режиме в кривой R=350 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	1150	1199	1282	1402	1502	1638	1797	1841	1995
Модель 18-100	1500	1582	1670	1773	1898	2091	2201	2264	2400
(+%)улучшения									
(-%)ухудшение	23 %	24 %	23 %	21 %	21 %	22 %	18 %	19 %	17 %

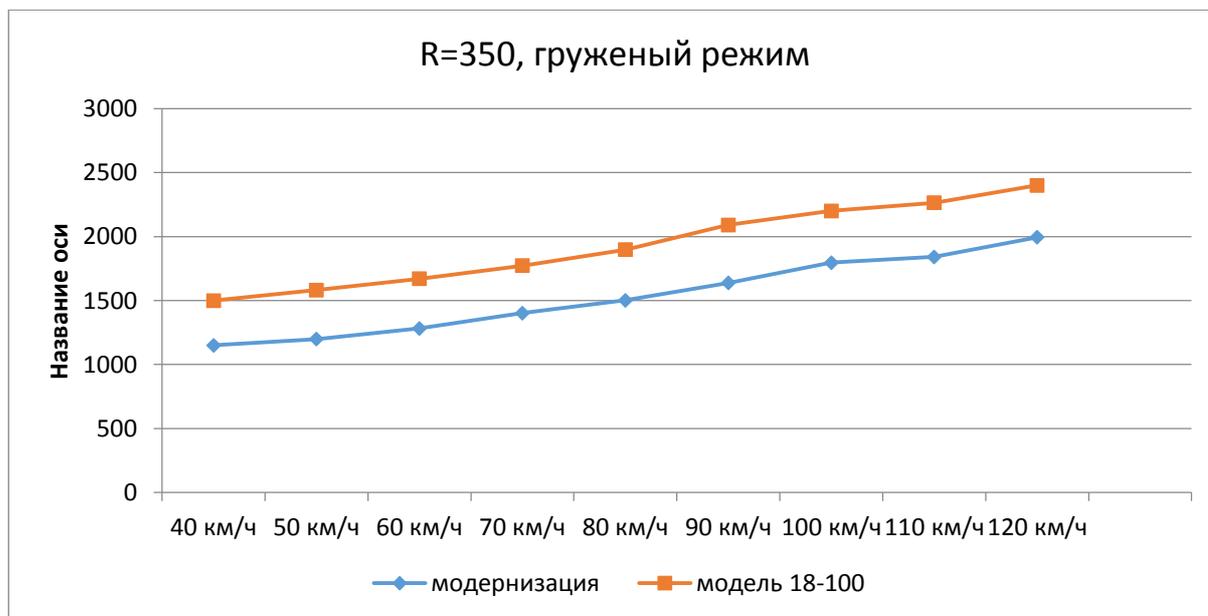


Рисунок 5.27 – Зависимость суммарных значений удельной работы сил трения системы колесо-рельс от скорости движения в груженом режиме в кривой R=350 м

При моделировании движения порожней цистерны в кривой радиусом 350 м были получены результаты, показанные на рисунке 5.28 и в таблице 32. При анализе представленных результатов, очевидно, что установка направляющих роликов приводит к уменьшению износа колёс цистерны на 17 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 16 % в диапазоне конструкционных скоростей.

Таблица 32 – Зависимость суммарных значений удельной работы сил трения системы колесо-рельс от скорости движения в порожнем режиме в кривой R=350 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	343	361	374	390	411	435	454	461	479
Модель 18-100	432	446	458	477	504	525	547	567	561
(+%)улучшения									
(-)ухудшение	21 %	19 %	18 %	18 %	18 %	17 %	17 %	19 %	15 %

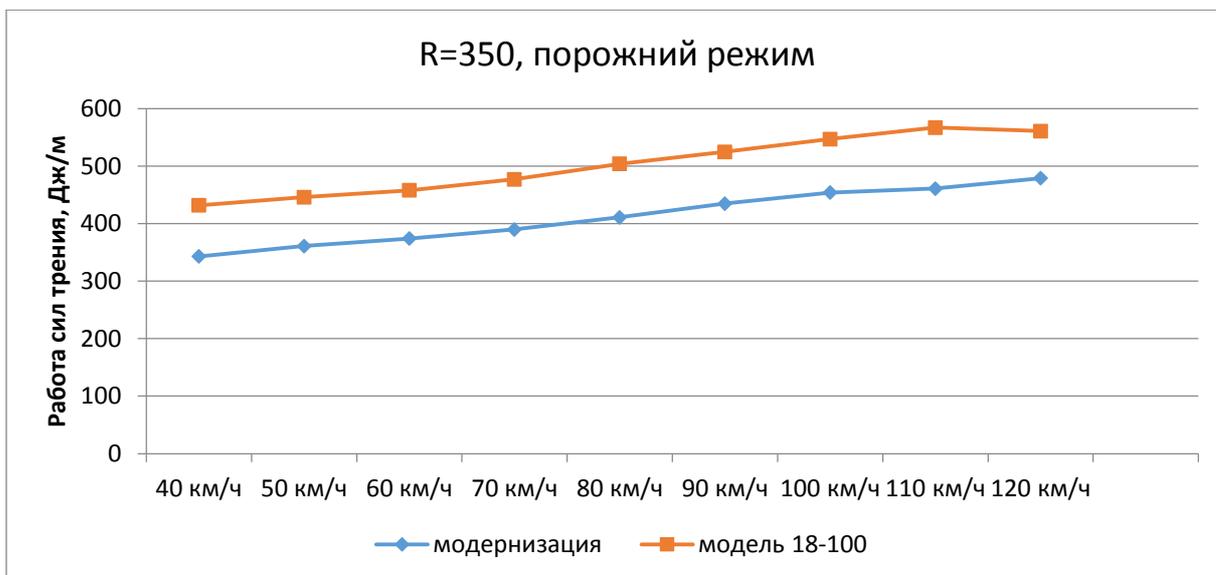


Рисунок 5.28 – Зависимость суммарных значений удельной работы сил трения системы колесо-рельс от скорости движения в порожнем режиме в кривой R=350 м

5.2.6 Анализ показателя предельного значения коэффициентов динамики рессорного куплета

Одним из дополнительных показателей безопасности движения является коэффициент динамики рессорного комплекта. Данный показатель является отношением динамической силы, возникающей в рессорном комплекте на реакцию рессор от статической нагрузки.

При моделировании движения порожней цистерны в кривой радиусом 350 м. были получены результаты, показанные на рисунке 5.29 и таблице 33. При анализе представленных результатов, очевидно, что установка направляющих роликов приводит к ухудшению показателя коэффициента вертикальной динамики на 1 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 3 % в диапазоне конструкционных скоростей.

Таблица 33 – Зависимость суммарных значений коэффициента вертикальной динамики от скорости движения в порожнем режиме в кривой R=350 м

	11 м/с	14 м/с	17 м/с	20 м/с	23 м/с	25 м/с	28 м/с	31 м/с	34 м/с
Модернизация	0.35	0.35	0.37	0.37	0.37	0.35	0.36	0.34	0.34
Модель 18-100	0.35	0.35	0.36	0.37	0.37	0.36	0.35	0.33	0.33
(+%)улучшения (-%) ухудшение	0 %	0 %	-3 %	0 %	0 %	3 %	-3 %	-3 %	-3 %

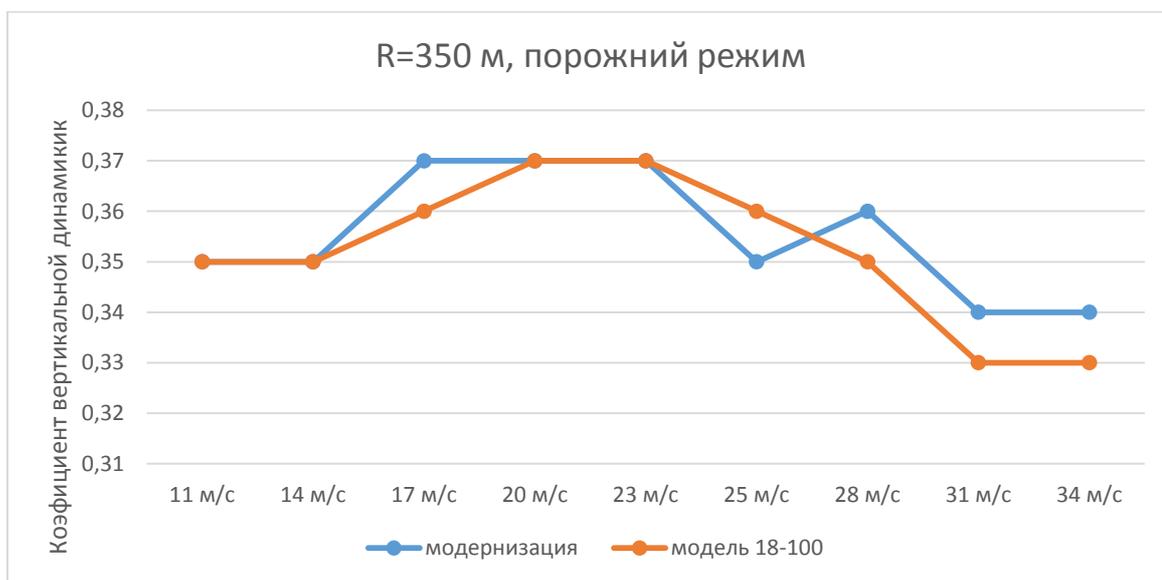


Рисунок 5.29 – Зависимость суммарных значений коэффициента вертикальной динамики от скорости движения в порожнем режиме в кривой R=350 м

При моделировании движения груженой цистерны в кривой радиусом 350 м были получены результаты, показанные на рисунке 5.30 и в таблице 34. При анализе представленных результатов, очевидно, что установка направляющих роликов приводит к улучшению показателя коэффициента вертикальной динамики на 2 %.

