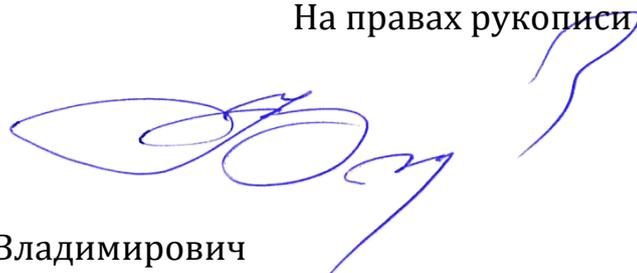


Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Московский государственный университет путей сообщения
Императора Николая II»
(МГУПС (МИИТ))

На правах рукописи



КАЛЕТИН Сергей Владимирович

**СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ
ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ТЕЛЕЖКИ
И ДОЛГОВЕЧНОСТИ БУКСОВЫХ УЗЛОВ
ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ**

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 – 2016

Оглавление

Введение.....	4
1 Обзор работ и постановка задачи исследования	11
1.1 Анализ исследований по вопросам обеспечения безопасности движения грузовых поездов.....	11
1.2 Анализ конструктивных решений в создании двухосных тележек грузовых вагонов.....	14
1.3 Анализ конструктивных решений по созданию опорных поверхностей букс двухосных тележек грузовых вагонов.....	20
1.4 Анализ конструктивных вариантов создания подшипников буксовых узлов	26
1.5 Анализ программных комплексов для моделирования взаимодействия подвижного состава и его с железнодорожным путем	34
Постановка цели и задач исследования.....	36
2 Математическая модель грузового вагона, оборудованного существующими моделями тележек с колесными парами, оборудованными кассетными подшипниками.....	38
2.1 Формирование расчетной схемы грузового вагона и трехэлементной тележки и выбор системы координат компьютерной модели.....	38
2.2 Методика расчета долговечности конических подшипников для конструктивных вариантов кассетных буксовых узлов.....	57
2.3 Методика расчета напряженного состояния адаптера кассетного буксового узла	60
2.4 Методика определения вероятного межремонтного пробега.....	65
2.5 Условия проведения численных экспериментов для оценки влияния параметров конструктивных особенностей буксовых узлов.....	73
Выводы по разделу 2.....	77
3 Верификация методики проведения вычислительных экспериментов и оценки полученных результатов.....	78

3.1 Расчет долговечности конических подшипников для конструктивных вариантов кассетных буксовых узлов	78
3.2 Расчет напряженного состояния адаптера кассетного буксового узла .	92
3.3 Проведение расчетов движения вагона с различными конструктивными особенностями буксовых узлов с помощью уточненного компьютерного моделирования многовариантных по реальному пути.....	95
3.4 Анализ динамической нагруженности ходовых частей тележек с оценкой безопасности движения по сходу колес с рельсов путем многовариантного варьирования параметров технического состояния их деталей и узлов в эксплуатации.....	104
Выводы по разделу 3.....	123
4 Оценка влияния параметров предлагаемой модернизации адаптера на износы узлов в грузовой тележки и величину межремонтного пробега вагона.....	129
1.1 Обоснование увеличения вероятной величины гарантированного межремонтного пробега	129
1.2 Оценка технико-экономической эффективности от применения адаптера с измененной схемой передачи нагрузки	132
Выводы по разделу 4.....	149
Заключение	150
Список сокращений и условных обозначений.....	153
Список литературы:	154

Введение

Актуальность темы исследования. Российские железные дороги, органично вписываются в транспортную систему страны, обеспечивая 40% потребностей государства в грузовых и пассажирских перевозках. Такой высокий процент интеграции определяется возможностью организации на железной дороге доступных и круглогодичных перевозок основной части потоков массовых грузов в вагонах.

От устойчивости и безопасности железнодорожных перевозок на сети железных дорог зависит рост национальной экономики и возможность страны обеспечивать свои важнейшие функции, такие как обеспечение безопасности, удовлетворение потребности населения в грузовых перевозках и создание условий по выравниванию социально-экономического развития регионов.

В связи с этим наиболее актуальными становятся вопросы по повышению динамических качеств, безопасности движения и увеличению межремонтного пробега вагонов, снижению эксплуатационных расходов. Анализируя технический облик современного вагона можно отметить, что грузовой, четырехосный, магистральный подвижной состав, кроме изотермического, уже более полувека выпускают на тележках модели 18-100 (до 1972 г. – модель ЦНИИ-ХЗ), которая изначально была спроектирована, под осевую нагрузку 20,5 тонн. Вагоностроители, незначительно изменив конструкцию вагона и тележки, увеличили осевую нагрузку до 23,5 тонн. С увеличением осевых нагрузок изменился режим работы тележки, а действительные значения динамических сил стали отличаться от расчетных нагрузок. Недостатки стали проявляться более явно, возникли значительные силы в зоне контакта колеса и рельса сопутствующие интенсивному и неравномерному износу фрикционных пар трения. Основным недостатком является то, что боковые рамы, не имея жёсткой связи между собой, в процессе движения могут забегать относительно друг друга. В результате таких забеганий возрастают угловые и маятниковые колебания тележки, что ухудшает динамические качества тележки. Интенсивное влияние рам в движении вагона приводит к неравномерной передаче нагрузок на элементы

подшипника, его перекосу и как результат снижается долговечность и срок службы буксы.

Буксовый узел - важнейший элемент ходовой части вагона и от его долговечности во многом зависит безопасность движения. Располагаясь на шейке оси колесной пары, буксы обеспечивают вагону передвижение с необходимыми скоростями по железнодорожному пути. Буксы воспринимают на себя силы тяжести гружёного кузова, динамические нагрузки, возникающие при движении вагона по кривым участкам и стрелочным переводам, неровностям пути и стыкам рельсов. Они, ограничивая продольные и поперечные перемещения колёсных пар относительно боковых рам тележки, обеспечивают устойчивость и безопасность движения вагона в рельсовой колее.

По информационным данным Управления вагонного хозяйства Центральной дирекции инфраструктуры ОАО «РЖД» количество отцепок грузовых вагонов в текущий отцепочный ремонт (ТОР) на сети железных дорог из-за неисправностей буксовых узлов в период с 2011 по 2015 гг. остается значительным (рисунок 1).

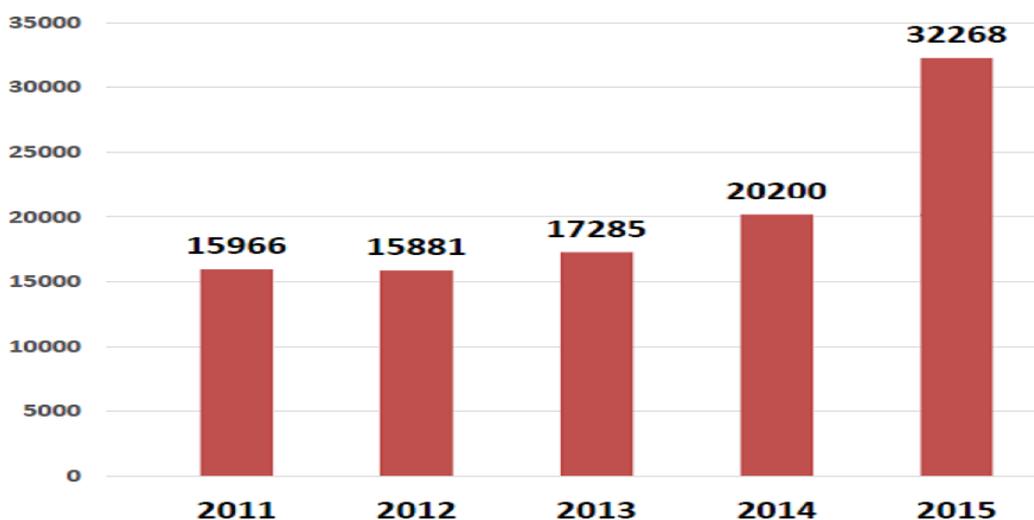


Рисунок 1 - Динамика отцепок грузового вагона в ТОР на дорогах РФ из-за неисправностей буксовых узлов за 2011-2015 годы

Из существующих способов снижения в эксплуатации отцепок вагонов в текущий ремонт по неисправностям буксового узла, актуальным направлением

являются способы повышения динамических свойств тележки за счет модернизации буксового узла. Одно из предложений - применение буксового адаптера, устанавливаемого на кассетный подшипник колёсной пары, но это сопряжено с необходимостью проведения исследований влияния такой конструкции на динамические показатели, безопасность движения и долговечность буксового узла.

Степень разработанности темы. Создание и развитие железнодорожного транспорта теснейшим образом связано с вопросом обеспечения безопасности движения грузовых поездов и опирается на открытия и изобретения выдающихся инженеров с использованием результатов фундаментальных научных исследований и технических знаний. Исследования по динамике вагона изложены в работах П.С. Анисимова, С.В. Беспалько, М.М. Болотина, Ю.П. Бороненко, М.Ф. Вериги, С.В. Вершинского, М.В. Винокурова, А.М. Годыцкий-Цвирко, Н.Е. Жуковского, В.В. Кобищанова, М.А. Короткевича, В.А. Лазаряна, А.А. Львова, Г.И. Петрова, Д.Ю. Погорелов, А.А. Попова, Ю.С. Ромена, А.В. Смольянинова, М.М. Соколова, В.Н. Филиппова, А.А. Хохлова, В.Д. Хусидова, И.И. Челнокова, Ю.М. Черкашина, Л.А. Шадура. Исследования этих ученых, в вопросах взаимодействия локомотива и вагона в движении, колебаний вагонов в составе поезда, позволяют решать сложнейшие задачи динамики. Основной задачей описания динамических процессов, возникающих на реальных участках пути в поезде с учетом состояния системы вагон-путь, это выбрать алгоритм и подходящий метод, позволяющий с большей точностью описывать реальный динамический процесс, что в последующем поможет в выработке рекомендаций по повышению динамических качеств и безопасности движения вагонов.

Впервые математические модели нелинейных колебаний восьмиосных вагонов и цифровой метод их анализа на ЭВМ с помощью численного интегрирования сложных дифференциальных уравнений были разработаны в МИИТе В.Д. Хусидовым. Большой комплекс исследований по обеспечению безопасности перевозок негабаритных грузов со смещенным центром тяжести в

транспортерах выполнил П.С. Анисимов. В.Н. Филиппов разработал и обосновал методы исследования колебаний вагонов в аварийных режимах. Г.И. Петровым разработаны математические модели вагонов и программно-вычислительный комплекс (ПК) «ДИОНиС» описывающий движение вагонов в различных режимах по прямым и криволинейным участкам с отклонениями от норм в содержании ходовых частей и железнодорожного пути. В БГТУ Д.Ю. Погореловым разработан ПК «Универсальный механизм» (ПК «УМ»), с помощью которого в настоящее время решается большинство сложнейших задач динамики подвижного состава. Этот ПК выбран в качестве основного в настоящей работе.

Несмотря на успешное использование иностранными компаниями существующих моделей буксовых адаптеров кассетных подшипников в грузовых тележках выявлена проблема при переносе их в эксплуатируемые модели российских тележек и их использовании. При этом, несмотря на наличие теоретических исследований и результатов испытаний не существует достоверной методики, позволяющей с достаточной точностью рассчитать рациональные конструктивные параметры буксовых адаптеров для модернизации эксплуатируемой тележки.

Цель и задачи. Цель представленной работы состоит в разработке рекомендаций по выбору рациональных параметров взаимодействия адаптера с кассетным подшипником и боковой рамой тележки позволяющих повысить динамические свойства тележки и долговечность буксового узла грузового вагона.

В соответствии с поставленной целью в диссертации решаются следующие научные задачи:

- используя ПК «ДИОНиС» и «УМ» разработать компьютерную модель грузового вагона с типовыми и модернизированными тележками, оборудованными буксовыми адаптерами с различной схемой передачи нагрузки. Эта модель описывает движение вагона по прямым и криволинейными участками пути с отклонениями в содержании деталей и узлов ходовых частей и железнодорожного пути в плане и профиле;

- разработать методику расчета долговечности подшипников применительно к кассетным буксовым узлам грузовых вагонов для симметричной и асимметричной схем передачи нагрузок через адаптер;

- разработать трехмерную конечноэлементную модель и произвести анализ напряженного состояния (НДС) адаптера с учетом влияния конструкции колесной пары;

- выполнить многовариантное исследование определения рациональных конструктивных параметров адаптера на динамические свойства тележки и долговечность буксовых узлов грузовых вагонов;

- разработать методику определения вероятного межремонтного пробега при использовании модернизированных буксовых узлов грузовой тележки от применения рациональных параметров адаптера.

Научная новизна. Разработана, обоснована и рекомендована уточненная математическая модель грузового вагона с тележками оборудованными буксами или адаптерами с различными схемами передачи нагрузок в буксовом проеме боковой рамы, описывающая колебания в прямых и криволинейных участках пути;

- разработана трехмерная конечноэлементная модель для оценки НДС адаптера кассетного буксового узла с учетом влияния конструкции колесной пары;

- выполнено уточнение методики расчета долговечности подшипников применительно к кассетным буксовым узлам.

Теоретическая и практическая значимость работы. Рекомендованная уточненная математическая модель грузового вагона на модернизированных тележках, описывающая движение в прямых и криволинейных участках пути с неровностями, позволяет:

- выполнить количественную и качественную оценку влияния вариантов модернизации ходовых частей на динамические свойства тележки и долговечность буксовых узлов грузовых вагонов в реальных условиях сочетаний предельно-допустимых износов деталей и узлов тележки.

- выбрать рациональные геометрические параметры опорных и упорных контактных поверхностей адаптера для обеспечения равномерной передачи нагрузок в буксовом проеме боковой рамы тележки.

Оценена долговечность подшипников кассетного типа при симметричной и асимметричной схеме передачи нагрузок и НДС конструкции адаптера с учетом влияния колесной пары.

В результате проведенных исследований предложены технические решения по повышению динамических свойств тележки и долговечности буксовых узлов грузовых вагонов, которые имеют высокую практическую значимость для железнодорожного транспорта и могут использоваться для обоснования повышения срока межремонтного пробега вагона.

Сделана оценка напряженного состояния адаптера кассетного буксового узла по методу конечных элементов в форме метода перемещений.

Выполнено уточнение методики определения вероятного межремонтного пробега при использовании модернизированных буксовых узлов грузовой тележки с оценкой технико-экономической эффективности от применения адаптера с измененной схемой передачи нагрузки.

Методология и методы исследования. Классические подходы в решении задач повышения динамических свойств грузового вагона и его узлов с разработкой уточненной компьютерной модели с использованием программного комплекса (ПК) «ДИОНИС» и «УМ», систем нелинейных дифференциальных уравнений динамики подвижного состава и численные и аналитические методы их интегрирования.

Положения, выносимые на защиту. 1. Математическая модель грузового вагона на модернизированных тележках, оборудованных буксовыми адаптерами кассетных подшипников описывающая движение в прямых и криволинейных участках пути с неровностями в плане и профиле;

2. Методика расчета долговечности конических подшипников при кромочном приложении внешних сил на буксовые узлы при движении вагона в прямом и криволинейном участке пути;

3. Трехмерная конечноэлементная модель оценки НДС адаптера кассетного буксового узла для различных схем передачи на него нагрузок с учетом влияния конструкции колесной пары.

Степень достоверности работы подтверждается удовлетворенными результатами сравнительного компьютерного моделирования движения в кривых и прямолинейных участках пути типового и модернизированного вагона и пробеговыми испытаниями натуральных модернизированных грузовых вагонов с тележками модели 18-100, оборудованными адаптерами с измененной схемой передачи нагрузок на полигоне ст. Стойлинская – ст. Чугун Юго-Восточной ж.д.

Апробация результатов. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на XI, XIII, XIV, XVI научно-практических конференциях "БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДОВ" [71, 72, 110, 114, 115, 117, 168] в 2010, 2012, 2013, 2015 годах, научно-техническом семинаре и на заседаниях кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» в 2015 и 2016 гг.

Публикации: Основные положения опубликованы в 42 работах, 4 из которых опубликованы в журналах, входящих в перечень ВАК РФ [46, 48, 53, 58]. Получены 5 патентов на изобретения №№ 2444456, 2477693, 2493036, 2493037, 2525631 [86-90] и 12 патентов на полезную модель №№ 97975, 110046, 110047, 111502, 111825, 112132, 115743, 115744, 117128, 120061, 140958, 140959, [91-102].

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 4 разделов, заключения, списка сокращений и условных обозначений, списка используемых источников, содержит 175 страницы основного машинописного текста, 68 рисунков, 82 таблицу.

1 Обзор работ и постановка задачи исследования

1.1 Анализ исследований по вопросам обеспечения безопасности движения грузовых поездов

«Нет такой страны в мире, где бы железные дороги были наиболее выгодными и даже необходимыми, чем в России ...» утверждал создатель Царскосельской железной дороги Ф. А. Герстнер в середине XIX в., а чуть позже П. П. Мельников, основоположник отечественных железных дорог, писал - «Железные дороги крайне необходимы России... Они, можно подумать, выдуманы для неё более чем для какой-либо другой страны Европы...».

Еще в середине XIX века Академия наук в лице выдающихся своих математиков и механиков, таких как академики В. Я. Буняковский, М. В. Остроградский, Л. Эйлер, Б. С. Якоби и других заложила основу в формировании транспортной науки обеспечив высокий уровень общенаучной и инженерной подготовки инженеров путей сообщения.

Заметное влияние что фундаментальной основой всех работ связанных с основными вопросами динамики в механике служат исследования известных российских ученых: С.М. Андриевского, П.С. Анисимова, М.П. Бадёра, С.В. Беспалько, Ю.П. Бороненко, Г.П. Бурчака, М.Ф. Вериги, С.В. Вертинского, М.В. Винокурова, А.А. Воробьёва, Н.Н. Воронина, А.М. Годыцкого-Цвирко, Н.Г. Гринчара, Д.Г. Евсеева, О.П. Ершкова, Н.Е. Жуковского, А.К. Зайцева, А.А. Камаева, В.А. Камаева, В.А. Карпычева, Б.Г. Кеглина, В.И. Киселёва, Н.А. Ковалева, В.В. Кобищанова, В.Ф. Ковальского, А.Я. Когана, Е.П. Королькова, М.Л. Коротенко, В.С. Коссова, Б.И. Костецкого, В.Н. Котуранова, В.А. Лазаряна, А.А. Львова, Л.А. Манашкина, В.О. Певзнера, Г.И. Петрова, Д.Ю. Погорелов, О.Е. Пудовикова, Н.А. Радченко, Ю.С. Романа, А.Н. Савоськина, А.В. Саврухина, С.Л. Самошкина, К.А. Сергеева, Е.В. Сердобинцева, М.М. Соколова, П.А. Сорокина, Т.А. Тибилова, П.А. Устича, В.Ф. Ушкалова, В.Н. Филиппова, А.А. Хохлова, В.Д. Хусидова, И.И. Челнокова, Ю.М. Черкашина и многих других, а

также зарубежными исследователями П. Аппеля, Дж. Ден-Гартога, Картера, Калкера, Мюллера, Г. Марье, и других.

В МИИТе под руководством профессоров Л.А. Шадура и С.В. Вершинского сложилась научная школа по изучению динамики и прочности вагонов, которую представляют П.С. Анисимов, С.В. Беспалько, А.И. Быков, Д.Г. Евсеев, В.Н. Котуранов, Е.П. Корольков, Г.И. Петров, П.А. Устич, В.Н. Филиппов, А.А. Хохлов, В.Д. Хусидов, и другие [2-9, 71, 72, 69, 103-120, 143, 145, 148-152, 153-161]. Под руководством профессоров И.П. Исаева и В.Н. Иванова сформировалась научная школа, которую представляют И.В. Бирюков, Г.П. Бурчак, В.С. Коссов, А.Н. Савоськин, Е.В. Сердобинцев, Т.А. Тибилов, и другие [19-23, 132, 140-142].

Во ВНИИЖТе научную школу динамики и взаимодействия подвижного состава и пути представляют В.М. Богданов, М.Ф. Вериго, Л.О. Грачева, В.Н. Данилов, А.Я. Коган, А.А. Львов, В.О. Певзнер, Ю.С. Ромен, Ю.М. Черкашин и многие другие [10-15, 24-29, 33-35, 65-68, 78, 126-131, 165-167].

В Санкт-Петербургском государственном университете путей сообщения (СГУПС) научная школа динамики вагонов была организована под руководством профессора И.И. Челнокова. В нее входят Ю.П. Бороненко, Л.А. Кальницкий, В.А. Кошелев, М.М. Соколов, Орлова А.М. и другие [16, 59, 60, 84, 85, 135-137, 162-164, 171]. В «Брянском государственном техническом университете» (БГТУ) сформировалась научная школа, которую представляют В.В. Кобищанов и Д.Ю. Погорелов и другие

В Екатеринбурге в Уральском государственном университете путей сообщения (УрГУПС) школу динамики и прочности вагонов представляют В.Ф. Лапшин, Н.С. Бачурин, А.В. Смольянинов, И.А. Добычин, А.Э. Павлюков и другие [133, 134]. Имеются другие известные организации, такие как ОАО «НИИ вагоностроения», ЗАО научная организация «Тверской институт вагоностроения».

Необходимо подчеркнуть, что значительное число рекомендаций по повышению безопасности движения грузовых поездов в транспортной отрасли

приводится в материалах и решениях научно-технических конференций, проводимых научными советами и учреждениями Российской академии наук [3, 18, 42, 71, 72, 74, 103, 103, 110, 111, 114-119, 124, 128, 131, 133, 134, 168].

Эти рекомендации дают не только качественную, но и количественную информацию о динамических процессах, а получаемые результаты имеют вид графических осциллограмм, изображающих изменение каждого оцениваемого параметра во времени.

Для анализа линейных дифференциальных уравнений применяются «качественные» методы, изложенные в А.М. Ляпуновым [79] в работе «Общая задача об устойчивости движения», используя при оптимизации динамических параметров линейных колебательных систем собственные значения и вектора.

Способ моделирование контакта колеса и рельса является отдельной задачей в динамике рельсовых экипажей. Различают различные модели контакта колесо-рельс. Современные модели контакта колеса и рельса наиболее полно изложены в работах Погорелова Д.Ю. [121-125].

В работе по оценке безопасности движения вагонов при отклонениях от норм содержания ходовых частей и пути Г.И. Петров [112, 113] предложил алгоритм вычисления сил в контакте колеса и рельса позволяющий точно определять во времени, какое из колес проскальзывает или катится.

Так как в настоящее время, отцепка вагонов по неисправности буксового узла в текущий ремонт уже доходит до 25% от всех отказов вагонов, вопрос об увеличении межремонтного пробега и модернизации существующей трехэлементной тележки остается актуальным. В связи с этим рассмотрим срез существующих ходовых частей грузового вагона обеспечивающих безопасность движения поездов.

1.2 Анализ конструктивных решений в создании двухосных тележек грузовых вагонов

На железных дорогах постсоветского пространства в первой половине XX века массово использовали поясные тележки (рисунок 1.1). Многолетний опыт эксплуатации их показал ряд конструктивных недостатков. Главными недостатками такой тележки стали: трещины в поясах боковин в местах перегиба, ослабление и обрывы колоночных и буксовых болтов, изломы поперечных связей в средней части и у опор; значительный вес необрессоренных масс и склонность тележек с пружинным подвешиванием к продолжительным незатухающим колебаниям высокой частоты.

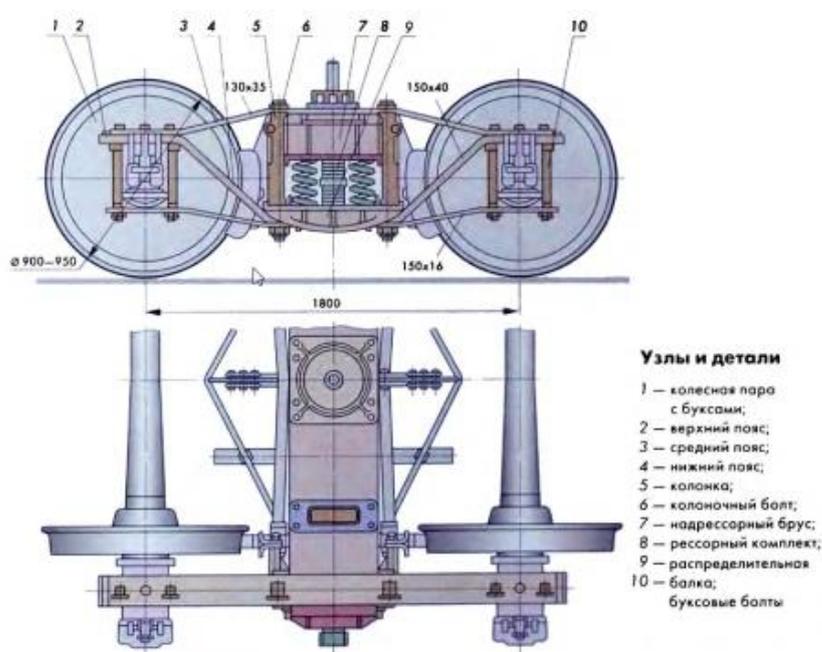


Рисунок 1.1 - Тележка поясная

Особенно тряский ход имели порожние и частично загруженные вагоны. Вагоностроители, при проектировании стремясь снизить необрессоренную массу тележки, изменили базу с 1905 мм до 1800 мм, это стало возможным за счет подкатки колесных пар с диаметром колес 950 мм взамен колесных пар с диаметром 1050 мм и изменения ширины рессорного проема, за счет установки комбинированного демпферного комплекта.

Проводимые в 40х годах исследования по совершенствованию грузовых вагонов с учетом опыта железных дорог США по эксплуатации тележек, применявшихся в то время, явно доказали, что тележка с литыми боковыми рамами и надрессорной балкой является на тот момент наиболее инновационной и перспективной в будущем вагоностроении.

С 1944 по 1950 годы отечественная промышленность освоила выпуск вагонов на тележках типа М-44 (рисунок 1.2).

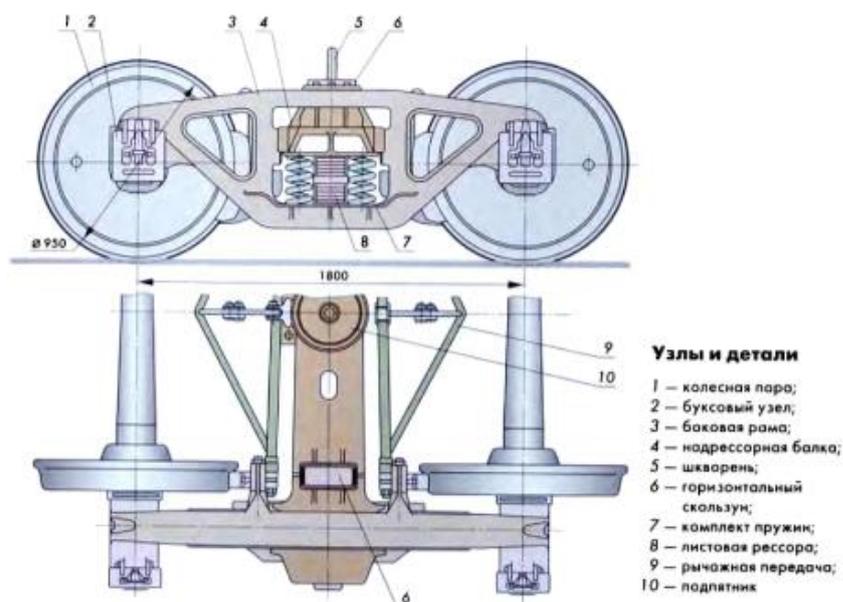


Рисунок 1.2 - Тележка модели типа МТ-44

Основное отличие заключается в отливке рам с корпусами букс в едином исполнении. В конструкции тележки упразднили нижнюю поперечную связь, перемещения боковин (забегание) в кривых ограничили радиально расположенными упорными буртами надрессорной балки и колесными парами. Демпфирование вертикальных колебаний производилось силами трения, которые возникали между листами рессоры установленной в комбинированный рессорный комплект. Осевая нагрузка составила 20 тс, а конструкционная скорость - 70 км/ч.

Значительным недостатком такой тележки в том момент стало то, что в корпусах букс, отлитых заодно с боковиной, трудно было установить роликовые подшипники.

Поэтому Уралвагонзавод в 1950 году спроектировал, и освоил выпуск тележки типа МТ-50 (рисунок 1.3), с характеристиками аналогичными для тележки М-44.

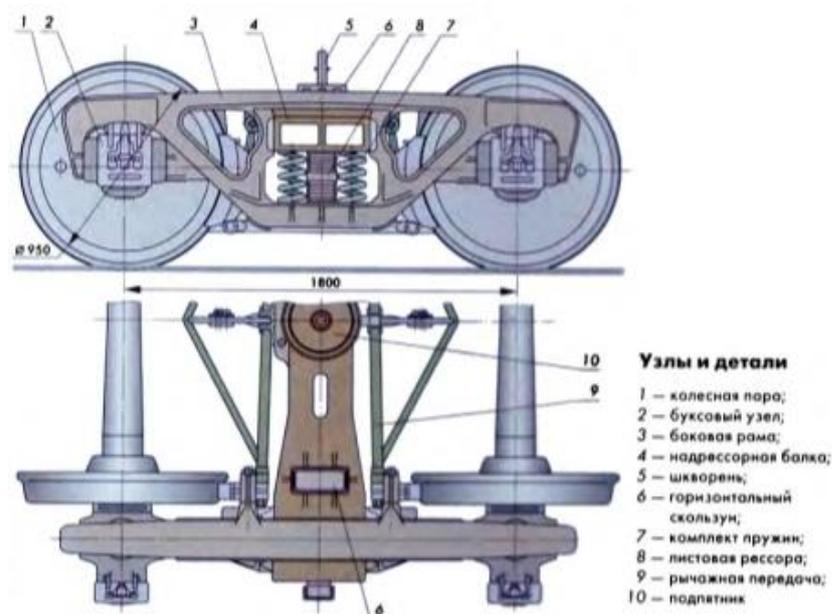


Рисунок 1.3 - Тележка модели типа МТ-50

Прорывной особенностью стало то, что корпуса буксы подшипников отливались отдельно от боковой рамы, а буксовый проем в боковой раме позволял использовать колесные пары с роликовыми подшипниками.

У тележек этого типа боковые рамы связаны между собой только осями колесных пар и надрессорной балкой, которые не обеспечивали необходимой жесткости соединения. Ввиду этого при вписывании тележки в кривые и при вилении на прямых участках пути боковые рамы могли смещаться друг относительно друга (как бы забегаая вперед) до тех пор, пока не поглощались зазоры между боковыми выступами (щеками) надрессорной балки и боковыми гранями направляющих боковых рам тележки.

Бессвязевые тележки избавились от недостатков, свойственных тележкам с поперечными связями (появление трещин в связях), но отсутствие поперечных связей создало благоприятные условия для перекоса колёсных пар (до 15-20 мм на сторону). Было научно установлено: боковое, горизонтальное воздействие на рельсы для бессвязевых тележек на 20 - 30% больше, чем от тележек с нижними

поперечными связями. Поэтому быстрее происходит износ поверхностей катания колёс с подрезом гребней, и чаще возникает нагрев буксового узла.

В связи с недостатками бессвязевых тележек, включая сложности при изготовлении и ремонте, а также невысокую надежность в эксплуатации, было принято решение по замене их более совершенным типом тележки (ЦНИИ-ХЗ), разработанной инженером А.Г. Ханиным в 1934 - 1939гг.

В 1956 году освоен серийный выпуск тележки типа ЦНИИ-ХЗ (рисунок 1.4), которая стала основной моделью, эксплуатируемой под грузовыми вагонами на постсоветском пространстве.

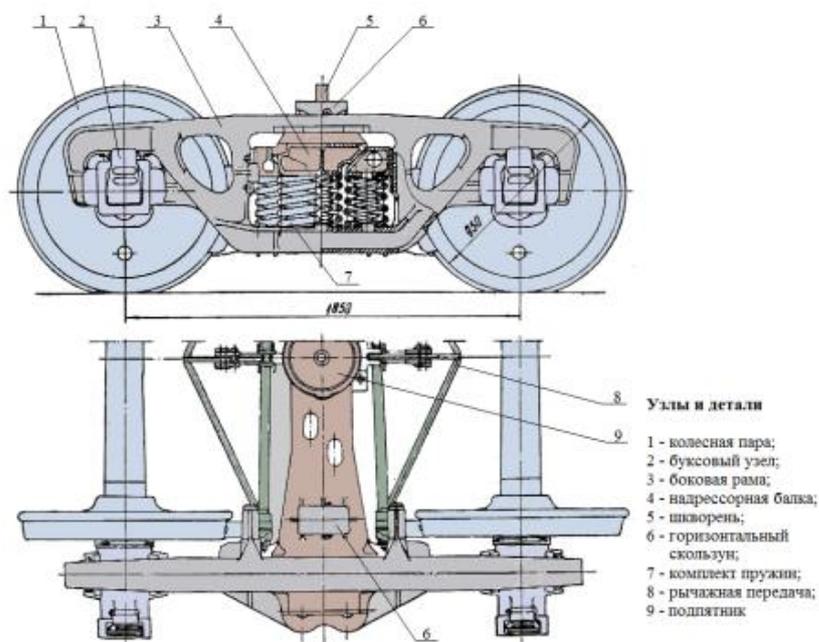


Рисунок 1.4 - Тележка модели типа ЦНИИ-ХЗ
(с подшипниками скольжения)

Принципиальное отличие от выпускаемых ранее типов тележек заключалось в применении клиновых гасителей колебаний и рессорного комплекта из 7,6 и 5 двухрядных пружин. Конструкционная скорость установлена 100 км/ч. До 1972 г. тележку только так и называли - ЦНИИ-ХЗ. Сейчас ее называют просто по номеру модели 18-100 (рисунок 1.5).

С тех пор тележка претерпела две этапа серьезных модификации:

1. Переход с подшипников скольжения на подшипники качения (завершен в 1995 году)

2. Оборудование фрикционных элементов износостойкими накладками по проекту М 1698 (с 1996 года).

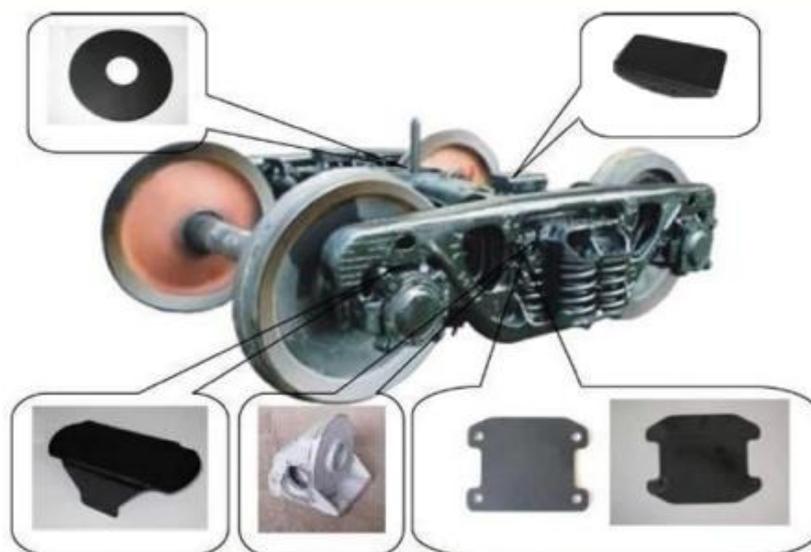


Рисунок 1.5 - Тележка модели типа 18-100 (ЦНИИ-ХЗ)
(с подшипниками качения и модернизацией по проекту М 1698)

Внедрение проекта модернизации тележки по проекту М 1698 позволило повысить межремонтный пробег тележки и уменьшить износы литых деталей.

Основными недостатками тележки 18-100 являются:

- Повышенное воздействие на путь. Большая неподдрессоренная масса (жесткое опирание на буксы колесных пар боковых рам), «забегание» боковых рам в кривых приводят к повышению сил взаимодействия пути и подвижного состава, а также жесткое подвешивание с недостаточным коэффициентом запаса прогиба.

- Низкая безопасность движения в некоторых режимах. В связи с появлением при больших скоростях эффекта виляния тележек вагонов и возникновением в следствии с этим резонансных колебаний при боковой качке кузова скорость движения грузовых поездов была ограничена.

- Подрез гребней колес. Горизонтальное воздействие на рельсы в кривых приводят к повышенному износу гребня колесной пары и обточке колесных пар. Средний пробег между обточками составляет около 100 тыс. км.