Таблица 34 – Зависимость суммарных значений коэффициента вертикальной динамики от скорости движения в груженом режиме в кривой R=350 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	0.3	0.3	0.32	0.31	0.32	0.31	0.32	0.31	0.31
Модель 18-100	0.3	0.3	0.32	0.33	0.34	0.32	0.32	0.31	0.31
(+%)улучшения (-%) ухудшение	0 %	0 %	0 %	6 %	6 %	3 %	0 %	0 %	0 %

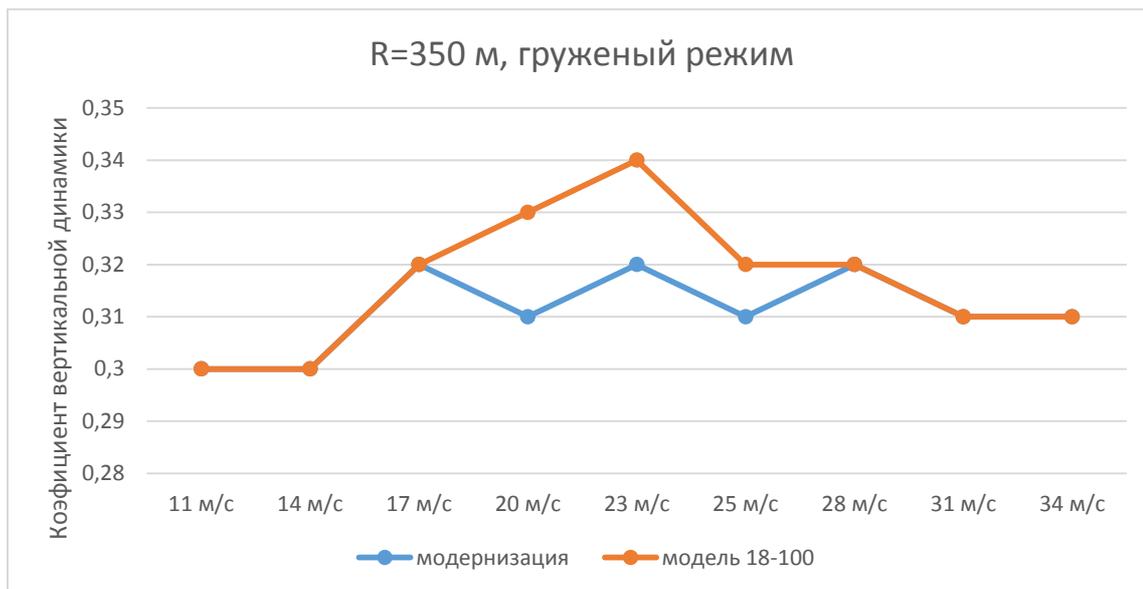


Рисунок 5.30 – Зависимость суммарных значений коэффициента вертикальной динамики от скорости движения в груженом режиме в кривой R=350 м

Результаты компьютерного моделирования движения порожнего вагона в кривой радиусом 650 м представлены на рисунке 5.31 и в таблице 35. При установке направляющих роликов можно добиться уменьшения показателя вертикальной динамики в кривой 650 м для цистерны на 2 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 3 % в диапазоне конструкционных скоростей.

Таблица 35 – Зависимость суммарных значений коэффициента вертикальной динамики от скорости движения в порожнем режиме в кривой R=650 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	0.3	0.3	0.32	0.31	0.32	0.31	0.32	0.31	0.31
Модель 18-100	0.3	0.3	0.32	0.33	0.34	0.32	0.32	0.31	0.31
(+%)улучшения (-%) ухудшение	0 %	0 %	0 %	6 %	6 %	3 %	0 %	0 %	0 %

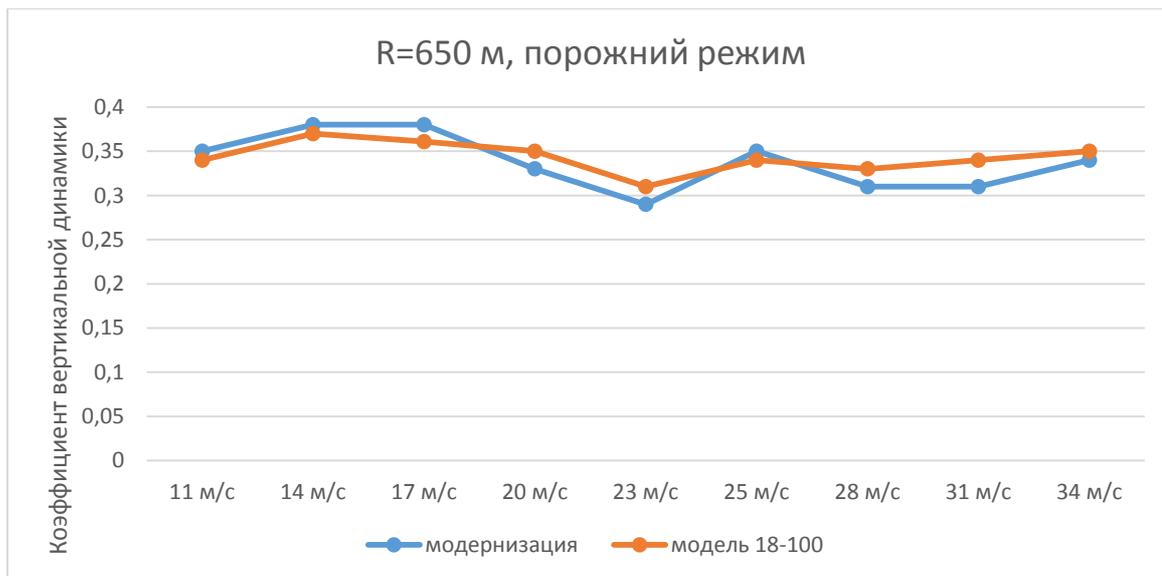


Рисунок 5.31 – Зависимость суммарных значений коэффициента вертикальной динамики от скорости движения в порожнем режиме в кривой R=650 м

Результаты компьютерного моделирования движения груженого вагона в кривой радиусом 650 м представлены на рисунке 5.32 и в таблице 36. При установке направляющих роликов можно добиться уменьшения показателя вертикальной динамики в кривой 650 м для цистерны на 1 % в диапазоне эксплуатационных скоростей и на 2 % в диапазоне конструкционных скоростей.

Таблица 36 – Зависимость суммарных значений коэффициента вертикальной динамики от скорости движения в груженом режиме в кривой R=650 м

	11 м/с	14м/с	17м/с	20м/с	23м/с	25м/с	28м/с	31м/с	34м/с
Модернизация	0.3	0.3	0.32	0.31	0.32	0.31	0.32	0.31	0.31
Модель 18-100	0.3	0.3	0.32	0.33	0.34	0.32	0.32	0.31	0.31
(+%)улучшения (-%) ухудшение	0 %	0 %	0 %	6 %	6 %	3 %	0 %	0 %	0 %

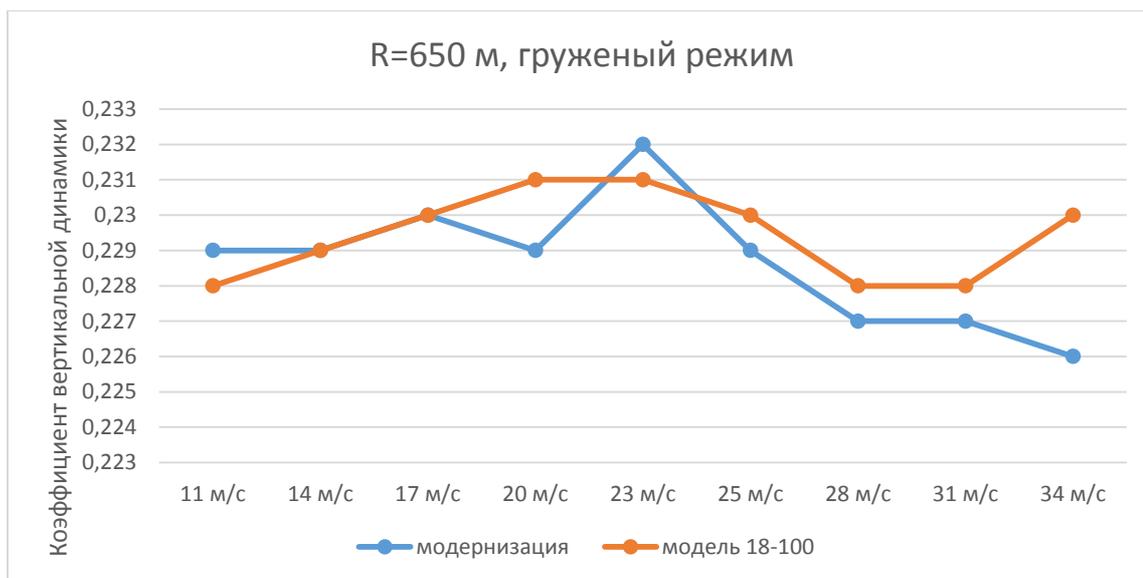


Рисунок 5.32 – Зависимость суммарных значений коэффициента вертикальной динамики от скорости движения в груженом режиме в кривой R=650 м

5.3 Выводы по разделу 5

По результатам проведённой оценки можно сделать вывод, что установка направляющих роликов на базовую тележку модели 18-100 привела:

- 1 к снижению средней величины рамных сил на 8 % по сравнению с базовым вариантом модели тележки 18-100;
- 2 к увеличению среднего значения коэффициента запаса устойчивости колёсной пары от схода с рельсов при установке направляющих роликов на 11,9 %;

3 к уменьшению максимального значения боковых сил действия колесной пары на рельс на 5 %;

4 к уменьшению коэффициента динамики при прохождении кривого участка пути на 1 %;

5 к ухудшению коэффициента динамики при прохождении прямого участка пути на 1 % для цистерны;

6 к уменьшению максимального значения величины забегания боковых рам тележки грузового вагона в среднем на 15,2 %;

7 к снижению максимального значения суммарного объёмного износа колёс на 34 % для цистерны.

6 ОЦЕНКА УВЕЛИЧЕНИЯ МЕЖРЕМОНТНОГО ПРОБЕГА И ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТА ОТ ПРОВЕДЕННОЙ МОДЕРНИЗАЦИИ

Для оценки эффективности от проведенной модернизации используется метод сравнения объема износа основных трущихся поверхностей 2-х моделей тележки на разных участках пути. Логика достаточно проста, чем меньше происходит износ основных деталей и узлов, тем меньше стоимость ремонта, а так же меньше количество отцепок вагона. Самыми интенсивно-изнашиваемыми поверхностями являются: поверхность катания колеса, опорная поверхность буксового узла, наклонная поверхность фрикционного клина, фрикционная планка клина гасителя колебаний, опорная поверхность подпятника.

6.1 Определение износа основных трущихся поверхностей

Для оценки прогноза износа основных трущихся поверхностей используется модель Арчарда [6]. Расчеты проводятся при движении на прямом участке пути и в кривых разного радиуса (таблица 37). Особый интерес возникает к износу всех перечисленных выше поверхностей при радиусе кривой 350 м.

Таблица 37 – Параметры каждого участка пути

Тип участка	R, м	h, мм	P1(P2), мм	Длина участка Si, м	Длина кривого участка пути, м
Прямая	-	-	-	400	-
Кривая	350	100	100	400	200
Кривая	650	80	100	400	200
Кривая	1000	50	100	400	200

Для дальнейшего расчета необходимо учесть, что к каждому участку относится множество значений работ сил трения A_i . Каждое значение данного семейства представляет собой расчет работы силы трения при определенных внешних нагрузках и при заданной скорости движения $A_i = (V_{ij})$ [6].

В результате расчетов рассчитывается матрица, которая содержит четыре множества $A^T = [A_1, A_2, A_3, A_4]^T$, где первая строчка данной матрицы является множеством значений работ сил трения в конкретном узле на прямом участке пути; вторая, третья и четвертая равны множеству значений работ сил трения при движении в кривой $R = 1000, 650, 350$ м;

Дополнительно вводятся весовые коэффициенты α_i и β_{ij} , которые учитывают долю того или иного участка на всей протяженности участка и долю скоростей которые на конкретном участке. Определяются данные весовые коэффициенты по формулам 6.1 и 6.2 [6]:

$$\alpha_i = \frac{s_i}{s}, \sum_{i=1}^{N_A} \alpha_i = 1, \quad (6.1)$$

где s – длина отдельного участка дороги; s_i – суммарная длина всех участков, весь пройденный путь.

Например, суммарная длина всего участка пути с кривой радиуса 650 м, включает в себя длину круговой кривой и переходных участков кривой.

$$\beta_{ij}, \sum_{j=1}^{N_{ij}} \beta_{ij} = 1, \quad (6.2)$$

Работа сил трения для каждого множества чисел рассчитывается с помощью модели Арчарда. Схематично данная модель показана на рисунке 6.1.

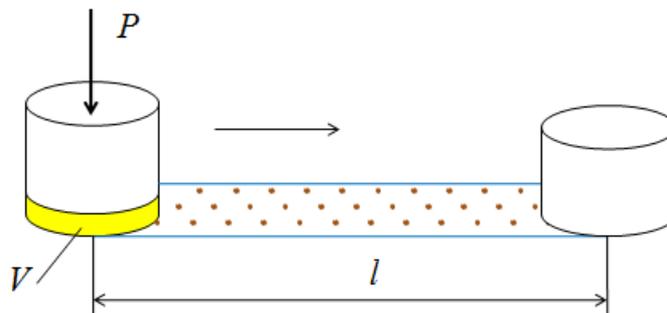


Рисунок 6.1 – Схема модели Арчарда для определения объёмного износа.

Согласно данной схеме формула определения объёма износа будет выглядеть:

$$V = \frac{k_v \cdot P \cdot l}{H} \quad (6.3)$$

где V - объём износа тела; k - коэффициент объемного износа, который вычисляется экспериментально; P - внешняя нагрузка; l - пройденный путь силы трения; H - твердость материала.

С помощью преобразований получается окончательная формула определения объемного износа для тела [16]:

$$V = k_v \cdot A \quad (6.4)$$

Для нашего случая объёмный износ для всех трущихся частей можно принять равным:

$$V_{ijk} = k_{vijk} \cdot A_{Fijk}, \quad (6.5)$$

С учетом всех весовых коэффициентов [16]:

$$V_{Sijk} = \sum_{i=1}^{N_A} \alpha_i \sum_{j=1}^{N_{vi}} \beta_{ij} \frac{V_{ijk}}{s_i}, \quad (6.6)$$

где s_i - длина отдельного участка дороги. Следующим этапом будет расчет объемного износа деталей на межремонтном пробеге:

$$V_{пр_i} = V_{Sijk} \cdot s_{пр}, \quad (6.7)$$

где $s_{пр}$ - межремонтный пробег, м.

В программном комплексе «Универсальный механизм» работа сил трения определяется согласно формуле (6.6).

$$A_F = \int_0^t W_t dt, \quad (6.8)$$

где W_t - мощность сил трения, определяемая как произведения силы трения на скорость.

Для определения объемного износа колесных пар в ПК «Универсальный механизм» реализовано 2 модели: модель Арчарда и модель Шпехта. С помощью данных моделей можно получить следующие показатели: толщина гребня, высота гребня, параметр крутизны гребня,

прокат поверхности катания колеса, разность показателей на текущий момент и на начальный (рисунок 6.2).

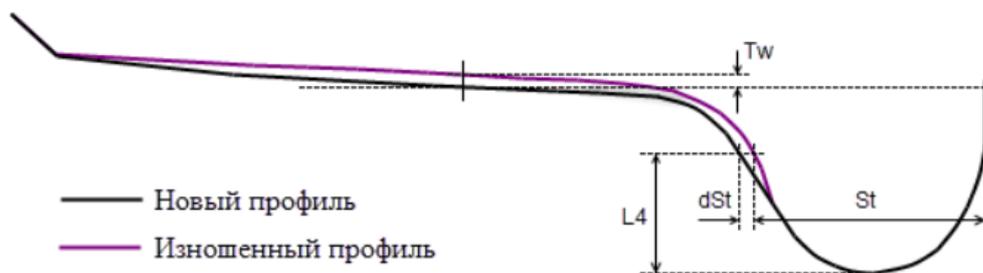


Рисунок 6.2 – Визуализация объемного износа поверхности катания колеса.

Мощность сил трения при определении объёмного износа колеса будет равна:

$$W_t = \int_F \tau u dF \quad (6.9)$$

где τ – касательная сила; u – суммарная скорость скольжения; F – площадь контактного пятна.

Величина объемного износа для фрикционных узлов с плоскими поверхностями находится в пределах $1,67 \cdot 10^{-14}$ - $8,97 \cdot 10^{-13}$ м³/Дж [6].

Для расчета объема износа трущихся деталей ходовых частей вагона производится компьютерное моделирование с учетом весовых коэффициентов (тип пути, скорость).

Протяженность участка принимается – 250 км с равнинным профилем. Для определения весовых коэффициентов учитывается радиус кривой. В данном разделе используются следующие условия:

- $R > 1001$ м – приравнивается к прямому участку пути;
- $1000\text{м} > R > 801\text{м}$ – участок приравнивается к кривой радиусом 1000 м;
- $800\text{м} > R > 551\text{м}$ – участок приравнивается к кривой радиусом 650 м;
- $550\text{м} > R > 250\text{м}$ – участок приравнивается к кривой радиусом 350 м.

Зная расстояния участков, можно определить их долю в общей длине пути $\alpha_1 = 0,2$; $\alpha_2 = 0,25$; $\alpha_3 = 0,3$; $\alpha_4 = 0,25$

Вводятся допущения, что грузовые поезда развивают максимальную скорость до 100 км/ч в кривом участке пути, но доля этой скорости не более 2 %.

Как показывает практика основную долю скоростей, с которыми поезд проходит, кривые участки пути является промежуток от 80 до 90 км/ч. При опробовании тормозов данная скорость снижается примерно в 2 раза до 40-50 км/ч (таблица 38).

Таблица 38 – Распределение скоростей по типу участка

V, км/ч	Тип участка			
	Прямая	Кривая R=350м	Кривая R=650м	Кривая R=1000м
40	0,05	0,05	0,05	0,05
50	0,07	0,07	0,07	0,07
60	0,12	0,12	0,12	0,12
70	0,20	0,20	0,20	0,20
80	0,31	0,33	0,33	0,33
90	0,23	0,23	0,23	0,23
100	0,02	0	0,02	0,02

Коэффициента объемного износа k_v для каждого множества выбирается отдельно в зависимости от материалов контактирующих деталей и от геометрии контакта и т.д.

Анализируя результаты, полученные в ПК «Универсальный механизм» и обобщив их на диаграмме (рисунок 6.3, 6.5), можно сделать вывод, что основной износ на интересующих нас поверхностях различен и наибольшее значение имеет в зоне фрикционной клин-планки около 83 %.

На рисунке 6.4 видно подобное соотношение значений усредненной удельной работы сил трения.