- Недостаточная надежность боковых рам и надрессорных балок, трещины в которых являются причиной большей части аварий.

При этом без внесения изменений в конструкцию тележки, осевая нагрузка менялась несколько раз: вначале она составила 21 тс, затем в 1976 г. была увеличена до 22 тс, в 1977 г. – выросла до 23 тс; в период с 1985 по 1990 г. она достигла 25 тс, но в 1990 году была уменьшена до современного уровня – 23,5 тс. Одновременно максимальная допустимая скорость движения менялась: изначально она составила 120 км/ч, но затем была снижена до 90 км/ч.

Практически одновременно с отечественными разработками А. Г. Ханина в США были разработаны тележки типа Barber [85] (рисунок 1.6) и тележки типа Motion Control, (рисунок 1.7) которые серийно выпускались со второй половины прошлого века, и выпускаются по настоящее время.



Тележка образца 1940г.
Barber S-2 Truck

Современный
тип
тележки
Barber S-2

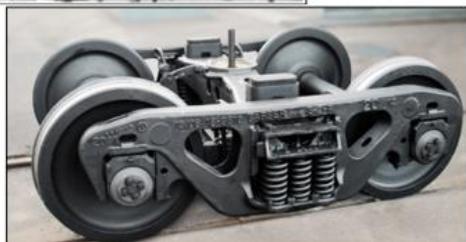
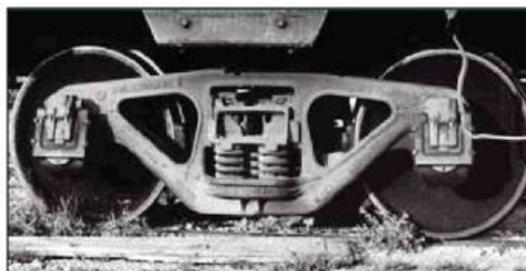


Рисунок 1.6 - Тележки типа Barber

Тележка образца
1940г.
ASF A-3 Ride
Control



Современный
тип
тележки Моушн
Контрол
модель 18-9836

Рисунок 1.7 - Тележки типа Motion Control

Основным отличием американских тележек является наличие широкого типоразмерного ряда пружин подвешивания для осевых нагрузок от 7 до 34 т/ось.

Современные боковые рамы, применяемые в американских тележках, имеют увеличенную высоту сечения в зоне буксового проема, что позволяет повысить эксплуатационную надежность тележек.

В настоящее время в России наиболее активно над созданием грузовых тележек нового поколения работают ОАО «НПК Уралвагонзавод», ОАО «ТВСЗ», ОАО «ВНИКТИ» (г. Коломна), «ККУ «Концерн «Тракторные заводы»; ОАО «МИИТ», ОАО «Алтайвагон» (г. Новоалтайск), ОАО «НВЦ «Вагоны» (г. Санкт-Петербург) и др. При этом основное внимание уделяется усовершенствованию отдельных элементов (замене литых несущих элементов штамповочными), при сохранении идеологии, заложенной в тележку ЦНИИ-ХЗ.

1.3 Анализ конструктивных решений по созданию опорных поверхностей букс двухосных тележек грузовых вагонов

Конструкция буксы сконструирована таким образом, чтобы воспринимать упорной поверхностью всю тяжесть гружёного кузова. От способности воспринимать это воздействие зависит работоспособность буксы, величины износа опорных поверхностей боковой рамы и самой буксы. Конструкция сопряжения упорной поверхности буксы с опорной поверхностью боковой рамы являлся объектом научных исследований.

Одной из первых была букса с подшипником скольжения с непосредственной нагрузкой корпуса буксы сверху. При этом загружался только потолок корпуса буксы. При нагрузке сверху, корпус буксы находится в неустойчивом равновесии и имеющие место горизонтальные, поперечные смещения точки приложения равнодействующей нагрузки от её нормального положения (вертикаль, проходящая через центр шейки) влекут за собой дополнительные износы, и отрицательно влияют на работоспособность всего буксового узла.

Для обеспечения рационального распределения нагрузки на подшипник в конструкции буксы был предусмотрен вкладыш 3 (рисунок 1.8).

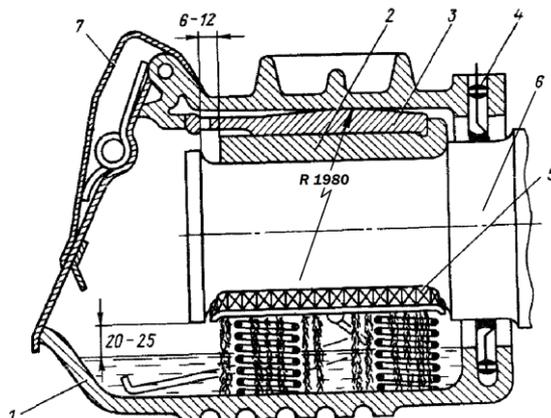


Рисунок 1.8 - Букса с подшипником скольжения

Так как боковые рамы тележек грузовых вагонов опираясь на буксы, не могли свободно перемещаться относительно последних, вкладыш имел поверхность цилиндрической формы («горбатый» вкладыш), это обеспечивало корпусу буксы самоустановку относительно шейки оси.

В пятидесятых годах прошлого столетия начался важнейший этап технической реструктуризации железнодорожного транспорта по оборудованию подвижного состава роликовыми подшипниками. Первая партия грузовых вагонов с роликовыми подшипниками, выпущенная в 1953 году для опытной эксплуатации, была оборудована буксой со сферическим вкладышем (рисунок 1.9), который должен был обеспечить необходимую свободу угловых перемещений буксы относительно боковой рамы. Но при пробеге 60 тыс. км были выявлены значительные износы у вкладыша, боковых рам и балок в местах сочленения. Проведенные дополнительные испытания корпусов букс показали, что при опоре вкладыша на потолок корпуса буксы нагрузка воспринималась тремя роликами, что неблагоприятно сказалось на долговечности сферических роликовых подшипников. Вкладыши изъяли, опора боковых рам тележек была осуществлена непосредственно на кольцевой прилив корпуса буксы.

В 1954 году в опытную эксплуатацию запустили вагоны, оборудовав колесные пары буксами с двумя цилиндрическим роликовыми подшипниками на

горячей посадке. Этот опыт оказался работоспособным и используется в грузовых тележках до настоящего времени.

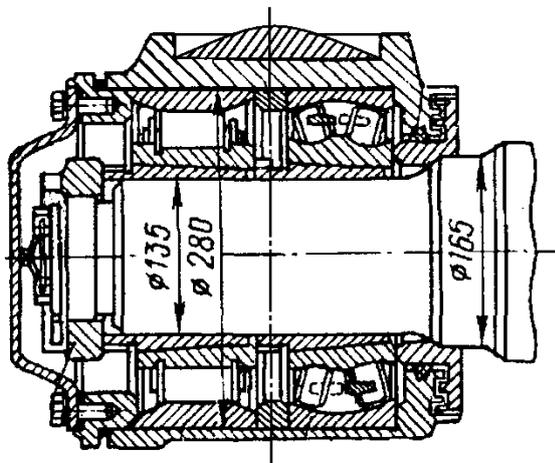


Рисунок 1.9 - Букса грузового вагона со сферическим вкладышем

С целью улучшения технических характеристик тележки ЦНИИ-ХЗ, отечественная наука предложила изготовить корпус буксы из алюминиевых сплавов. Это позволяло снизить массу необрессоренных элементов повысить долговечность работы буксового узла и понизить уровень динамического воздействия вагона на путь. Алюминиевый сплав, имеющий модуль упругости в три раза меньший, чем у стали, обладает хорошими амортизирующими свойствами, что обеспечило гашение высокочастотных динамических воздействий. В результате использование алюминиевого сплава позволило на 10 % снизить амплитуды вертикальных и горизонтальных сил, действующих на путь и вагон при движении [76, 77].

Новые экономические реалии, вызванные повышенным спросом на алюминий и значительный рост его себестоимости, заставили конструкторов изменить отношение к изготовлению корпуса букс из алюминия и искать другие пути. Одним из направлений стал американский опыт в применении в грузовых тележках колесных пар оборудованных кассетными подшипниками с использованием адаптера.

Адаптер перераспределяет нагрузку от тележки на кассетный подшипник, исполняет роль опорной части обычной буксы (рисунок 1.10), имеет литые

приливы, что ограничивает колесной паре продольные, поперечные и угловые смещения относительно рамы тележки.

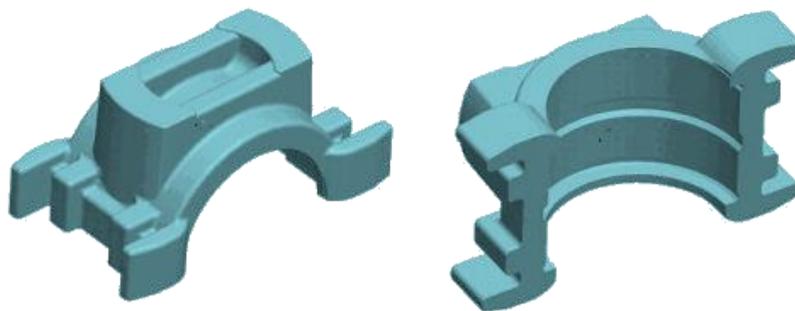


Рисунок 1.10 - Адаптер

Существует ряд групп адаптеров используемых в инновационных тележках с нагрузкой 25 тонн на ось.

К первой группе отнесены адаптеры с упругими прокладками, широко используемые в тележках 18-194-01, SF Motion Control. Упругие прокладки используются в конструкции для демпфирования поперечных и продольных усилий, возникающих в горизонтальной плоскости буксового узла (рисунок 1.11).



Рисунок 1.11 - Буксовый узел с адаптером типа Adapter Plus

Опыт использования полимерной прокладкой адаптера в тележке 18-194-01 показывает, что полимера, обеспечивающего безотказную работу в течение всего межремонтного периода в России пока нет. Выявлены проблемы с обеспечением тормозного нажатия, а попытки модернизации конструкции узла крепления

тормозного башмака, приводят к трудностям при устранении неисправностей в эксплуатации на ПТО.

Ко второй группе можно отнести адаптеры с демпфирующими элементами, которые устанавливаются под углом к вертикали, вдоль и поперек буксового узла «рычаг Шеффеля». Таким образом, адаптер воспринимает нагрузку вдоль трех осей: вертикальной, продольной, поперечной. Жесткость такой конструкции существенно ниже, чем у конструкции с применением упругих прокладок. Обобщенный представитель этой группы адаптеров показан на рисунке 1.12.

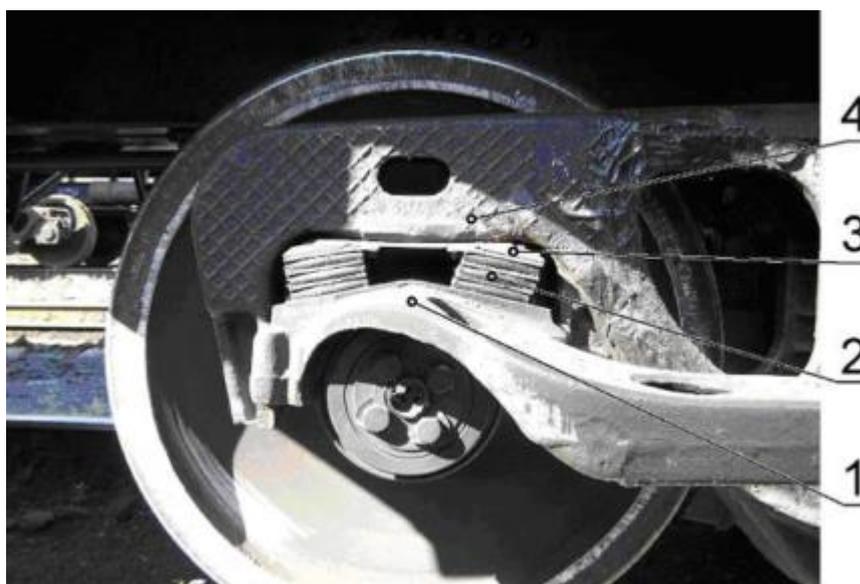


Рисунок 1.12 - Буксовый узел с адаптером, интегрированным в "рычаг Шеффеля"

Адаптер (1) имеет двухскатную форму верхней части, образуя опору для двух упругих элементов (2), на которые опирается буксовый проем боковой рамы (4) через стальной вкладыш (3). Результаты проведенного моделирования движения грузовых вагонов на тележках, оборудованных «рычагом Шеффеля», показывают, что конструкторскую скорость можно поднять выше 140 км/ч. При эксплуатационных скоростях более 30 км/час установка колесных пар в кривых будет близка к оптимальному положению, однако при небольших скоростях, силы «гребень-рельс» в кривых будут значительны.

К третьей группе относим адаптеры, используемые в тележках с двойным рессорным подвешиванием. Эти адаптеры обеспечивают работу буксового узла

первичного подвешивания тележек совместно с резинометаллическими пружинами шевронного типа. Боковая и угловая жесткости многослойных демпферных блоков определена при условии обеспечения самоустановки колесных пар в кривых участках пути, что уменьшает износ колес и рельсов, снижает сопротивление вагона движению и вероятность схода с рельс. Обобщенный тип адаптеров третьей группы показан на рисунке 1.3.6.

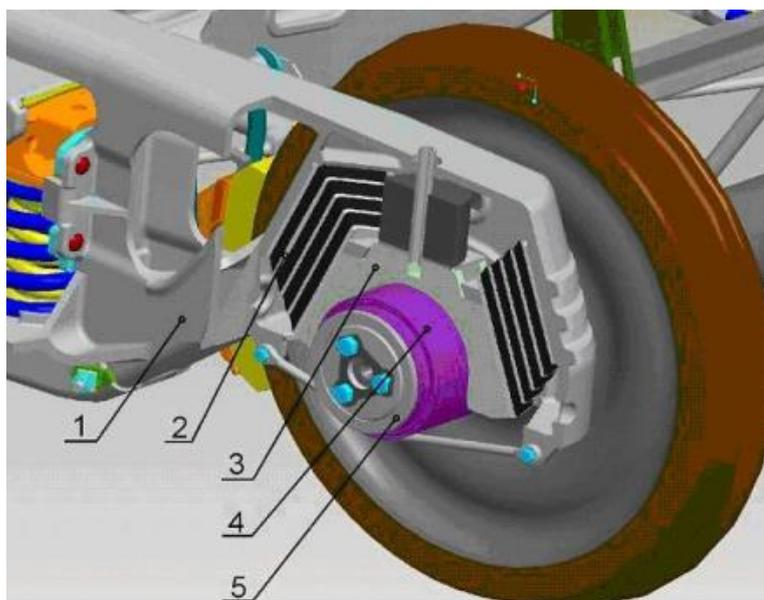


Рисунок 1.13 - Буксовый узел третьей группы

Буксовый проем боковой рамы 1 опирается на резинометаллические элементы 2, которые передают нагрузку вагона через адаптер 3 на подшипник 4 колесной пары 5. Однако при всех положительных моментах, стоимость этого проекта значительна и в настоящий момент, не востребована для внедрения в массовой тележке модели 18-100.

Анализ конструктивных особенностей буксовых узлов показал, что использование типового корпуса буксы, несмотря на ряд его недостатков из-за высокой его массы, является более предпочтительным только с точки зрения защиты кассетного подшипника от попадания влаги и пыли.

Имеется опыт эксплуатации вагонных кассетных подшипников только в двух конструктивных вариантах размещения - это размещение кассетных подшипников в типовом корпусе буксы и размещение кассетных подшипников

без корпуса буксы, но с буксовым адаптером, который охватывает буксовый кассетный подшипник на половину.

1.4 Анализ конструктивных вариантов создания подшипников буксовых узлов

Подшипник буксового узла воспринимает силы тяжести гружёного кузова, динамические нагрузки и является важнейшим элементом ходовой части вагона. Во многом от его надёжности зависит безопасность движения поезда. Располагаясь на шейке оси колесной пары, подшипник преобразуют вращательное движение колёсной пары в поступательное, что обеспечивает движение вагона с установленными конструктивными скоростями по кривым и прямолинейным участкам пути и стрелочным переводам.

В практике вагоностроения широкое распространение получило большое число конструкций букс, которые можно объединить по типу подшипников в отдельные группы на буксы с подшипниками скольжения и подшипниками качения. Одной из первых в вагоностроении была использована букса с подшипником скольжения и чугунным корпусом. В дальнейшем чугунные корпуса букс были заменены стальными, обладающими повышенной прочностью и меньшей массой. Крышка, закрывающая переднюю часть буксы, прикреплённая к корпусу болтами или шарнирно, обеспечивала доступ для осмотра, замены и ремонта смазывающего устройства и подшипника скольжения. Одна из конструкций, польстерная букса грузового тележечного вагона с подшипником скольжения, показана на рисунке 1.14.

Первые подшипники 2 изготавливались из меди. Но впоследствии стали использовать трёхслойные подшипники с чугунными, а впоследствии со стальными корпусами. С 1978г. вагоностроители применили двухслойные подшипники без латунной армировки лучше отводящие тепло, выделяющееся при движении вагона.

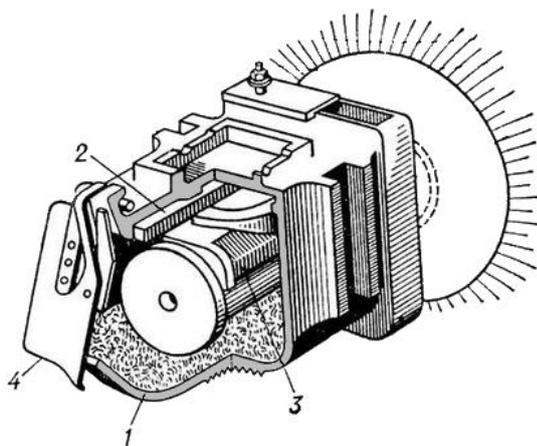


Рисунок 1.14 - Букса с подшипником скольжения

Однако достижения промышленности и современные требования к вагону указывали на критические недостатки подшипника скольжения в эксплуатации и принятия необходимых мер. Массовые задержки поездов из-за перегрева букс, повышение затрат на техническое обслуживание и ремонт вагонов, рост нарушений в безопасности движения поездов стали причинами массового перевода пассажирских и грузовых вагонов на буксы с подшипниками качения.

С 1960 г. все пассажирские вагоны, а с 1983 г.- и весь грузовой подвижной состав стали выпускать только на роликовых подшипниках.

Оборудование букс колесных пар подшипниками качения позволило:

- снизились отказы (примерно в 10 раз) случаев перегрева букс;
- увеличить скорость движения, и ускорить оборот вагону;
- уменьшить на 20% сопротивление движению при скоростях 60...70 км/ч, а при трогании состава с места в 7—10 раз;
- сократить расход топлива и электроэнергии локомотивами на 10%;
- примерно в 5 раз уменьшить расход смазки, и исключить расход подбивочных материалов и баббита;
- снизить потребность штата станционных смазчиков;
- исключить сезонную перезаправку букс и др.

Важным преимуществом перевода вагонов на роликовые подшипники является улучшение экологии и социальных условий работников вагонного хозяйства.

В настоящее время в России 100% грузового вагонного парка и все пассажирские вагоны оборудованы буксами с подшипниками качения.

Цилиндрический подшипник типа 36-42726E2M, 36-232726E2M, 30-23726E2M и 30-42726E2M на горячей прессовой посадке по ТУ ВНИПП 072-01, (рисунок 1.15) является основным, и массово применяется в конструкции типового буксового узла в грузовых вагонах на сети железных дорог. Этот буксовый узел широко используется с 60-х годов прошлого века, и стал прогрессивным шагом в вагоностроении того времени по сравнению с применявшимися в тот период подшипниками скольжения и подшипниками на втулочной посадке из-за простоты изготовления, монтажа, обслуживания в эксплуатации и ремонта.



Рисунок 1.15 - Типовой буксовый узел с цилиндрическими подшипниками

Вслед за развитием железнодорожного транспорта и ростом объемов перевозок нагрузка на вагонный парк. Для увеличения эффективности работы грузового вагона, производители вагонов стали увеличивать нагрузку на ось. Это привело к росту отказов буксового узла.

Проводимый силами Проектно-конструкторского бюро вагонного хозяйства ОАО «РЖД» анализ отказов буксового узла указывает, что наибольшая частота отказов происходит из-за ослабления (разрушения) торцевого крепления на долю

отказов по этой причине в разные годы приходится до 50% отказов от всех выявленных неисправностей по буксовому узлу (рисунок 1.16).

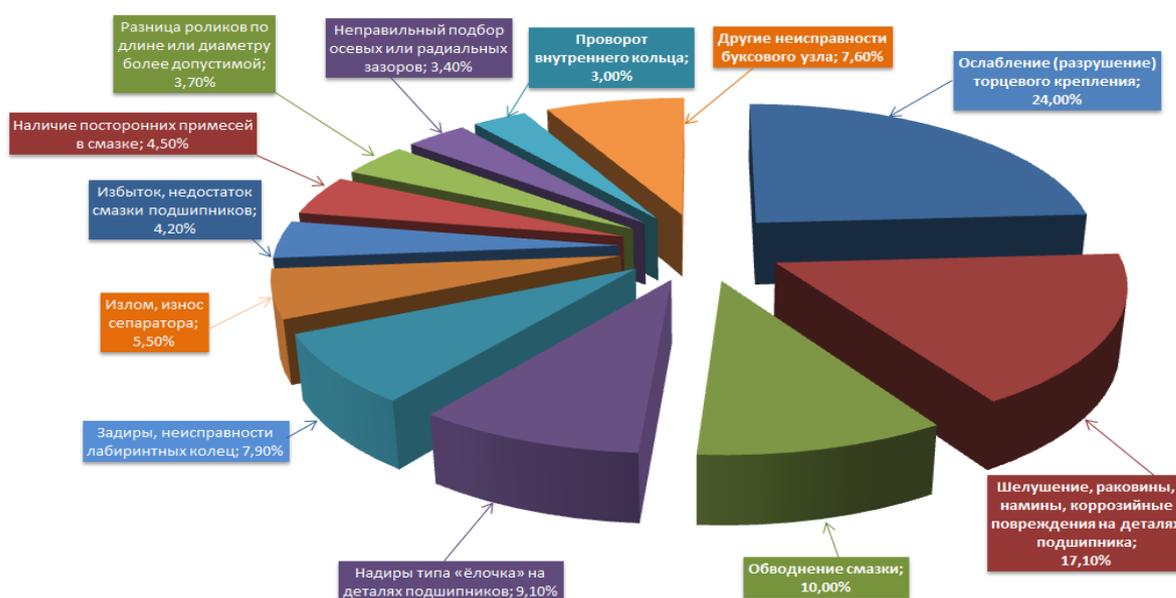


Рисунок 1.16 - Отказы буксового узла

Причиной повышенной повреждаемости такого торцевого крепления является конструктивный дефект буксового узла с цилиндрическими подшипниками. В эксплуатации, осевая сила действует на элементы торцевого крепления, ослабляя и разрушая это крепление, что приводит к существенным износам и задирам бортов колец, трещинам, излом внутренних или наружных колец подшипника, трещина упорного кольца, наличию посторонних примесей в смазке и неравномерному износу роликов по длине.

В массово используемом буксовом узле осевая нагрузка передается через торец ролика на упорное кольцо в режиме трения и скольжения, что несвойственно для подшипника качения (рисунок 1.17). В момент вращения колесной пары, ролики подшипника, передающие осевую силу F_A (до 12...14т), скользят по упорному кольцу.

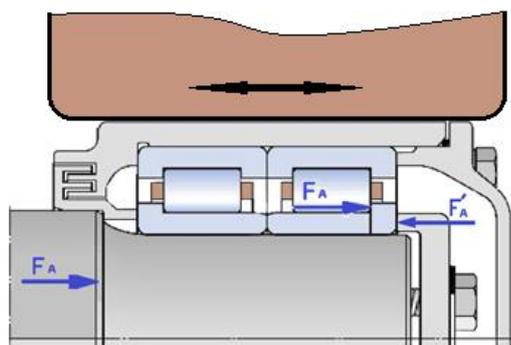


Рисунок 1.17 - Внутренние силы в цилиндрическом подшипнике, вызванные осевой нагрузкой

Это скольжение приводит к образованию двух основных неисправностей:

- ослаблению и разрушению торцевого крепления;
- износам и задирам торцов роликов и рабочей поверхности упорного кольца.

Внедрение шайбового тарельчатого крепления не решает задачу по передаче осевой силы F_A от торца ролика в режиме трения скольжения на упорное кольцо. Внедрение шайбового крепления достаточно быстро выявило случаи срыва витков резьбы болтов, крепящих шайбу тарельчатую к торцу шейки оси, и образование трещин у основания головки болта. Поэтому серьезных подвижек в решении проблемы ослабления торцевого крепления не было достигнуто.

Используя многолетний опыт эксплуатации цилиндрических подшипников на отечественных дорогах и имеющиеся наработки по улучшению их конструкции, в марте 2009 г. Индустриальная группа УПЭК (ХАРП) сертифицировал, и приступил к серийному выпуску нового безремонтного сдвоенного роликового подшипника закрытого типа — CRU Duplex (рисунок 1.18).

Конструктора учитывали опыт эксплуатации и недостатки конструкции типового буксового узла с цилиндрическими подшипниками, поэтому в конструкции сдвоенного подшипника отсутствует упорное отъемное кольцо, а максимальная осевая нагрузка на торцевое крепление снижена в 4 раза по сравнению с традиционным подшипником.

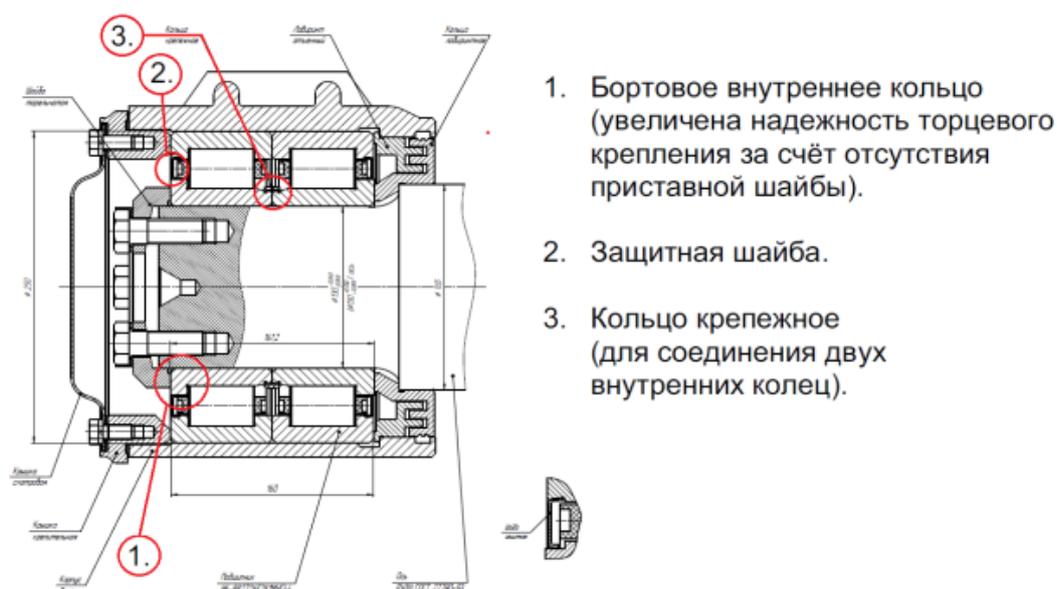


Рисунок 1.18 - Подшипник CRU Duplex

В основном конструкция кассетной буксы с цилиндрическими роликами аналогична типовой конструкции буксового узла со сходными проблемами в обеспечении безопасности движения грузовых поездов.

В середине прошлого века на железных дорогах США наибольшее распространение получили буксы с коническими роликовыми подшипниками фирмы Тимкен. Ряд фирм, таких как СКФ, Хайят и др., на оборудование букс грузовых вагонов поставляли малогабаритные, цилиндрические роликовые подшипники.

Так как буксовый проем имел малый габарит, такая конструкция, в отличие от железных дорог Северной Америки, не вызвала интерес у вагоностроителей Страны и не получила дальнейшего развития.

Но сегодня, на основании имеющегося опыта эксплуатации двух основных типов буксового узла и опыта в создании и эксплуатации буксовых узлов за рубежом, в частности фирм «БРЕНКО», «SKF» и «ТИМКЕН», ОАО «ВНИИЖТ» совместно с ВНИПП и ЕПК разработал отечественный буксовый узел с кассетным подшипником типа TBU 130x250 и TBU 150x250 (рисунок 1.19),

предназначенный для эксплуатации в климатических условиях (от -60 до +50° С) железных дорог России.



Рисунок 1.19 - Кассетный подшипник TBU в разрезе

Сегодня машиностроительная промышленность предлагает вагоностроителям новые подшипники «кассетного» типа - TBU.

В настоящее время, на Российских железных дорогах имеется реальный опыт эксплуатации вагонов с кассетными буксовыми узлами с коническими роликами в двух конструктивных вариантах размещения:

- 1) в типовом корпусе буксы;
- 2) без корпуса буксы с адаптером-нагружателем.

Преимущество буксового узла оборудованного кассетным подшипником с коническими роликами, является восприятие осевых сил, которые схематично изображены на рисунке 1.20.

Как следует из вектора распределения нагрузок, осевая сила F_A , действующая на конические поверхности колец и ролики перераспределяется в нормальную составляющую силы, действующих на ролик. Эта сила воспринимается рабочими поверхностями дорожек качения колец и роликов подшипников в нормальном режиме трения качения. Причем сила, примерно 14% от рабочей осевой нагрузки, может перемещать блоки внутренних колец с роликами в осевом направлении до исчезновения радиального зазора.

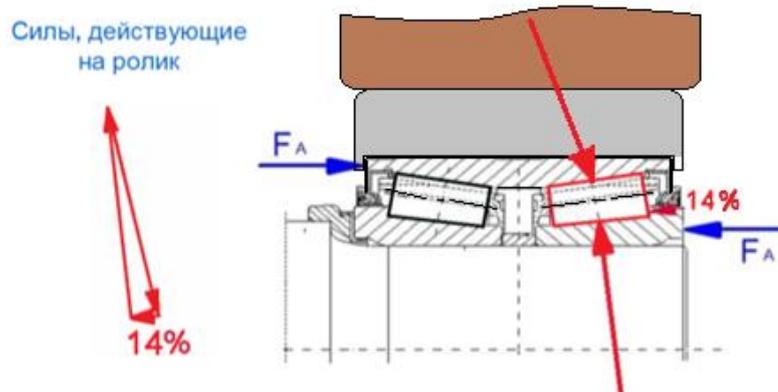


Рисунок 1.20 - Внутренние силы в кассетном подшипнике, вызванные осевой нагрузкой

В тоже время при осмотре подшипников таких буксовых узлов после проведенных, силами ОАО «ВНИИЖТ» и ОАО «ВНИПП», опытных поездок, выявлены износы и задиры рабочих торцов роликов и поверхностей бортов, что указывает на недостаточно обоснованный выбор соотношения осевых и радиальных зазоров и величины конусности дорожек качения колец.

Главным недостатком варианта с применяемым ранее адаптером является неравномерное (асимметричное) распределение эквивалентных динамических сил на внутреннюю и наружную части подшипника при движении вагона в кривых и S-образных участках пути по неровностям в плане и профиле. Для обеспечения равномерного распределения нагрузок от боковой рамы через адаптер на переднюю и заднюю часть подшипникового узла необходимо провести модернизацию адаптера путем изменения геометрии контактного взаимодействия на его опорные и упорные поверхности.

Вариант с адаптером имеет главное преимущество в снижении необрессоренной массы буксового узла, примерно на 16 кг. Это положительно отражается на снижении напряженно-деформированного состояния контактных поверхностей подшипников и колесных пар, работающих.

Для равномерного распределения нагрузок от боковой рамы через адаптер на переднюю и заднюю часть подшипникового узла необходимо изменить

конструкцию адаптера-нагрузжателя путем изменения геометрии контактного взаимодействия на его опорные и упорные поверхности.

Кроме этого, требуется дополнительно проанализировать распределение нагрузок на корпус буксы и адаптер с целью повышения динамических качеств и износоустойчивости деталей тележки для увеличения межремонтного пробега за счет недорогого изменения конструкции упорной площадки адаптера в ходовой части грузовой тележки.

Для этого в данной работе разработано специальное математическое и программное обеспечение.

1.5 Анализ программных комплексов для моделирования взаимодействия подвижного состава и его с железнодорожным путем

При современном развитии науки, необходимо на стадии проектирования проанализировать значительное количество вариантов возможных конструктивов и желательно без изготовления опытных образцов. Современное же развитие средств информационно-вычислительной техники дает возможность спроектировать большее количество компьютерных моделей-аналогов и по проведенному алгоритму выбрать оптимальные значения для параметров адаптера, что позволяет значительно сократить сроки внедрения новой техники.

Для этого все основные компоненты динамической модели, а именно описание элементов, контакта колеса и рельса, неровностей рельсового пути должны быть отработаны, а также подобран метод численного интегрирования систем дифференциальных уравнений с последующей обработкой полученных результатов

Основные программные комплексы (ПК) используемые для анализа динамики подвижного состава – это «ДИОНИС» (МИИТ) и «Универсальный механизм» (БГТУ) [82, 124, 125], а также «Vampire» (Великобритания), «Medyna» и «Simpack» (Германия), «Adams/Reil» (Нидерланды), «Nucars» (США) и «Gensys» (Швеция).

Для разработки математической модели отображающей все основные свойства ходовых частей нефтебензиновой цистерны и для использования программного комплекса 3D-моделирования "Dassault Systems Solidworks" подготовлена графическая 3D-модель тележки модели 18-100 с конструктивными особенностями деталей и узлов. Математическая модель включает геометрические, инерционные, жесткостные и фрикционные характеристики.

Исходя из вышеизложенного, была сформулирована постановка задачи и подготовлена уточненная 3D-модель модернизированной тележки (рисунок 1.21) для использования в ПК «УМ». Разработана уточненная компьютерная модель вагона на модернизированных тележках со всеми конструктивными особенностями её деталей и узлов ходовых частей.

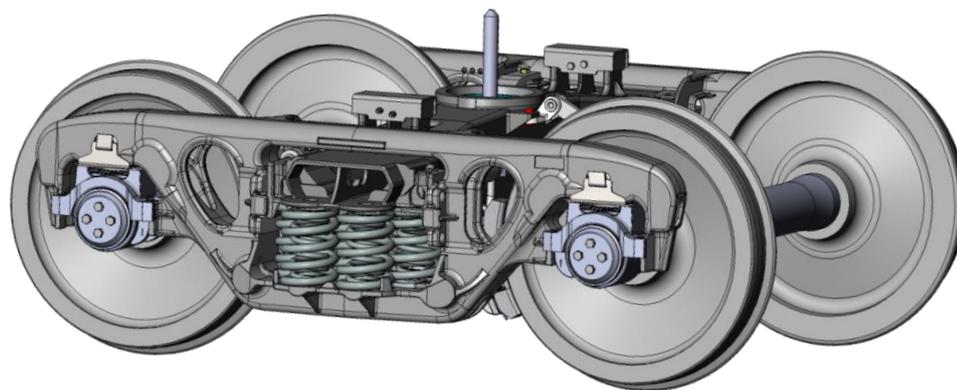


Рисунок 1.21 - Графическая 3D-модель модернизированной тележки с буксовыми адаптерами.

Разработанная компьютерная модель позволяет:

- исследовать показатели ходовых динамических качеств (коэффициенты динамики рессорных комплектов, вертикальные и поперечные ускорения отдельных точек кузова и т.д.);

- исследовать показатели безопасности (коэффициенты запаса устойчивости колес против схода с рельсов, рамные и боковые силы, отношение рамной силы к статической осевой нагрузке и т.д.);

- варьировать основными геометрическими, жесткостными, фрикционными и инерционными параметрами вагона и рессорного подвешивания на базе полной параметризации модели;

- исследовать движение вагона на разных скоростях при различных износах ходовых частей, профилей колес и рельсов, жесткостных и инерционных характеристиках рельсового пути с неровностями при различных значениях коэффициента трения в контакте колеса и рельса;

- моделировать движение вагонов с различными конструктивными модификациями тележек.

Постановка цели и задач исследования

Анализ конструкций, применяемых моделей грузовых тележек, буксовых узлов и подшипников, указывает, что все они в той или иной мере имеют недостатки, влияющие на обеспечение безопасности движения. В ряде случаев эти недостатки усиливаются недостаточными динамическими и прочностными характеристиками тележек, а также недостаточной устойчивостью к износам во фрикционных поверхностях тележки.