Рисунок 6.3 - Распределение значения удельной работы сил трения по типам участков

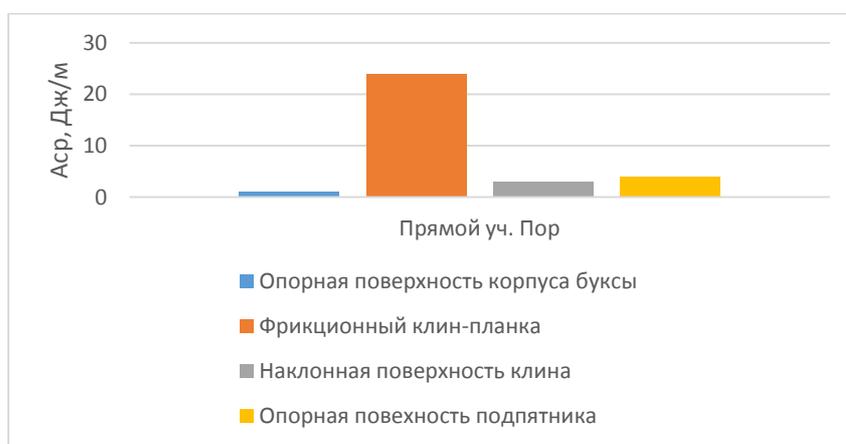


Рисунок 6.4 - Усредненное значение удельной работы сил трения



Рисунок 6.5 - Диаграмма распределения объемного износа на 1 м пути

После определения объемного износа трущихся поверхностей тележки модели 18-100 определяется объемный износ деталей модернизированной тележки модели 18-100 с направляющими роликами. Производится

сравнительный анализ базовых значений от тележки 18-100 и значений модернизированного варианта.

Далее в процентном соотношении можно определить ухудшение или улучшение интересующего нас параметра согласно формуле [63]:

$$\bar{\sigma} = \frac{V_{\text{базов}} - V_{\text{модерниз}}}{V_{\text{модерниз}}} \quad (6.10)$$

где $V_{\text{базов}}$ – износ на базовом варианте тележки 18-100; V_{sb} – износ на модернизированном варианте тележки 18-100.

В таблице 39 показаны улучшения показателей износа в процентном соотношении к базовому варианту.

Таблица 39 –Изменение показателей износа

Наименование	Изменение показателей (+ улучшение; - ухудшение)
	Роликовые направляющие
Износ опорной поверхности корпуса буксы	+1 %
Износ фрикционной планки	+25 %
Износ наклонной поверхности клина	+15 %
Износ поверхность пятникового узла	+2 %
Объёмный износ поверхности катания колеса	+34 %

Из таблицы 39 видно, что установка направляющих роликов благоприятно влияет на уменьшение износа колес, а значит и повлияет на количество отцепок вагонов по причине износа колес. К сожалению, данная модернизация не сильно повлияла на износ других пар трения. Но не будем забывать, что одно из самых важных качеств направляющих и роликов это уменьшение величины забегания боковых рам друг относительно друга и недопущения заклинивания фрикционных клиньев колебаний при перекосе надрессорной балки, что на порядок увеличит межремонтный пробег боковых рам в эксплуатации.

Из полученных данных можно сделать вывод, что гарантированный межремонтный пробег за счет модернизации тележки 18-100 увеличится по износу колеса на 34 %.

Согласно проекту ПКБ ЦВ М1698 величина межремонтного пробега вагона составляет 160 тысяч км. Учитывая, что снижение вероятности забегания боковой рамы трех элементной тележки грузового вагона, за счет модернизации конструкции рамы путем установки роликовых направляющих позволит снизить износ колесных пар на 34 %. Исходя из вышесказанного, можно сделать вывод, что межремонтный пробег грузового вагона может быть увеличен до 214,4 тысяч км.

6.2 Экономический эффект от вносимых предложений

Одним из показателей который необходимо дополнительно оценить это экономическую эффективность данной модернизации. Операторы подвижного состава прежде чем вкладывать инвестиции на реализацию какой либо модернизации смотрят на экономический эффект и срок окупаемости данной модернизации. Для определения экономической эффективности вложений компании-оператора при проведении модернизации тележки необходимо произвести технико-экономические расчеты вагона-цистерны.

Модернизация тележки производится при постройке на заводе либо при ремонте в условиях ремонтного депо путем установки роликовых направляющих. Ремонт вагона на модернизированных тележках осуществляется по комбинированному критерию по пробегу и по сроку службы. Для упрощения расчетов будем использовать только один критерий это срок службы. Резюмируя вышесказанное можно сделать вывод, что экономический эффект будет зависеть от следующих факторов:

- уменьшения количества текущих ремонтов;
- снижение расхода запасных частей на ремонт вагона-цистерны;
- повышение дохода от непрерывной экспликации вагона-цистерны.

Из курса «экономики» известно, что основными показателями, с помощью которых можно оценить экономическую эффективность являются:

- чистый дисконтированный доход;
- срок окупаемости.

Чистый дисконтированный доход (ЧДД) или интегральный эффект представляет собой разность между суммой экономических результатов и сумму затрат за расчетный период, приведенных к одному году по задаваемой норме дисконта. Величина ЧДД определяется по формуле [12]:

$$\text{ЧДД} = \sum_{t=0}^T R_t \cdot \xi_t - \sum_{t=0}^T C_t \cdot \xi_t; \quad (6.11)$$

где R_t – экономический результат, достигаемый на определенном шаге расчета t ; C_t – издержки, осуществляемые на определенном шаге расчета t ; t – шаг расчетов равный году эксплуатации; T – продолжительность расчетного периода; $\xi_t = 1/(1+E)^t$ – коэффициент дисконтирования; E – норма дисконта;

Срок окупаемости можно рассчитать по формуле[67]:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_k + \frac{1}{T_n}} \quad (6.12)$$

$$E_k = \frac{(C_{\text{экс}}^б - C_{\text{экс}}^м) \cdot N}{K} \quad (6.13)$$

где T_n – срок службы тележки вагона; E_k – показатель экономической эффективности; K – капиталовложения; $C_{\text{экс}}$ – себестоимость ремонта базовой и модернизированной тележки; N – количество ремонтов.

6.3 Расчет количества отцепок в текущий ремонт для базовой и модернизированной тележки

Как один из критериев проверки эффективности модернизации произведен расчет количества отцепок на 100 вагонов за расчетный период.

Для данного расчета берутся статистические данные отцепок вагона-цистерны за период с 2012 года по 2015 год (таблица 40).

Согласно расчетам, приведенным выше, модернизация базовой тележки 18-100 позволит на 34 % уменьшить износ колес. Следовательно, количество отцепок по каждому пункту, где фигурирует износ колёсной пары можно уменьшить на 34 %. Так как данная модернизация не значительно затрагивает буксовый узел и пружинный комплект остальные статистические данные остаются без изменений. На основании произведенных расчетов получаем значение количества отцепок вагона-цистерны на базовые тележки 18-100 и на модернизированной тележке с установкой направляющих роликов:

$$- C_{\text{базовая}} = (1,453+0,291+0,180+0,300+0,023+0,009+0,042)/100=0,023 \text{ отцепки}$$

$$- C_{\text{модерн.}} = (0,959+0,192+0,119+0,300+0,023+0,009+0,042)/100=0,016 \text{ отцепки}$$

Из приведенных расчетов видно, что количество отцепок вагона-цистерны по износу колеса уменьшилось на 7 отцепок.

Таблица 40 – Отцепки в ТОП по неисправности колесных пар и буксового узла

Наименование неисправности	Среднестатистическое количество отцепок в год (для 10 вагонов-цистерн)	Ожидаемое количество отцепок в год (для 10 вагонов-цистерн)
Тонкий гребень	1,453	0,959
Остроконечный накат гребня колеса	0,291	0,192
Неравномерный прокат	0,180	0,119
Нагрев буксы	0,300	0,300
Сдвиг буксы	0,023	0,023
Излом пружин	0,009	0,009
Несоответствие зазоров в скользунах	0,042	0,042

6.4 Определение стоимости модернизации тележки модели 18-100 в условиях депо

В данном разделе произведен расчет стоимости ремонта тележки вагона с установкой направляющих роликов при деповском ремонте, а также

определение экономической эффективности применяемых мер. В таблице 41 приведен расчет стоимости комплекта модернизации.

Таблица 41 - Стоимость комплекта модернизации тележки грузового вагона

Наименование	На единицу, руб.	Расход на вагон, шт.	На вагон, руб.
Клин фрикционный из материала СЧ 35	666,0	4	2664,00
Колпак для скользуна	310,00	2	620,00
Планка фрикционная	310,00	4	1240,00
Планка подвижная	180,00	4	720,00
Направляющие опорные балки	600,00	2	1200,00
Направляющий скользящий	800,00	4	3200,00
Прокладка сменная	220,00	4	880,00
Прокладка подпятника	270,00	1	270,00
ИТОГО:			10794

Таблица 42 - Расчет затрат на материалы при плановых ремонтах тележки 18-100

Наименование	Цена, тыс. руб.	Деповской ремонт		Капитальный ремонт	
		Кол- во/норма расхода	Стоимость на вагон, тыс. руб.	Кол- во/норма расхода	Стоимост ь на вагон, тыс. руб.
18-100					
Корпус буксы	6,25	0,03	0,19	0,2	1,25
Балка надрессорная (шкворневая)	60,00	0,06	3,6	1,5	90
Рама боковая (боковина тележки)	63,75	0,12	7,65	3	191,25
Пружины ресс. подвеш.наружная	0,14	4	0,55	8	1,1
Пружины ресс. подвеш.внутренняя	0,14	6	0,83	10	1,3
Планка фрикционная	0,70	0,8	0,56	8	5,6
Колпак скользуна	0,39	0,03	0,01	0,1	0,04
Пятник (32719-Н)	7,13	0,03	0,21	0,15	1,07
Планка фрикционная	0,23	2	0,45	8	1,8
Планка фрикционная	0,39	0,1	0,04	8	3,1
Прокладка	0,34	0,3	0,10	2	0,66
Клин чугунный	0,84	4	3,35	8	6,7
Прокладка съёмная	0,28	1,6	0,44	4	1,1
Колесо цельнокатаное	30,63	0,82	25,11	8	245
Стоимость ремонта		43,09		550,06	

Зная стоимость запасных частей, можно рассчитать затраты на материалы при плановых видах ремонта (таблица 42, 43). Исходные данные для данной таблицы были взяты из источников [12].

Таблица 43 - Расчет затрат на материалы при плановых ремонтах модернизированной тележки 18-100

Наименование	Цена, тыс. руб.	Деповской ремонт		Капитальный ремонт	
		Кол- во/норма расхода	Стоимость на вагон, тыс. руб.	Кол- во/норма расхода	Стоимост ь на вагон, тыс. руб.
Роликовые направляющие					
Корпус буксы	6,25	0,004	0,025	0,031	0,19375
Балка надressорная (шкворневая)	60,00	0,05	3	1,28	76,8
Рама боковая (боковина тележки)	63,75	0,1	6,375	2,55	162,5625
Пружины ресс. подвеш. наружная	0,14	4	0,55	8	1,1
Пружины ресс. подвеш. внутренняя	0,14	6	0,825	10	1,375
Планка фрикционная	0,70	0,64	0,448	8	5,6
Колпак скользуна	0,39	0,025	0,009688	0,08	0,031
Пятник (32719-Н)	7,13	0,025	0,178125	0,12	0,855
Планка фрикционная	0,23	1,6	0,36	8	1,8
Планка фрикционная	0,39	0,08	0,031	8	3,1
Прокладка	0,34	0,03	0,010125	2	0,675
Роликовые направляющие	4,20	0,01	0,0525		4,2
Клин чугунный	0,84	3,6	3,015	8	6,7
Прокладка съёмная	0,28	1,44	0,396	4	1,1
Колесо цельнокатаное	30,63	0,71	21,74375	8	245
Стоимость ремонта			37,00		511,09

Из приведенных данных видно, что стоимость ремонта при модернизации увеличивается. Далее определяется промежуток времени, через который окупится данная модернизация.

Экономические расчеты зависят от жизненного цикла вагона и от количества проведенных ремонтов.

Положительный экономический эффект (таблица 44) происходит за счет поддержания вагона в исправном состоянии и за счет:

- Уменьшение отцепок в текущий отцепочный ремонт (ТОР);
- Уменьшение времени простоя в (ТОР);

- Уменьшения стоимости расходов на материалы при ремонте.

Таблица 44 - Расчет затрат на материалы при плановых ремонтах

	Цистерна	
	18-100	Направляющие
Отцепки в ТОР на 100 приведенный вагон-цистерн (среднестатистическое)	0,023	0,016
Стоимость отцепочного ремонта	31,43	
Стоимость ТОР	0,72	0,50
Стоимость работ при Деповском ремонте вагона	43,09	37,00
Стоимость работ при Капитальном ремонте вагона	550,06	511,09

В таблице 45 и на рисунке 6.6 и 6.7 представлены расчеты результатов затрат и экономического эффекта при эксплуатации вагона в течение всего срока службы. Установка направляющих роликов происходит при первом деповском ремонте в 2019 году [54].

$$\mathcal{E}_r = (C_T + C_{ТОР} + P) - (C_{Тр} + C_{ТОРр} + P_{Тр}) - П \quad (6.12)$$

где \mathcal{E}_r – экономический эффект на ремонт; C_m, C_{mc} – издержки на приобретение материалов при проведении плановых видов ремонтов базовой тележки модели 18-100 и тележки с установленными направляющих роликов; $C_{ТОРm}, C_{ТОРmc}$ – среднегодовые затраты на ТОР вагона на базовой тележки модели 18-100 и тележки с установленными направляющих роликов; P_m, P_{mc} – неполученная прибыль от простоя вагона на базовой тележки модели 18-100 и тележки с установленными направляющих роликов; $П$ – прибыль от возврата демонтированных деталей и узлов (прибыль от сдачи металлолома).

Таблица 45 - Расчет экономической эффективности от установки направляющих роликов

Текущий год	Затраты на ремонт												Коэффициент Дисконтирования	Приведенный экономический эффект
	Цистерна на тележке со стандартными узлами тыс. руб.						Цистерна с роликовыми направляющими тыс. руб.							
	Плановый вид ремонта	Внеплановый вид ремонта	Эксплуатационные потери	По годам	С учетом инфляции	Сумма по нарастающей	Плановый вид ремонта	Внеплановый вид ремонта	Эксплуатационные потери	По годам	С учетом инфляции	Сумма по нарастающей		
2016	34,44	0,72	8,40	43,56	43,56	43,56	51,17	0,31	2,92	54,4	54,40	54,40	1,00	-10,84
2017		0,72	8,40	9,12	8,44	52,00		0,31	2,92	3,23	2,99	57,39	1,08	-5,39
2018	34,44	0,72	8,40	43,56	37,23	89,24	29,57	0,31	2,92	32,8	28,03	85,42	1,17	3,81
2019		0,72	8,40	9,12	7,24	96,47		0,31	2,92	3,23	2,56	87,99	1,26	8,48
2020	34,44	0,72	8,40	43,56	32,03	128,50	29,57	0,31	2,92	32,8	24,12	112,11	1,36	16,40
2021		0,72	8,40	9,12	6,20	134,71		0,31	2,92	3,23	2,20	114,30	1,47	20,40
2022	34,44	0,72	8,40	43,56	27,40	162,10	29,57	0,31	2,92	32,8	20,63	134,93	1,59	27,17
2023		0,72	8,40	9,12	5,33	167,44		0,31	2,92	3,23	1,89	136,82	1,71	30,62
2024	34,44	0,72	8,40	43,56	23,55	190,98	29,57	0,31	2,92	32,8	17,73	154,55	1,85	36,43
2025		0,72	8,40	9,12	4,56	195,54		0,31	2,92	3,23	1,62	156,17	2,00	39,38
2026	439,95	0,72	8,40	449,07	207,90	403,45	427,1	0,31	2,92	430,33	199,23	355,39	2,16	48,05
2027		0,72	8,40	9,12	3,91	407,36		0,31	2,92	3,23	1,39	356,78	2,33	50,58
2028	34,44	0,72	8,40	43,56	17,29	424,64	29,57	0,31	2,92	32,8	13,02	369,79	2,52	54,85
2029		0,72	8,40	9,12	3,35	428,00		0,31	2,92	3,23	1,19	370,98	2,72	57,02
2030	34,44	0,72	8,40	43,56	14,82	442,81	29,57	0,31	2,92	32,8	11,16	382,14	2,94	60,68

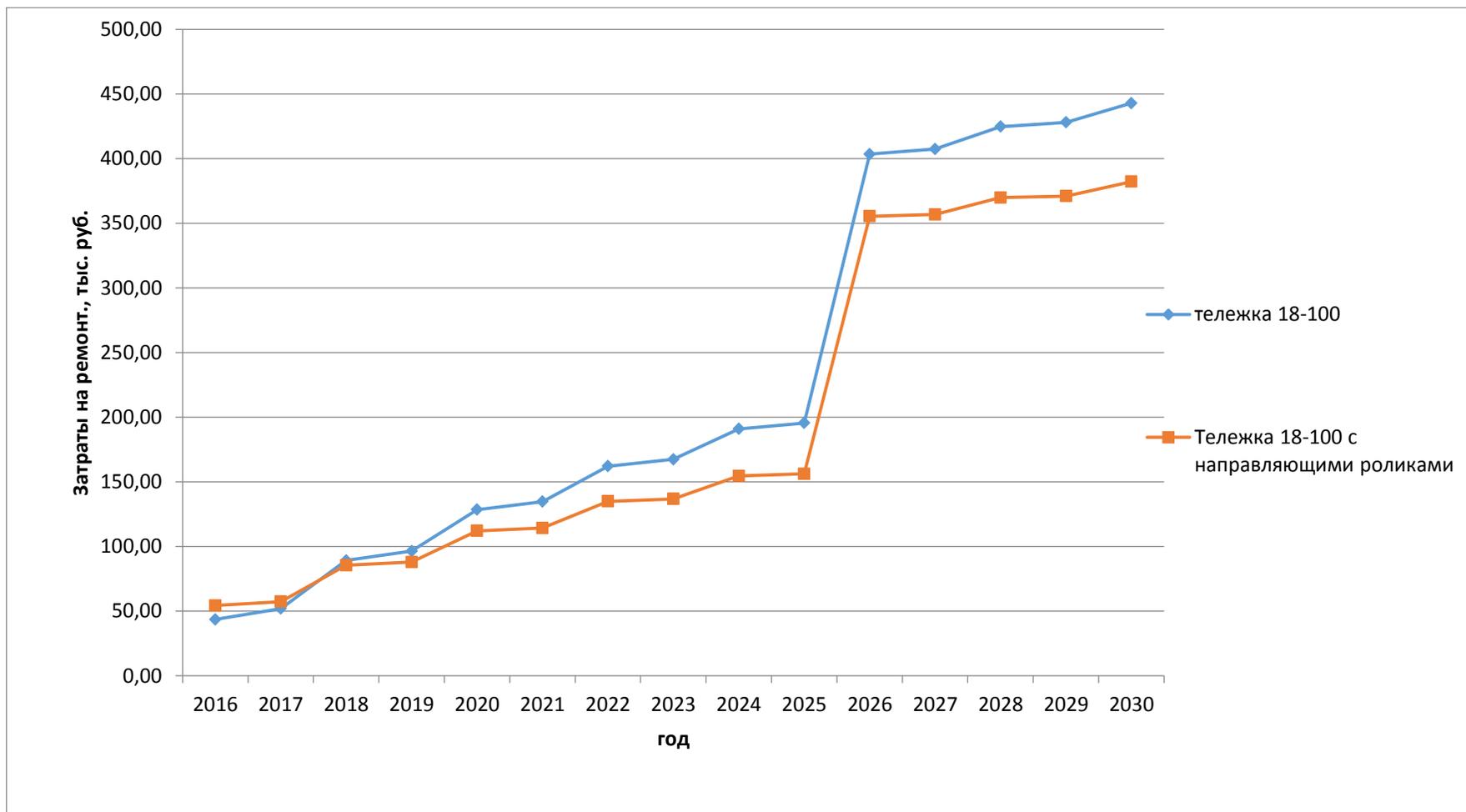


Рисунок 6.6 – Затраты на ремонт для тележки модели 18-100 и тележки с направляющими роликами