В работе учитывается тот факт, что в настоящее время эксплуатационный парк подвижного состава пополняется грузовыми вагонами, оборудованными тележками аналогичными модели 18-100, эксплуатация этих вагонов продлится до середины XXI века. А это значит, что вопрос о необходимости совершенствования конструкции тележки, на основании опыта и современного метода проектирования остается актуальным.

В соответствии с поставленной целью в диссертации решаются следующие научные задачи:

- В ПК «ДИОНиС» и УМ разработать уточненную компьютерную модель грузового вагона, оборудованного существующими и модернизированными моделями тележек, с колесными парами, оборудованными адаптерами с измененной схемой передачи нагрузки на кассетные подшипники, с описанием движения по прямым и криволинейными участкам пути, имеющими допустимые

отклонения в содержании в плане и профиле пути. Уточненную, графическую 3D-модель разработать в пакете трехмерного моделирования.

- Провести уточнение методики расчета долговечности подшипников применительно к кассетным буксовым узлам.

- Сделать анализ долговечности подшипников кассетного типа произведен для симметричной и асимметричной схемы передачи нагрузок установки колесных пар в грузовую тележку.

- Сделать анализ напряженного состояния адаптера кассетного буксового узла по методу конечных элементов в форме метода перемещений.

- Провести уточнение методики определения вероятного межремонтного пробега при использовании модернизированных буксовых узлов грузовой тележки с оценкой технико-экономической эффективности от применения адаптера с измененной схемой передачи нагрузки (далее по тексту Адаптер-У).

В математической модели грузового вагона, оборудованного существующими моделями тележек, с колесными парами, оборудованными кассетными подшипниками не учитывается влияние перепадов температур возможных в эксплуатации.

2 Математическая модель грузового вагона, оборудованного существующими моделями тележек с колесными парами, оборудованными кассетными подшипниками

2.1 Формирование расчетной схемы грузового вагона и трехэлементной тележки и выбор системы координат компьютерной модели

Грузовой вагон состоит из 19 твердых тел (4 колесные пары с буксами, 4 боковых рамы, 8 фрикционных клиньев, 2 наддрессорные балки, и 1 кузов) и соответствующие им 114 степеней свободы. На рисунке 2.1 представлена расчетная схема такого грузового вагона.

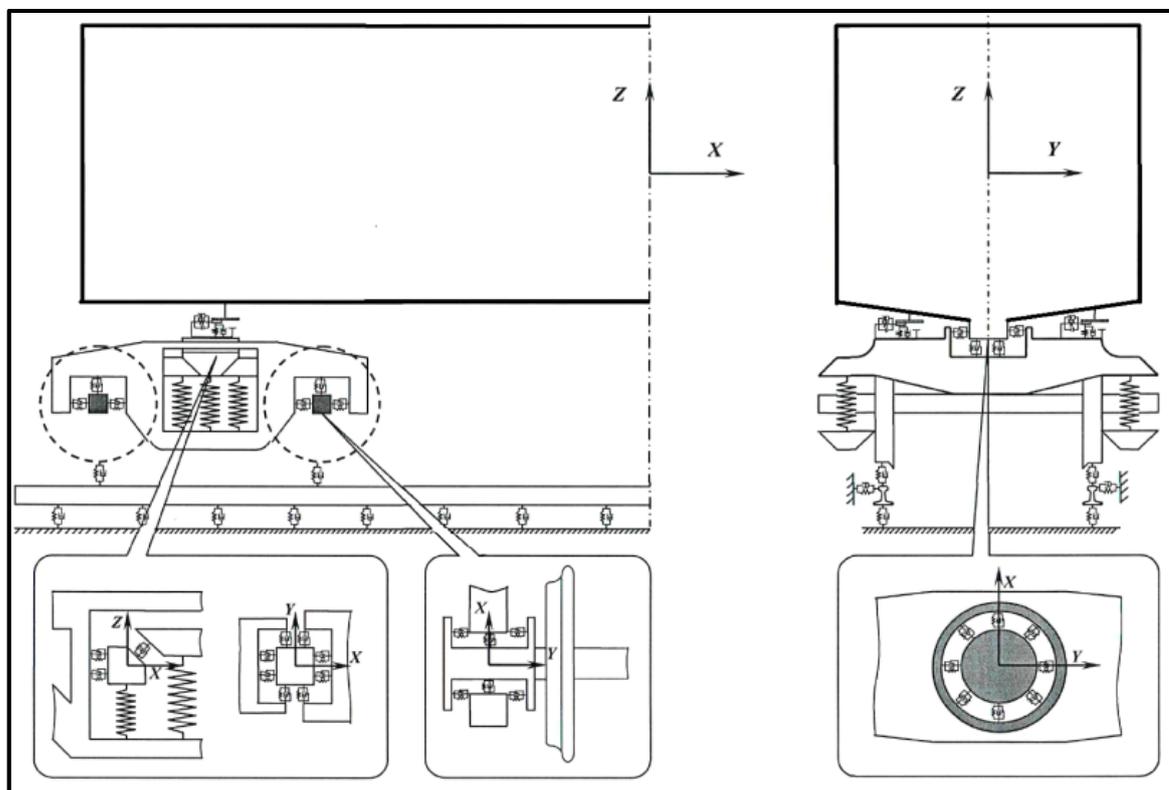


Рисунок 2.1 - Расчетная силовая схема вагона и железнодорожного пути

В математической модели в ПК «УМ» для каждого твердого тела заданы массы m_i и моменты инерции J_i относительно собственной системы координат тела (СК_{*i*}) $\{C_i, x_i, y_i, z_i\}$, начало которой совпадает с центром массы (рисунок 2.2). В расчетную схему для каждого тела введены две общие системы координат:

базовая неподвижная (СК₀) {C₀, X₀, Y₀, Z₀} и базовая подвижная (путевая) (СК₀) {0, ξ, η, ζ}.

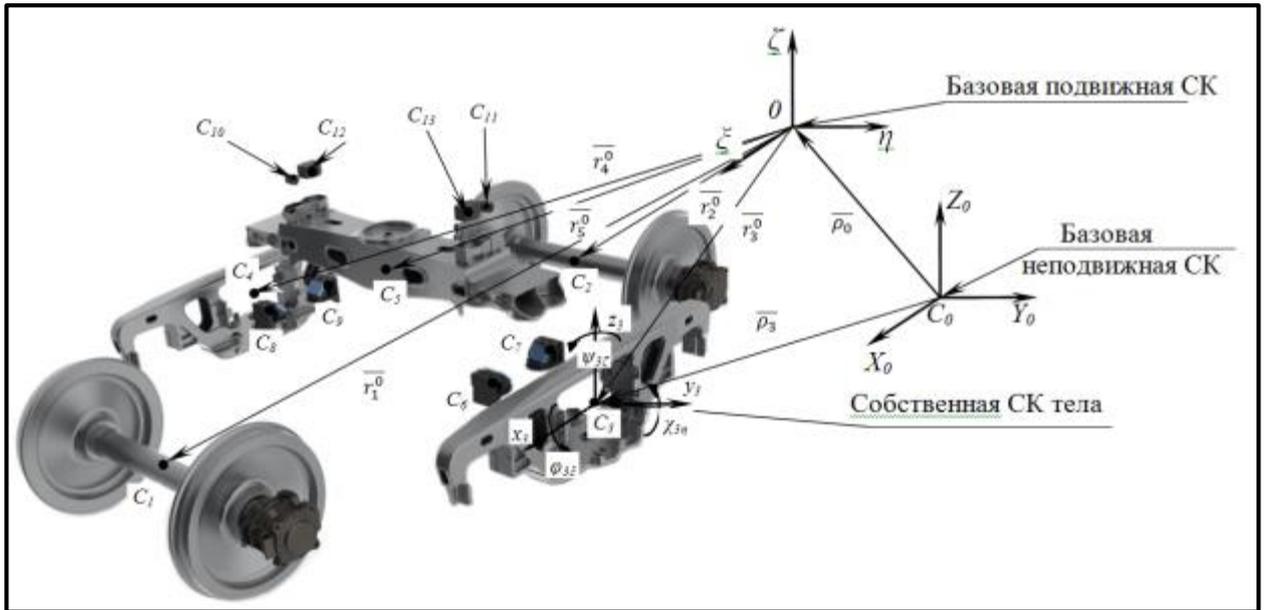


Рисунок 2.2 - Задание систем координат в модели тележки

Движение вагона представляется как сложное движение. Подвижная базовая (путевой) система координат движется поступательно вдоль оси рельсового пути со скоростью движения экипажа, начало СК₀ связано с центром тяжести тел. Неподвижная система СК₀ определяет положение рельсового пути в пространстве.

Положение i -го тела в СК₀, определено положением вектора $r_i^{(0)}$ (нижний индекс обозначает номер тела, для которых вычисляется величина, а верхний индекс показывает в какой системе координат производится вычисление) соединяющего начала СК₀ и СК _{i} , а также углами между осями СК₀ и СК _{i} . Эти величины могут быть представлены в виде тензора проекций вектора $r_i^{(0)}$ на оси СК₀ ($R_i^{(0)}$) и матрицы поворота (направляющих косинусов) ($A_i^{(0)}$).

Для определения положения тела в системе координат СК₀ достаточно шести уточненных координат, которые объединены вектором положения размерности 6×1 . Такой вектор для i -го тела в ПК «УМ» будет иметь вид:

$$q_i = \left[r_{i\xi}^{(0)}, r_{i\eta}^{(0)}, r_{i\zeta}^{(0)}, \varphi_{i\xi}^{(0)}, \chi_{i\eta}^{(0)}, \psi_{i\zeta}^{(0)} \right], \quad (2.1)$$

где $r_{i\xi}^{(0)}, r_{i\eta}^{(0)}, r_{i\zeta}^{(0)}$ - проекции вектора, описывающего положение начала СК_i в СК₀ на координатные оси СК₀;

$\varphi_{i\xi}^{(0)}, \chi_{i\eta}^{(0)}, \psi_{i\zeta}^{(0)}$ - углы между координатными осями СК₃ и СК₀ ($x\hat{i}\xi, y\hat{i}\eta, z\hat{i}\zeta$ соответственно).

Линейные, угловые скорости и ускорения для любого тела выражены через уточненные координаты модели:

$$v_i^{(0)} = U_i^{(0)} \cdot \dot{q}_i; \quad a_i^{(0)} = U_i^{(0)} \cdot \ddot{q}_i; \quad (2.2)$$

$$\omega_i^{(0)} = B_i^{(0)} \cdot \dot{q}_i; \quad \varepsilon_i^{(0)} = B_i^{(0)} \cdot \ddot{q}_i, \quad (2.3)$$

где $v_i^{(0)}$ и $a_i^{(0)}$ - линейные скорости ускорения i -го тела относительно СК₀;

$\omega_i^{(0)}, \varepsilon_i^{(0)}$ - угловые скорости ускорения i -го тела относительно СК₀;

$U_i^{(0)}$ - матрица Якоби $\left[\frac{\partial R_i^{(0)}}{\partial q_i} \right]$;

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

В комплексе «УМ», кинематическая характеристика системы тел описана программной математической процедурой, и реализована в виде шарнира, соединяющего рассматриваемое тело с базовой системой координат.

Пространственная ориентация каждого тела, входящего в модель грузового вагона задана собственной системой координат параллельная осям СК₀. В процессе описания шарниров задан вектор $r_i^{(0)}$ для каждого тела в начальном положении (при $t = 0$).

Таким образом, в системе рельсового экипажа задано положение тел вагона. При необходимости для любого тела может быть уменьшено количество степеней свободы путем запрета изменения поступательной или вращательной координаты. На данном этапе при помощи задания инерционных и геометрических величин произведена параметризация математической модели через различные идентификаторы.

На основании теоремы о движении центра масс и динамических уравнения Эйлера, при совпадении СК_i с главными осями инерции тел, в ПК «УМ» получены

дифференциальные уравнения, описывающие движение i -го тела математической модели, которые имеют вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_i \cdot a_{ix}^{(0)} = \sum F_{ix}^{(0)} + \sum R_{ix}^{(0)}; \\ m_i \cdot a_{iy}^{(0)} = \sum F_{iy}^{(0)} + \sum R_{iy}^{(0)}; \\ m_i \cdot a_{iz}^{(0)} = \sum F_{iz}^{(0)} + \sum R_{iz}^{(0)}; \\ J_{ix}^{(i)} \cdot \frac{d\omega_{ix}^{(i)}}{dt} + \omega_{iy}^{(i)} \omega_{iz}^{(i)} \cdot (J_{iz}^{(i)} - J_{iy}^{(i)}) = \sum M_{ix}^{(i)} + \sum L_{ix}^{(i)}; \\ J_{iy}^{(i)} \cdot \frac{d\omega_{iy}^{(i)}}{dt} + \omega_{iz}^{(i)} \omega_{ix}^{(i)} \cdot (J_{ix}^{(i)} - J_{iz}^{(i)}) = \sum M_{iy}^{(i)} + \sum L_{iy}^{(i)}; \\ J_{iz}^{(i)} \cdot \frac{d\omega_{iz}^{(i)}}{dt} + \omega_{ix}^{(i)} \omega_{iy}^{(i)} \cdot (J_{iy}^{(i)} - J_{ix}^{(i)}) = \sum M_{iz}^{(i)} + \sum L_{iz}^{(i)}, \end{array} \right. \quad (2.4)$$

где m_i - масса i -го тела, Н;

$a_{ix}^{(0)}, a_{iy}^{(0)}, a_{iz}^{(0)}$ - проекции вектора ускорения i -го тела на координатные оси СК₀, м/с²;

$\sum F_{ix}^{(0)}, \sum F_{iy}^{(0)}, \sum F_{iz}^{(0)}$ - сумма проекций всех активных сил, приложенных к i -му телу, на координатные оси СК₀, Н;

$\sum R_{ix}^{(0)}, \sum R_{iy}^{(0)}, \sum R_{iz}^{(0)}$ - сумма проекций всех реактивных сил, приложенных к i -му телу, на координатные оси СК₀, Н;

$J_{ix}^{(i)}, J_{iy}^{(i)}, J_{iz}^{(i)}$ - моменты инерции i -го тела относительно осей СК _{i} , Н·м²;

$\omega_{ix}^{(i)}, \omega_{iy}^{(i)}, \omega_{iz}^{(i)}$ - проекции вектора угловой скорости i -го тела на координатные оси СК _{i} , рад/с;

$\sum M_{ix}^{(i)}, \sum M_{iy}^{(i)}, \sum M_{iz}^{(i)}$ - сумма моментов всех активных сил, приложенных к i -му телу, относительно осей СК _{i} , Н/м;

$\sum L_{ix}^{(i)}, \sum L_{iy}^{(i)}, \sum L_{iz}^{(i)}$ - сумма моментов всех реактивных сил, приложенных к i -му телу, относительно осей СК _{i} , Н/м.

Уравнения (2.4) записаны в различных системах координат:

первые три - в базовой (подвижной) системе;

три последних - в собственной системе (связанной с телом).

На основании систем уравнений (2.4) получена система обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка, описывающих движение системы в уточнённых координатах (в матричном виде):

$$M(q) \cdot \ddot{q}_i + k(q, \dot{q}) = Q, \quad (2.5)$$

где $M(q)$ - матрица масс;

$k(q, \dot{q})$ - вектор-столбец уточнённых сил инерции;

Q - вектор-столбец уточнённых активных сил.

$$M(q) = \sum_{i=1}^{27} M(q)_i = \sum_{i=1}^{27} (m_i \cdot U_i^{(0)T} \cdot U_i^{(0)} + B_i^{(i)T} \cdot J_i^{(i)} \cdot B_i^{(i)}); \quad (2.6)$$

$$k(q, \dot{q}) = \sum_{i=1}^{27} k_i(q, \dot{q}) = \sum_{i=1}^{27} \left(m_i \cdot U_i^{(0)T} \cdot a_i^{(0)} + B_i^{(i)T} \cdot \left(J_i^{(i)} \cdot \varepsilon_i^{(i)} + \tilde{\omega}_i^{(i)} \cdot J_i^{(i)} \cdot \omega_i^{(i)} \right) \right); \quad (2.7)$$

$$Q = \sum_{i=1}^{27} Q_i = \sum_{i=1}^{27} (U_i^{(0)T} \cdot F_i^{(0)} + B_i^{(i)T} \cdot M_i^{(i)}). \quad (2.8)$$

Решая численно в ПК «УМ» полученные системы дифференциальных уравнений второго порядка (2.5), относительно уточнённых координат модели, определяются линейные и угловые перемещения, скорости и ускорения тел модели вагона, а также любых точек, принадлежащих телам.

Описание силовых элементов, используемых в модели.

Для выведения уравнений (2.5) понадобится нахождение в связях между отдельными телами зависимостей сил реакций.

В модели вагона состоят из силовых элементов контактных и упругих взаимодействий между телами и упруго-диссипативных сил (упругие буксовые адаптеры), а также силовых элементов - сайлент-блоков.

При описании контактного взаимодействия тел

В ПК «УМ» принимаем допущение, позволяющее описывать контактное взаимодействие тел: одно из контактирующих тел привязываем с бесконечной плоскостью, а со второе тело связываем с набором контактных точек.

Два тела с центрами масс (рисунок 2.3) связаны собственными системами координат $СК_j$ и $СК_k$. Относительно базовой системы координат положение каждого тела соответственно определено векторами $r_j^{(0)}$ и $r_k^{(0)}$. К первому телу (точка А) привязана контактная плоскость, положение которой задано в $СК_j$ радиус вектором $r_A^{(j)}$.

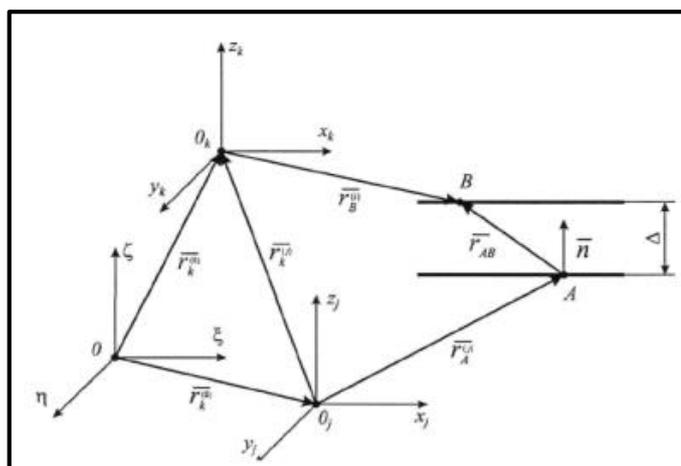


Рисунок 2.3 - Расчетная схема определения факта контакта

Ко второму телу привязана контактная точка В, положение которой в СК_k определяется радиус вектором $r_B^{(k)}$. Расстояние между точками А и В описывается вектором r_{AB} , который определяется выражением:

$$r_{AB}^{-(j)} = r_k^{-(j)} + r_B^{-(k)} - r_A^{-(j)}. \quad (2.9)$$

Расстояние Δ между точками А и В по направлению вектора \bar{n} определяем как скалярное произведение:

$$\Delta = (r_{AB}^{-(j)}, \bar{n}). \quad (2.10)$$

В матричной форме выражение 2.10 имеет вид:

$$\Delta = r_{AB}^{(j)T} \cdot n, \quad (2.11)$$

где $r_{AB}^{(j)}$ - матрица-столбец координат вектора $r_{AB}^{-(j)}$ в СК_j;

n - матрица-столбец координат вектора \bar{n} в СК_j.

Контакт между телами отсутствует при положительной величине Δ , при отрицательной величине Δ - контактная сила описываем следующей математической моделью в векторной форме (рисунок 2.4):

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

где N - вектор нормальной реакции;

F_f - вектор силы трения.

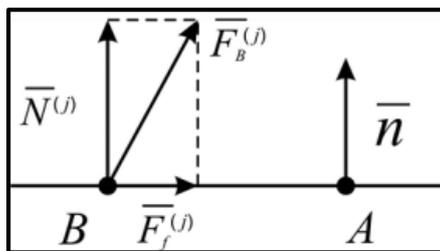


Рисунок 2.4 - Контактное взаимодействие типа точка-плоскость

Нормальная реакция описывается линейной упруго-диссипативной моделью в СК_j определяется из выражения:

$$N^{(j)} = -\Delta \cdot C_B - \frac{d\Delta}{dt} \beta_B, \quad (2.12)$$

где C_B - коэффициент контактной жесткости в точке В;

β_B - коэффициент контактной диссипации в точке В.

Величина первой производной по времени от Δ определяется из выражения (2.11):

$$\frac{d\Delta}{dt} = \frac{d}{dt} (r_{AB}^{(j)T}) \cdot n + r_{AB}^{(j)T} \cdot \frac{dn}{dt} = \frac{d}{dt} (r_{AB}^{(j)t}) \cdot n. \quad (2.13)$$

В выражении (2.13) $\frac{dn}{dt} = 0$, т.к. вектор \bar{n} остается неподвижным относительно СК_j.

Величину $\frac{d}{dt} (r_{AB}^{(j)})$ из выражения (2.13) определим:

$$\frac{d}{dt} (r_{AB}^{-(j)}) = \frac{d}{dt} (r_k^{-(j)}) + \frac{d}{dt} (r_B^{-(k)}) - \frac{d}{dt} (r_A^{-(j)}). \quad (2.14)$$

Выражение (2.14) с учетом того, что вектор $r_A^{-(j)}$ остается постоянным в СК_j, может быть записано в матричной форме:

$$\frac{d}{dt} (r_{AB}^{(j)}) = \frac{d}{dt} (r_k^{(j)}) + \frac{d}{dt} (A_k^{(j)}) \cdot r_B^{(k)}, \quad (2.15)$$

где $A_k^{(j)}$ - матрица направляющих косинусов СК_k относительно СК_j.

Кулоновская сила трения существует в двух режимах: скольжения и сцепления. В режиме скольжения математическую модель силы, описываем выражением:

$$F_f^{(j)} = \frac{-f \cdot N^{(j)} \cdot v_s^{(j)}}{|v_s^{(j)}|}, \quad (2.16)$$

где f - коэффициент трения скольжения,

v_s - скорость скольжения тела относительно другого тела, м/с.

Величина v_s в векторной форме определяется выражением:

$$v_s^{-(j)} = \frac{dr_{AB}^{-(j)}}{dt} - \frac{d\Delta}{dt} \cdot \bar{n}.$$

В режиме сцепления математическая модель силы трения сцепления определяется выражением (2.17) и осуществляется в момент времени, когда происходит остановка движения одного тела относительно другого.

$$F_f^{(j)} = -f_0 \cdot N^{(j)}, \quad (2.17)$$

где f_0 - коэффициент трения сцепления.

Описывая упругие и упруго-вязкие силовые элементы применяем реологические модели Гука и Фойгта соответственно (рисунок 2.5):



а - модель Гука, б - модель Фойгта

Рисунок 2.5 - Расчетные схемы реологических моделей

В соответствии с изложенной методикой в [123] математическая модель силы F и момента M в системе координат упругого элемента, определяется следующим выражением в матричной форме:

$$F = C_r \cdot dR_B^{(A)}; \quad (2.18)$$

$$M = C_\varphi \cdot dA_B^{(A)}, \quad (2.19)$$

где C_r - матрица линейной жесткости;

C_φ - матрица угловой жесткости;

$dR_B^{(A)}$ - матрица линейной деформации упругого элемента;

$dA_B^{(A)}$ - матрица направляющих косинусов угловой деформации элемента.

Математические модели силы F_D и момента M_D упруго-диссипативного элемента определяются следующими выражениями в матричной форме:

$$F_D = C_r \cdot dR^{(A)} + D_r \cdot d\dot{R}^{(A)} ; \quad (2.20)$$

$$M_D = C_\varphi \cdot dA_B^{(A)} + D_\varphi \cdot d\dot{A}_B^{(A)} , \quad (2.21)$$

где D_r - матрица линейной диссипации;

D_φ - матрица угловой диссипации.

Расчетная схема определения величины деформации для упругого элемента представлена на рисунке 2.6.

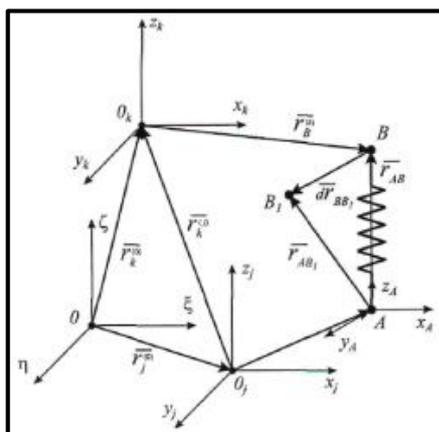


Рисунок 2.6 - Расчетная схема определения величины деформации для упругого элемента

Локальные системы координат СКА и СКВ размещены в точках, где происходит крепление упругих элементов к телам. Заданное положение соответствует для момента времени $t = t_0$ в момент не деформированного состояния упругого элемента. В момент времени $t = t_i$ когда точка B_0 переместится в положение B_1 , величина линейной деформации СКА определится выражением в векторной форме:

$$dr_{AB} = r_{AB} - r_{BB_1} , \quad (2.22)$$

Величина угловой деформации определится выражением в матричной форме:

$$dA_B^{(A)} = A_B^{(A)} - A_{B_1}^{(A)} . \quad (2.23)$$

Рассмотрим математическую модель сайлент-блока (податливого шарнира) (рисунок 2.7).

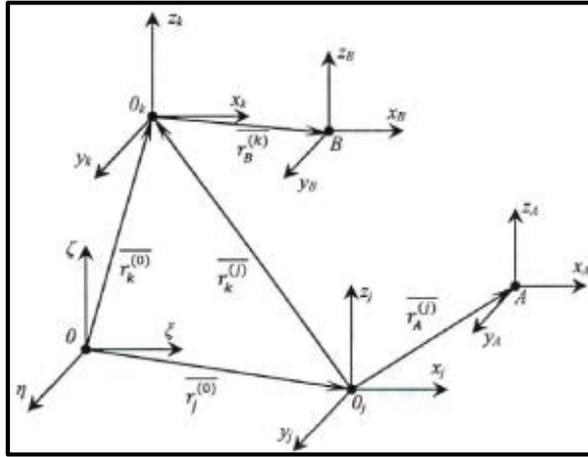


Рисунок 2.7 - Системы координат силового элемента

Также, как и в предыдущих случаях вводим две системы координат: с началом в точке А – СКА (жестко связанную с первым телом СК j) и с началом в точке В - СКВ (жестко связанную со вторым телом СК k). Положение СКА и СКВ относительно соответствующих тел определяют векторы $r_A^{(j)}$, $r_B^{(k)}$, и постоянные матрицы поворота $A_B^{(j)}$, $A_B^{(k)}$.

Предполагается, что в начальный момент и в процессе движения смещение СКВ относительно СКА является малым. Математическая модель сайлент-блока, как силового элемента, в общем случае выражается относительно СКА через вектор смещения точки В:

$$dr = \overline{r_k^{(0)}} + \overline{r_B^{(k)}} - \overline{r_j^{(0)}} - \overline{r_A^{(j)}}, \quad (2.24)$$

и матрицу поворота (задает ориентацию СКВ относительно СКА):

$$A_{B1B2} = A_{B2}^T A_{10} A_{02} A_{B1}. \quad (2.25)$$

При малом смещении СКВ относительно СКА матрица близка к единичной, это позволит определить вектор поворота СКВ относительно СКА:

$$\Delta\pi = \begin{pmatrix} \Delta\pi_x \\ \Delta\pi_y \\ \Delta\pi_z \end{pmatrix}. \quad (2.26)$$

При этом проекции вектора поворота определяют малые углы поворота СКВ относительно осей СКА. Кососимметрическая матрица вектора поворота выражается через матрицу направляющих косинусов по формуле:

$$\Delta\tilde{\pi} = \begin{pmatrix} 0 & -\Delta\pi_z & \Delta\pi_y \\ \Delta\pi_z & 0 & -\Delta\pi_x \\ -\Delta\pi_y & \Delta\pi_x & 0 \end{pmatrix} = \frac{A_{B_1B_2} - A_{B_1B_2}^T}{2}, \quad (2.27)$$

что и позволяет вычислить компоненты вектора поворота.

Описание силовых связей между телами.

Связь кузова и надрессорной балки в узле пятник-подпятник смоделирована двенадцатью контактными точками. Восемь точек расположены по окружности пятника и задают опирание кузова на пятник в вертикальном направлении, а четыре оставшихся точки препятствуют горизонтальным смещениям кузова в пятнике, при этом учитываются продольные и поперечные зазоры между пятником и подпятником $\Delta_{\pi x}$, $\Delta_{\pi y}$.

Предположив, что нагрузка распределена равномерно по площади подпятника, получаем, что эффективность коэффициента трения при повороте относительно вертикальной оси равно примерно двум третям реального значения коэффициента трения. Обосновывая это утверждение, рассмотрим два типа контакта:

- в первом случае, по площади диска (подпятника) давление распределено равномерно,

- во втором случае, давление сосредоточено в восьми точках по внешнему ободу (рисунок 2.8).

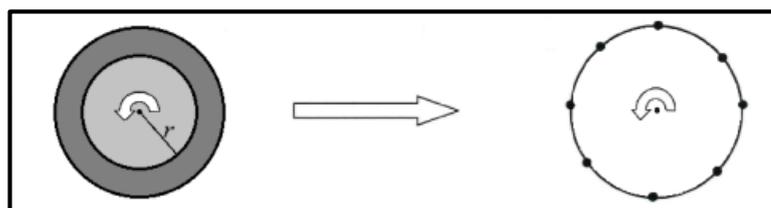


Рисунок 2.8 - Равномерно распределенная и поточечная передачи давления

В первом случае при повороте пятника относительно подпятника при повороте момент M определяется формулой

$$M = f \frac{Nz}{R^2} \int_0^R r^2 dr = f \frac{2}{3} RN, \quad (2.28)$$

где f - коэффициент трения,

N - сила давления,

r - радиус диска.

Во втором случае момент определен

$$M = f_e NR,$$

f_e - обозначает эффективный коэффициент трения.

Приравняв моменты в первом и во втором случаях, получаем соотношение:

$$f_e = \frac{2}{3} f.$$

Силовое взаимодействие между скользящими кузовом и надрессорной балкой также моделируем контактными точками. При этом между ними предусматриваем зазор, это допускает перевалку кузова на пятнике в пределах зазора $\Delta_{СК}$ (рисунок 2.9).

Для реализации контакта клинового гасителя колебаний с надрессорной балкой и боковой рамой на поверхности клина построены 16 контактных элементов типа точка-плоскость.

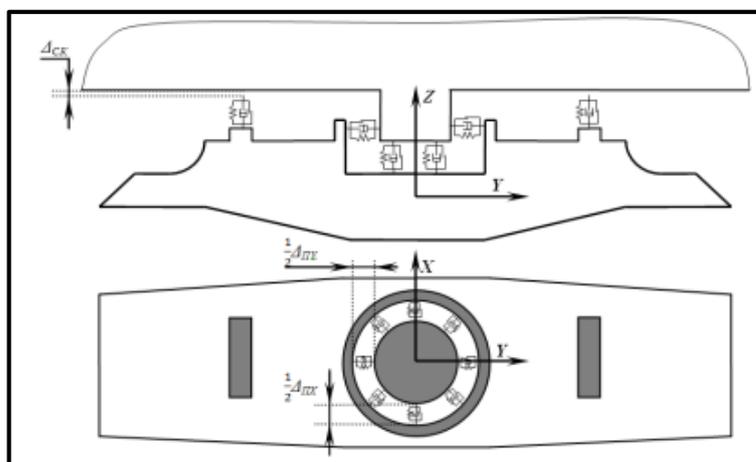


Рисунок 2.9 - Расчетная схема силового взаимодействия рамы кузова и надрессорной балки

Четыре точки определяют контакт с боковой рамой, а остальные точки определяют контактное взаимодействие клина с надрессорной балкой, т.е. связь с наклонной плоскостью паза в балке и с соответствующими боковыми плоскостями паза. Предусмотрен люфт клина $\Delta_{кбУ}$ в пазе балки (рисунок 2.10).

Связь наддресорных балок с боковинами реализована при помощи линейных упругих силовых элементов по методике, рассмотренной в п. 2.2.

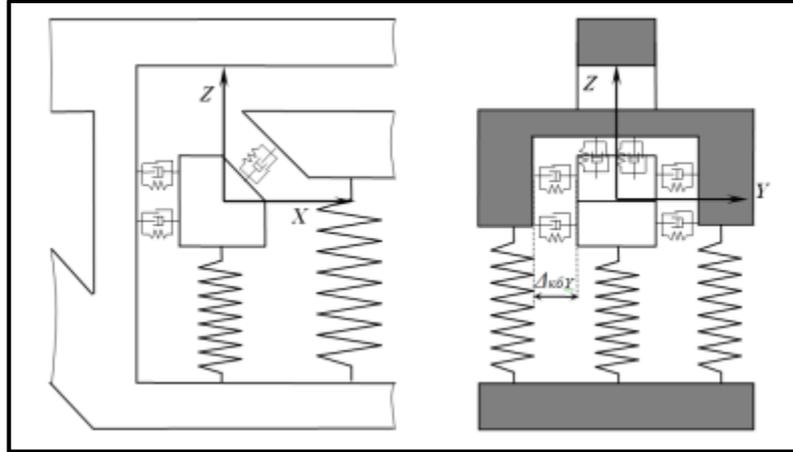


Рисунок 2.10 - Схема силового взаимодействия фрикционного гасителя колебаний с наддресорной балкой и боковой рамой

В состав комплекта рессорного подвешивания тележки модели 18-100 грузового вагона входят семь пар пружин. При этом пять пар пружин связывают наддресорную балку с боковой рамой, а две пары соединяют фрикционные клинья с боковой рамой. Исходя из этого, рессорный комплект типовой модели тележки для грузового вагона можно представить в виде трех безинерционных линейных упругих элементов. Два элемента представляют собой двухрядные подклиновые пружины, а третий элемент объединяет пять основных двухрядных пружин.

Матрицы линейной и угловой жесткости упругих элементов имеет вид:

- для упругого элемента, описывающего пять основных пружин:

$$C_r = \begin{bmatrix} 5 \cdot C_x & 0 & 0 \\ 0 & 5 \cdot C_y & 0 \\ 0 & 0 & 5 \cdot C_z \end{bmatrix}; \quad C_\varphi = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_\varphi \end{bmatrix},$$

- для упругого элемента, описывающего подклиновую пружину:

$$C_r^{КЛ} = \begin{bmatrix} C_x & 0 & 0 \\ 0 & C_y & 0 \\ 0 & 0 & C_z \end{bmatrix},$$

где C_x , C_y - продольная и поперечная жесткость двойной пружины, Н/м;

C_z - вертикальная жесткость двойной пружины, Н/м;

C_φ - угловая жесткость основных пружин рессорного комплекта, Н-м/рад.

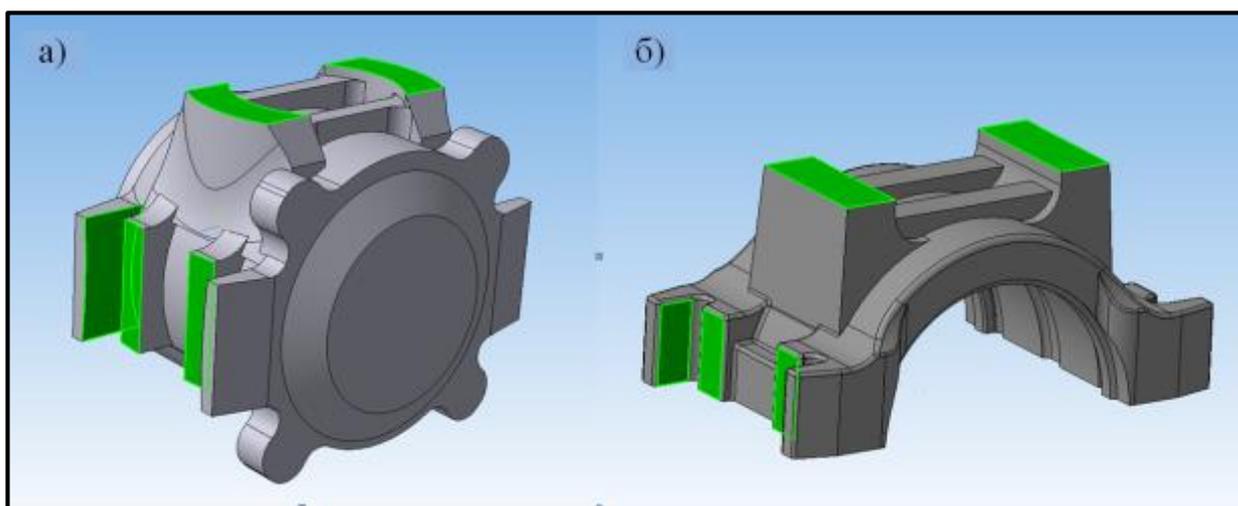
При расчетах, продольная и поперечная жесткости принимаются идентичными, в силу симметричности формы пружин. При этом угловая жесткость основных пружин рессорного комплекта, определяется по формуле:

$$c_{\varphi} = 4 \cdot c_x \cdot l^2, \quad (2.29)$$

где l - расстояние от центра рессорного комплекта до центра любой крайней основной пружины.