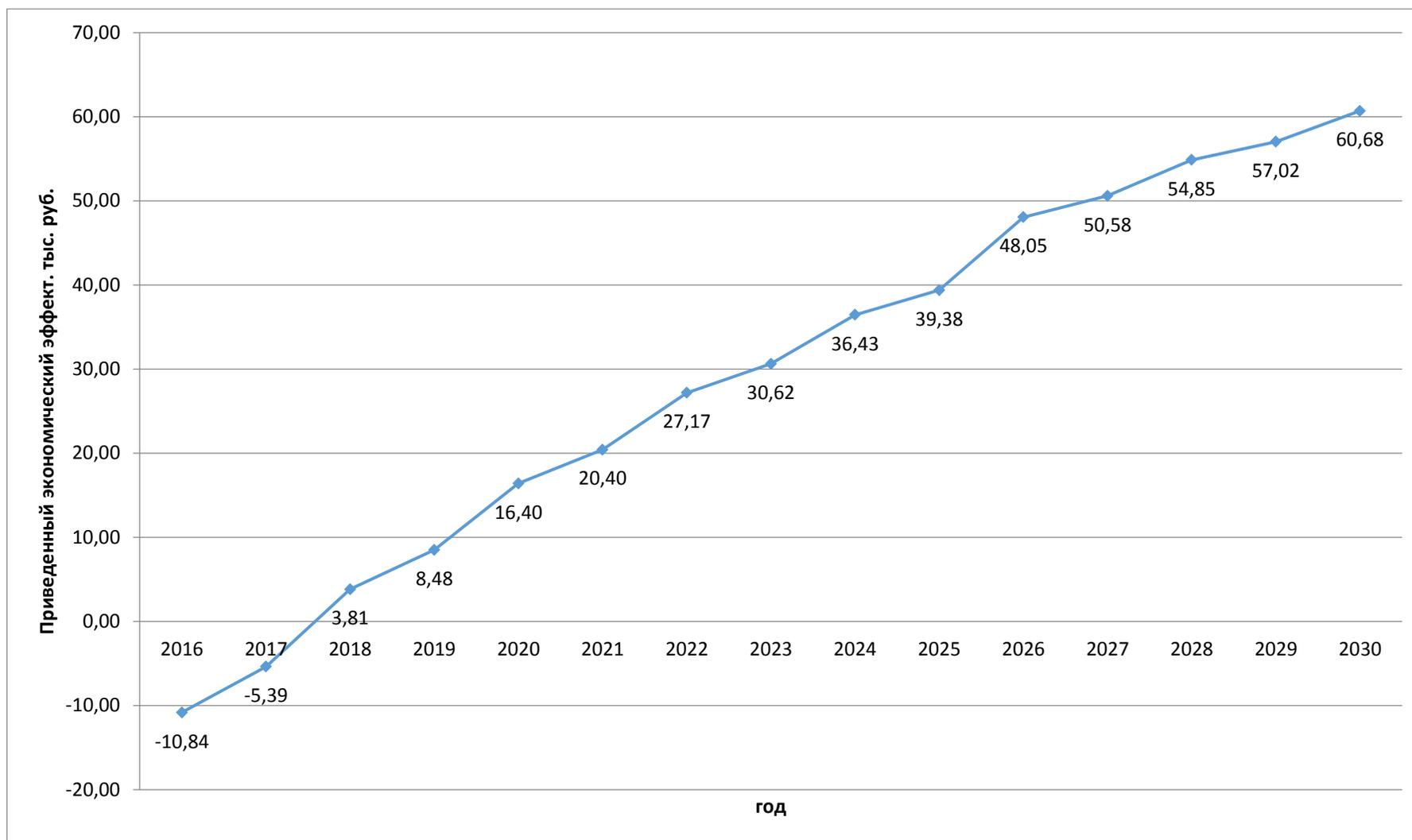


Рисунок 6.7 – Приведенный экономический эффект от установки направляющих роликов

6.5 Выводы по разделу 6

1 В данном разделе произведен сравнительный анализ полученных результатов испытаний вагона-цистерны на тележках модели 18-100 и вагона цистерны на модернизированных тележках. Основным методом для определения объёмного износа был выбран метод Арчарда. В результате расчетов по данному методу было определено, что установка направляющих роликов в большей степени влияет на износ колес.

2 Объёмный износ колес у модернизированной тележки относительно базовой тележки модели 18-100 уменьшился на 34 %:

- Износ опорной поверхности корпуса буксы	+1 %
- Износ фрикционной планки	+25 %
- Износ наклонной поверхности клина	+15 %
- Износ поверхность пятникового узла	+2 %
- Объёмный износ поверхности катания колеса	+34 %

3 Межремонтный пробег увеличился на 34 %. Исходя из того, что межремонтный пробег базовой тележки модели 18-100 составляет 160 тыс. км, межремонтный пробег модернизированной тележки составит 214,4 тыс. км.

4 Определен экономический эффект и срок окупаемости проведенной модернизации. По приведенным расчетам срок окупаемости составил 2 года (рисунок 6.7). Максимальный экономический эффект достигается в 2032 году и составляет 60,68 тыс. руб.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Согласно целям исследования, поставленным в разделе 3, были определены математические зависимости описывающие работу программного комплекса «Универсальный механизм». Дополнительно были выведены математические зависимости силового взаимодействия конструкции тележки модели 18-100 и направляющих роликов. Проведены математические исследования закона скольжения колеса по головке рельса.

Новая математическая модель позволяет: исследовать физические законы взаимодействия деталей и узлов модернизированной тележки модели 18-100 не прибегая к натурным испытаниям, провести оценку безопасности движения, оценить объёмный износ колёсных пар и других пар трения. Дополнительно можно использовать данную модель для определения оптимальных геометрических размеров, инерционных и силовых параметров данной модели.

В работе выведена математическая модель движения тележки грузового вагона модели 18-100 на кривом участке пути. Для реализации данной модели использовался новый отечественный программный комплекс Smath Studio и математический пакет для символьных вычислений Maxima с открытым программным кодом. Данные программы показали себя как отличные инструменты для решения задач, которые ставит перед собой динамики вагона. В нашем случае программы отлично справились с задачей по определению сил, действующих на колесную пару при прохождении кривого участка пути. Свобода использования данных математических пакетов дает широкие возможности для их использования для преподавания такой дисциплины как «Динамика вагона» в вузах.

Разработана методика определения рациональных геометрических и прочностных характеристик опорных балок, направляющих роликов, а также упругого элемента для гашения вибраций в приведенной конструкции тележки модели 18-100 с установленными направляющими роликами.

По результатам проведённой оценки можно сделать вывод, что установка направляющих роликов на базовую тележку модели 18-100 привела:

- к снижению средней величины рамных сил на 8 % по сравнению с базовым вариантом модели тележки 18-100;

- к увеличению среднего значения коэффициента запаса устойчивости колёсной пары от схода с рельсов при установке направляющих роликов на 11,9 %;

- к уменьшению максимального значения боковых сил действия колесной пары на рельс на 5 %;

- к уменьшению коэффициента динамики при прохождении кривого участка пути на 1 %;

- к ухудшению коэффициента динамики при прохождении прямого участка пути на 1 % для цистерны;

- к уменьшению максимального значения величины забегания боковых рам тележки грузового вагона в среднем на 15,2 %;

- к снижению максимального значения суммарного объёмного износа колёс на 34 % для цистерны.

В результате расчетов по методу Арчарда было определено, что установка направляющих роликов в большей степени влияет на износ колес. Объёмный износ колес у модернизированной тележки относительно базовой тележки модели 18-100 уменьшается на 34 %:

- Износ опорная поверхности корпуса буксы	+1 %
- Износ фрикционной планки	+25 %
- Износ наклонной поверхности клина	+15 %
- Износ поверхность пятникового узла	+2 %
- Объёмный износ поверхности катания колеса	+34 %

Проанализировав полученные результаты, можно сделать вывод о том, что межремонтный пробег увеличится на 34 %. Исходя из того, что межремонтный пробег базовой тележки модели 18-100 составляет 160 тыс. км, межремонтный пробег модернизированной тележки составит 214,4 тыс. км.

Также определен экономический эффект и срок окупаемости проведенной модернизации. По приведенным расчетам срок окупаемости составил 2 года. Максимальный экономический эффект достигается в 2032 году и составляет 60,68 тыс. руб.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Анисимов, П.С. Влияние конструкции и параметров тележек на износ колес и рельсов [Текст] / П.С. Анисимов // Железнодорожный транспорт. - 1999. - № 6. - С. 38-42.
- 2 Анисимов, П.С. Испытания вагонов [Текст] / П.С. Анисимов // Маршрут. - 2004. - 197 с.
- 3 Анисимов, П.С. Конструирование и расчет вагонов: учебник [Текст] / В.В. Лукин, П.С. Анисимов, В.Н. Котуранов и др.; под ред. П.С. Анисимова // ФГОУ "Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте". - 2011. - 688 с.
- 4 Аппель, П. Теоретическая механика, т. I [Текст] / П. Аппель // Физматгиз. - 1960. - 487 с.
- 5 Барбарич, С.С. Результаты испытаний тележки 18-578 [Текст] / С.С. Барбарич // Железнодорожный транспорт. – 2006. - №7. – С. 56-61.
- 6 Богданов, В.М. Снижение интенсивности износа гребней колес и бокового износа рельсов [Текст] / В.М. Богданов // Железнодорожный транспорт. - 1992. - №12. - С. 30-34.
- 7 Богданов, В.М. Применение эластомерных амортизаторов в подвешивании тележек грузовых вагонов [Текст] / В.П. Богданов, Г.И. Петров, В.Н. Филиппов, С.В. Дмитриев // МИИТ. - 2003. - Труды. - С. VII4-VII5.
- 8 Бороненко, Ю.П. Опыт проектирования трехэлементных тележек [Текст] / Ю.П. Бороненко, А.М. Орлова // Железнодорожный транспорт. - 2006. - №5. - С. 58-62.
- 9 Вериго, М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава в кривых малого радиуса и борьба с боковым износом рельсов и гребней колес [Текст] / М.Ф. Вериго // ПКТЬ ЦП МП С. - 1997. - 207 с.
- 10 Вершинский, С.В. Динамика вагона [Текст] / С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов, ред. С.В. Вершинский // Транспорт. - 1991. - 360 с.