Для моделирования различных типов буксовых узлов тележек (типовые буксы, адаптеры и адаптеры-У), они включены в компьютерную модель как отдельные твердые тела. Связь колесной пары с буксовыми узлами реализована в виде вращательного шарнира с одной степенью свободы без трения. В силу того, что радиальные и осевые зазоры в подшипнике, по сравнению с зазорами вдоль и поперек в челюстном проеме тележки, незначительны, учет зазоров для всех тел и узлов подшипника не может кардинально изменить динамические процессы в системе вагон-путь, но позволит оценить динамические процессы в самом подшипнике, а это приведет к существенному увеличению компьютерного времени счета. Принимаем буксовые узлы вместе с подшипниками качения как твердое тело.

В компьютерной модели реализуем два типа буксовых узлов (рисунок 2.11):

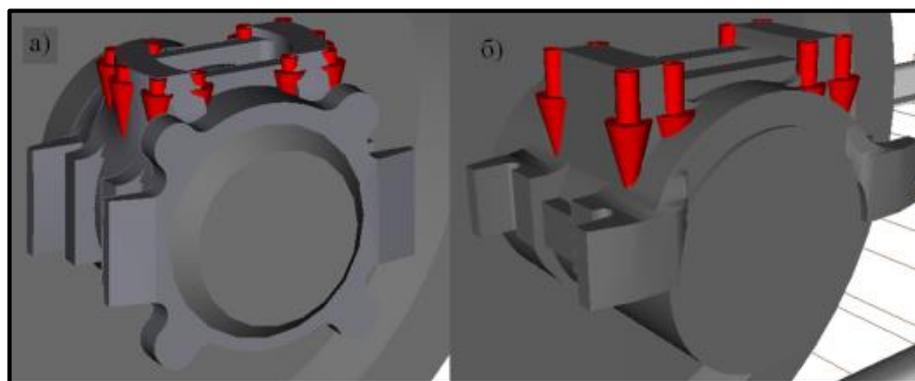


а) - корпус буксы; б) - буксовый адаптер

Рисунок 2.11 - Контактные опорные и упорные поверхности корпуса буксы и буксового адаптера

Что позволит учесть влияние инерционных, геометрических, жесткостных, фрикционных и упруго-диссипативных характеристик буксовых узлов на выходные параметры и позволяет с достаточной точностью описать контактное взаимодействие между буксой (адаптером) и боковой рамой тележки.

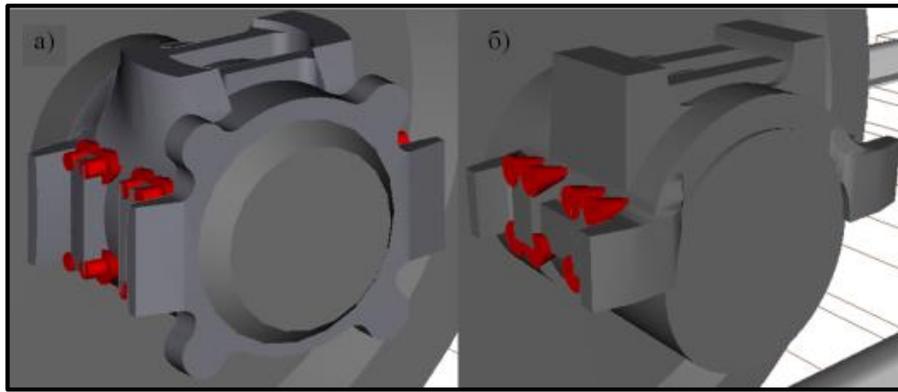
Силовое взаимодействие буксового узла с боковой рамой реализовано при помощи десяти контактных элементов. Два контактных элемента для опоры боковой рамы в вертикальной плоскости (рисунок 2.12), а остальные для ограничения перемещения в плоскостях осей X и Y (рисунок 2.13 и 2.14).



а) - корпус буксы; б) - буксовый адаптер

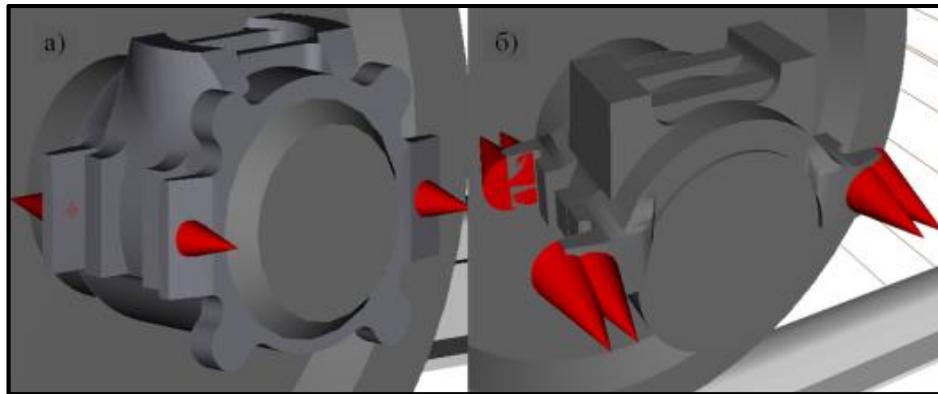
Рисунок 2.12 - Контактные элементы на опорной поверхности корпуса буксы и буксового адаптера

Одновременно с передачей вертикальной нагрузки, контактные элементы, изображенные на рисунке 2.12, обеспечивают продольную и поперечную силы трения, а также фрикционный момент при повороте боковины относительно буксового узла вокруг вертикальной оси. Момент обеспечивается выбором расстояния между контактными точками при смещениях вдоль и поперек. В математической модели учитываются все зазоры в продольном и поперечном смещениях рамы относительно буксового узла.



а) - корпус буксы; б) - буксовый адаптер

Рисунок 2.13 - Контактные ограничения в продольном направлении



а) - корпус буксы; б) - буксовый адаптер

Рисунок 2.14 - Контактные ограничения в поперечном направлении

Для учета зазоров и износов в буксовых направляющих челюстного проема введены силы, действующие вдоль осей X и Y в системе координат, связанной с колесной парой. Описанные силы определялись выражениями:

$$\left. \begin{aligned} F_x &= F_{0x} - c_{\text{конт}} \cdot (\Delta_x - \Delta_{0x} - \Delta_{bx}) - \beta \cdot \dot{\Delta}_x \\ F_y &= F_{0y} - c_{\text{конт}} \cdot (\Delta_y - \Delta_{0y} - \Delta_{by}) - \beta \cdot \dot{\Delta}_y \\ M_z &= M_{0z} - c_{\text{конт}} \cdot (\Delta_\psi - \Delta_{0\psi}) \cdot l - \beta \cdot \dot{\Delta}_\psi \cdot l \end{aligned} \right\}, \text{ если } |\Delta| > \Delta_0 \text{ и } \Delta > 0 \quad (2.30)$$

$$\left. \begin{aligned} F_x &= F_{0x} - c_{\text{конт}} \cdot (\Delta_x + \Delta_{0x} + \Delta_{bx}) - \beta \cdot \dot{\Delta}_x \\ F_y &= F_{0y} - c_{\text{конт}} \cdot (\Delta_y + \Delta_{0y} + \Delta_{by}) - \beta \cdot \dot{\Delta}_y \\ M_z &= M_{0z} - c_{\text{конт}} \cdot (\Delta_\psi + \Delta_{0\psi}) \cdot l - \beta \cdot \dot{\Delta}_\psi \cdot l \end{aligned} \right\}, \text{ если } |\Delta| < \Delta_0 \text{ и } \Delta > 0 \quad (2.31)$$

где F_{0x} , F_{0y} , M_{0z} - составляющие силы и момента трения в буксовых направляющих челюстного проема в момент выбора зазора;

l - ширина корпуса буксы;

c , β - жесткость и диссипация контакта;

Δ_{0x} , Δ_{0y} - величины зазоров в буксовых направляющих челюстного проема, в продольном и поперечном направлениях;

Δ_{bx} , Δ_{by} - величины износов в буксовых направляющих челюстного проема в продольном и поперечном направлениях (рисунок 2.15).

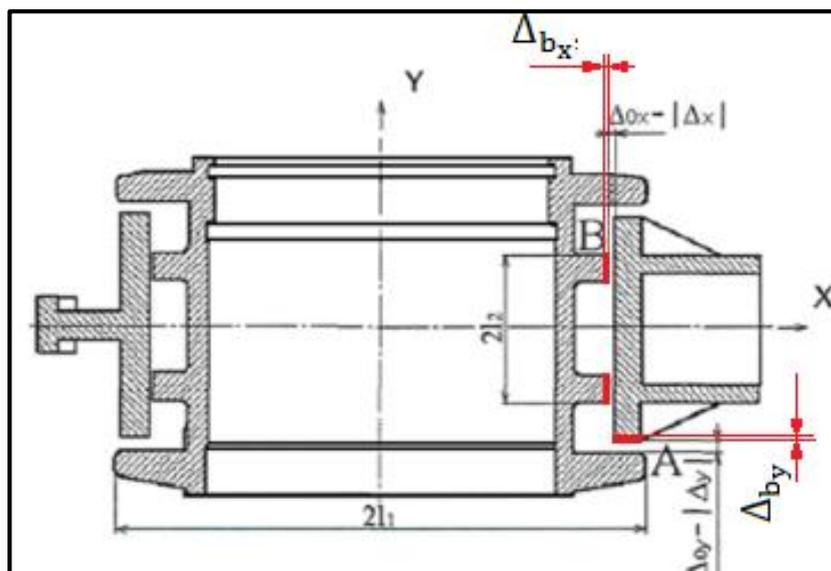


Рисунок 2.15 - Величины зазоров и износов в буксовых направляющих челюстного проема

Кроме того, в уточненной компьютерной модели реализован модернизированный вариант Адаптера-У), заключающаяся в замене плоской опорной и упорной контактных поверхностях на цилиндрическую контактную поверхность с большим радиусом описанной окружности (рисунок 2.16 и 2.17). Это сделано для уменьшения защемления и кромочного опирания в буксовом проеме при угловых колебаниях ходовых частей и забегании боковых рам в тележке.

Усовершенствование адаптера основывается на предложении изменить геометрии контактного взаимодействия с целью улучшения схемы передачи

нагрузок от боковой рамы на подшипники у типового адаптера.

Изменение геометрии буксового адаптера заключается в конструктивном выполнении его опорных и упорных контактных поверхностей цилиндрической формы вместо плоских поверхностей. Эти опорные и упорные контактные поверхности должны быть выполнены достаточно большого радиуса с осью, проходящей через оси симметрии адаптера и параллельно оси пути и вертикали.

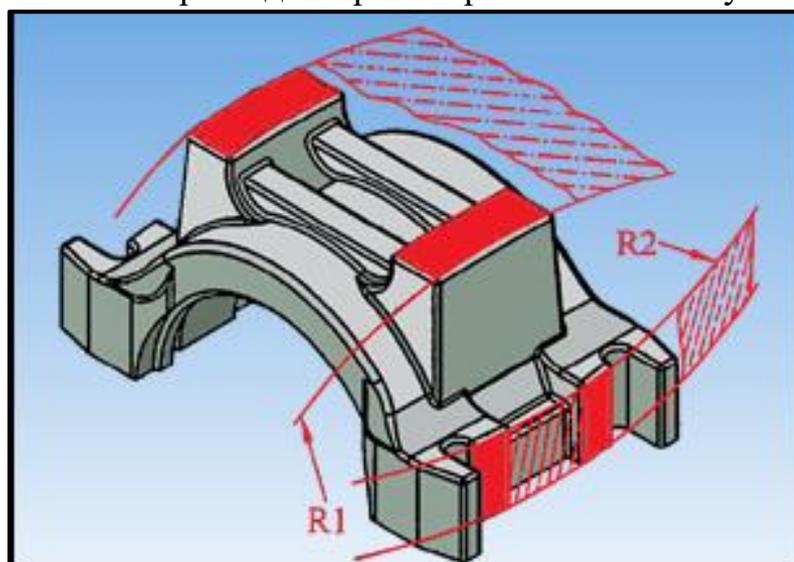


Рисунок 2.16 - Общий вид адаптера с опорными R1 и упорными R2 поверхностями.

При такой схеме передачи вертикальной опорной и горизонтальной упорной нагрузок, особенно при забегании боковин исключается кромочное и заземляющее опирание, и тем самым исключается возможность неравномерного распределения нагрузок, приходящиеся на передний и задний подшипники.

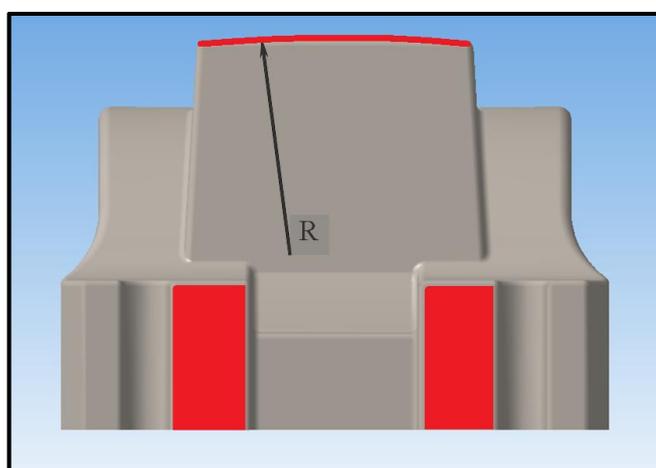


Рисунок 2.17 Адаптер вид сбоку

Расчетные схемы передачи опорных и упорных нагрузок для адаптера с измененной схемой передачи нагрузки показаны на рисунке 2.18.

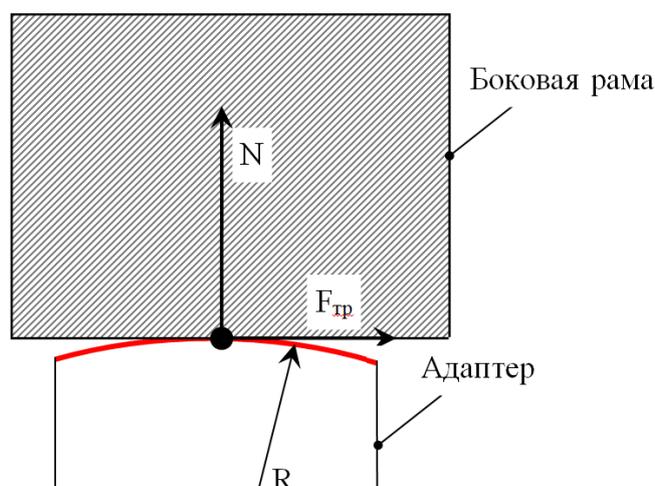


Рисунок 2.18 - Расчетная схема опорной и упорной поверхности адаптера

При угловых колебаниях описывается силовое взаимодействие при качении тел друг по другу. Сначала определяется «точка контакта» - путем минимизации расстояния между поверхностями (в данном случае, между окружностью и плоскостью). Модель касательных сил трения отличается тем, что реализован упругий режим и скольжение. Моделирование касательной силы трения (F_f) имеет следующий вид (рисунок 2.19).

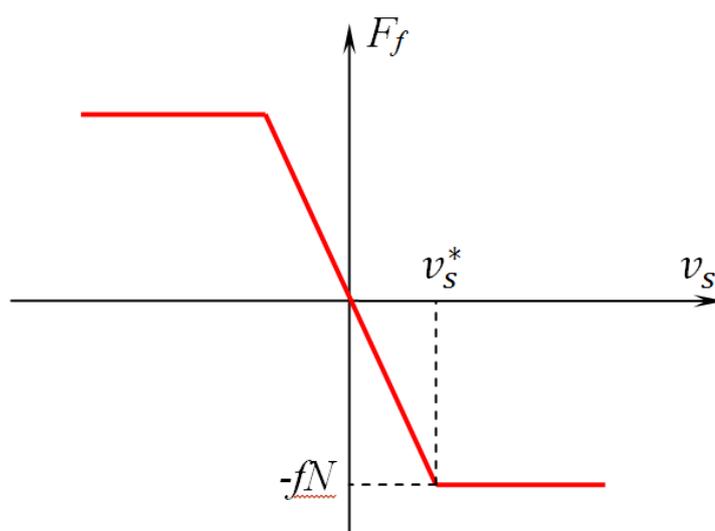


Рисунок 2.19 - График зависимости величины касательной силы трения относительно скорости

$$F_f = \begin{cases} \frac{-f \cdot N \cdot v_s}{|v_s|}, & |v_s| > v_s^* \\ \frac{-f \cdot N \cdot v_s}{v_s^*}, & |v_s| \leq v_s^* \end{cases}, \quad (2.32)$$

где f - коэффициент трения скольжения;

N - модуль нормальной контактной силы;

$|v_s|$ - вектор скорости скольжения;

v_s^* — предельное значение скорости, значение задается пользователем.

Таким образом, при больших скоростях скольжения реализуется модель сухого в виде сигнатуры, а при малых (меньше v_s^*) – упругого трения.

2.2 Методика расчета долговечности конических подшипников для конструктивных вариантов кассетных буксовых узлов

Уточнения в методику расчета долговечности конических подшипников при различных приложениях внешних сил на буксовые узлы при движении вагона в прямом и криволинейном участке пути включают в себя определения числа оборотов одного из колец подшипника относительно другого кольца до появления первых признаков усталости материала на одном из колец или теле качения.

Определение долговечности буксовых узлов с оценкой подшипников на усталостное разрушение:

$$L = (L_B^{-1,11} + L_H^{-1,11})^{-0,9}, \quad (2.33)$$

где L_B ; L_H - долговечность вращающегося (внутреннего) и неподвижного (наружного) колец подшипника, млн. оборотов.

$$L_B = \left(\frac{Q_{CB}}{Q_{EB}}\right)^4; \quad L_H = \left(\frac{Q_{CH}}{Q_{EH}}\right)^4, \quad (2.34)$$

где Q_{CB} ; Q_{CH} - динамическая грузоподъемность тел качения в зоне контакта с внутренним и наружным кольцами подшипника соответственно, Н.

Q_{EB} ; Q_{EH} - эквивалентная сила, действующая на ролики подшипника, в зоне контакта с внутренним и наружным кольцами соответственно, Н.

Динамическая грузоподъемность подшипника при линейном контакте элементов подшипника, Н:

то же в млн. км пробега вагона:

$$L_{10s} = \frac{\pi D_k L}{1000}, \quad (2.40)$$

где D_k - диаметр колеса колесной пары по кругу катания, мм;

n_B - частота вращения колесной пары и внутреннего кольца подшипника, об/мин.

Для удобства выполнения расчетов, элементам буксового узла присвоен соответствующий номер, (рисунок 2.20 и 2.21).

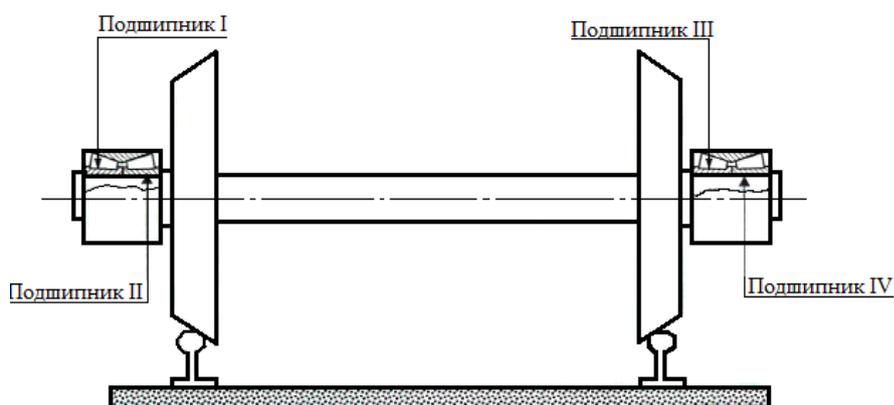


Рисунок 2.20 - Порядковый номер кассетных подшипников в буксовых узлах колесной пары

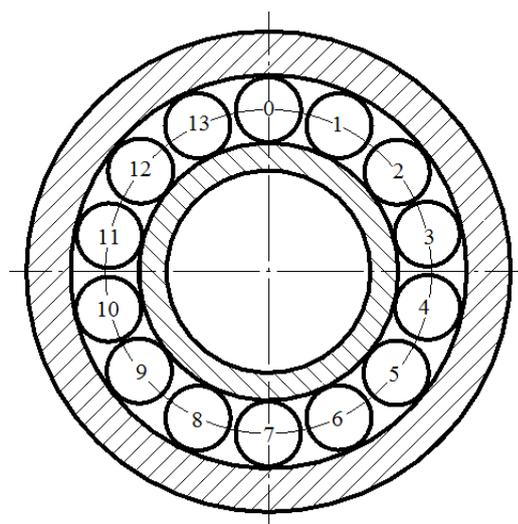


Рисунок 2.21 - Порядковые номера роликов подшипника

В соответствии с условием возможного углового перемещения боковой рамы тележки грузового вагона относительно продольной оси колесной пары и

соответственно относительно опорной поверхности буксы рассмотрены две главные схемы перераспределения сил на подшипники буксового узла при движении в кривых и прямых участках пути:

- при движении вагона в кривом участке пути радиусом 180 м с учетом симметричного (первая главная схема) и ассиметричного (вторая главная схема) распределения эквивалентной силы на подшипники буксового узла;

- при движении вагона в прямом участке пути без неровностей учетом симметричного (первая главная схема) и ассиметричного (вторая главная схема) распределения эквивалентной силы на подшипники буксового узла.

2.3 Методика расчета напряженного состояния адаптера кассетного буксового узла

Анализ НДС адаптера кассетного буксового узла с использованием МКЭ в форме метода перемещений представлен трехмерной твердотельной и конечноэлементной моделью на рисунках 2.22 - 2.23.

Адаптер изготовлен из стали 30ГСЛ.

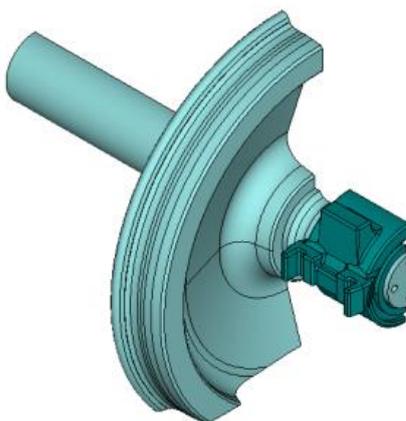


Рисунок 2.22 - Трехмерная твердотельная модель адаптера кассетного буксового узла

Параметры модели: количество конечных элементов (КЭ) - 765104, число узлов: 150942.

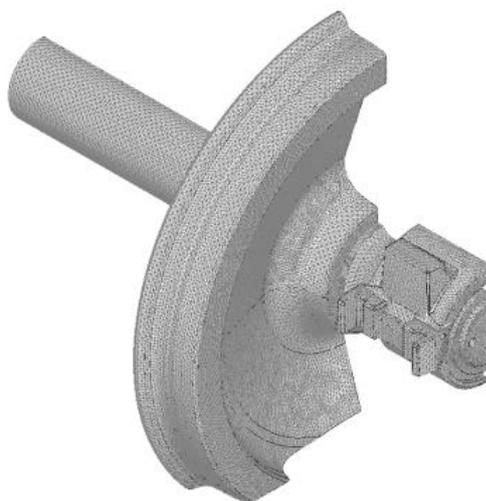


Рисунок 2.23 - Конечноэлементная модель для расчетов НДС адаптера с учетом влияния конструкции колесной пары

Для моделирования адаптера применялся конечный элемент формы тетраэдра с линейным изменением деформаций (рисунок 2.24).

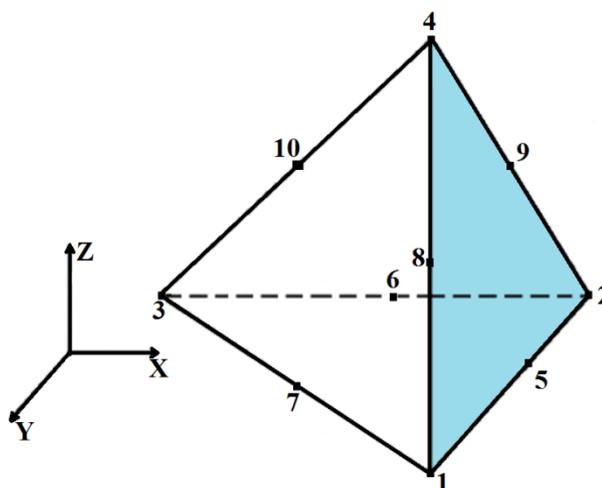


Рисунок 2.24 - Конечный элемент формы тетраэдра

Матрица жесткости КЭ определялась по формуле:

$$[R] = \int_v [B]^T [D] [B] dV ,$$

где $[B] = [L][\Phi(x,y,z)]$;

$[\Phi(x,y,z)]$ - матрица функций, аппроксимирующих перемещения в элементе;

$[L]$ - дифференциальная матрица, связывает деформации элемента с его перемещениями;

$[D]$ - матрица упругости материала;

V - объем элемента.

$$[L] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix}; \quad (2.41)$$

$$[D] = \frac{E(1-\mu)}{(1+\mu)(1-\mu)} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\mu}{1-\mu} & 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} \end{bmatrix}, \quad (2.42)$$

где E - модуль упругости первого рода;

μ - коэффициент Пуассона.

Для тетраэдра с вершинами 1,2,3,4 удобно ввести однородную систему координат L_1, L_2, L_3, L_4 , связанную с декартовой системой следующими линейными соотношениями:

$$\begin{bmatrix} 1 \\ x \\ y \\ z \end{bmatrix} = [C] \begin{bmatrix} L_1 \\ L_2 \\ L_3 \\ L_4 \end{bmatrix}; \quad [C] = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 3 & 4 \\ X_1 & X_2 & X_3 & X_4 \\ Y_1 & Y_2 & Y_3 & Y_4 \\ Z_1 & Z_2 & Z_3 & Z_4 \end{bmatrix}, \quad (2.43)$$

где X_i, Y_i, Z_i ($i = 1,2,3,4$) - координаты вершин тетраэдра.

Из этих уравнений можно получить обратные зависимости:

$$\begin{bmatrix} L_1 \\ L_2 \\ L_3 \\ L_4 \end{bmatrix} = \frac{1}{6V} \begin{bmatrix} A_{11} & A_{21} & A_{31} & A_{41} \\ A_{12} & A_{22} & A_{32} & A_{42} \\ A_{13} & A_{23} & A_{33} & A_{43} \\ A_{14} & A_{24} & A_{34} & A_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ x \\ y \\ z \end{bmatrix}; \quad V = \frac{1}{6} \det[C], \quad (2.44)$$

где V - объём тетраэдра;

$A_{ik} = (-1)^{i+k} \text{Mik}$ - алгебраическое дополнение элемента cik ;

M_{ik} - минор элемента c_{ik} .

Значение интеграла по объему V для различных подынтегральных функций $\Phi(L_1, L_2, L_3, L_4)$ определяется по формуле [76]:

$$\int_F L_1^\alpha L_2^\beta L_3^\delta L_4^\lambda dF = \frac{\alpha! \beta! \delta! \lambda!}{(3 + \alpha + \beta + \delta + \lambda)!} 6V. \quad (2.45)$$

Выражения для производных по x, y, z от функций однородных координат $\Phi(L_1, L_2, L_3, L_4)$ имеют вид:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x} = \frac{1}{6V} \left(A_{12} \frac{\partial \Phi}{\partial L_1} + A_{22} \frac{\partial \Phi}{\partial L_2} + A_{32} \frac{\partial \Phi}{\partial L_3} + A_{42} \frac{\partial \Phi}{\partial L_4} \right); \quad (2.46)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial y} = \frac{1}{6V} \left(A_{13} \frac{\partial \Phi}{\partial L_1} + A_{23} \frac{\partial \Phi}{\partial L_2} + A_{33} \frac{\partial \Phi}{\partial L_3} + A_{43} \frac{\partial \Phi}{\partial L_4} \right); \quad (2.47)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial z} = \frac{1}{6V} \left(A_{14} \frac{\partial \Phi}{\partial L_1} + A_{24} \frac{\partial \Phi}{\partial L_2} + A_{34} \frac{\partial \Phi}{\partial L_3} + A_{44} \frac{\partial \Phi}{\partial L_4} \right). \quad (2.48)$$

Поля перемещений u, v, w внутри элемента аппроксимируются полиномами:

$$u = \sum_{i=1}^{10} N_i u_i ; \quad v = \sum_{i=1}^{10} N_i v_i ; \quad w = \sum_{i=1}^{10} N_i w_i, \quad (2.49)$$

где N_i - функции, аппроксимирующие перемещения в элементе;

u_i, v_i, w_i - узловые перемещения КЭ.

$$N_1 = L_1(2L_1 - 1);$$

$$N_2 = L_2(2L_2 - 1);$$

$$N_3 = L_3(2L_3 - 1);$$

$$N_4 = L_4(2L_4 - 1);$$

$$N_5 = 4L_1L_2;$$

$$N_6 = 4L_2L_3;$$

$$N_7 = 4L_3L_1;$$

$$N_8 = 4L_1L_4;$$

$$N_9 = 4L_2L_4;$$

$$N_{10} = 4L_4L_3,$$

Обозначим $N = \{N_1, N_2, N_3, N_4, N_5, N_6, N_7, N_8, N_9, N_{10}\}$, тогда

$$[B] = [L][\Phi_{(x,y,z)}] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial N}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial N}{\partial z} \\ \frac{\partial N}{\partial y} & \frac{\partial N}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N}{\partial z} & \frac{\partial N}{\partial y} \\ \frac{\partial N}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N}{\partial x} \end{bmatrix} = \frac{1}{6V} \begin{bmatrix} \alpha\varphi & 0 & 0 \\ 0 & b\varphi & 0 \\ 0 & 0 & c\varphi \\ b\varphi & \alpha\varphi & 0 \\ 0 & c\varphi & b\varphi \\ c\varphi & 0 & \alpha\varphi \end{bmatrix}; \quad (2.50)$$

$$\varphi = \begin{bmatrix} 4L_1 - 1 & 0 & 0 & 0 & 4L_2 & 0 & 4L_2 & 4L_2 & 0 & 0 \\ 0 & 4L_2 - 1 & 0 & 0 & 4L_2 & 4L_2 & 0 & 0 & 4L_2 & 0 \\ 0 & 0 & 4L_1 - 1 & 0 & 0 & 4L_2 & 4L_2 & 0 & 0 & 4L_2 \\ 0 & 0 & 0 & 4L_1 - 1 & 0 & 0 & 0 & 4L_2 & 4L_2 & 4L_2 \end{bmatrix}$$

$$a = \{A_{12}A_{22}A_{32}A_{42}\};$$

$$b = \{A_{13}A_{23}A_{33}A_{43}\};$$

$$c = \{A_{14}A_{24}A_{34}A_{44}\}.$$

Применение МКЭ приводит к разрешающей системе линейных алгебраических уравнений (СЛУ) вида

$$[R_\Sigma] * \bar{W}_\Sigma = \bar{P}_\Sigma, \quad (2.51)$$

где $[R_\Sigma]$ - матрица жесткости конструкции;

\bar{W}_Σ - искомый вектор узловых перемещений конструкции;

\bar{P}_Σ - вектор узловых нагрузок конструкции.

В зависимости от порядка полученной СЛУ применяются как прямые, так и итерационные методы решения, позволяющие найти вектор узловых перемещений \bar{W}_Σ .

Напряжения в любой точке КЭ определяются по формуле:

$$\bar{\sigma} = [D]\bar{\varepsilon} = [D][B_{(x,y,z)}]\bar{U}, \quad (2.52)$$

где \bar{U} - вектор узловых перемещений КЭ в местной системе координат;

$\bar{\varepsilon} = \{\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \gamma_{xy} \gamma_{yz} \gamma_{zx}\}$ - вектор деформаций;

$\bar{\sigma} = \{\sigma_x \sigma_y \sigma_z \tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{zx}\}^T$ - вектор напряжений.

Оценка прочности конструкции производилась по уровню эквивалентных напряжений в сравнении с допускаемыми, то есть $\sigma_{\text{эКВ}} < [\sigma]$. Эквивалентные напряжения определялись по теории Хубера - Мизеса:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}. \quad (2.53)$$

Коэффициент вертикальной динамики в соответствии с «Нормами...», определяется по формуле

$$K_{\partial B} = \frac{K_{\partial B}^{cp}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1-P(K_{\partial B})}}, \quad (2.54)$$

где $K_{\partial B}^{cp}$ - среднее вероятное значение коэффициента вертикальной динамики;

β - параметр распределения, согласно «Нормам» [76] принимается равным 1,13;

$P(K_{\partial B})$ - доверительная вероятность, с которой определяется коэффициент вертикальной динамики, равная 0,97.

Среднее вероятное значение $K_{\partial B}^{cp}$ определяется по формуле

$$K_{\partial B}^{cp} = a + 3.6 \cdot 10^{-4} v \frac{V-15}{f_{cm}}, \quad (2.54)$$

где a - коэффициент, 0,15 (для необрессоренной массы тележки);

v - коэффициент, верифицирующий влияние количества осей в тележке n , определяем по формуле

$$v = \frac{n+2}{2n}, \quad (2.55)$$

где V - конструкционная скорость движения принимается 33,3 м/с;

f_{cm} - статический прогиб рессорного подвешивания 0,05 м.

Подставляя данные в формулу, получаем коэффициент вертикальной динамики равный 0,527.

Вертикальная динамическая сила на адаптер составит:

$$P_d \approx P_o \cdot (1 + K_{\partial B}) / 2 = 25000 \cdot 1,527 / 2 = 19000 \text{ кг}, \quad (2.66)$$

где P_o - осевая нагрузка.

2.4 Методика определения вероятного межремонтного пробега

Разрушение контактирующих поверхностей под воздействием сил трения это, как известно - износ. В ряде фундаментальных исследований вопрос о связи механических свойств материала и износа нашел свое отражение.

Значительное влияние на величину износа оказывает коэффициент трения. Анализируя приведенные ниже формулы, отмечаем, что отношение износов двух тел пропорционально отношению коэффициентов трения в степени t :

$$\frac{I_{h1}}{I_{h2}} = \left(\frac{f_1}{f_2} \right)^t. \quad (2.67)$$

Основное уравнение износа по Арчарду, Барвеллу и Стронгу для пластического контакта выражается следующим образом:

$$\frac{V}{L} = K \frac{N}{P_m}, \quad (2.68)$$

где V – объем изношенного материала;

K – коэффициент износа;

N – нагрузка;

L – путь трения;

P_m – давление, соответствующее течению материала.

Для многих материалов, работающих в различных условиях трения, были проведены детальные исследования по определению K .

В таблице 2.1. приведены значения K , полученные Арчардом в условиях сухого трения:

Таблица 2.1. Коэффициент износа по Арчарду

Трение	K
Мягкая сталь по мягкой стали	$7 \cdot 10^{-3}$
Закалённая инструментальная сталь по закаленной инструментальной стали	$1,3 \cdot 10^{-4}$
Нержавеющая ферритная сталь по закаленной инструментальной стали	$1,7 \cdot 10^{-5}$

Е. Рабинович в таблице 2.2 приводит данные для K при различных условиях трения.

Таблица 2.2 Коэффициент износа по Е. Рабиновичу

Условия	Металл по металлу	
	Одноименные	Разноименные
Сухие поверхности	$5 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-4}$
Бедная смазка	$2 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$
Средняя смазка	$1 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-5}$
Обильная смазка	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$

В технике износ обычно характеризуют одной из следующих характеристик: линейной интенсивностью износа I_h , весовой I_g , или энергетической I_w . Линейная характеристика износа представляет собой высоту изношенного слоя, который приходится на единицу пути трения:

$$I_h = \frac{h}{L}, \quad (2.69)$$

или

$$I_h = \frac{V}{LA}, \quad (2.70)$$

где V – объем изношенного материала;

L – путь трения;

A – площадь контакта;

h – высота изношенного слоя.