11 Вершинский, С.В. Динамика вагона [Текст] / С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, И.И. Челноков // Транспорт. - 1978. - 352 с.

12 Воротников, В.Г. Экономические основы конструирования машин вагоноремонтного производства [Текст] / В.В. Воротников // МИИТ. – 2007. – С. 44.

13 Воротников, В.Г. Расчет подшипниковых узлов транспортных средств: Методические указания. – М: МИИТ. – 2010. – 45 с.

14 Иванов, В.Н. Определение составляющих сил крипа и условий устойчивости движения колесной пары [Текст] / В.Н. Иванов, И.П. Исаев, Н.А. Панькин, В.К. Якубовский// Вестник ВНИИЖТ. - 1978. - №8. - С. 32-36.

15 Иваночкин, П.Г. Основы механики подвижного состава: учебное пособие. В 2ч. Ч.1 [Текст] / П.Г. Иваночкин, А.А. Зарифьян, Е.А. Василькова // ФГБОУ ВПО РГУПС. – Ростов н/Д. –2015. – 58 с.

16 Калетин, С.В. Повышать конкурентоспособность за счет эффективного использования вагонов [Текст] / С.В. Калетин // Вагоны и вагонное хозяйство. - 2009. - №1. - С. 8-9.

17 Калетин, С.В. Результаты работы вагонного блока ОАО «ПГК» в 2010 г. [Текст] / С.В. Калетин // Вагоны и вагонное хозяйство. - 2011. - №1. - С. 8-26.

18 Калетин, С.В. Эксплуатационный комплекс вагонного хозяйства в новых условиях [Текст] / С.В. Калетин // Железнодорожный транспорт. - 2007. - №8. - С. 19-37.

19 Коган, А.Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом [Текст] / А.Я. Коган // Транспорт. - 1997. – 326 с.

20 Коган, А.Я. Исследование спектральных характеристик вертикальных составляющих сил в месте контакта колеса и рельса [Текст] / А.Я. Коган А.Я., А.А. Верхотин // Транспорт. - 1985. - С. 25-33.

21 Коган, А.Я. Расчеты железнодорожного пути на вертикальную динамическую нагрузку [Текст] / А.Я. Коган // Труды Всесоюз. научно - исслед. ин-та ж-д. транспорта. - Транспорт. - 1973. - №502. – С. 79

22 Корольков, Е.П. Снижение износа колес железнодорожного подвижного состава при конструктивных изменениях ходовых частей [Текст] / Е.П. Корольков // Автореф. дисс. док т. техн. наук.. - 1997. – С. 48.

23 Котуранов, В. Н. Метод расчета запаса устойчивости колеса против схода с рельса [Текст] //XI Научно - практическая конференция "Безопасность движения поездов"/ В.Н. Котуранов, Д.В. Иванов, А.Г. Петров, М.П. Козлов, С.В. Калетин, В.А. В.А. Пронин - МИИТ, 2010. - Математическое моделирование процессов нетягового рельсового подвижного состава [Текст] / В.Н. Котуранов, В.Д. Хусидов, Б.А. Алексюткин // Учебное пособие. - МИИТ. - 1993. – С. 108.

24 Котуранов, В. Н. Метод расчета запаса устойчивости колеса против схода с рельса [Текст] / В.Н. Котуранов, Д.В. Иванов, А.Г. Петров, М.П. Козлов, С.В. Калетин, В.А. Пронин // XI Научно - практическая конференция "Безопасность движения поездов". - МИИТ. - 2010. - С. VII-24.

25 Кузович, В.М. Моделирование динамической нагруженности кузова длиннобазных вагонов [Текст] / В.М. Кузович, Д.В. Иванов, Н.К. Игембаев // Девятая научно - практическая конференция «Безопасность движения поездов». - МИИТ. - 2008. - С. XIV-12 - XIV-14.

26 Лукин, В.В. Конструирование и расчет вагонов [Текст] / В.В. Лукин, П.С. Анисимов, В.Н. Котуранов и др.; под ред. П.С. Анисимова // Учебник. - ФГОУ "Учебно - методический центр по образованию на железнодорожном транспорте". - 2011. – 688 с.

27 Ляпунов, А.М. Общая задача об устойчивости движения [Текст] / А.М. Ляпунов // Гостехтеориздат. - 1950. – 471 с.

28 Марье, Г. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / Г. Марье // Гостехтеориздат. - 1933 . - 338 с.

29 Мусалимов, В.М. Аналитическая механика. Уравнения Лагранжа второго рода. Свободные колебания [Текст] / В.М. Мусалимов, П.А. Сергушин // СПбГУ ИТМО. – Санкт-Петербург. – 2007. – 52 с.

30 Орлова, А.М. Сравнение вариантов модернизации тележек грузовых вагонов по техническим и экономическим параметрам [Текст] / А.М. Орлова // Транспорт Урала. - 2008. - №3 (18). - С. 31-35.

31 Орлова, А.М. Тележка модели 18-9810 по технологии Barber S-2-R [Текст] / А.М. Орлова, Е.А. Щербаков // ПГУПС. - 2009. - С. 131-132.

32 Орлова, А.М. Исследования влияния состояния тележек грузовых вагонов на боковой износ гребней колес по результатам математического моделирования и обследования вагонов в эксплуатации [Текст] / А.М. Орлова, В.С. Лесников, Е.И. Артамонов // Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. – 2008. - №4. – С. 69-75.

33 Петров, А.Г. Способ увеличения межремонтного пробега грузовых вагонов за счет модернизации тележки [Текст] / А.Г. Петров, М.В. Сапетов, С.И. Порядин // Мир Транспорта. - 2015. - № 3. - С. 46-57.

34 Петров, Г.И. Анализ центрального подвешивания тележки вагона метрополитена модели 81-760 [Текст] / Г.И. Петров, В.В. Писаренко, О.И. Паначев // МИИТ. - 2016. - XVII научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. II-100 – II-102.

35 Петров, Г.И. Влияние отступлений геометрии пути на динамику грузового вагона [Текст] / Г.И. Петров, Е.Г. Адильханов, Ш.А. Секерова, Н.К. Игембаев // МИИТ. - 2009. - X научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. VII-3-VII-4.

36 Петров, Г.И. Математическая модель акселерометра для моделирования испытаний подвижного состава [Текст] / Г.И. Петров, В.В. Писаренко, О.И. Паначев // МИИТ. - 2016. - XVII научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. II-50 – II-51.

37 Петров, Г.И. Математическая модель и методика исследования пространственных колебаний многоосных грузовых вагонов с различными схемами ходовых частей и опорных устройств [Текст] / Г.И. Петров, В.Д. Хусидов, В.Н. Филиппов // ЦНИИТЭИтяжмаш. - 1988. - № 2. – С. 43.

38 Петров, Г.И. Моделирование силовых взаимодействий надрессорной балки при построении компьютерной модели тележки вагона [Текст] / Г.И. Петров, С.В. Калетин, О.И. Паначев, С.И. Порядин, М.В. Сапетов, А.О. Иванов // 144 МИИТ. - 2013. - XIV научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. VII-37.

39 Петров, Г.И. Особенности моделирования силовых связей при компьютерном моделировании движения и схода колесной пары вагона с учетом качения, подкальзывания и скольжения обода и гребня колеса по боковой грани головки рельса [Текст] / Г.И. Петров, Д.В. Шпади, А.Г. Петров, С.В. Калетин, С.И. Порядин, О.И. Паначев // МИИТ. - 2015. - XVI научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. II-101 -II-106.

40 Петров, Г.И. Оценка безопасности движения вагонов при отклонениях от норм содержания ходовых частей и пути [Текст] / Г.И. Петров, А.Н. Шамаков, В.М. Богданов, В.М. Меланин, Н.В. Телегин // Глобус. - 2003. - 257 с.

41 Петров, Г.И. Пассивное и активное гашение вибраций для подвижного состава [Текст] / Г.И. Петров, В.В. Писаренко, О.И. Паначев // МИИТ. - 2016. - XVII научно - практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. II-51 – II-52.

42 Петров, Г.И. Построение уточненной компьютерной модели грузового вагона [Текст] / Г.И. Петров, С.И. Порядин, С.В. Калетин, О.И. Паначев, М.В. Сапетов, А.О. Иванов // МИИТ. – 2013. - XIV научно - практическая конференция «Безопасность движения поездов». – С. VII-35.

43 Петров, Г.И. Построение уточненной математической модели, описывающей процесс опрокидывания кузова полувагона [Текст] / Г.И. Петров, И.В. Чепурченко, С.В. Калетин, О.И. Паначев, А.М. Соколов, С.И. Порядин // МИИТ. - 2016. - XVII научно - практическая конференция «Безопасность движения поездов». – С. II-102 – II-104.

44 Петров, Г.И. Преимущества и недостатки конструкций ходовых частей некоторых иностранных вагонов [Текст] / Г.И. Петров, В.В. Писаренко, О.И. Паначев // МИИТ. - 2016. - XVII научно - практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. II-52 – II-53.