Если в выражении (2.68) принять $P_m = \frac{N}{A}$, то получим $I_h = K = \frac{V}{LA}$.

Весовая характеристика износа представляет собой вес вещества, который удаляется с единицы номинальной площади контакта за единицу пути трения:

$$I_g = \frac{g}{AL}, \quad (2.71)$$

где g – вес изношенного вещества.

Энергетическая интенсивность износа, определяющая объём изношенного материала, приходящегося на единицу работы силы трения, выражается следующим соотношением:

$$I_w = \frac{V}{A_F} = \frac{V}{FL}, \quad (2.72)$$

где A_F – работа сил трения;

F – сила трения.

Нетрудно установить следующие соотношения между этими характеристиками износа:

$$I_g = \gamma \cdot I_h ; \quad (2.73)$$

$$I_w = \frac{I_h \cdot A}{F}, \quad (2.74)$$

где γ – удельный вес.

Если в выражении (2.68) принять $P_m = \frac{N}{A}$, то получим $I_h = K = \frac{V}{LA}$.

Следовательно, $I_g = K_g = \frac{g}{AL}$, и $I_w = K_w = \frac{V}{A_F} = \frac{V}{FL}$.

Описанные выше зависимости и соотношения описывают, так называемый, удельный износ, приходящийся на путь трения или площадь контакта, и он определяются в основном экспериментальным путем. Для количественной оценки износа отечественными и зарубежными исследователями используются следующие модели интенсивности изнашивания:

Модель Арчарда. Эта модель основана на гипотезе о линейной зависимости между объемным износом V и работой сил трения A_F :

$$V = K_V A_F, \quad (2.75)$$

где V – объемный износ, м³;

K_V – коэффициент объемного износа, м³/Дж;

A_F – работа сил трения, Дж.

Модель Шпехта. Эта модель также использует линейную зависимость между объемным износом и работой сил трения, но предполагается, что существуют две зоны: умеренного и интенсивного износа с разными коэффициентами износа:

$$\begin{cases} V = K_V A_F, & w < w_{кр} \\ V = K_V \alpha A_F, & w \geq w_{кр} \end{cases}, \quad (2.76)$$

где w – мощность работы сил трения, Вт/м²;

$w_{кр}$ – критическая мощность работы сил трения, Вт/м²;

α – коэффициент скачка.

Модель ВНИИЖТ-1 и модель МИИТ с учетом пластики задаются следующими выражениями соответственно:

$$V = K_V P \xi^2; \quad (2.77)$$

$$V = K_V P^* \xi^2 \cdot \min(\operatorname{tg}(P/P^*), 1.5), \quad (2.78)$$

где P – давление в пятне контакта;

P^* – критическое давление в пятне контакта;

ξ – полный крип.

Работа сил трения в выражениях (2.72, 2.75, 2.76) вычисляется по формуле:

$$A_F = \int_0^t M_F dt, \quad (2.79)$$

где w – мощность сил трения, Вт, вычисляется по формуле

$$w = -F_x v_x - F_y v_y, \quad (2.80)$$

где F_x , F_y – продольная и поперечная силы крипа (трения), Н;

v_x , v_y – продольная и поперечная скорость скольжения, м/с.

Таким образом, с целью определения межремонтного пробега вагона для вычисления количественных параметров износов фрикционных узлов тележки была принята модель Арчарда, основанная на гипотезе о линейной зависимости между объемным износом V и работой сил трения A_F .

Расчеты проводим при движении вагона на прямом участке и крутых, обычных и пологих круговых и переходных кривых участках пути при следующих принятых параметрах каждого участка (таблица 2.3).

Таблица 2.3 Параметры каждого участка пути

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

Пусть $A = \{A_i\}$, $i = 1, \dots, N_A$ – множество семейств. Каждое семейство это расчет динамики экипажа при заданных внешних условиях на заданном

множестве скоростей, $A_i = \{v_{ij}\}$, $j = 1, \dots, N_{vi}$. Здесь v_{ij} – отдельный динамический расчет при заданной скорости движения. В рамках одного многовариантного расчета внешними условиями являются тип пути (прямая, кривая). Многовариантный расчет содержит четыре семейства $A = \{A_1, A_2, A_3, A_4\}$.

где A_1 – движение в прямой,

A_2, A_3, A_4 – движение в кривой $R = 350, 650, 1000$ м.

Таким образом, $N_A = 4$.

Для каждого семейства многовариантного расчета вводятся безразмерные весовые коэффициенты, определяющие долю кривых и прямых участков на исследуемом участке железной дороги, для которой прогнозируется износ

$$\alpha_i, i = 1, \dots, N_A. \quad (2.81)$$

Весовой коэффициент α_i – это коэффициент, определяющий долю того или иного типа участка пути, соответствующего альтернативе A_i , на исследуемом участке дороги и определяется по формуле

$$\alpha_i = \frac{s_i}{s}, \sum_{i=1}^{N_A} \alpha_i = 1, \quad (2.82)$$

где s – длина участка дороги,

s_i – суммарная длина участков, соответствующих альтернативе A_i .

Например, суммарная длина кривых радиуса $R = 650$ м, включает длины круговых, входных и выходных переходных участков кривой.

Также вводятся безразмерные весовые коэффициенты, учитывающие долю скоростей, на исследуемом участке дороги:

$$\beta_{ij}, \sum_{j=1}^{N_{vi}} \beta_{ij} = 1. \quad (2.83)$$

Для каждого семейства (т.е. участка пути – прямая, кривая $R=350$ м и т.д.) рассчитывается работа сил трения для каждой пары трения A_{Fijk} по формуле (2.67). Объемный износ V_{ijk} в м^3 , для каждой пары трения вычисляется по формуле:

$$V_{ijk} = K_{vij} A_{Fijk}. \quad (2.84)$$

Вычисление усредненного удельного объёмного износа V_{Sijk} , приходящегося на один метр пути для каждой пары трения семейства A_i и скорости v_{ijk} , вычисляется по формуле:

$$V_{Sijk} = \sum_{i=1}^{N_A} \alpha_i \sum_{j=1}^{N_{vi}} \beta_{ij} \frac{V_{ijk}}{S_i}, \quad (2.85)$$

где S_i – длина участка, в м (Таблица 2.3)

Далее идет вычисление объемного износа, приходящегося на межремонтный пробег,

$$V_{ПР-i} = V_{Sijk} \cdot s_{ПР}, \quad (2.86)$$

где $s_{ПР}$ – межремонтный пробег, в м.

Чтобы определить плотность распределение изнашивания пар трения в тележке с учетом весов внешних условий (тип пути, скорость), необходимо провести компьютерное моделирование движения грузовой цистерны по каждому принятому участку пути.

В данной работе в качестве расчетного участка пути принят участок общей протяженностью $S=218$ км. Участок имеет равнинный профиль пути. При определении весовых коэффициентов для прямых и кривых участков учитывались следующие условия:

$R > 1501$ м – прямая;

$1500 \text{ м} > R > 801$ м – принимается кривая радиусом 1000 м;

$800 \text{ м} > R > 501$ м – принимается кривая радиусом 650 м;

$500 \text{ м} > R > 250$ м – принимается кривая радиусом 350 м.

Так, для принятого участка пути были выбраны веса типов участков пути:

$$\alpha_1 = 0.52, \alpha_2 = 0.11, \alpha_3 = 0.21, \alpha_4 = 0.16.$$

Скорости движения для каждого семейства альтернатив при двух режимах загрузки показаны в таблице 2.4.

Таблица 2.4. Скорости движения для каждого семейства альтернатив при двух режимах загрузки

Семейство альтернатив	Скорости движения, км/ч						
	40	50	60	70	80	90	100
Прямая (груз.)/(пор.)	+	+	+	+	+	+	+
Кривая $R=350$ (груз.)/(пор.)	+	+	+	+	+	+	+
Кривая $R=650$ (груз.)/(пор.)	+	+	+	+	+	+	+
Кривая $R=1000$ (груз.)/(пор.)	+	+	+	+	+	+	+

В ходе анализа режимных карт расчетного участка пути было зафиксировано, что в основном из-за равнинного профиля пути грузовые поезда развивают максимальную скорость 100 км/ч. Доля этой скорости составляет не более 5%.

Для прямых и пологих кривых участков пути основная доля скоростей около 54% приходится на 80-90 км/час, 12% - на 70 км/ч, 7% - на 60 км/ч.

Со скоростью 40-50 км/час поезда движутся также при опробовании тормозов (таблица 2.5).

Таблица 2.5. Таблица весов скоростей

Скорость\ Тип участка	Прямая	Кривая R=350	Кривая R=650	Кривая R=1000
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	0.31	0.31
90	0.23	0.23	0.23	0.23
100	0.02	0	0.02	0.02

В модели Арчарда объемный износ материала пропорционально зависит от работы сил трения. Выбор коэффициента износа является сложной задачей и желательно, чтобы для каждого эксперимента коэффициент выбирался отдельно исходя из свойств материалов, условий контактирования тел и т.д.

Экспериментально установлено, что величина объемного износа для задачи трения плоских фрикционных поверхностей находится в пределах $1,67 \cdot 10^{-14}$ - $8,97 \cdot 10^{-13} \text{ м}^3/\text{Дж}$. Однако, применительно к подвижному составу железных дорог данная величина не должна превышать $8,97 \cdot 10^{-13} \text{ м}^3/\text{Дж}$.

2.5 Условия проведения численных экспериментов для оценки влияния параметров конструктивных особенностей буксовых узлов

Условия проведения численных экспериментов для оценки влияния параметров конструктивных особенностей буксовых узлов приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 Условия проведения экспериментов

№	Наименование	Содержание	
		Вагон-цистерна модели 1566	Вагон-цистерна модели 1566
1.	Тип экипажа	Вагон-цистерна модели 1566	Вагон-цистерна модели 1566
2.	Загрузка	Груженный	Порожний
3.	Состояние износа ходовых частей экипажа (начальное):	Среднесетевой новое колесо/ новый рельс	Среднесетевой новое колесо/ новый рельс
	Зазор между скользунами / суммарный каждой тележки, м	0,005/0,010	0,005/0,010
	Зазор в буксовом проеме в поперечном направлении, м	0,008	0,008
	Зазор в буксовом проеме в продольном направлении, м	0,01	0,01
	Разность колес по диаметру (начальная), м	0,0	0,0
	Разность боковин по базе (начальная)	0,0	0,0
	Прокат (начальный), м	0,0	0,0
	Износ гребня (начальный), м	0,0	0,0
	Коэффициент трения между корпусом буксы и боковиной	0,3	0,3
	Коэффициент трения в клиновом фрикционном гасителе	0,3	0,3
4.	База вагона, м	7,8	7,8
5.	Высота центра тяжести кузова, м	2,325	2,050
6.	Масса кузова, кг	83400	17400
7.	Моменты инерции, кг м ²		
	- для продольной оси X	160000	40000
	- для продольной оси Y	750000	160000
	- для продольной оси Z	750000	160000

№	Наименование	Содержание	
8.	Зазор в пятниковом узле, м	0,002	0,002
9.	Профили колесо/рельс	Новое, изношенное колесо с разным прокатом/ новый и изношенный рельс	
10.	Начальное завышение/ занижение клиньев фрикционных, мм	0,0	0,0
11.	Макро профиль пути	1. Прямая, базовая ширина колеи – 1,52 м; 2. Кривая R 650 м с возвышением 0,08 м, базовая ширина колеи в круговой кривой – 1,52 м; 3. Кривая R 350 м с возвышением 0,1 м, базовая ширина колеи в круговой кривой – 1,53 м;	
12.	Геометрические неровности рельсовых нитей	Численные реализации ВНИИЖТ по НТР 19.5.002.Р 2007г. (3-ой базовый вариант с амплитудами геометрических неровностей рельсовых нитей 50%)	
13.	Макро геометрия кривой	1. Прямая. Участок длиной 650 метров, прямая; 2. Кривая R650 м. Участок длиной 650 метров, 50 метров – прямая; 100 метров – входная переходная кривая; 200 метров – круговой участок кривой; 100 метров – выходная переходная кривая; 200 метров – прямая. 3. Кривая R350 м. Участок длиной 650 метров, 50 метров – прямая; 100 метров – входная переходная кривая; 200 метров – круговой участок кривой; 100 метров – выходная переходная кривая; 200 метров – прямая.	
14.	Скорости движения	Прямая – до 120 км/ч Кривая R 350 метров – до 120 км/ч Кривая R 650м и R 1200 м – до 120 км/ч	
15.	Коэффициенты трения скольжения в контакте колесо – рельс	0,25	
Параметры рельсового пути			
16	Вертикальная жесткость, МН/м	50	
17	Горизонтальная (поперечная) жесткость, МН/м	20	

№	Наименование	Содержание
18	Вертикальный коэффициент вязкого трения, МНс/м	0.8
19	Горизонтальный коэффициент вязкого трения, МНс/м	0.32

В соответствии с результатами предыдущих этапов производилось многовариантное компьютерное моделирование движения порожней и груженой цистерн в прямых и криволинейных участках пути с различными скоростями. Рассматривались для сравнения между собой следующие конструктивные варианты размещения кассетных буксовых узлов при выполнении модернизации тележки модели 18-100:

При выполнении расчетов динамических свойств тележки были обоснованно приняты цифровые численные реализации вертикальных и горизонтальных неровностей железнодорожного пути, снятых с натуральных железнодорожных линий. Численные реализации геометрических неровностей рельсовых нитей предоставлены ВНИИЖТ по НТР 19.5.002. Р 2007г. Принятые для компьютерного моделирования осциллограммы неровностей представлены на рисунках 2.25 - 2.28.

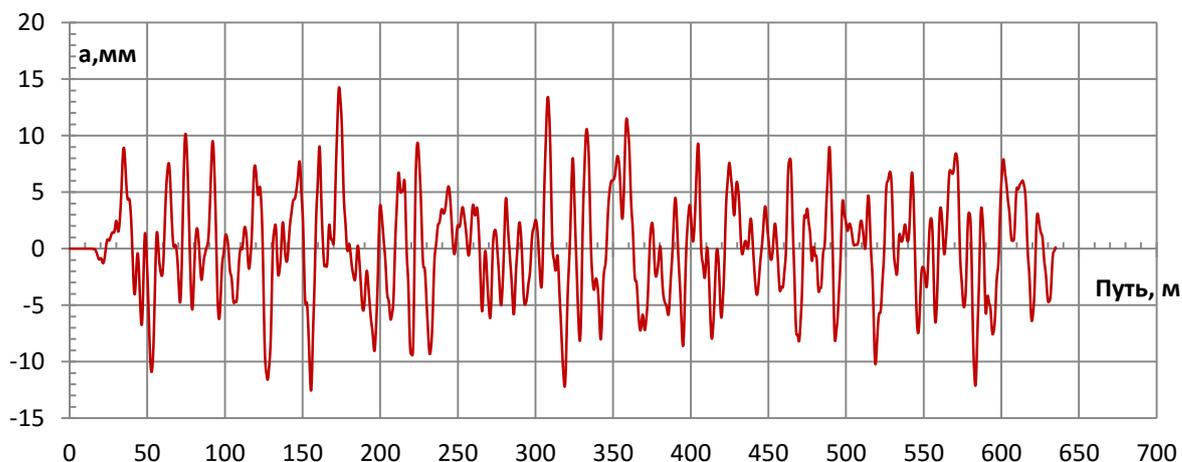


Рисунок 2.25 - Вертикальные неровности правой рельсовой нити

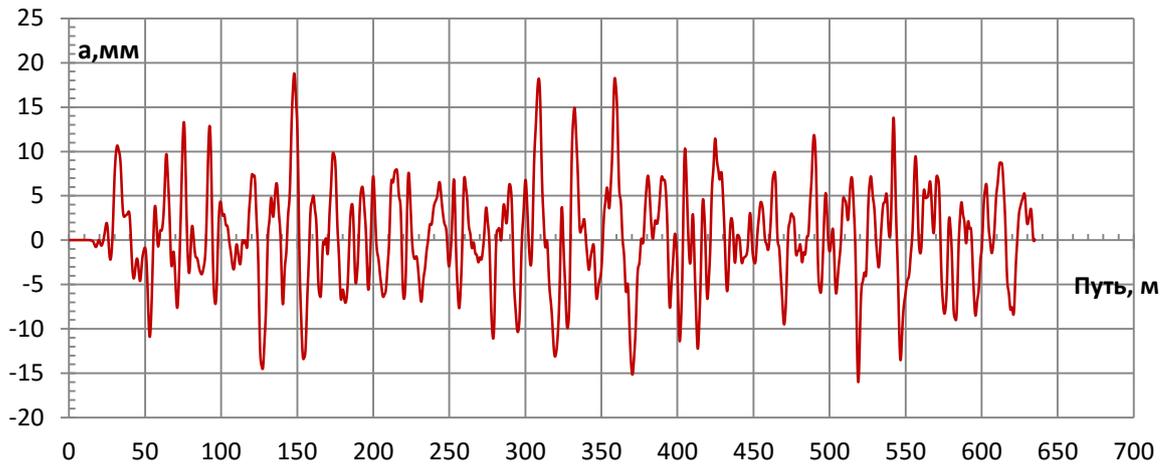


Рисунок 2.26 - Вертикальные неровности левой рельсовой нити

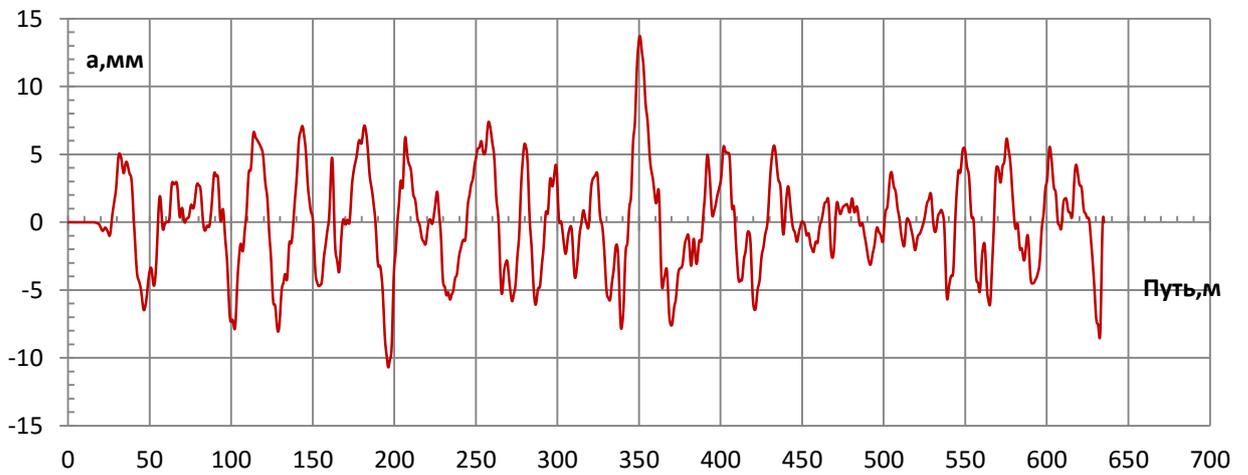


Рисунок 2.27 - Горизонтальные неровности левой рельсовой нити

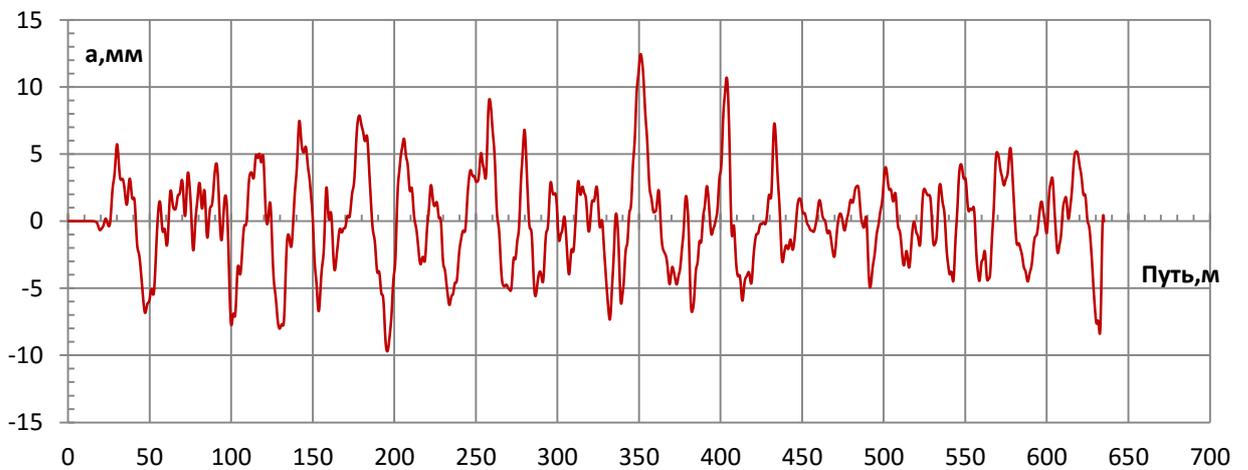


Рисунок 2.28 - Горизонтальные неровности левой рельсовой нити

Все цифровые реализации данных неровностей обработаны с целью оценки количества и качества имеющихся отступлений по отклонениям и нормируемым степеням. Количество отступлений показано в таблице 2.7.

Таблица 2.7 Количество отступлений

№	Наименование отклонения	Степени отступлений		
		II	III	IV
1	Уширение колеи	-	-	-
2	Сужение колеи	2	-	-
3	Уровень	2	-	-
4	Перекосы	9	7	7
5	Просадки	10	-	-
6	Рихтовка	5	8	2
7	Сочетания отклонений	-	-	1*

* - сочетание отклонений, согласно п.3.2. ЦП 515, более 6 отступлений на полный километр по уровню, перекосам, просадкам и отклонениям в плане (рихтовка).

В связи с тем, что рассматриваемые участки железнодорожного пути с наличием отступлений степеней III-IV считаются неудовлетворительными, то уровень величин амплитуд цифровых реализаций неровностей уменьшен на 50% от исходных амплитуд цифровых реализаций.

Выводы по разделу 2

Для количественной оценки влияния различных вариантов буксовых узлов на повышение безопасности движения грузовых поездов в условиях реальных сочетаний предельно-допустимых износов ходовых частей грузового вагона с целью определения вероятного межремонтного пробега разработаны:

- уточненная математическая и графическая модель грузового вагона в специализированных программных комплексах;
- методика расчета долговечности конических подшипников с модернизированными адаптерами кассетных буксовых узлов;
- методика расчета напряженного состояния адаптера кассетного буксового узла
- методика определения вероятного межремонтного пробега.

3 Верификация методики проведения вычислительных экспериментов и оценки полученных результатов

3.1 Расчет долговечности конических подшипников для конструктивных вариантов кассетных буксовых узлов

В этом разделе рассмотрены различные схемы влияния буксовых узлов:

- адаптер, который обеспечивает симметричную схему передачи нагрузок от боковой рамы на буксовые подшипники (первая главная схема) и
- типовые корпус буксы и адаптер с плоской опорной контактной поверхностью, обеспечивающие асимметричную схему нагружения (вторая главная схема).

Расчет долговечности кассетного буксового узла выполнен применительно к размерному ряду конических подшипников типа SKF TBU габаритах 130x250x160мм с учетом технических характеристик и условий эксплуатации грузового вагона для буксовых узлов следующих базовых конструктивных вариантов.

Для варианта №1 «в буксе» и варианта №2 «адаптере» для второй главной схемы нагружения происходит только по плоской поверхности контакта. Для вариантов №3 в «Адаптере-У» с предложенной модернизированной геометрией опорных и упорных контактных поверхностей адаптера-нагружателя взаимодействующих с ними опорными и упорными поверхностями буксового проема боковой рамы тележки.

Симметричное приложение внешних сил на буксовые узлы при движении вагона в кривом участке пути (первая главная схема).

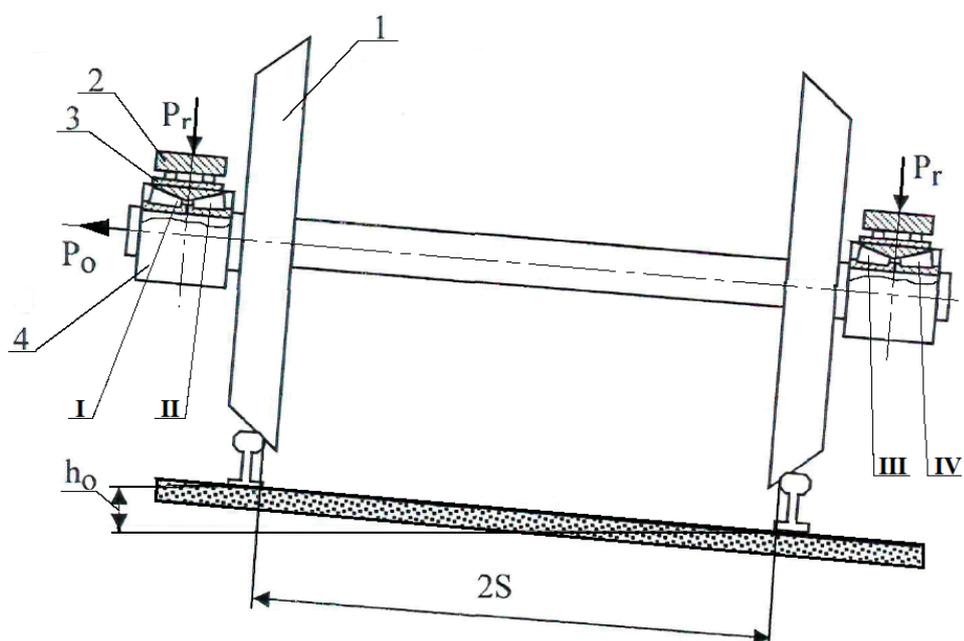
Значения внешних сил нагружения подшипников к расчетной схеме (рисунок 3.1) оценки долговечности подшипников букс кассетного типа при симметричном действии радиальной силы приведены в таблице 3.1.

Расчетные значения распределения радиальных сил по роликам подшипников буксовых узлов сведены в таблице 3.2. На рисунках 3.2 и 3.3

представлены графики распределения радиальных сил на ролики в подшипниках буксового узла с внешней и внутренней стороны радиуса кривого участка пути.

Таблица 3.1 Значения внешних сил нагружения подшипников

Наименование показателя	Единица измерения	Порядковый номер подшипника			
		I	II	III	IV
Грузоподъемность грузового вагона	кН	680,0			
Масса тары вагона	кН	240,0			
Скорость движения вагона (средняя)	км/час	61,8			
Радиус участка пути	м	180			
Коэффициент вертикальной динамики	-	0,29			
Вертикальная статическая нагрузка	кН	872,0			
Вертикальная центробежная нагрузка	кН	58,652			
Вертикальная нагрузка от силы ветра	кН	29,258			
Вертикальная динамическая нагрузка	кН	250,8			
Радиальная сила P_1 нагружения подшипника	кН	151,338		-	-
Радиальная сила P_2 нагружения подшипника	кН	-	-	98,011	
Осевая сила P_0 нагружения подшипника	кН	22,187	0,0	22,187	0,0



где 1 - колесная пара; 2 - опорная поверхность проема боковины; 3 - адаптер; 4 - корпус кассетного буксового узла; P_r - радиальная сила; P_0 - осевая сила.

Рисунок 3.1 - Расчетная схема оценки долговечности подшипников букс кассетного типа при симметричном действии радиальной силы

Таблица 3.2 Расчетные значения распределения радиальных сил по роликам подшипников буксовых узлов

Номер ролика	Значения распределенных радиальных сил роликов подшипника $Q_{нф}$, кН			
	I	II	III	IV
7	1,560	0,0	1,560	0,0
6	1,560	0,0	1,560	0,0
5	1,560	0,0	1,560	0,0
4	1,560	0,0	1,560	0,0
3	2,315	0,754	2,049	0,488
2	21,161	19,601	14,254	12,694
1	35,853	34,293	23,769	22,209
0	41,271	39,711	27,278	25,718
13	35,853	34,293	23,769	22,209
12	21,161	19,601	14,254	12,694
11	2,315	0,754	2,049	0,488
10	1,560	0	1,560	0,0
9	1,560	0	1,560	0,0
8	1,560	0	1,560	0,0

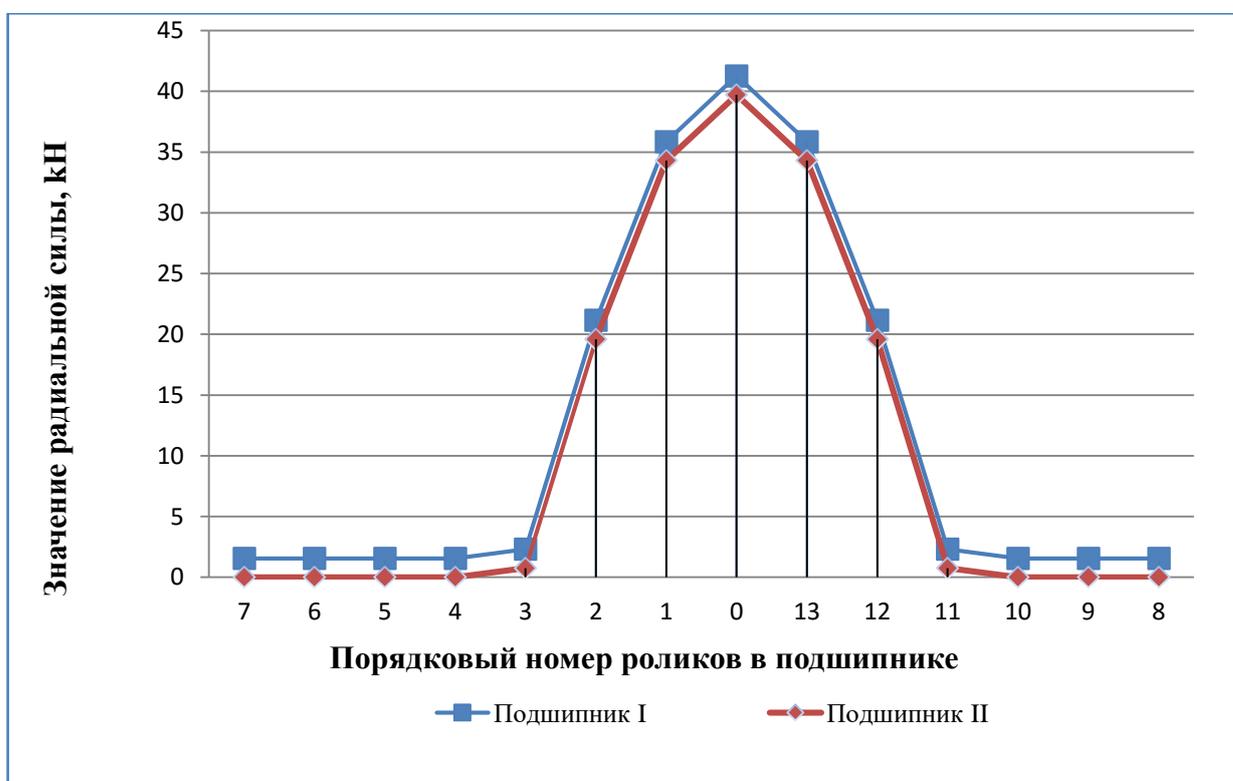


Рисунок 3.2 - График распределения радиальных сил на ролики в подшипниках буксового узла с внешней стороны радиуса кривого участка пути

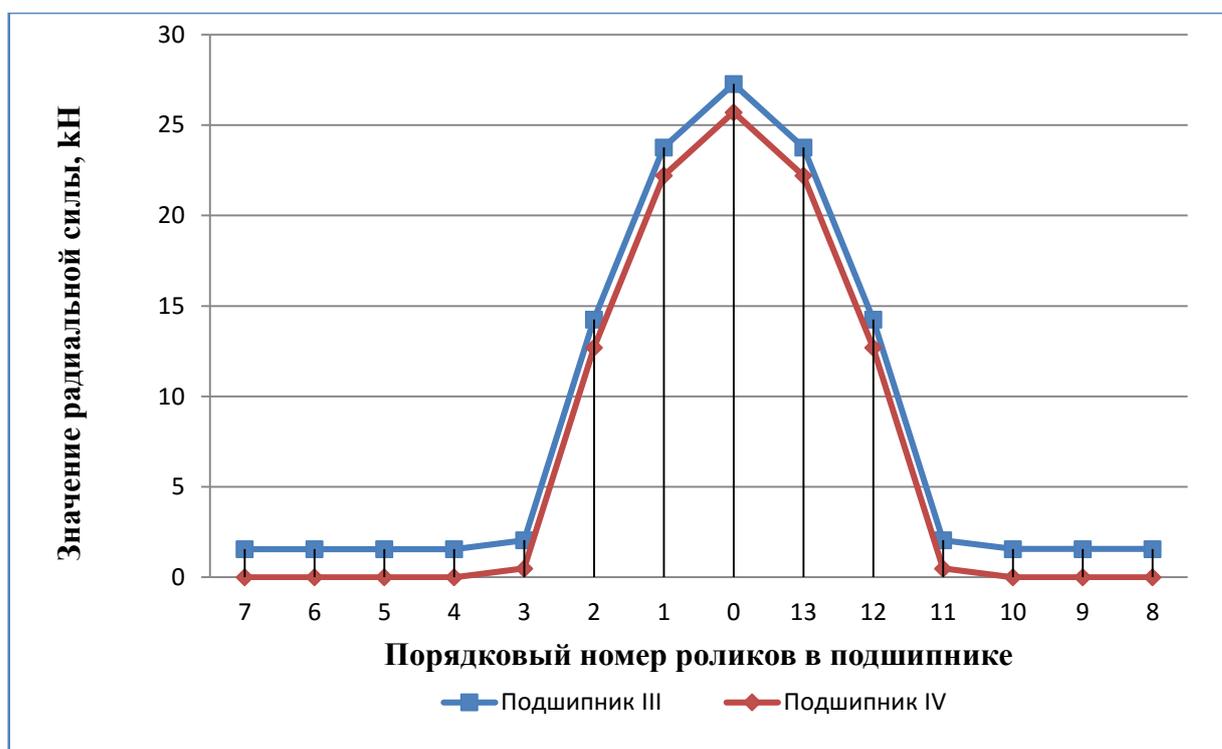


Рисунок 3.3 - График распределения радиальных сил на ролики в подшипниках буксового узла с внутренней стороны радиуса кривого участка пути

Результаты расчета долговечности кассетных подшипников при симметричном приложении внешних сил на буксовые узлы при движении вагона в кривом участке пути (первая главная схема) сведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 Результаты расчета долговечности подшипников кассетных буксовых узлов при заданном режиме нагружения

Наименование показателя	Единица измерения	Значения показателей для подшипников			
		I	II	III	IV
Долговечность внутреннего кольца	млн. об	18	122	93	122
Долговечность наружного кольца	млн. об	179	1211	931	1211
Долговечность подшипника	млн. об	16	113	87	113
Время безотказной работы подшипника	час	812	5486	4202	5486
Пробег вагона при безотказной работе подшипника	км	50209	339205	259837	339205

Симметричное приложении внешних сил на буксовые узлы при движении вагона по прямому участку пути (первая главная схема)

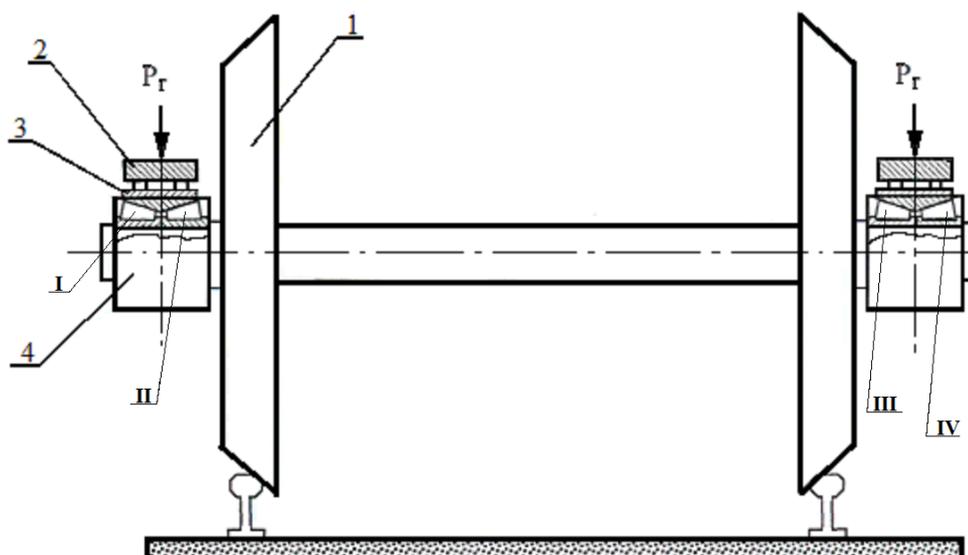
Значения внешних сил нагружения подшипников к расчетной схеме (рисунок 3.4) оценки долговечности подшипников букс кассетного типа при симметричном действии радиальной силы приведены в таблице 3.4.