45 Петров, Г.И. Численный эксперимент по оценке влияния фрикционных свойств контакта колесо - рельс на показатели износа и динамики порожнего полувагона [Текст] / Г.И. Петров, Д.В. Иванов, В.М. Кузович, М.В. Козлов, С.С. Андриянов, Н.К. Игембаев // МИИТ. - 2008. - IX научно - практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. XIV9 - XIV11.

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

47 Писаренко, В.В. Анализ центрального подвешивания тележки вагона метрополитена модели 81-760 [Текст] / В.В. Писаренко, Г.И. Петров // ЦНТИБ ОАО «РЖД». – Москва. – 2016. – С. 109.

48 Писаренко, В.В. Взаимодействие колеса с рельсом при качении [Текст] / В.В. Писаренко // Мир транспорта. – № 1 – Москва. – 2018. – С. 26-29.

49 Писаренко, В.В. Взаимодействие узлов и деталей ходовых частей вагона [Текст] / В.В. Писаренко // Мир транспорта. - № 6 – Москва. – 2018. – С. 48-58.

50 Писаренко, В.В. Прогноз воздействия вагонов с повышенной осевой нагрузкой на железнодорожный путь [Текст] / В.В. Писаренко // Интернаука. №12(16) – Москва – 2018. – С. 161-164

51 Писаренко, В.В. Усовершенствование буксового узла тележки грузового вагона модели 18-100 [Текст] / В.В. Писаренко // Интернаука. – Москва. – 2018. – С. 151-155.

52 Писаренко, Г.С. Сопротивление материалов [Текст] / Г.С. Писаренко, В.А. Агарев, А.Л. Квитка, В.Г. Попков, Э.С. Уманский // Учебник для вузов. – Киев. – 1979. – 389 с.

53 Писаренко, В.В. Универсальная математическая модель для расчета износа поверхности гребня колесной пары при прохождении кривого участка пути [Текст] / В.В. Писаренко // Инновационный транспорт. – № 4(30) – Москва. – 2018. – С. 35-38.

54 Писаренко, В.В. Применение программного комплекса Smath Studio в вагоностроении [Текст] / В.В. Писаренко, Г.И. Петров // Научный форум: Технические и Физико-математические науки. – №1(20) – Москва – 2019. – С. 161-164.

55 Погорелов, Д.Ю. Введение в моделирование динамики систем тел [Текст] / Д.Ю. Погорелов // БГТУ. - 1997. - 156 с.

56 Погорелов, Д.Ю. Компьютерное моделирование динамики рельсовых экипажей [Текст] / Д.Ю. Погорелов // Ростов - на - Дону. – 2003. – 101 с.

57 Погорелов, Д.Ю. Универсальный механизм. Руководство пользователя [Текст] / Под ред. Д.Ю. Погорелова // БГТУ. - 1993. – 2008. – 89 с.

58 Привалов, Н.И. Материаловедение. Технологические процессы [Текст] / Н.И. Привалов, А.А. Шеин, А.П. Иващенко // ИУНЛ ВолгГТУ. – Волгоград. – 2014. – 151 с.

59 Распоряжение Правительства РФ от 17.06.2008 № 877-р «О Стратегии развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года» [Электронный ресурс] / ОАО «РЖД» - Электрон, дан. (1 файл). - М, 2011. - Режим доступа: http://doc.rzd.ru/doc/public/ru?id=3997&layer_id=5104&. (Дата обращения 05.04.2016).

60 Ромен, Ю.С. Вход в кривую железно дорожного экипажа [Текст] / Ю.С. Ромен // ВНИИЖТ. - 1966. – № 7. - С. 29-32.

61 Ромен, Ю.С. Математическое моделирование влияния перекоса колесных пар на интенсивность износных процессов [Текст] / Ю.С. Ромен // Тезисы докладов IX Международной конференции «Проблемы механики железнодорожного транспорта». - Днепропетровск. - 1996. - С. 127-128.

62 Ромен, Ю.С. Результаты комплексных испытаний новых типов тележек грузовых вагонов [Текст] / Ю.С. Ромен, А.В. Заверталюк, М.С. Тихов // V Международная научно - техническая конференция, «подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». Тезисы докладов. - ПГУПС. - 2007. - С. 130.

63 Смольянинов, А.В. Об использовании компьютерного моделирования в мониторинге подвижного состава [Текст] / А.В. Смольянинов, А.Э. Павлюков, Д.Ю. Погорелов, Т.А. Юдакова // Фундаментальные и прикладные исследования - транспорту - 2000: труды Всерос. научно - техн. Конференции. - Екатеринбург. - 2000.- С. 119-122.

64 Смольянинов, А.В. Расчетная оценка безопасности движения порожних полувагонов с различным техническим состоянием ходовых частей [Текст] / А.В. Смольянинов, А.В. Корх, А.Э. Павлюков, А.А. Пермяков // Безопасность движения поездов: труды научно - практической конференции. - МИИТ. - 2002. - С. 4-33.

65 Соколов, М.М. Динамическая нагруженность вагона [Текст] / М.М. Соколов, В.Д. Хусидов, Ю.Г. Минкин // Транспорт. - 1981. - 207 с.

66 Тибилов, Т.А. Нелинейные задачи динамики рельсовых экипажей [Текст] / Т.А. Тибилов // В кн.: Проблемы механики наземного транспорта. - Киев. - 1980. - С. 137-138.

67 Тибилов, Т.А. О вероятностном анализе колебаний подвижного состава [Текст] / Т.А. Тибилов // Труды Ростовского-на дону ин-та инженеров железнодорожного транспорта. - №51. - Ростов - на Дону. - 1965. - С. 16-31.

68 Тимошенко, С.П. Колебания в инженерном деле [Текст] / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. УиверПер. с англ. под ред. Э.И. Григолюка // Машиностроение. - 1985. - 472 с.

69 Хохлов, А.А. Решение экстремальных задач динамики вагонов [Текст] / А.А. Хохлов // Труды МИИТ. - 1982. – С. 105.

70 Хохлов, А.А. Динамика сложных механических систем [Текст] / А.А. Хохлов // Труды МИИТ. - 2002 . - С. 188.

71 Хохлов, А.А. Оптимальные законы управления динамическими процессами вагонов [Текст] / А.А. Хохлов // Труды МИИТ. - 1981. - Вып. 679. - С. 42 - 60.

72 Хохлов, А.А. Построение математической модели взаимодействия подвижного состава и пути при оценке безопасности движения [Текст] / А.А. Хохлов // МИИТ. – 2007. – С. 127.

73 Хохлов, А.А. Расчет динамических сил многоосных вагонов [Текст] / А.А. Хохлов // Труды МИИТ. - 1983. - С. 13 – 18.

74 Хусидов, В.В. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ-ЦНИИ [Текст] / В.В. Хусидов, А.А. Хохлов, Г.И. Петров, В.Д. Хусидов // МИИТ. – 2001. – 163 с.

75 Хусидов, В.Д. Анализ результатов численного эксперимента по моделированию пространственных колебаний четырехосного вагона с новой схемой ходовых частей [Текст] / В.Д. Хусидов, В.Н. Филиппов, Г.И. Петров, И.В. Козлов// ЦНИИ - ТЭИ ТЯЖМАШ, №19 -1959. – С. 42.

76 Хусидов, В.Д. Колебания грузовых вагонов при нелинейных связях кузова с тележками [Текст] / В.Д. Хусидов // Вестник ВНИИЖТ. - 1967. - №1. - С. 25-30.

77 Хусидов, В.Д. Методика компьютерной оценки безопасности движения подвижного состава [Текст] / В.Д. Хусидов, Ю.С. Ромен Ю.С, Г.И. Петров [и др.] // МПС. – 1999. – С. 105.

78 Хусидов, В.Д. Методика прочностного расчета кузовов полувагонов на ПВМ [Текст] / В.Д. Хусидов, Л.В. Заславский, В.В. Хусидов, Чан Фу Тхуан // Вестник ВНИИЖТ. - 1995. - №5. - С. 22-26.

79 Хусидов, В.Д. Механика вагона [Текст] / В.Д. Хусидов, Г.И. Петров, В.Н. Филиппов, М.В. Козлов // МИИТ. – 2014. – 40 с.

80 Хусидов, В.Д. Моделирование реакций упругих и демпфирующих элементов рессор тележки КВЗ - ЦНИИ в задачах динамики [Текст] / В.Д. Хусидов // Труды МИИТ. - 1996. - С. 137-138.

81 Хусидов, В.Д. Силовые характеристики фрикционных клиновых гасителей колебаний в математических моделях исследований грузовых вагонов [Текст] / В.Д. Хусидов, П.С. Анисимов // Вестник ВНИИЖТ. – 2005. – С. 6.

82 Черкашин, Ю.М. Анализ некоторых критериев, оценивающих опасность схода при вкатывании колеса на рельс [Текст] / Ю.М. Черкашин, Д.Ю. Погорелов, В.А. Симонов // ПГУПС. - IV межд. науч. - практ. конф. "Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты". - С. 206 - 209.

83 Черкашин, Ю.М. Об устойчивости движения железнодорожного подвижного состава [Текст] / Ю.М. Черкашин // Труды Всесоюз. научно - исслед. ж- д. трансп.: сб. науч. Труды. - Транспорт. - 1982. - Вып. 649. - С. 42-49.

84 Шпади, Д.В. Расчет запаса устойчивости колес против схода с рельсов [Текст] / Д.В. Шпади, Г.И. Петров, С.В. Калетин, О.И. Паначев, А.Г. Петров // МИИТ. - 2015. - XVI научно - практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. I-33.

85 Carter, F.W. ON THE ACTION OF LOCOMOTIVE DRIVING WHEEL [Текст] / F.W. Carter // Proc. Roy. Soc. - Ser. A. - 1926. - V. 112. – S. 151 - 157.