Расчетные значения распределения радиальных сил по роликам подшипников буксовых узлов сведены в таблице 3.5. На рисунках 3.5 представлен график распределения радиальных сил на ролики в подшипниках буксового узла при движении колесной пары по прямому участку пути.

Результаты расчета долговечности кассетных подшипников при симметричном приложении внешних сил на буксовые узлы при движении вагона в прямом участке пути (первая главная схема) сведены в таблицу 3.6.

Таблица 3.4 Значения внешних сил нагружения подшипников

Наименование показателя	Единица измерения	Порядковый номер подшипника			
		I	II	III	IV
Грузоподъемность грузового вагона	кН	680,0			
Масса тары вагона	кН	240,0			
Скорость движения вагона (средняя)	км/час	90			
Радиус участка пути	м	0			
Коэффициент вертикальной динамики	-	0,36			
Вертикальная статическая нагрузка	кН	872,0			
Вертикальная центробежная нагрузка	кН	0			
Вертикальная нагрузка от силы ветра	кН	0			
Вертикальная динамическая нагрузка	кН	317,069			
Радиальная сила P_1 нагружения подшипника	кН	148,633			
Радиальная сила P_2 нагружения подшипника	кН	148,633			
Осевая сила P_0 нагружения подшипника	кН	0			



где 1 - колесная пара; 2 - опорная поверхность проема боковины; 3 - адаптер;
4 - корпус кассетного буксового узла; P_r - радиальная сила.

Рисунок 3.4 - Расчетная схема для расчета долговечности подшипников кассетного типа при симметричном действии радиальной силы

Таблица 3.5 Расчетные значения распределения радиальных сил по роликам подшипников буксовых узлов

Номер ролика	Значения распределенных радиальных сил роликов подшипника $Q_{нф}$, кН			
	I	II	III	IV
7	0,0	0,0	0,0	0,0
6	0,0	0,0	0,0	0,0
5	0,0	0,0	0,0	0,0
4	0,0	0,0	0,0	0,0
3	0,741	0,7413	0,7413	0,7413
2	19,2507	19,2507	19,2507	19,2507
1	33,6804	33,6804	33,6804	33,6804
0	39,0015	39,0015	39,0015	39,0015
13	33,6804	33,6804	33,6804	33,6804
12	19,2507	19,2507	19,2507	19,2507
11	0,7413	0,7413	0,7413	0,7413
10	0,0	0,0	0,0	0,0
9	0,0	0,0	0,0	0,0
8	0,0	0,0	0,0	0,0

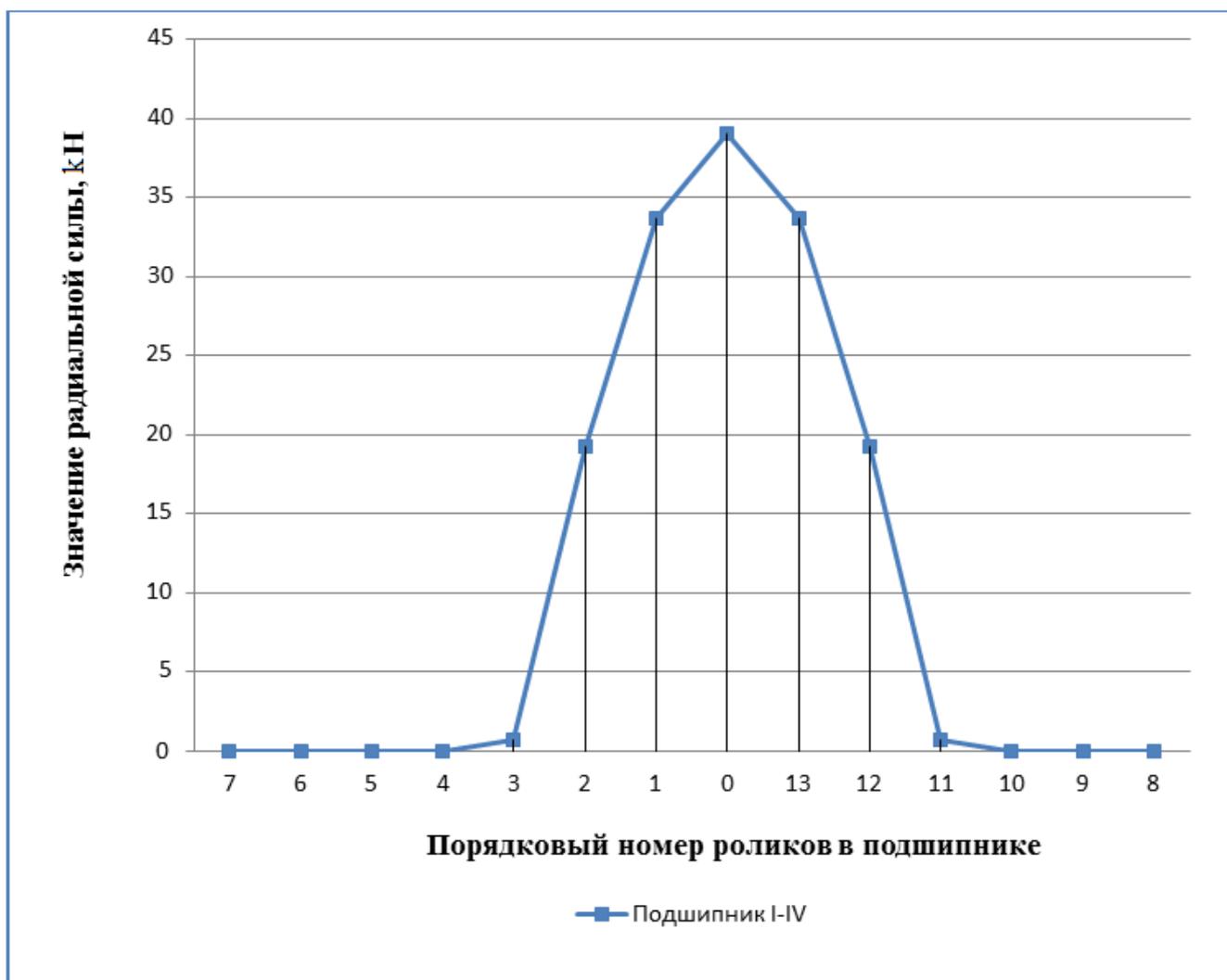


Рисунок 3.5 - График распределения радиальных сил на ролики в подшипниках буксового узла при движении вагона по прямому участку пути

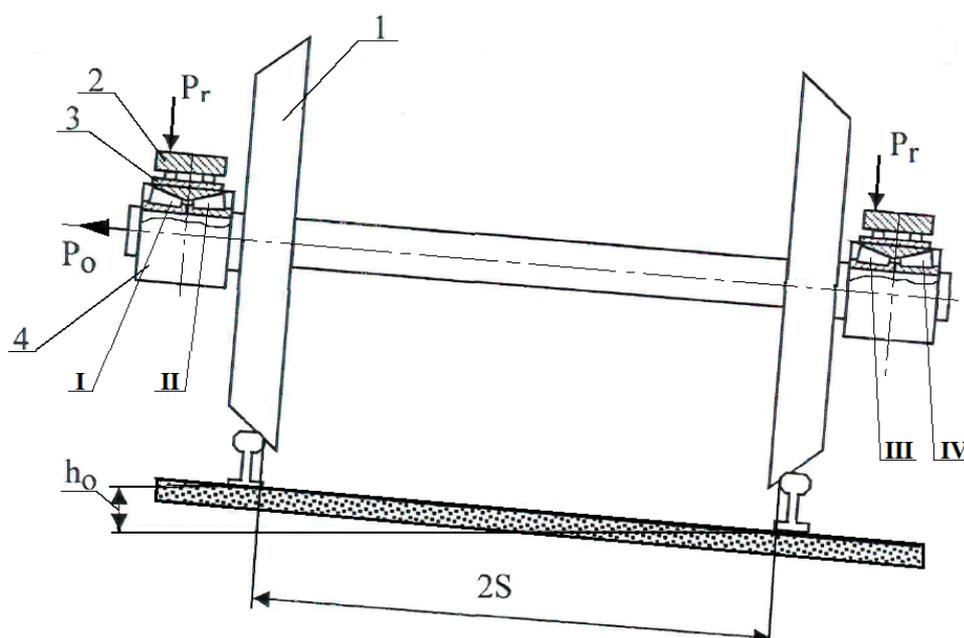
Таблица 3.6 Результаты расчета долговечности подшипников кассетных буксовых узлов при заданном режиме нагружения

Наименование показателя	Единица измерения	Значения показателей для подшипников			
		I	II	III	IV
Долговечность внутреннего кольца	млн. об	23.1			
Долговечность наружного кольца	млн. об	229.1			
Долговечность подшипника	млн. об	21.5			
Время безотказной работы подшипника	час	713.8			
Пробег вагона при безотказной работе подшипника	км	64242.1			

Асимметричное приложение внешних сил на буксовые узлы при движении вагона в кривом участке пути (вторая главная схема).

Значения внешних сил нагружения подшипников к расчетной схеме (рисунок 3.6) оценки долговечности подшипников букс кассетного типа при асимметричном действии радиальной силы приведены в таблице 3.7.

Расчетные значения распределения радиальных сил по роликам подшипников буксовых узлов сведены в таблице 3.8. На рисунках 3.7 и 3.8 представлены графики распределения радиальных сил на ролики в подшипниках буксового узла с внешней и внутренней стороны радиуса кривого участка пути.



где 1 - колесная пара; 2 - опорная поверхность проема боковины; 3 - адаптер; 4 - корпус кассетного буксового узла; P_r - радиальная сила; P_o - осевая сила.

Рисунок 3.6 - Расчетная схема оценки долговечности подшипников букс кассетного типа при асимметричном действии радиальной силы

Результаты расчета долговечности кассетных подшипников при асимметричном приложении внешних сил на буксовые узлы при движении вагона в кривом участке пути (вторая главная схема) сведены в таблице 3.9.

Таблица 3.7 Значения внешних сил нагружения подшипников

Наименование показателя	Единица измерения	Порядковый номер подшипника			
		I	II	III	IV
Грузоподъемность грузового вагона	кН	680,0			
Масса тары вагона	кН	240,0			
Скорость движения вагона (средняя)	км/час	61,8			
Радиус участка пути	м	180			
Коэффициент вертикальной динамики	-	0,29			
Вертикальная статическая нагрузка	кН	872,0			
Вертикальная центробежная нагрузка	кН	58,652			
Вертикальная нагрузка от силы ветра	кН	29,258			
Вертикальная динамическая нагрузка	кН	250,8			
Радиальная сила $P_a (P_1)$ нагружения подшипника	кН	281,057	-	-	-
Радиальная сила $P_b (P_1)$ нагружения подшипника		-	21,619	-	-
Радиальная сила $P_a (P_2)$ нагружения подшипника	кН	-	-	182,02	-
Радиальная сила $P_b (P_2)$ нагружения подшипника	кН	-	-	-	14,001
Осевая сила P_o нагружения подшипника	кН	22,187	0,0	22,187	0,0

Таблица 3.8 Расчетные значения распределения радиальных сил по роликам подшипников буксовых узлов

Номер ролика	Значения распределенных радиальных сил роликов подшипника $Q_{нф}$, Н			
	I	II	III	IV
7	1,5604	0,0	1,5604	0,0
6	1,5604	0,0	1,5604	0,0
5	1,5604	0,0	1,5604	0,0
4	1,5604	0,0	1,5604	0,0
3	2,9623	0,1078	2,4683	0,069,8
2	37,9625	2,8002	25,1354	1,813,5
1	65,2481	4,8991	42,8063	3,172,8
0	75,3100	5,6730	49,3227	3,674,0
13	65,2481	4,8991	42,8063	3,172,8
12	37,9625	2,8002	25,1354	1,813,5
11	2,9623	0,1078	2,4683	0,069,8
10	1,5604	0,0	1,5604	0,0
9	1,5604	0,0	1,5604	0,0
8	1,5604	0,0	1,5604	0,0

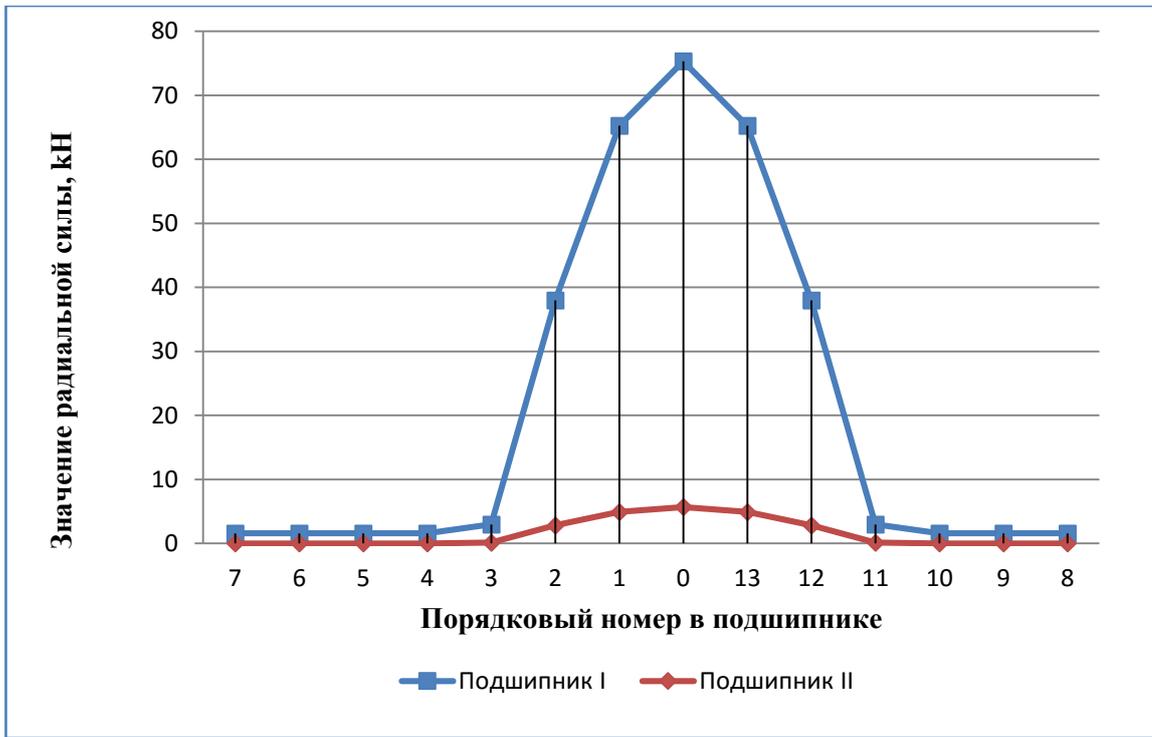


Рисунок 3.7 - График распределения радиальных сил на ролики в подшипниках буксового узла с внешней стороны радиуса кривого участка пути

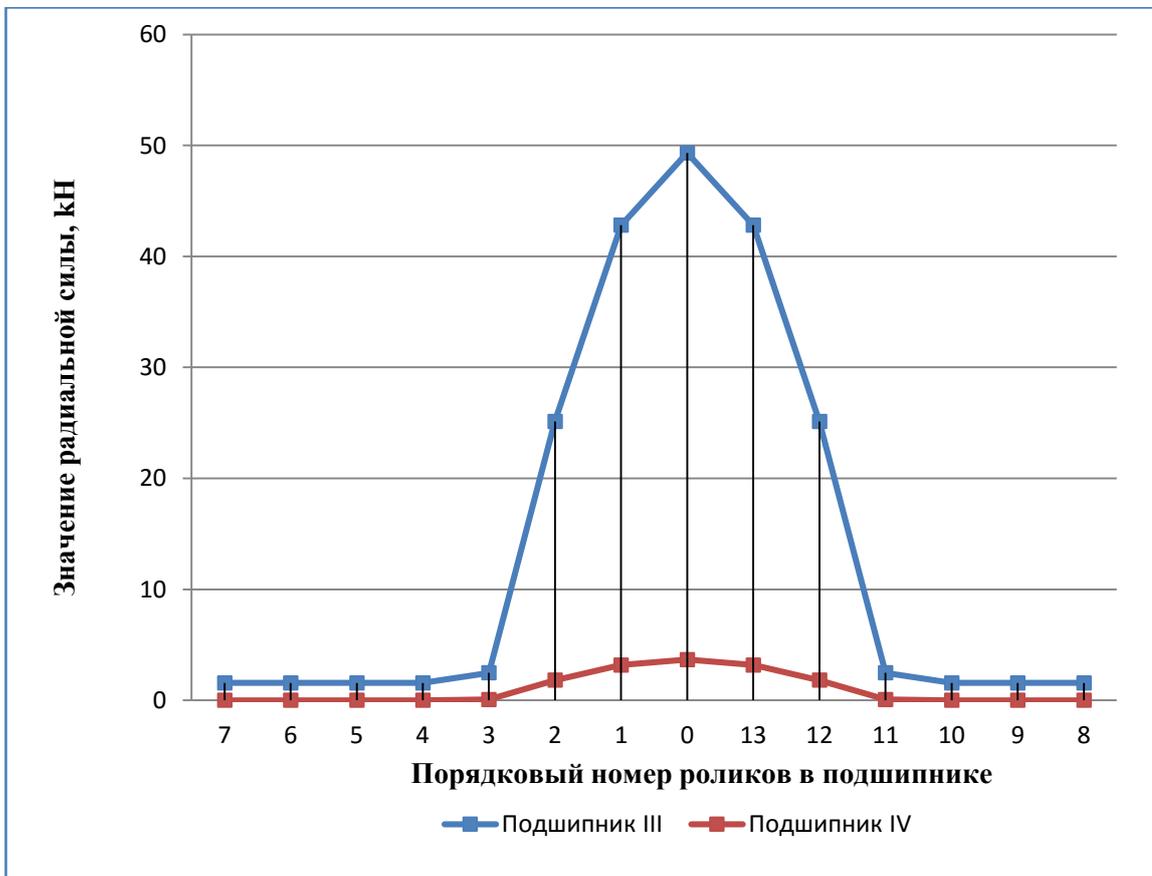


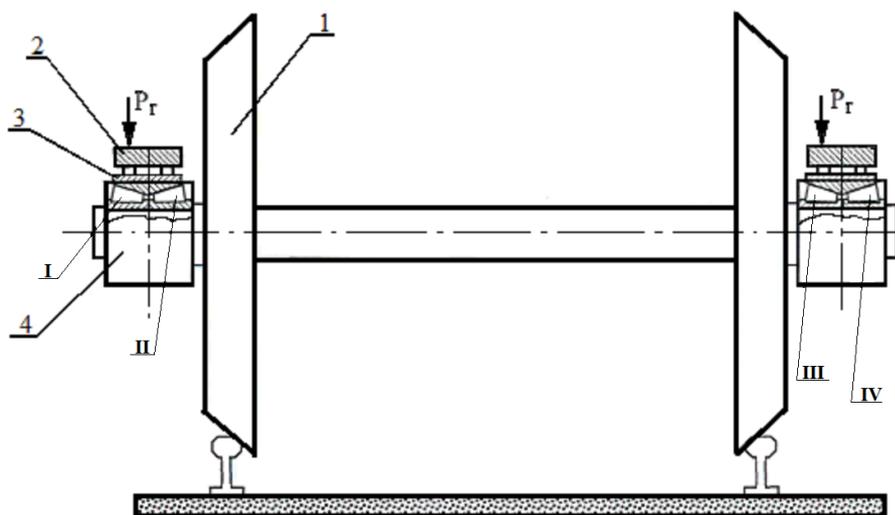
Рисунок 3.8 - График распределения радиальных сил на ролики в подшипниках буксового узла с внутренней стороны радиуса кривого участка пути

Таблица 3.9 Результаты расчета долговечности подшипников кассетных буксовых узлов при заданном режиме нагружения

Наименование показателя	Единица измерения	Значения показателей для подшипников			
		I	II	III	IV
Долговечность внутреннего кольца	млн. об	1,6	293470	8,9	293470
Долговечность наружного кольца	млн. об	16,3	2909115	88,2	2909115
Долговечность подшипника	млн. об	1,5	270770	8,3	270770
Время безотказной работы подшипника	час	74,1	13071521	399,8	13071521
Пробег вагона при безотказной работе подшипника	км	4582	808118154	24716	808118154

Асимметричное приложение внешних сил на буксовые узлы при движении вагона в прямом участке пути (вторая главная схема).

Значения внешних сил нагружения подшипников к расчетной схеме (рисунок 3.9) оценки долговечности подшипников букс кассетного типа при асимметричном действии радиальной силы по прямому участку пути приведены в таблице 3.10.



где 1 - колесная пара; 2 - опорная поверхность проема боковины; 3 - адаптер; 4 - корпус кассетного буксового узла; P_r - радиальная сила.

Рисунок 3.9 - Расчетная схема для расчета долговечности подшипников кассетного типа при асимметричном действии радиальной силы

Таблица 3.10 Значения внешних сил нагружения подшипников

Наименование показателя	Единица измерения	Порядковый номер подшипника			
		I	II	III	IV
Грузоподъемность грузового вагона	кН	680,0			
Масса тары вагона	кН	240,0			
Скорость движения вагона (средняя)	км/час	90			
Радиус участка пути	м	0			
Коэффициент вертикальной динамики	-	0,36			
Вертикальная статическая нагрузка	кН	872,0			
Вертикальная центробежная нагрузка	кН	0			
Вертикальная нагрузка от силы ветра	кН	0			
Вертикальная динамическая нагрузка	кН	317,069			
Радиальная сила $P_a (P_1)$ нагружения подшипника	кН	276,034	-	-	-
Радиальная сила $P_b (P_1)$ нагружения подшипника	кН	-	21,2334	-	-
Радиальная сила $P_a (P_2)$ нагружения подшипника	кН	-	-	276,034	-
Радиальная сила $P_b (P_2)$ нагружения подшипника	кН	-	-	-	21,2334
Осевая сила P_o нагружения подшипника	кН	0		0	

Расчетные значения распределения радиальных сил по роликам подшипников буксовых узлов сведены в таблице 3.11. На рисунке 3.10 и 3.11 представлены графики распределения радиальных сил на ролики в подшипниках буксового узла при движении грузового вагона по прямому участку пути.

Результаты расчета долговечности кассетных подшипников при асимметричном приложении внешних сил на буксовые узлы при движении вагона в кривом участке пути (вторая главная схема) сведены в таблице 3.12.

Таблица 3.11 Расчетные значения распределения радиальных сил по роликам подшипников буксовых узлов

Номер ролика	Значения распределенных радиальных сил роликов подшипника $Q_{нф}$, Н			
	I	II	III	IV
7	0,0	0,0	0,0	0,0
6	0,0	0,0	0,0	0,0
5	0,0	0,0	0,0	0,0
4	0,0	0,0	0,0	0,0
3	1,3768	0,1059	1,3768	0,1059
2	35,7513	2,7501	35,7513	2,7501
1	62,5492	4,8115	62,5492	4,8115
0	72,4313	5,5716	72,4313	5,5716
13	62,5492	4,8115	62,5492	4,8115
12	35,7513	2,7501	35,7513	2,7501
11	1,3768	0,1059	1,3768	0,1059
10	0,0	0,0	0,0	0,0
9	0,0	0,0	0,0	0,0
8	0,0	0,0	0,0	0,0

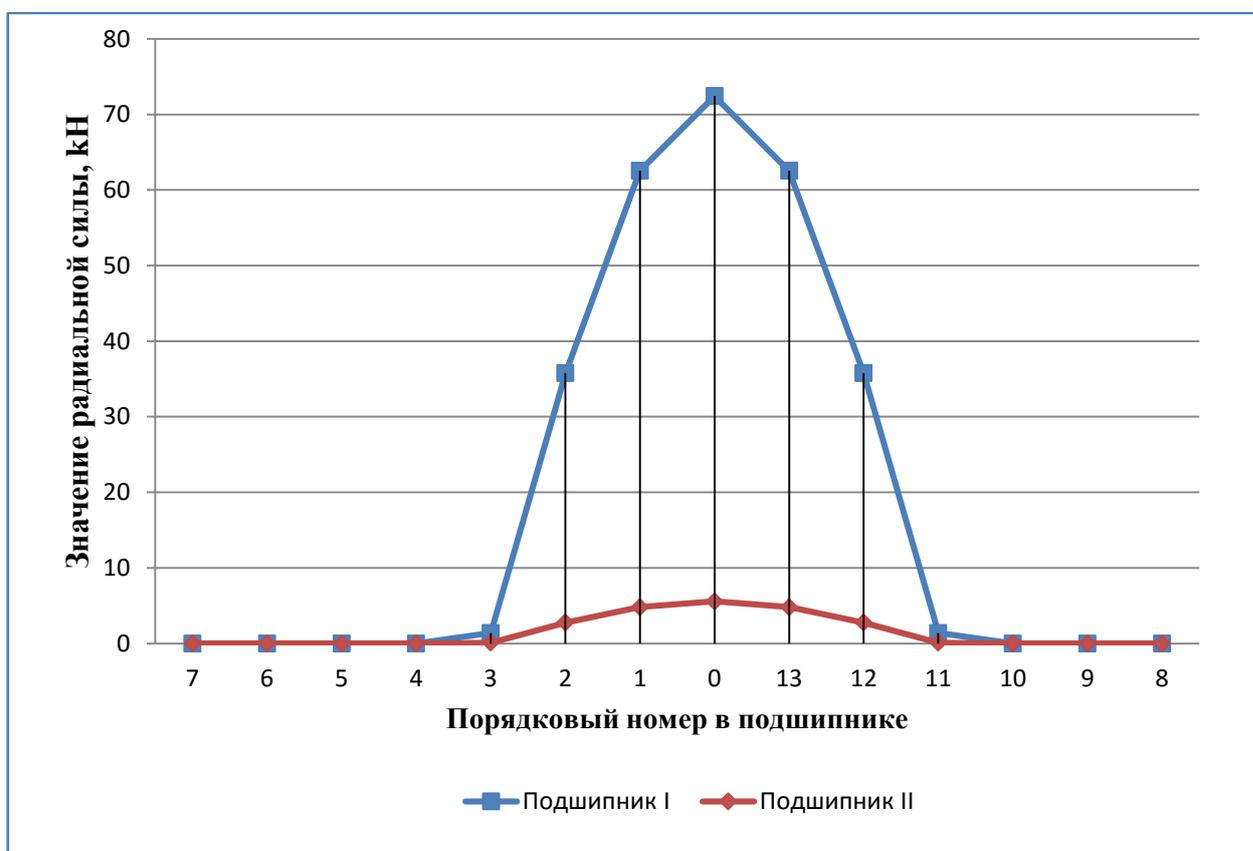


Рисунок 3.10 - График распределения радиальных сил на ролики подшипников буксового узла при движении вагона по прямому участку пути

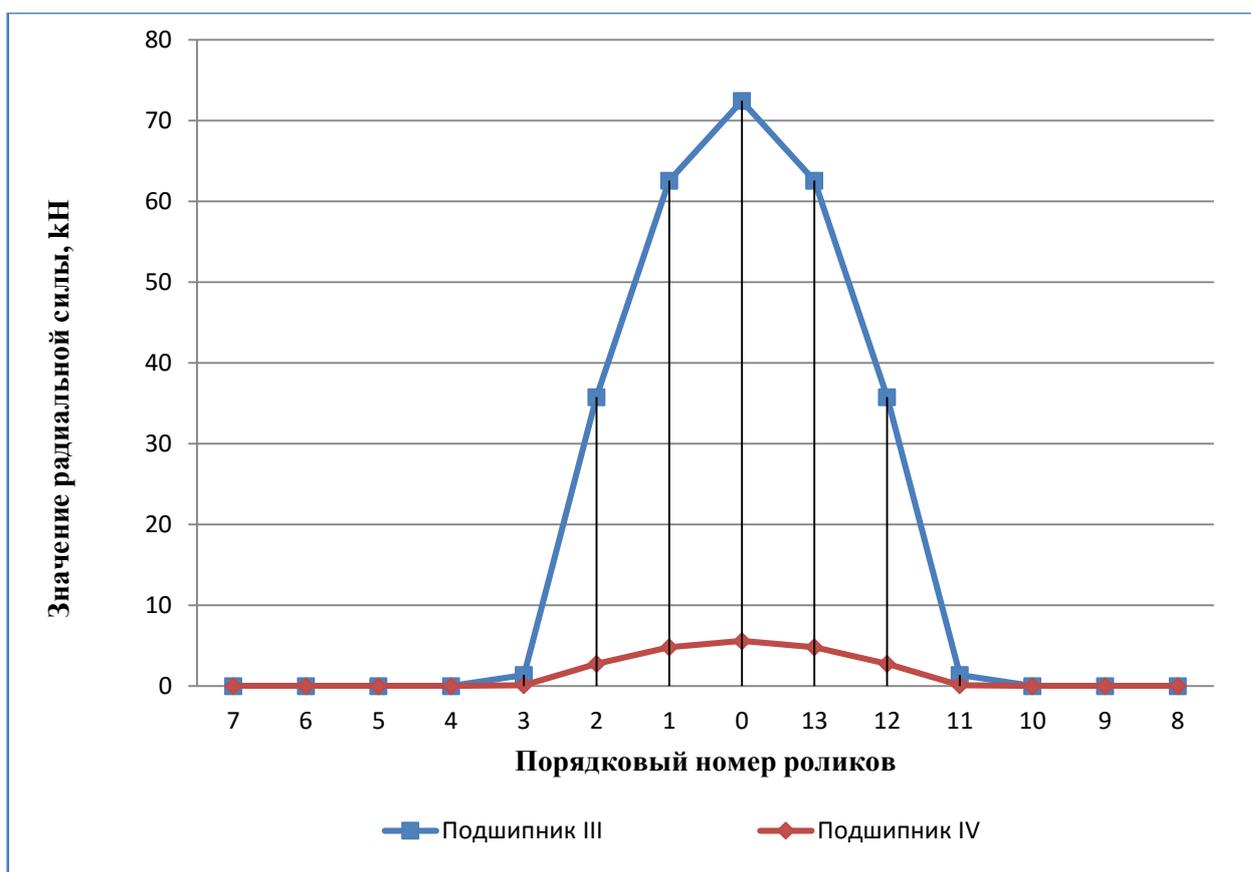


Рисунок 3.11 - График распределения радиальных сил на ролики подшипников буксового узла при движении вагона по прямому участку пути

Таблица 3.12 Результаты расчета долговечности подшипников кассетных буксовых узлов при заданном режиме нагружения

Наименование показателя	Единица измерения	Значения показателей для подшипников			
		I	II	III	IV
Долговечность внутреннего кольца	млн. об	1,9	55487	1,9	55487
Долговечность наружного кольца	млн. об	19,3	550039	19,3	550039
Долговечность подшипника	млн. об	1,8	51281	1,8	51281
Время безотказной работы подшипника	час	60,2	1700547	60,2	1700547
Пробег вагона при безотказной работе подшипника	км	5413	153049270	5413	153049227

Анализ полученных расчетов для различных вариантов конструктивного исполнения буксовых узлов, позволяет сделать предварительную оценку их влияния на длительность безаварийной эксплуатации:

- В варианте №1 «в буксе» возможно размещение цилиндрических и кассетных конических подшипников типа ТВУ в стандартном корпусе буксы. Наименее проблемным из рассмотренных вариантов является вариант «в буксе», предполагающий в процессе выполнения плановых видов ремонта грузовой цистерны на вагоноремонтных предприятиях производить установку конических кассетных подшипников в типовой корпус буксы.

- В варианте №2 «в адаптере» и варианте №3 в «Адаптере-У» кассетные конические подшипники устанавливаются при помощи буксовых адаптеров-нагрузателей, которые охватывает буксовый кассетный подшипник только на половину. Преимущество этих вариантов заключается в снижении необремененной массы каждого буксового узла, примерно на 16кг (128кг на вагон). Отличительная особенность и преимущество предпочтительного варианта в «Адаптере-У» заключается в том, что в буксовые узлы вместо типового адаптера устанавливается модернизированный адаптер, улучшающий передачу нагрузок на буксовый узел и повышающий безотказность работы подшипников, примерно в 11раз.

3.2 Расчет напряженного состояния адаптера кассетного буксового узла

В соответствии с вышеизложенной методикой были произведены расчеты напряженно-деформированного состояния (НДС) адаптера. Результаты расчетов представлены на рисунках 3.12 - 3.14.

Анализ результатов расчетов показывает:

а) нагружение модернизированного адаптера по схеме №1 при равномерном (симметричном) способе передачи нагрузок (рисунок 3.12) не вызывает в нем высокого уровня напряжений, причем их величины не превышают допустимых значений ($\sigma \approx 600$ кгс/см);

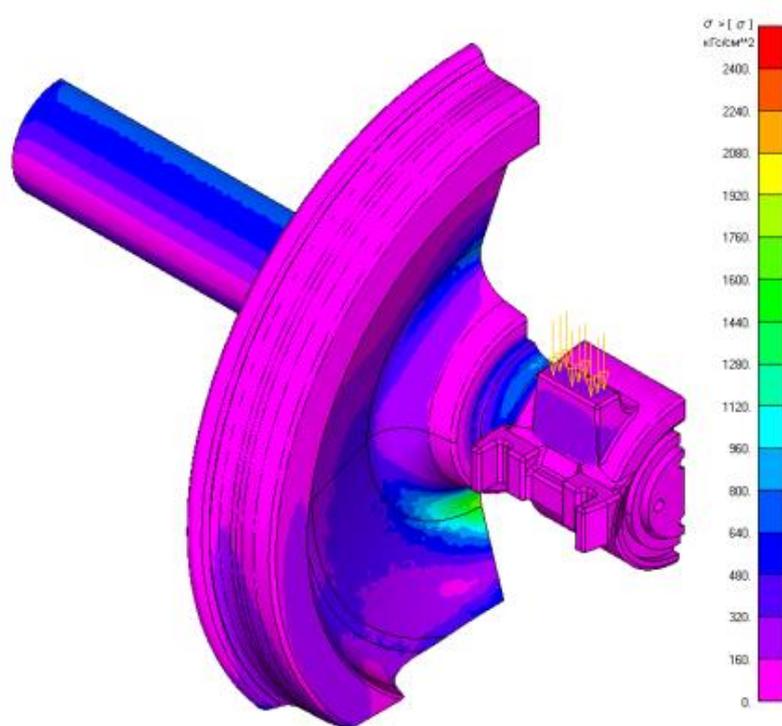


Рисунок 3.12 - равномерно - распределенная нагрузка на адаптер

б) нагружение адаптера по схеме №2 (рисунок 3.13) при асимметричном способе передачи нагрузок для случая кромочного опирания на наружную

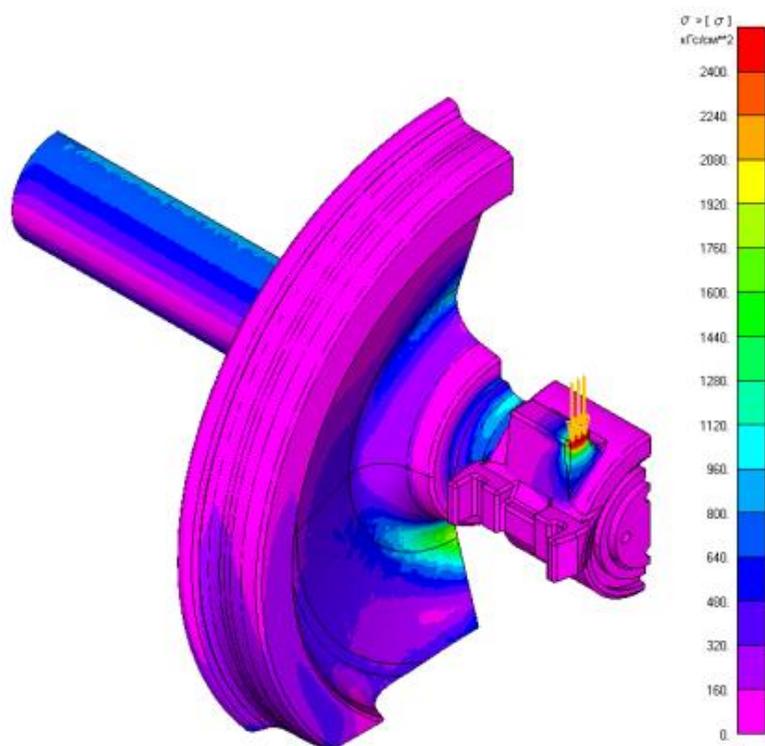


Рисунок 3.13 - нагрузка на переднюю кромку адаптера

сторону опорной поверхности адаптера и по схеме №3 (рисунок 3.14) для случая кромочного операния на внутреннюю сторону опорной поверхности адаптера приводит к напряжениям, существенно превышающим допускаемые значения из условия обеспечения запаса прочности.

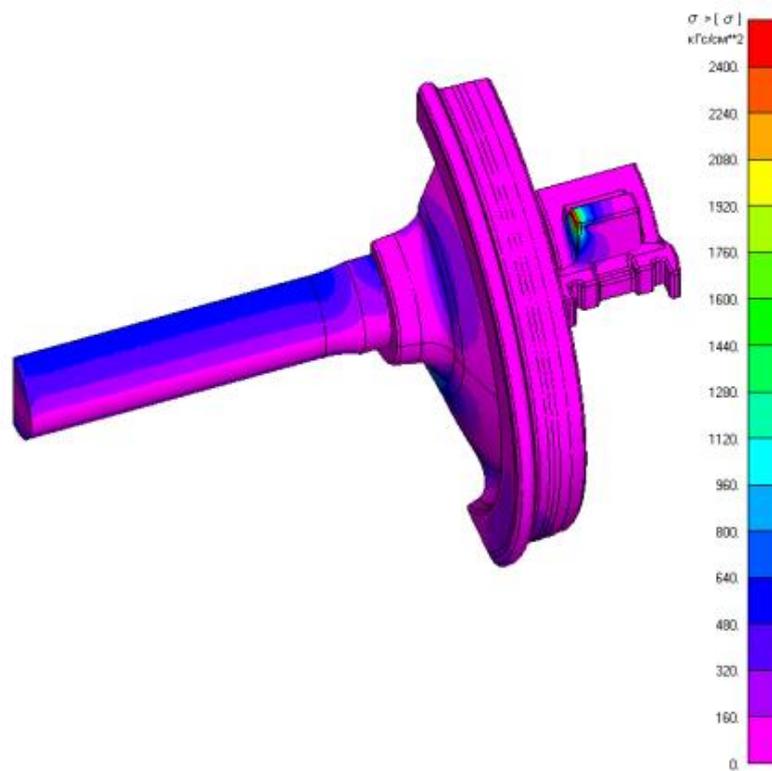


Рисунок 3.14. - нагрузка на заднюю кромку адаптера

Расчеты НДС модернизированного адаптера показали, что осуществление симметричной схемы передачи нагрузок от буксового проема боковой рамы на опорные поверхности адаптера буксового узла, не вызывает в нем превышения допустимого уровня напряжений.

3.3 Проведение расчетов движения вагона с различными конструктивными особенностями буксовых узлов с помощью уточненного компьютерного моделирования многовариантных по реальному пути

Основная цель проведения настоящих расчетов – уточнение математической и графической модели грузового вагона в специализированных программных комплексах с целью оценки влияния различных модернизаций буксовых узлов на повышение безопасности и безаварийной эксплуатации вагона в условиях реальных сочетаний предельно допустимых износов ходовых частей. В частности, описываются принятые расчетные схемы и дифференциальные уравнения, описывающие взаимодействие деталей и узлов ходовых частей, динамические реакции в упруго-фрикционных связях, результаты сравнения компьютерных расчетов с экспериментальными данными.

Расчетная схема №1 - «Букса», применены колесные пары с кассетными подшипниками, размещенными в типовом корпусе буксы.

Расчетная схема №2 - «Адаптер», применены колесные пары с кассетными подшипниками, установленными в обычный адаптер.

Вариант №3 «Адаптер-У», применены колесные пары с кассетными подшипниками, установленными в модернизированный адаптер, с измененной схемой передачи нагрузок повышающий безотказность работы подшипников по контактному напряжению в 11 раз.

Объектом компьютерного моделирования является типовая порожняя и груженная до полной грузоподъемности цистерна модели 1566 грузового парка РФ. Вагоны эксплуатируются на тележках модели 18-100.

Анализ максимальных значений рамных сил

Зависимости максимальных значений рамных сил, действующих на ходовые части для порожней и груженой цистерны от скорости движения в прямых и в криволинейных участках железнодорожного пути со скоростями в диапазоне 40-120 км/ч представлены в таблицах 3.13-3.14.

Таблица 3.13 Максимальные значения рамных сил (порожняя цистерна), кН

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Адаптер			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	6,03	6,46	6,36	6,32	6,70	6,58	6,08	6,44	6,59
50	7,20	7,46	7,53	6,96	7,69	7,57	7,75	7,35	7,56
60	8,21	8,45	8,80	7,45	8,10	8,47	8,51	8,67	7,96
70	9,28	9,81	9,71	9,36	9,38	9,49	8,84	10,17	9,28
80	10,18	9,96	11,48	9,74	9,42	11,53	8,80	9,65	11,13
90	10,56	10,96	15,89	10,79	10,86	14,79	10,13	10,29	15,26
100	11,84	13,29	19,78	13,44	13,51	20,12	11,14	12,73	20,30
110	15,45	15,82	22,37	14,11	15,14	22,58	12,35	14,65	21,56
120	15,02	21,11	25,97	15,29	20,88	26,16	15,86	19,38	26,55
Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)									
40-90	0%	-1.5%	-1.3%	-1.4%	-1.7%	-0.8%	-2.8%		
40-120	0%	-0.3%	-1.3%	-0.6%	-3.4%	-2.7%	-1.7%		

Таблица 3.14 Максимальные значения рамных сил (груженная цистерна), кН

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Адаптер			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	20,03	23,57	21,99	20,18	23,65	22,24	19,51	22,78	20,84
50	18,29	21,89	19,86	18,79	23,64	19,45	17,71	20,30	18,09
60	19,33	20,59	22,01	19,95	21,26	22,34	17,98	19,11	23,06
70	20,12	19,86	28,10	20,20	19,81	28,64	20,65	20,40	28,30
80	21,61	25,45	38,49	21,63	25,83	38,80	22,03	24,12	37,64
90	25,73	34,67	47,93	25,40	35,63	49,11	23,53	33,81	47,12
100	28,82	44,30	65,55	29,15	43,32	64,81	27,35	42,39	62,01
110	30,94	49,58	80,40	30,80	50,44	79,81	27,93	49,01	78,90
120	30,73	56,30	101,66	30,52	56,89	101,94	32,54	56,88	99,34
Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)									
40-90		0%		1.0%	2.6%	1.0%	-2.8%	-3.8%	-2.1%
40-120		0%		0.6%	1.8%	0.5%	-2.9%	-3.0%	-2.5%

Следует отметить, что реальная допустимая максимальная скорость движения груженых и порожних цистерн в эксплуатации сейчас ограничена до 90 км/ч.

Таким образом, по уровню рамных сил при движении порожней и груженой цистерны в прямых и кривых участках пути радиуса 650 и 350м с неровностями в

плане и профиле для варианта «Адаптер-У» зафиксировано улучшение динамических показателей в среднем на 2.3%, а вариант №2 примерно соответствует базовому варианту (таблица 3.15).

Таблица 3.15 Показатель среднего улучшения значений

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)		
	Букса	Адаптер	Адаптер-У
40-90	0.0%	0.0%	-2.3%
40-120	0.0%	0.1%	-2.7%

Анализ максимальных значений боковых сил

Анализ минимальных значений боковых сил для порожней и груженой цистерны показал, что высокие значения боковых сил во всем диапазоне скоростей соответствуют варианту №2 и сведены в таблицы 3.16. и 3.17.

Таблица 3.16 Максимальные значения боковых сил (порожняя цистерна), кН

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Адаптер			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	16,42	16,63	16,50	15,77	16,47	16,39	17,54	16,85	17,32
50	17,84	19,48	19,46	17,45	19,21	18,97	21,83	20,20	20,32
60	20,47	22,32	22,15	19,20	20,66	22,38	24,58	23,41	22,47
70	23,47	26,08	25,22	22,61	23,08	25,06	28,56	27,07	25,62
80	28,65	28,82	28,71	25,13	27,33	26,76	31,04	30,97	29,85
90	31,81	31,47	30,99	31,11	29,29	31,11	32,70	33,80	32,07
100	36,10	31,86	33,51	34,29	34,80	33,38	37,01	32,73	37,76
110	38,40	40,46	30,94	33,54	34,74	30,87	41,59	40,32	30,29
120	43,24	52,17	40,75	40,04	47,57	46,48	47,57	48,00	47,19
	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)								
40-90	0%	-5.1%	-5.6%	-1.5%	13.7%		4.8%		3.3%
40-120	0%	-6.2%	-5.2%	0.5%	11.4%		2.5%		5.1%

Таблица 3.17 Максимальные значения боковых сил (груженная цистерна), кН

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Адаптер			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	16,63	44,15	45,92	16,47	43,93	45,45	16,85	42,96	44,53
50	19,48	47,47	50,06	19,21	47,69	49,71	20,20	46,26	48,53
60	22,32	50,00	55,03	20,66	50,62	55,34	23,41	49,28	54,10
70	26,08	54,85	61,49	23,08	55,19	62,20	27,07	53,25	59,93
80	28,82	59,59	67,41	27,33	60,07	67,14	30,97	58,10	65,58
90	31,47	64,10	73,61	29,29	64,26	73,84	33,80	62,84	72,09
100	31,86	70,33	83,84	34,80	69,70	83,65	32,73	68,71	80,85
110	40,46	74,93	96,07	34,74	74,73	95,03	40,32	74,76	96,15
120	52,17	79,77	115,02	47,57	79,07	114,27	48,00	79,39	113,12
	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)								
40-90	0%	-2.2%	0.5%	0.0%	7.3%	-2.3%	-2.5%		
40-120	0%	-2.3%	0.1%	-0.2%	4.2%	-1.9%	-2.2%		

Таким образом, многовариантное компьютерное моделирование движения порожней и груженой цистерны показало, что вариант №2 способствует снижению уровня боковых сил в среднем на 2,2%, а вариант №3 увеличивает воздействие на путь в среднем не более 3,6% (таблица 3.18).

Таблица 3.18 Показатель среднего улучшения значений

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)		
	Букса	Адаптер	Адаптер-У
40-90	0.0%	-2,3%	4,0%
40-120	0.0%	-2,2%	3,2%

Анализ значений коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельсов

Математический расчет значений коэффициента запаса устойчивости для порожней и груженой цистерны и его анализ показал, что высокие значения показателя безопасности во всем диапазоне скоростей соответствуют варианту «Адаптер-У», значения сведены в таблицу 3.19 и 3.20.

Таблица 3.19 Максимальные значения коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельсов (порожняя цистерна)

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Адаптер			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	2.33	2.32	2.34	2.32	2.29	2.31	2.32	2.48	2.69
50	2.16	2.22	2.16	2.13	2.18	2.16	1.91	2.10	2.53
60	2.03	1.93	1.94	2.09	2.02	1.94	1.73	1.80	2.35
70	1.84	1.71	1.76	1.89	1.85	1.80	1.56	1.63	2.21
80	1.55	1.58	1.56	1.78	1.63	1.62	1.47	1.42	1.88
90	1.49	1.47	1.49	1.50	1.56	1.49	1.36	1.38	1.94
100	1.31	1.51	1.41	1.35	1.33	1.44	1.25	1.43	1.94
110	1.03	1.14	1.41	1.26	1.26	1.44	0.99	1.26	1.73
120	0.91	0.84	1.00	1.02	0.99	0.94	0.79	0.90	1.54
Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. ухудшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. улучшение)									
40-90	0%			3.5%	3.2%	0.9%	-9.3%	-4.3%	21.6%
40-120	0%			6.6%	4.1%	0.3%	-8.5%	-1.4%	27.1%

Таблица 3.20 Максимальные значения коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельсов (груженная цистерна)

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Адаптер			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	3.51	2.50	2.46	3.76	2.53	2.44	3.27	2.54	2.91
50	3.40	2.53	2.52	3.46	2.52	2.54	3.09	2.57	2.67
60	3.17	2.53	2.42	3.15	2.50	2.43	2.96	2.55	2.36
70	2.90	2.48	2.45	2.86	2.46	2.45	2.70	2.49	2.43
80	2.74	2.46	2.32	2.73	2.46	2.36	2.59	2.50	2.55
90	2.58	2.46	2.44	2.59	2.46	2.41	2.46	2.45	2.59
100	2.46	2.40	2.47	2.46	2.39	2.42	2.35	2.37	2.46
110	2.38	2.43	2.33	2.39	2.43	2.36	2.37	2.32	2.32
120	2.33	2.31	2.18	2.34	2.37	2.18	2.30	2.17	2.20
Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. ухудшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. улучшение)									
40-90	0%			1.2%	-0.2%	0.1%	-6.6%	1.0%	6.2%
40-120	0%			0.9%	0.1%	0.0%	-5.1%	-0.7%	4.1%

Следует отметить, что реальная допустимая максимальная скорость движения груженых и порожних цистерн в эксплуатации сейчас ограничена до 90 км/ч.

Таким образом, компьютерное моделирование движения порожней и грузовой цистерны по прямым и криволинейным участкам пути показало, что по запасу устойчивости колеса против схода с рельсов в среднем все рассмотренные варианты буксовых узлов лучше, чем базовый вариант буксового узла. Так, варианты №2 в среднем лучше на 1.5%, а вариант №3 – в среднем на 2% (таблица 3.21).

Таблица 3.21 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. ухудшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. улучшение)		
	Букса	Адаптер	Адаптер-У
40-90	0.0%	1%	1%
40-120	0.0%	2%	3%

Анализ максимальных значений забегания боковых рам тележки

Анализ максимальных значений забегания боковых рам тележки для порожней и грузовой цистерны представлен в таблицах 3.22 и 3.23.

Таблица 3.22 Максимальные значения забегания боковых рам тележки (порожня цистерна), мм

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Адаптер			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	5.3	12.3	12.2	5.2	12.2	13.1	5.8	12.4	12.5
50	5.8	13.1	12.2	5.3	12.8	13.1	5.3	13.6	12.3
60	5.4	13.3	13.1	5.2	12.7	12.6	5.7	13.3	12.8
70	5.7	12.9	13.2	5.3	12.6	13.1	6.0	14.4	12.9
80	5.7	12.9	14.2	5.6	12.2	13.5	6.2	12.4	12.6
90	6.3	12.8	14.6	6.0	12.5	14.4	6.7	12.5	13.0
100	7.0	10.4	15.0	6.3	10.6	15.1	7.1	11.6	12.6
110	7.5	13.0	14.9	6.3	12.8	14.6	6.9	12.8	12.5
120	8.9	12.4	15.1	6.9	11.0	15.3	8.9	11.0	13.0
	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)								
40-90	0%			-4.5%	-2.9%	0.6%	4.5%	1.6%	-3.7%
40-120	0%			-8.4%	-3.2%	0.5%	2.3%	0.9%	-7.6%

Таблица 3.23 Максимальные значения забегания боковых рам тележки (груженная цистерна), мм

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Адаптер			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	4.1	13.5	13.7	4.6	13.2	13.4	4.7	13.3	13.2
50	3.7	13.5	13.5	3.8	13.4	13.0	4.0	13.8	13.1
60	3.9	13.6	13.0	3.7	12.9	13.0	4.5	13.4	13.4
70	3.9	12.7	13.0	3.9	12.6	13.1	4.9	13.5	13.6
80	5.0	13.4	13.1	3.7	12.4	12.9	5.6	13.6	13.9
90	4.6	13.0	11.9	4.8	12.6	13.3	4.5	14.1	13.7
100	4.7	12.9	12.2	4.0	12.8	12.4	5.4	13.3	14.7
110	5.2	12.7	12.8	4.7	12.8	12.2	6.0	14.4	13.9
120	4.4	11.6	16.6	4.1	12.6	15.8	5.5	14.8	13.8
	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)								
40-90	0%			-1.8%	-3.5%	0.9%	12.6%	2.4%	3.9%
40-120	0%			-4.6%	-1.4%	-0.2%	14.5%	6.5%	4.0%

Таким образом, многовариантное компьютерное моделирование позволило выявить, что наибольший эффект достигается при использовании который составляет в среднем 2.4%. Использование «Адаптера-У» с измененной схемой передачи нагрузок не дало улучшение показателя, ухудшение составляет не более 3.5% (таблица 2.24).

Таблица 2.24 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)		
	Букса	Адаптер	Адаптер-У
40-90	0.0%	-1.9%	3.5%
40-120	0.0%	-2.9%	3.4%

Анализ суммарных значений работы сил трения на опорной поверхности буксового узла тележки

Многовариантное компьютерное моделирование суммарных значений работы сил трения на опорной поверхности буксового узла тележки для порожней и груженой цистерны представлены в таблицах 3.25 и 3.26.

Таблица 3.25 Суммарные значения работы сил трения на опорной поверхности буксового узла тележки, (порожняя цистерна) Кдж

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Адаптер			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	814	592	633	824	606	650	773	652	675
50	867	621	651	877	643	674	816	678	693
60	908	633	699	920	664	725	857	703	733
70	969	672	742	998	695	767	928	734	790
80	1003	699	799	1019	735	819	957	763	828
90	1040	727	863	1064	759	887	986	791	878
100	1078	786	1010	1129	838	1038	1012	822	1044
110	1202	882	1170	1183	911	1183	1096	887	1245
120	1371	1083	1409	1375	1115	1371	1242	1046	1350
	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)								
40-90	0%			1.8%	3.9%	3.1%	-5.1%	9.6%	5.0%
40-120	0%			1.6%	4.1%	2.2%	-6.1%	6.6%	3.9%

Таблица 3.26 Суммарные значения работы сил трения на опорной поверхности буксового узла тележки (груженная цистерна), Кдж.

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Адаптер			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	948	791	882	828	664	792	812	659	776
50	1122	866	998	972	750	879	928	758	926
60	1275	946	1006	1057	858	915	1078	881	992
70	1373	966	1021	1198	903	951	1186	936	1039
80	1510	1026	1057	1378	931	1006	1342	1032	1105
90	1696	1137	1375	1542	1076	1275	1488	1109	1440
100	1777	1167	1665	1642	1057	1661	1658	1168	1686
110	1889	1270	1804	1769	1202	1909	1794	1411	2005
120	2056	1574	2104	1923	1512	1988	1935	1586	2222
	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)								
40-90	0%			-12.3%	-10.0%	-8.4%	-14.0%	-6.8%	-1.6%
40-120	0%			-10.4%	-8.7%	-5.6%	-11.3%	-3.2%	0.9%

Анализ моделирования движения порожней и груженой цистерны по прямым и криволинейным участкам пути показало, что применение вариантов №2 и №3 способствует некоторому снижению износа в среднем на 3,2% и 1,8%, соответственно (таблица 3.27).

Таблица 3.27 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)		
	Букса	Адаптер	Адаптер-У
40-90	0.0%	-3.6%	-2.2%
40-120	0.0%	-2.8%	-1.5%

Анализ суммарных значений удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса

Зависимости суммарных значений удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса при моделировании движения порожней и груженной цистерны от скорости движения в прямых и в криволинейных участках железнодорожного пути со скоростями в диапазоне 40-120 км/ч представлены в таблицах 3.28 и 3.29.

Таблица 3.28 Суммарные значения удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса (порожняя цистерна), Дж/м.

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Адаптер			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	46	270	433	47	267	425	46	208	320
50	49	277	447	48	275	441	48	215	339
60	49	282	459	49	280	454	48	223	354
70	51	292	478	51	288	474	49	228	367
80	54	302	505	54	297	502	52	234	387
90	57	313	526	58	309	522	55	244	412
100	61	322	548	61	318	550	59	254	440
110	67	332	568	68	331	567	66	264	470
120	76	344	562	75	344	575	75	279	499
	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)								
40-90	0%	0.2%	-1.1%	-1.0%	-2.6%	-22.1%	-23.6%		
40-120	0%	0.1%	-0.9%	-0.4%	-2.5%	-21.5%	-21.1%		

Таблица 3.29 Суммарные значения удельной работы сил трения (груженная цистерна) в контакте колеса и рельса, Дж/м.

Скорость км/ч	Тип буксового узла								
	Букса			Адаптер			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	190	872	1501	188	859	1495	190	594	1046
50	192	898	1583	191	890	1572	191	633	1162
60	200	941	1671	199	930	1668	204	700	1249
70	201	979	1774	201	974	1768	202	738	1324
80	208	1041	1899	206	1030	1884	211	764	1412
90	217	1103	2092	215	1082	2059	218	810	1532
100	222	1163	2202	219	1157	2202	221	862	1634
110	234	1264	2265	227	1260	2307	230	943	1663
120	242	1400	2401	239	1411	2441	241	1009	1673
	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)								
40-90	0%			-0.6%	-1.2%	-0.7%	0.5%	-27.5%	-26.7%
40-120	0%			-0.9%	-0.8%	-0.1%	0.1%	-27.1%	-27.0%

В итоге, проведенное компьютерное моделирование позволило выявить, что изменение схемы передачи нагрузки «Адаптера-У» снижает суммарное значение удельной работы сил трения между колесом и рельсом на 16,8% (таблица 3.30).

Таблица 3.30 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)		
	Букса	Адаптер	Адаптер-У
40-90	0.0%	-0.7%	-17.0%
40-120	0.0%	-0.5%	-16.5%

3.4 Анализ динамической нагруженности ходовых частей тележек с оценкой безопасности движения по сходу колес с рельсов путем многовариантного варьирования параметров технического состояния их деталей и узлов в эксплуатации

В этом разделе проведено динамическое уточнение компьютерного моделирования движения вагона (цистерны) с различным конструктивом

буксовых узлов с последующей оценкой безопасности движения колес по сходу с рельсов путем многовариантного варьирования параметров технического состояния их деталей и узлов в эксплуатации по реальному пути с неровностями, имеющего отступления в плане и профиле. Сделан анализ результатов многовариантных расчетов сравнения рациональных конструктивных вариантов применения кассетных буксовых узлов при выполнении модернизации тележки модели 18-100 с целью подготовки предложений по повышению динамических свойств тележки.

Рассмотрены вариант «Букса» №1, в котором применяются колесные пары с кассетными подшипниками, размещенные в типовом корпусе буксы в сравнении с вариантом «Адаптер-У» №2, в котором применяются колесные пары с кассетными подшипниками, установленными в модернизированный адаптер с измененной схемой передачи нагрузок.

Анализу подвергся вагон с состоянием ходовых частей:

- «Новое» техническое состояние, что соответствует вагону новой постройки или вышедшем из капитального ремонта;
- «Средне - изношенное» техническое состояние, соответствует состоянию цистерны, вышедшей из деповского ремонта с предельно возможными допусками;
- «Предельно-изношенное» техническое состояние, соответствует состоянию цистерны с предельными допусками в соответствии с распоряжением о вводе нормативов предельных износов ходовых частей, приводящих к сходу с рельсов.

Анализ максимальных значений рамных сил

Зависимости максимальных значений рамных сил, действующих на ходовые части для порожней и груженой цистерны от скорости движения в прямых, кривых радиусом $R=650$ и 350 м представлены в таблицах 3.31 и 3.32.

Для неизношенных ходовых узлов, значения сведены в таблицу 3.33.

Таблица 3.31 Максимальные значения рамных сил (порожний вагон), кН

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	6.12	6.18	6.07	6.07	6.15	6.53	5.74	5.78	6.06	5.39	5.73	6.07	5.93	7.08	8.24	6.12	7.15	7.86
50	6.89	5.85	5.63	7.10	6.69	6.75	6.58	6.06	6.19	6.36	6.28	6.35	7.84	9.04	8.94	7.93	8.37	8.51
60	7.98	6.32	7.11	8.46	8.15	7.51	7.13	6.39	7.27	6.95	7.42	7.72	7.39	7.70	9.52	7.32	7.66	9.30
70	9.05	6.68	10.00	9.50	9.17	9.31	7.43	6.99	9.83	6.50	8.47	9.48	8.02	9.36	11.71	8.23	9.15	11.10
80	10.67	7.90	12.85	12.46	10.86	11.43	7.44	8.52	11.56	7.24	8.48	11.34	8.84	10.32	13.13	8.60	9.83	12.89
90	11.73	10.11	16.36	11.28	11.01	15.52	8.76	10.27	14.29	7.86	9.78	14.09	9.66	11.66	15.79	9.28	11.28	15.78
100	11.75	12.06	19.12	11.81	12.92	17.99	9.87	11.76	19.78	8.81	11.85	18.48	11.50	14.87	20.63	11.75	15.02	20.67
110	13.40	15.50	22.95	12.09	14.84	23.26	10.88	15.80	25.94	10.85	16.99	29.96	15.19	19.29	29.09	14.69	21.56	27.76
120	13.86	20.23	26.34	13.68	20.34	27.07	12.75	25.03	29.54	12.69	23.99	29.07	18.29	25.02	42.66	21.62	25.97	37.29
40-90	0%			4,4%	21,0%	1,7%	0%			-6,2%	5,8%	0,3%	0%			-0,1%	-2,9%	-3,1%
40-120	0%			1,7%	14,4%	0,9%	0%			-5,4%	4,3%	1,0%	0%			1,8%	-0,1%	-4,0%
Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)																		

Таблица 3.32 Максимальные значения рамных сил (груженный вагон), кН

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	18.31	21.96	21.15	17.50	21.09	20.16	19.87	22.89	23.08	18.58	21.91	22.57	21.83	26.73	29.17	21.81	26.90	29.93
50	16.58	20.20	18.50	17.04	20.24	17.87	19.25	21.46	18.68	18.39	20.57	19.56	24.85	24.31	24.74	22.85	23.83	24.13
60	17.16	19.68	22.22	17.44	19.66	22.17	19.11	19.28	23.51	18.75	19.01	22.20	23.38	21.23	27.78	21.16	21.48	28.21
70	18.93	19.51	28.70	17.52	19.76	28.32	19.43	20.77	28.78	19.15	19.94	27.87	21.67	24.25	34.29	21.15	24.12	34.24
80	21.34	24.49	37.17	19.24	23.99	35.82	19.99	27.04	37.74	19.26	26.07	38.26	22.60	29.99	41.69	22.27	29.23	42.18
90	22.54	30.58	50.22	21.74	30.19	48.59	21.53	32.63	46.54	22.00	32.95	46.48	25.23	36.65	50.44	24.62	36.74	52.12
100	25.76	37.20	66.24	24.03	37.12	64.09	23.53	42.01	61.70	23.44	41.59	60.49	28.90	43.25	64.82	27.98	43.62	64.93
110	25.08	50.31	82.15	23.89	49.49	82.08	25.67	45.88	77.34	25.80	45.99	77.90	30.67	47.45	80.15	30.79	48.22	81.39
120	27.10	57.10	97.23	25.97	57.03	95.60	28.11	54.36	92.21	27.61	53.68	93.36	31.46	56.22	94.37	31.42	55.40	95.28
40-90	0%			-3,5%	-1,0%	-2,8%	0%			-2,6%	-2,7%	-0,8%	0%			-4,0%	-0,5%	-0,8%
40-120	0%			-4,1%	-0,9%	-2,4%	0%			-1,9%	-2,0%	-0,5%	0%			-3,0%	-0,2%	-0,5%
Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)																		

Таблица 3.33. Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0,0%	3,3%
40-120	0,0%	1,6%

Таким образом, для вагона с «новым» техническим состоянием тележек зафиксированы показатели для варианта «Адаптер-У» выше более чем на 3% по сравнению с вариантом «Букса».

Зависимости максимальных значений рамных сил, при среднем износе в ходовых узлах сведены в таблице среднего улучшения показателя (таб.3.34).

Таблица 3.34 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0,0%	-1,1%
40-120	0,0%	-0,9%

Таким образом, для «средне - изношенного» вагона применение между подшипником и боковой рамой «Адаптера-У» позволяет снизить уровень максимальных рамных сил не менее чем на 1,1% в зоне эксплуатационных скоростей, и на 0,9% для конструкционных скоростей.

Значения при предельном износе в ходовых узлах представлены в таблице 3.35.

Таблица 3.35 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0,0%	-1,6%
40-120	0,0%	-0,7%

Следовательно, для предельно-изношенного вагона применение модернизаций с установкой адаптера с изменённой схемой передачи не оказывает существенного влияния на величины рамных сил. В среднем достигается некоторое улучшение эксплуатационных ходовых качеств, но эффект не превышает 1,6%.

Таким образом, из анализа показателя по максимальным значениям рамных сил с учетом трех вариантов «нового», «средне-изношенного» и «предельно-изношенного» технического состояния ходовых частей порожнего и груженого вагона (таблица 3.36) можно сделать следующие выводы:

Таблица 3.36 Таблица среднего улучшения показателя по рамным силам

По сравнению с вариантом «Букса»	Показатели улучшения (- минус...%) для состояния ходовых частей тележек вагона. (В числителе эксплуатационный диапазон скоростей, в знаменателе – конструкционный (40-90/40-120км/ч))			
	«новое»	«средне-изношенное»	«предельно-изношенное»	Среднее
Адаптер-У	+3,3% / +1,6%	-1,0% / -0,8%	-0,6% / -0,7%	+0,6 / +0,1

- Для вагона с «новым» техническим состоянием тележек зафиксировано увеличение динамических показателей по уровню рамных сил для варианта «Адаптер-У» примерно 3% по сравнению с вариантом «Букса»;
- Для «средне-изношенного» состояния вагона применение варианта «Адаптер-У» позволяет снизить уровень рамных сил не менее чем на 1,0% в зоне эксплуатационных скоростей, и на 0,8% для конструкционных скоростей;
- При «предельно-изношенном» техническом состоянии влияние предложенной модернизации в среднем улучшает динамические показатели примерно на 0,6-0,7%.

Анализ максимальных значений боковых сил

Зависимости максимальных значений боковых сил, действующих на путь для порожней и груженой цистерны от скорости движения в прямых, кривых радиусом R=650 и 350м представлены в таблицах 3.37 и 3.38.

Таблица 3.37 Максимальные значения боковых сил (порожний вагон), кН

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	15.88	12.87	13.74	16.13	17.13	17.65	15.23	12.94	13.44	14.63	14.21	13.66	15.27	14.91	13.79	15.65	14.85	14.86
50	17.70	14.57	15.76	18.68	17.64	17.92	16.76	14.71	15.60	16.57	15.87	15.91	16.62	16.29	14.61	16.46	16.31	15.32
60	20.11	16.18	17.91	19.99	18.68	18.93	16.65	16.50	18.12	15.86	16.85	17.77	17.67	17.87	15.33	16.97	17.35	15.98
70	21.45	17.92	19.96	20.57	20.26	21.83	22.49	18.31	20.39	18.83	17.80	19.92	18.53	19.58	17.82	17.86	19.06	17.34
80	23.13	19.24	24.47	22.39	21.43	22.93	23.12	19.78	22.73	19.71	20.30	22.03	19.51	21.30	19.98	18.66	20.60	19.73
90	24.05	20.98	27.29	26.05	22.32	25.82	27.18	21.13	25.02	24.65	22.21	24.20	19.98	23.21	23.07	19.66	22.37	22.80
100	32.20	22.90	29.71	33.17	23.51	28.98	31.91	22.75	29.02	29.37	25.14	29.37	25.30	25.78	28.09	21.33	26.91	27.64
110	36.88	25.91	33.24	37.68	25.82	33.70	38.60	28.82	37.87	35.67	31.07	38.55	25.49	34.05	34.50	34.06	39.45	36.76
120	40.05	31.98	37.04	38.36	32.53	38.21	41.05	36.56	42.51	37.40	36.39	42.66	53.87	38.59	49.06	47.92	45.82	69.58
40-90	0%			1,3%	16,8%	7,6%	0%			-8,4%	4,1%	-1,2%	0%			-2,0%	-2,1%	1,9%
40-120	0%			1,0%	11,6%	5,3%	0%			-8,3%	4,7%	-0,4%	0%			-0,6%	2,9%	6,5%
Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)																		

Таблица 3.38 Максимальные значения боковых сил (груженный вагон), кН

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	36.81	43.68	45.75	35.69	43.17	44.74	42.63	45.01	44.43	41.29	43.77	43.74	48.98	48.26	42.85	47.80	47.04	46.19
50	39.75	46.58	49.44	38.05	45.48	48.03	43.85	46.99	48.52	43.47	46.01	46.87	49.80	50.31	43.69	49.05	50.45	47.90
60	42.80	48.67	53.58	40.35	47.65	52.04	45.36	47.83	53.30	44.24	46.94	52.35	48.97	52.46	47.01	49.38	51.66	47.19
70	46.12	52.56	58.41	44.80	51.20	57.42	46.82	49.97	59.14	45.02	49.54	57.94	49.71	53.75	53.62	50.47	53.30	53.29
80	48.11	56.46	61.98	45.72	55.00	62.61	48.91	54.48	63.17	47.86	54.06	62.58	51.05	56.73	58.95	51.52	56.03	58.54
90	47.15	60.56	74.04	46.03	60.30	73.88	50.48	58.54	69.62	49.73	59.64	70.41	52.52	60.32	66.36	52.85	60.78	68.52
100	48.47	64.83	84.23	48.39	65.34	83.57	52.58	64.51	80.86	53.24	65.01	81.70	54.75	62.81	80.13	54.64	64.02	80.88
110	50.88	74.02	96.65	50.42	75.25	96.32	55.73	69.27	92.62	57.14	70.71	93.12	56.44	65.76	91.98	55.57	65.97	92.83
120	52.60	80.76	109.42	55.35	80.97	109.31	58.81	74.92	107.02	59.50	76.41	105.78	57.55	71.04	104.33	56.59	72.00	106.11
40-90	0%			-3,9%	-1,9%	-1,5%	0%			-2,3%	-1,1%	-1,4%	0%			0,0%	-0,8%	3,3%
40-120	0%			-2,1%	-0,9%	-1,1%	0%			-1,0%	-0,2%	-0,9%	0%			-0,4%	-0,2%	2,6%
Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)																		

Усредненные максимальные значения боковых сил при неизношенных ходовых узлах сведены в таблицу 3.39.

Таблица 3.39 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0.0%	3.1%
40-120	0.0%	2.3%

Таким образом, многовариантное компьютерное моделирование движения порожней и груженой цистерны с «новым» техническим состоянием ходовых частей показало, что модернизация тележки не приводит к увеличению бокового воздействия на путь, а по сравнению с базовым вариантом, средний показатель выше на 2-3%.

Средние значения боковых сил при среднем износе в ходовых узлах сведены в таблице 3.40.

Таблица 3.40 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0.0%	-1.7%
40-120	0.0%	-1.0%

Таким образом, при проведении модернизации тележки анализ показывает незначительное среднее снижение воздействия боковых сил на 1.4%.

Значения боковых сил при предельном износе в ходовых узлах сведены в таблице среднего улучшения показателя (таблица 3.41).

Таблица 3.41 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0.0%	0.0%
40-120	0.0%	1.8%

По сравнению с базовым вариантом средний показатель по оценке боковых сил примерно одинаков.

В итоге, из анализа показателя воздействия на путь цистерны по боковым силам с учетом «нового», «средне-изношенного» и «предельно-изношенного» технического состояния ходовых частей по варианту модернизации тележки можно сделать следующие выводы. По сравнению с базовым вариантом, предлагаемая модернизация тележки не приводит к существенному увеличению бокового воздействия на путь.

Анализ значений коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельсов

Следует отметить, что в отличие от всех остальных динамических показателей повышение показателя по величине коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельсов улучшает безопасность движения вагона. Допустимое значение запаса устойчивости составляет не менее 1,2. При величине этого показателя менее 1,0 наступает опасность схода колеса с рельса, и наиболее часто такая опасность возникает на порожнем режиме движения.

Зависимость минимальных значений коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельс, представлены в таблицах 3.42 и 3.43.

Средне минимальные значения коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельс действующих на ходовые части для порожней и груженой цистерны от скорости движения при неизношенных ходовых узлах сведены в таблице среднего улучшения показателя (таблице 3.44).

Таблица 3.42 Максимальные значения коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельс
(порожний вагон)

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	2.5	2.4	2.2	2.4	2.3	2.2	2.9	3.2	3.2	3.0	3.2	3.2	3.4	3.4	3.6	3.5	3.6	3.7
50	2.3	2.2	2.1	2.1	2.2	2.2	2.8	3.0	3.0	2.7	2.9	2.9	3.3	3.3	3.7	3.4	3.4	3.5
60	2.1	2.1	2.1	1.9	2.0	2.0	2.7	2.9	2.8	2.9	2.7	2.7	3.1	3.0	3.4	3.4	3.3	3.5
70	2.0	2.0	1.9	2.0	2.0	1.8	2.4	2.7	2.6	2.7	2.6	2.6	3.0	2.9	3.3	3.0	3.1	3.0
80	1.7	1.9	1.8	1.6	2.0	1.9	2.3	2.5	2.3	2.4	2.4	2.4	3.1	2.8	3.1	3.1	3.1	2.9
90	1.5	1.8	1.7	1.5	1.9	1.7	1.9	2.3	2.2	2.0	2.2	2.2	3.0	2.6	3.0	2.9	2.8	3.0
100	1.4	1.7	1.6	1.3	1.8	1.6	1.7	2.1	2.1	1.7	2.0	2.2	2.7	2.4	2.7	2.7	2.7	2.5
110	<u>1.2</u>	1.6	1.6	<u>1.1</u>	1.7	1.6	1.5	2.1	2.0	1.5	1.9	2.1	2.5	2.5	2.2	2.4	2.3	2.4
120	<u>1.0</u>	1.6	1.5	<u>1.0</u>	1.6	1.3	1.4	2.1	1.8	1.3	1.6	1.8	1.5	2.1	1.9	1.5	1.6	1.4
40-90	0%			-4,3%	-0,1%	0,2%	0%			3,8%	-3,5%	0,2%	0%			1,8%	6,6%	-2,8%
40-120	0%			-4,7%	1,0%	-1,5%	0%			2,3%	-6,8%	1,2%	0%			0,2%	2,4%	-4,5%
(Оценка показателя в % (+плюс...% повышение безопасности движения))																		

Таблица 3.43 Максимальные значения коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельс
(груженный вагон)

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	3.6	2.5	2.4	3.6	2.5	2.5	3.8	3.4	3.2	3.9	3.4	3.2	3.9	3.9	4.1	3.9	3.8	4.1
50	3.4	2.5	2.4	3.5	2.5	2.4	3.7	3.4	3.1	3.9	3.4	3.1	3.9	3.8	4.0	3.8	3.7	4.1
60	3.2	2.5	2.3	3.2	2.5	2.3	3.7	3.2	3.0	3.8	3.3	3.0	3.8	3.7	4.1	3.9	3.8	4.1
70	3.0	2.5	2.3	3.0	2.4	2.4	3.6	3.1	2.9	3.7	3.2	3.0	3.8	3.7	4.0	3.8	3.8	4.0
80	2.8	2.5	2.3	2.9	2.4	2.3	3.5	3.1	3.2	3.5	3.2	3.3	3.7	3.6	3.9	3.8	3.7	4.1
90	2.8	2.4	2.2	2.7	2.4	2.2	3.4	3.0	3.1	3.3	3.1	3.3	3.6	3.6	3.8	3.7	3.6	4.0
100	2.6	2.4	2.2	2.5	2.3	2.2	3.2	3.1	2.9	3.2	3.2	3.0	3.7	3.6	3.6	3.7	3.7	3.7
110	2.3	2.4	2.2	2.3	2.4	2.2	3.1	3.1	2.9	3.1	3.2	2.9	3.7	3.6	3.5	3.6	3.7	3.6
120	2.2	2.4	2.2	2.3	2.3	2.2	3.0	3.1	2.9	3.1	3.2	2.8	3.6	3.6	3.4	3.5	3.8	3.5
40-90	0%			0,6%	-0,8%	1,0%	0%			2,5%	1,5%	-1,0%	0%			1,3%	1,0%	1,8%
40-120	0%			0,7%	-1,3%	0,4%	0%			1,6%	2,0%	-0,6%	0%			0,7%	1,4%	2,0%
(Оценка показателя в % (+плюс...% повышение безопасности движения))																		

Таблица 3.44 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (+плюс...% повышение безопасности движения)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0.0%	-0.6%
40-120	0.0%	-0.9%

Таким образом, движение порожней и груженой цистерны с «новым» техническим состоянием ходовых частей по прямым и криволинейным участкам пути для варианта с «Адаптером-У» практически равен варианту с подшипниками, установленными в буксу.

Среднее улучшение минимальные значения при среднем износе в ходовых узлах представлены в таблице 3.45.

Таблица 3.45 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (+плюс...% повышение безопасности движения)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0.0%	0.6%
40-120	0.0%	0.0%

Таким образом, компьютерное моделирование движения порожней и груженой цистерны по прямым и криволинейным участкам пути со «средне-изношенным» состоянием ходовых частей показало, что по запасу устойчивости колеса против схода с рельс достигается незначительное повышение безопасности движения для варианта «Адаптер-У» (около 0,6%).

Среднее улучшение показателей, для порожней и груженой цистерны, при предельном износе в ходовых узлах сведены в таблицу 3.46.

Таблица 3.46 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (+плюс...% повышение безопасности движения)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0.0%	1.6%
40-120	0.0%	0.4%

Таким образом, из анализа показателя безопасности движения цистерны по значению коэффициента запаса устойчивости колеса с учетом «нового», «средне -

изношенного» и «предельно-изношенного» технического состояния ходовых частей по модернизации тележки можно сделать следующие выводы о том, что по сравнению с базовым вариантом:

- при «новом» техническом состоянии для обоих вариантов безопасность примерно одинакова;
- при «средне - изношенном» техническом состоянии для модернизированного варианта зафиксировано незначительное повышение безопасности движения в среднем на 0,3%,;
- при «предельно-изношенном» техническом состоянии для предлагаемого варианта зафиксировано повышение безопасности движения в среднем на 1,0%.

Таблица 3.47 Таблица среднего улучшения показателя по рамным силам

По сравнению с вар. «Букса»	Оценка показателя в % (+плюс...% повышение безопасности движения). (В числителе эксплуатационный диапазон скоростей, в знаменателе – конструкционный (40-90/40-120км/ч))			
	«новое»	«средне-изношенное»	«предельно-изношенное»	Среднее
Адаптер-У	-0,6% / -0,9%	0,6% / 0%	1,6% / 0,4%	0,5% / -0,2%

Опасности схода по запасу устойчивости колес в диапазоне эксплуатационных скоростей для всех вариантов не зафиксировано.

В итоге, оценка показателя безопасности движения показала, что с ухудшением технического состояния ходовых частей от «нового», «средне - изношенного» и до «предельно-изношенного» безопасность движения цистерны повышается на 0,5% по сравнению с базовым вариантом.

Анализ забегания боковых рам в тележке

В процессе компьютерного моделирования производится анализ величины забегания боковых рам в каждой тележке. Это делается с целью оценки состояния перекоса тележки и опасности защемления буксовых узлов. Достаточно большая величина перекоса опасна для безопасности движения вагона. Зависимости забегания боковых рам в тележке представлены в таблице 3.48-3.49.

Таблица 3.48 Забегание боковых рам в тележке (порожний вагон), мм

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	6,4	12,3	11,6	6,4	11,8	11,9	8	13,2	18,5	7,4	13,3	18,7	22,8	30,2	40,9	23,1	30,6	41,3
50	6,3	13,2	11,6	6,4	12	12	7,7	12,6	17	7,5	12,8	17,5	22,8	30	40	23,1	30,6	40,3
60	6,2	14	11,2	6,6	12,2	11,5	7,2	11,8	16,7	7,3	12,2	17	22,9	28,7	40	22,8	28,8	40,2
70	6,3	14,3	11,4	6,2	11,9	12,2	7,9	11,3	15,7	7,3	11,6	15,8	23,5	28,6	38,7	23,3	28,8	39
80	6,4	13,6	14,9	6,8	13,2	13	7,7	11,2	14,6	7	11,4	14,4	23	27,4	36,9	23,1	27,9	36,8
90	6,5	12,9	15,1	6,5	13	14,6	8,3	10,3	13,9	7,8	10,6	14,1	23,2	26,4	35,7	23,5	27,2	35,7
100	7,1	12	15,7	7,2	12,4	15,5	8,3	10,5	13,3	8,4	10,6	13,7	23,2	26,1	33,3	23	25,8	33,5
110	7,9	11,9	16,1	8,2	12,4	15	7,9	10,3	11,6	9,1	10,6	12,1	23,2	24,6	31,1	23,6	25,4	31,5
120	8,2	12,3	13	8,6	13,6	13,3	9,6	10,2	10,8	9,6	10,2	12,5	23	24,2	27,6	23,8	25,2	27,6
40-90	0%			2,1%	-7,5%	0,0%	0%			-5,5%	2,1%	2,8%	0%			0,5%	1,5%	0,5%
40-120	0%			2,5%	-3,0%	-0,7%	0%			-1,8%	1,8%	2,6%	0%			0,8%	1,7%	0,6%
Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)																		

Таблица 3.49 Забегание боковых рам в тележке (груженный вагон), мм

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	4,5	13,3	11,8	4,8	13,5	13,3	7,7	17,7	24	7,7	18,1	25,1	38,4	45,9	55,1	39,9	47,7	57
50	4	13,1	13,6	4,7	12,8	13,5	7,6	17,5	24,2	7,9	18,4	24,3	38,6	46,1	53,8	39,8	47,4	55,6
60	3,9	13,4	12,1	4,9	13,5	14	7,7	16,9	23,5	7,9	17,9	24,2	38,8	45,3	53,1	39,6	46,7	54,2
70	4,2	13,9	11,5	4,8	14,3	14	7,8	17,1	24,4	8	17,5	25,3	39,1	45,7	53,8	40,2	46,6	55,7
80	4,5	14,7	9,8	5,1	14,1	13,7	7,8	17,5	23,1	8,4	18	23,7	40,2	47,3	49,5	40,7	48,1	49,7
90	5,3	13,5	10,8	5,3	14,1	13,3	7,7	18,1	25,1	8,1	18,5	25,7	40,3	46,9	52,9	40,7	47,9	54
100	5,7	11,7	11,9	5,5	13,9	13,6	7,8	17	22,5	8,2	17,4	23	40,1	43,8	48,7	40,7	44	50,3
110	5,4	9,8	12,1	6,6	13,5	12,9	7,8	16,7	23,7	8,3	16,7	23,7	39,5	43,4	50,4	40,4	43,7	50,6
120	5,5	10,5	10,8	6	12,9	11,4	8,2	17,6	22,8	8,4	18	23,7	40,4	43,5	45	40,1	44,6	46,2
40-90	0%			12,5%	0,6%	19,2%	0%			3,7%	3,6%	2,8%	0%			2,3%	2,6%	2,4%
40-120	0%			11,5%	9,1%	15,6%	0%			4,1%	2,9%	2,6%	0%			1,9%	2,2%	2,3%
Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)																		

Средние значения при неизношенных ходовых узлах сведены в таблице среднего улучшения показателя (таблица 3.50).

Таблица 3.50 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом ; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0.0%	4.5%
40-120	0.0%	5.8%

Таким образом, с «новым» техническим состоянием ходовых частей модернизация тележки несколько увеличивает забег боковин, но не более, чем на 4,5% в эксплуатационном диапазоне скоростей. Максимальных забег боковин в тележках не превысил 15,5мм.

Средние отклонения забеганий боковых рам в тележке для порожней и грузеной цистерны от скорости движения приведены в таблице среднего улучшения показателя (таблица 3.51).

Таблица 3.51 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0.0%	1.3%
40-120	0.0%	2.1%

Таким образом, с «средне-изношенным» техническим состоянием ходовых частей модернизация тележки практически не увеличивает забег боковин более 1-2%. Максимальных забег боковин в тележках не превысил 25,7мм.

Значения отклонений при предельном износе в ходовых узлах сведены в таблице среднего улучшения показателя (таблица 3.52).

Таблица 3.52 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0.0%	1.7%
40-120	0.0%	1.6%

Таким образом, с «предельно-изношенным» техническим состоянием ходовых частей модернизация тележки не увеличивает средний показатель по забегу боковин более 1,7%. Максимальный забег не превысил 57мм.

В итоге, из анализа показателя по величине забега боковин в тележке с учетом «нового», «средне-изношенного» и «предельно-изношенного» технического состояния ходовых частей при модернизации тележки можно сделать следующие выводы о том, что по сравнению с базовым вариантом:

- с «новым» техническим состоянием ходовых частей модернизация тележки несколько увеличивает забег боковин, но не более чем на 4,5%. Максимальных забег боковин в тележке не превысил 16мм;
- со «средне-изношенным» техническим состоянием ходовых частей модернизация тележки увеличивает забег боковин не более 1-2%. Максимальных забег боковин в тележке равен 26мм;
- с «предельно-изношенным» техническим состоянием ходовых частей модернизация тележки увеличивает забег боковин не более 1,7%. Максимальный забег боковин в тележке равен не более 57мм.

Анализ суммарных значений работы сил трения на опорной поверхности буксового узла тележки

Величина работы сил трения на опорной поверхности буксового узла точно характеризует степень износа опорных фрикционных поверхностей боковой рамы и корпуса буксы или адаптера-нагрузателя при установке комплекта кассетных буксовых подшипников в тележке.

Зависимости суммарных значений работы сил трения на опорной поверхности буксового узла тележки представлены в таблицах 3.53 - 3.54.

Таблица 3.53 Суммарные значения работы сил трения на опорной поверхности буксового узла (порожний вагон), м

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	706	465	971	626	553	582	733	388	337	677	533	483	514	361	389	465	437	466
50	753	488	1085	681	601	629	755	419	359	713	580	523	503	364	393	461	440	461
60	797	528	1174	731	644	663	774	445	376	730	610	547	497	352	383	463	438	465
70	845	554	1217	784	675	679	798	450	395	760	627	571	497	360	398	477	452	490
80	908	570	1206	845	694	717	811	459	432	770	644	616	539	404	448	513	499	554
90	972	602	1199	889	700	770	827	488	514	786	682	700	827	454	579	561	568	697
100	990	632	1226	912	716	851	863	554	651	823	749	813	707	605	824	691	756	944
110	1057	676	1275	972	764	999	931	666	897	894	883	1047	930	867	1257	937	1118	1422
120	1182	765	1434	1069	860	1205	1042	843	1192	1001	1064	1374	1438	1171	1918	1317	1459	2012
40-90	0			-8,6%	20,6%	-41,1%	0			-5,6%	38,7%	43,1%	0			-10,9%	23,4%	20,9%
40-120	0			-8,6%	18,0%	-35,0%	0			-5,1%	36,2%	35,1%	0			-8,4%	24,3%	17,6%
Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)																		

Таблица 3.54 Суммарные значения работы сил трения на опорной поверхности буксового узла (груженный вагон), м

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	1146	970	1117	687	801	925	1461	869	848	960	883	864	1307	900	1005	960	920	1011
50	1234	1084	1291	852	910	1079	1539	959	968	1098	994	1002	1393	1005	1082	1086	1081	1168
60	1309	1173	1334	926	1011	1190	1566	1030	953	1163	1066	1056	1441	1099	1057	1170	1205	1193
70	1371	1216	1217	1036	1103	1182	1564	1026	756	1214	1109	969	1484	1095	920	1237	1244	1094
80	1545	1205	1229	1178	1168	1258	1635	981	611	1299	1149	856	1550	1039	741	1335	1237	958
90	1747	1198	1456	1383	1202	1440	1696	884	1041	1394	1124	1266	1591	914	1164	1394	1159	1386
100	1869	1225	1687	1502	1225	1694	1767	756	1694	1472	1068	1841	1635	754	1828	1480	1020	1976
110	1901	1274	1913	1610	1296	1949	1845	921	2223	1560	1236	2440	1736	941	2469	1561	1251	2625
120	2006	1433	2056	1747	1435	2010	1918	1369	2591	1644	1659	2743	1824	1405	3094	1649	1762	3125
40-90	0			-28,2%	-9,9%	-7,7%	0			-24,9%	10,2%	17,7%	0			-18,4%	13,2%	14,8%
40-120	0			-24,1%	-6,4%	-5,1%	0			-21,7%	17,5%	14,5%	0			-15,5%	19,2%	11,6%
Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)																		

Отклонения при неизношенных ходовых узлах сведены в таблице среднего улучшения показателя (таб.3.55).

Таблица 3.55 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0.0%	-12.5%
40-120	0.0%	-10.2%

Таким образом, анализ моделирования движения цистерны с «новым» техническим состоянием ходовых частей модернизированной тележки дает значительное снижение износов опорных поверхностей буксового узла. Средний показатель износа меньше не менее чем на 10,2-12,5%.

Это гарантированно позволяет увеличить межремонтный пробег вагона.

Отклонения суммарных значений работы сил трения при среднем износе в ходовых узлах сведены в таблице среднего улучшения показателя (таб.3.56.)

Таблица 3.56 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0.0%	13.2%
40-120	0.0%	12.7%

Отклонения при предельном износе в ходовых узлах представлены на в таблице 3.57.

Таблица 3.57 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0.0%	7.2%
40-120	0.0%	8.1%

Таким образом, анализ моделирования движения цистерны с «предельно-изношенным» техническим состоянием ходовых частей модернизированной тележки не дает значительное снижение износов опорных поверхностей буксового узла. Так по сравнению с базовым вариантом средний показатель износа несколько выше, примерно на 7-8%.

В итоге, моделирование движения порожней и груженой цистерны по прямым и криволинейным участкам пути с различным техническим состоянием ходовых частей показало, что:

- с «новым» техническим состоянием ходовых частей модернизация дает значительное снижение износов опорных поверхностей буксового узла. Средний показатель износа меньше на 10,2-12,5%;

- со «средне-изношенным» техническим состоянием ходовых частей модернизация тележки не дает значительного снижения износов опорных поверхностей буксового узла. Средний показатель износа несколько выше, примерно на 13%;

- с «предельно-изношенным» техническим состоянием ходовых частей модернизация тележки также не дает значительного снижения износов опорных поверхностей буксового узла. Средний показатель износа выше на 7-8%.

Снижение износов зафиксировано на 10-12% только при «новом» техническом состоянии ходовых частей.

Анализ суммарных значений удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса

Величина удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса характеризует износ профиля катания обода колеса и гребня в эксплуатации.

Зависимости суммарных значений удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса для порожней и груженой цистерны от скорости движения в прямых, кривых радиусом $R=650$ и 350 м представлены в Таблице 3.58 и в Таблице 3.59.

Таблица 3.58 Суммарные значения удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса (порожний вагон), Дж/м

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	44	250	397	43	229	367	485	646	805	487	589	759	1207	1336	1642	1193	1261	1539
50	46	255	409	45	234	377	487	647	805	489	591	761	1200	1350	1648	1189	1271	1550
60	47	261	423	46	239	389	493	646	813	495	592	767	1198	1336	1640	1190	1260	1549
70	50	266	435	50	245	403	491	644	811	493	590	767	1202	1347	1657	1197	1268	1565
80	54	274	446	53	250	415	493	650	826	495	594	779	1211	1372	1687	1206	1297	1592
90	57	283	460	56	256	427	492	660	829	496	604	785	1221	1395	1688	1220	1315	1613
100	61	289	471	60	261	438	491	670	840	491	613	799	1248	1427	1685	1245	1351	1585
110	66	294	485	66	267	447	488	682	819	488	622	781	1292	1469	1642	1289	1381	1551
120	78	301	485	78	272	450	485	690	812	485	632	775	1369	1490	1606	1366	1395	1518
40-90	0			-1,9%	-8,7%	-7,5%	0			0,5%	-8,6%	-5,5%	0			-0,6%	-5,7%	-5,6%
40-120	0			-1,4%	-8,9%	-7,5%	0			0,3%	-8,6%	-5,2%	0			-0,5%	-5,8%	-5,6%
Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)																		

Таблица 3.59 Суммарные значения удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса (груженный вагон), Дж/м

Скорость км/ч	Новое						Средне - изношенное						Предельно-изношенное					
	Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У			Букса			Адаптер-У		
	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m	Прямая	R=650m	R=350m
40	174	776	1348	175	738	1246	1611	2452	3265	1623	2370	3148	5760	6184	7001	5767	5971	6768
50	181	808	1416	182	762	1313	1633	2514	3375	1635	2421	3221	5796	6241	7070	5772	6026	6824
60	189	842	1497	188	795	1387	1622	2565	3410	1626	2468	3279	5818	6329	7160	5787	6088	6885
70	191	873	1575	193	836	1453	1632	2642	3639	1631	2526	3481	5821	6399	7331	5816	6142	7050
80	200	917	1656	196	868	1530	1640	2756	3739	1642	2624	3587	5887	6522	7344	5861	6267	7017
90	207	965	1681	199	898	1572	1655	2864	3962	1673	2732	3773	5912	6620	7728	5863	6349	7457
100	218	1018	1738	206	951	1638	1662	2946	3971	1665	2798	3831	5906	6611	7722	5872	6347	7564
110	223	1083	1809	214	1012	1687	1668	3057	3886	1679	2913	3774	5920	6734	7630	5865	6467	7437
120	235	1148	1813	220	1074	1705	1674	3234	4116	1684	3084	3989	5938	6962	7807	5869	6782	7479
40-90	0			-0,6%	-5,5%	-7,3%	0			0,4%	-4,1%	-4,2%	0			-0,4%	-3,8%	-3,7%
40-120	0			-2,1%	-5,8%	-7,0%	0			0,4%	-4,3%	-3,9%	0			-0,5%	-3,7%	-3,5%
Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом "Букса"; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)																		

Отклонения от средних значений при неизношенных ходовых узлах в грузовом вагоне сведены в таблице среднего улучшения показателя (таб.3.60.).

Таблица 3.60 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0.0%	-5.2%
40-120	0.0%	-5.4%

Таким образом, анализ моделирования движения цистерны с «новым» техническим состоянием ходовых частей модернизированной тележки дает снижение износов колес не менее 5.2%.

Отклонения суммарных значений удельной работы сил трения в контакте колеса и рельса для порожней и груженой цистерны от скорости движения при среднем износе в ходовых узлах сведены в таблице 3.61.

Таблица 3.61 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0.0%	-3.6%
40-120	0.0%	-3.5%

Таким образом, анализ моделирования движения цистерны со «средне-изношенным» техническим состоянием ходовых частей модернизированной тележки дает снижение износов колес на 3,5%.

При предельном износе в ходовых узлах средние отклонения и сведены в таблице среднего улучшения показателя (таб.3.62).

Таблица 3.62 Таблица среднего улучшения показателя

Скорость, км/ч	Оценка показателя в % (-минус ...% снижение, т.е. улучшение по сравнению с вариантом; +плюс...% увеличение, т.е. ухудшение)	
	Букса	Адаптер-У
40-90	0.0%	-3.3%
40-120	0.0%	-3.3%

Таким образом, анализ моделирования движения цистерны с «предельно-изношенным» техническим состоянием ходовых частей модернизированной тележки дает снижение износов колес примерно на 3,3%.

Таким образом, с изменением технического состояния цистерны от «нового» до «предельно-изношенного» состояния износ колес сначала снижается на 5%, затем - на 4% и в конце - на 3%.

Выводы по разделу 3

1. Выполнены расчеты по определению распределения действующих на подшипниковые узлы сил между коническими роликами. Установлено, что максимальная сила, действующая на отдельный ролик, для рассматриваемой конструкции грузового вагона и условий его эксплуатации не превышает 75,3кН.

2. При этом максимальное расчетное напряжение в плоскости контакта роликов с внутренним и наружным кольцами не превышает допустимого значения.

3. Анализ результатов расчетов по оценке долговечности подшипников буксовых узлов колесных пар показал, что:

- при движении вагона в кривом участке пути и при симметричном (первая главная схема) распределении эквивалентной силы между подшипниками буксового узла минимальная безотказность работы равна 50209 тыс. км;

- при движении вагона в кривом участке пути и при асимметричном (вторая главная схема) распределении эквивалентной силы между подшипниками буксового узла минимальная безотказность работы равна 4582 тыс. км, т.е. имеет место снижение безотказности в 10,96 раз по сравнению с первой главной схемой;

- при движении вагона в прямом участке пути и при симметричном (первая главная схема) распределении эквивалентной силы между подшипниками буксового узла минимальная безотказность работы равна 64242 тыс. км;

- при движении вагона в прямом участке пути и при асимметричном (вторая главная схема) распределении эквивалентной силы между подшипниками

буксового узла минимальная безотказность работы равна 5413 тыс. км, т.е. имеет место снижение безотказности в 11,86 раз по сравнению с первой схемой.

4. Таким образом, наибольшую вероятную безотказность работы подшипников буксового узла можно достичь, используя первую главную схему, т.е. при симметричном распределении эквивалентной силы между подшипниками буксового узла. Эта симметричная схема дает увеличение вероятной безотказности работы, примерно в 11 раз по сравнению с несимметричной схемой распределения эквивалентной силы между подшипниками буксового узла.

5. На основании анализа по оценке долговечности подшипников буксовых узлов колесных пар установлено, что одним из направлений повышения их долговечности является решение научной и конструкторской задач по выбору рациональной формы контактной поверхности опорной адаптера. Форма опорной поверхности адаптера должна обеспечить возможность равномерного и симметричного перераспределения эквивалентной силы на подшипники при угловых перемещениях боковой рамы тележки относительно продольной оси колесной пары.

6. С помощью установки адаптера, имеющего опорные поверхности цилиндрической формы ($R1 = 1520$ мм и $R2 = 1850$ мм) и реализующего первую главную схему нагружения, можно повысить вероятную безотказность работы подшипников кассетного буксового узла, примерно в 11 раз. Следовательно, можно гарантированно повысить динамические свойства тележки и её межремонтный пробег.

7. Расчеты напряженно-деформированного состояния адаптера показали, что при нагружении колесной пары с помощью установленного модернизированного буксового адаптера при обеспечении равномерного (симметричного) способа передачи нагрузок напряжения в нем не превышают допустимых значений.

8. Нагружение типового адаптера при реализации асимметричной (второй главной схемы) передачи нагрузок, как для случая кромочного опирания на наружную сторону опорной поверхности адаптера, так и для случая кромочного

опирания на внутреннюю сторону его опорной поверхности приводит к напряжениям, существенно превышающим допускаемые значения. Это может привести к смятию опорных поверхностей и ухудшению условий работы буксового узла.

9. Адаптер с рациональными поверхностями передачи нагрузок осуществляет симметричную передачу нагрузок от боковой рамы на его опорные поверхности, имеет напряженно-деформированное состояние, в котором напряжения не превышают допустимого уровня.

10. Математический анализ указал на преимущество предлагаемой модернизации грузовой тележки позволяющий снизить необрессоренную массу каждого буксового узла, примерно на 16 кг (128 кг на вагон) и за счет улучшения передачи нагрузок возникающих в буксовом проеме боковой рамы на буксовый узел позволяет, повысить динамические свойства тележки и долговечность буксового узла, что позволяет обосновать вероятный межремонтный пробег.

11. На основании представления грузового вагона в виде системы недеформируемых твердых тел произведен структурный синтез математической модели грузового вагона в виде системы твердых тел объединенных кинематическими и силовыми связями имеющими вид незамкнутой древовидной структуры. На основе описания силовых и кинематических связей, получены модели функционирования основных узлов тележки: фрикционный гаситель колебаний; «пятник-подпятник»; связь боковой рамы с буксой; боковая опора кузова; центральное рессорное подвешивание.

12. На основании выделенных параметрических характеристик, разработана обобщенная расчетная схема и математическая модель буксового адаптера, адаптированная к изменению параметров и позволяющая моделировать различные варианты конструктивного исполнения и технического состояния адаптеров.

13. Анализ усредненных значений показателей динамики и безопасности показал, что в зоне эксплуатационных скоростей движения лучше всего

улучшение для варианта «Адаптер». Варианты «Адаптер-У» не способствует снижению динамических показателей (таблица 3.63).

Таблица 3.63 Усредненные значения улучшения показателей динамики и безопасности движения

	Тип буксового узла (варианты модернизации тележки)				
	Букса	Адаптер	Адаптер-У	Адаптер	Адаптер-У
		40-90 км/ч		40-120 км/ч	
Рамные силы	0	0,04%	-2,34%	0,12%	-2,71%
Боковые силы	0	-2,33%	4,04%	-1,99%	-2,58%
Коэффициент запаса устойчивости	0	-1,46%	-1,44%	-2,22%	3,19%
Коэффициент динамики	0	-0,44%	2,56%	0,99%	2,95%
Забег боковин	0	-1,85%	3,55%	-2,88%	3,43%
Усредненный показатель	0	-1,21%	1,28%	-1,20%	0,86%

14. Анализ усредненных значений показателей износа позволил выявить, что в зоне эксплуатационных и конструкционных скоростей предлагаемые варианты модернизации способствуют снижению износа в ходовых частях вагона по-разному. Так в диапазоне эксплуатационных скоростей движения вагона, вариант «Адаптер-У» снижает износ ходовых частей в среднем на 4,8%, а вариант «Адаптер» на 1,8%. Во всем диапазоне скоростей влияние данных вариантов примерно такое же, как в диапазоне эксплуатационных скоростей. Так вариант «Адаптер-У» способствует снижению износа в среднем на 5%, а вариант Адаптер на 1,6% (Таблица 3.64).

15. Таким образом, проведенное в данном разделе уточненное компьютерное моделирование многовариантных расчетов движения вагона с различными конструктивными особенностями буксовых узлов по реальному пути показало, что из трех вариантов модернизации лучшим является вариант модернизации с установкой адаптера с измененной схемой передачи нагрузки.

Таблица 3.64 Усредненные значения улучшения показателей износа

	Тип буксового узла (варианты модернизации тележки)				
	Букса	Адаптер	Адаптер-У	Адаптер	Адаптер-У
		40-90 км/ч		40-120 км/ч	
Работа сил трения на опорной поверхности буксы	0	-3,62%	-2,15%	-2,81%	-1,52%
Работа сил трения на фрикционной планке	0	-0,21%	-3,53%	-0,11%	-3,11%
Работа сил трения на рабочей поверхности клина	0	-5,38%	-3,37%	-5,21%	-4,61%
Работа сил трения на пятнике	0	1,21%	1,87%	0,45%	0,19%
Удельная работа в контакте колеса и рельса	0	-0,72%	-16,98%	-0,50%	-16,50%
Усредненный показатель	0	-1,75%	-4,83%	-1,64%	-5,11%

На этапе проведенного анализа усредненных значений средних показателей динамики, безопасности движения и износов с учетом технического состояния ходовых частей цистерны, можно сделать вывод (Таблица 3.65 и 3.66):

Таблица 3.65 Усредненные значения улучшения показателей динамики и безопасности движения

Показатель	Вариант модернизации		
	Букса	Адаптер-У	
		40-90 км/ч	40-120 км/ч
Рамные силы	0	0,22%	0,04%
Коэффициент запаса устойчивости	0	-0,55%	0,19%
Боковые силы	0	0,47%	1,03%
Забег боковин	0	2,48%	3,18%
Усредненный показатель (-«минус» улучшение)	0	0,66%	1,11%

Таблица 3.66 Усредненные значения улучшения показателей износа

Показатель	Вариант модернизации		
	Букса	Адаптер-У	
		40-90 км/ч	40-120 км/ч
Опорной поверхности буксового узла	0	2,63%	3,56%
Износ колеса	0	-4,05%	-4,08%
Усредненный показатель (-«минус» улучшение)	0	-0,71%	-0,26%

- Анализ усредненных значений из средних показателей динамики и безопасности для модернизированного адаптера показал, что улучшение не зафиксировано.

- Анализ усредненных значений из средних показателей износа позволил выявить, что для предлагаемой модернизации установки буксового узла в грузовую тележку, эффект снижения износов незначителен, однако это вариант дает повышение долговечности подшипников примерно в 11 раз.

4 Оценка влияния параметров предлагаемой модернизации адаптера на износы узлов в грузовой тележки и величину межремонтного пробега вагона.

1.1 Обоснование увеличения вероятной величины гарантированного межремонтного пробега

Анализ полученных результатов показал, что для всех участков пути при двух режимах загрузки основная часть (около 83%) удельной работы приходится на рабочие поверхности фрикционных клиньев (рисунок 4.1). Здесь следует отметить, что порядковым номерам по оси абсцисс соответствует пары трения (Таблица 4.1.)

Таблица 4.1 Список №№ узлов трения тележки вагона

№	Узел трения:
1	Опорная поверхность корпуса буксы и боковой рамы
2	Фрикционный клин-планка
3	Наклонная поверхность клина
4	Опорная поверхность подпятника

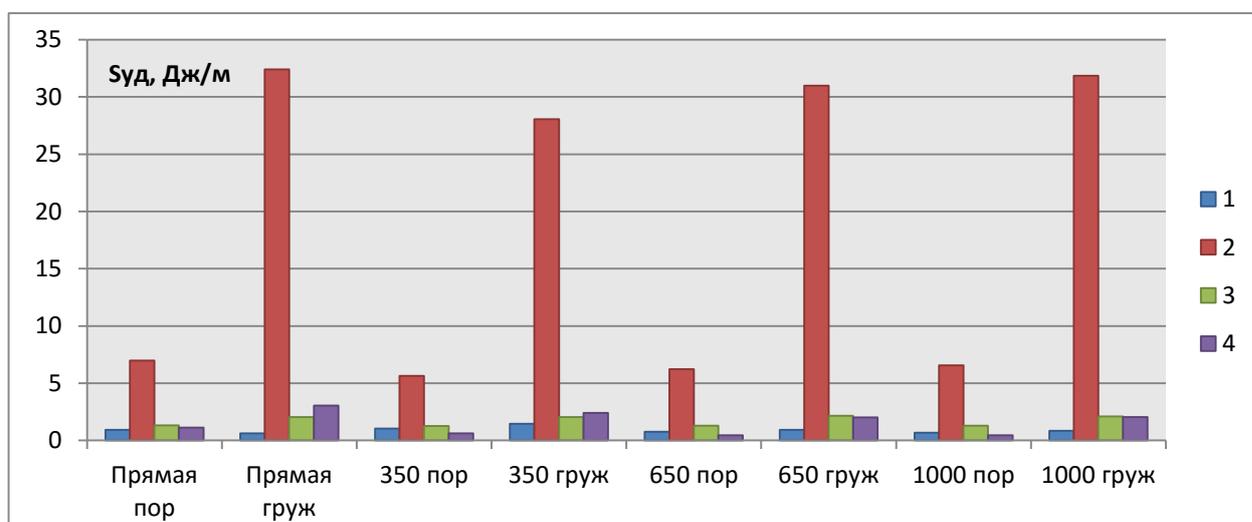


Рисунок 4.1 - Распределение удельной работы сил трения по типам участков

Результаты, полученные при вычислении усредненного удельной работы сил трения, приходящейся на метр пути, для каждой пары трения семейства A_i , с учетом весов загрузки, типа участка и скорости для базового варианта показаны на рисунке 4.2.

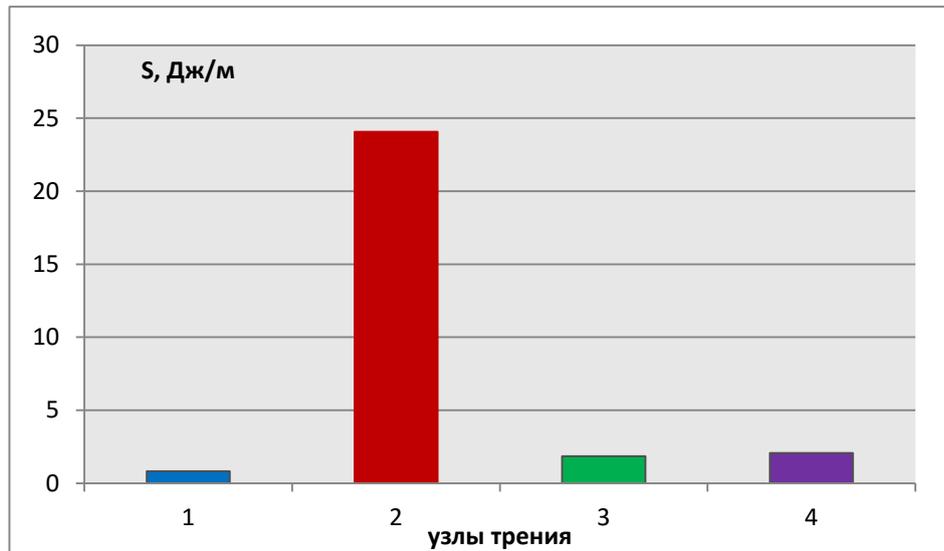


Рисунок 4.2 - Распределение усредненной работы сил трения

По формуле (2.85) вычисляется объемный износ, приходящийся на 1 м пути (рисунок 4.3).

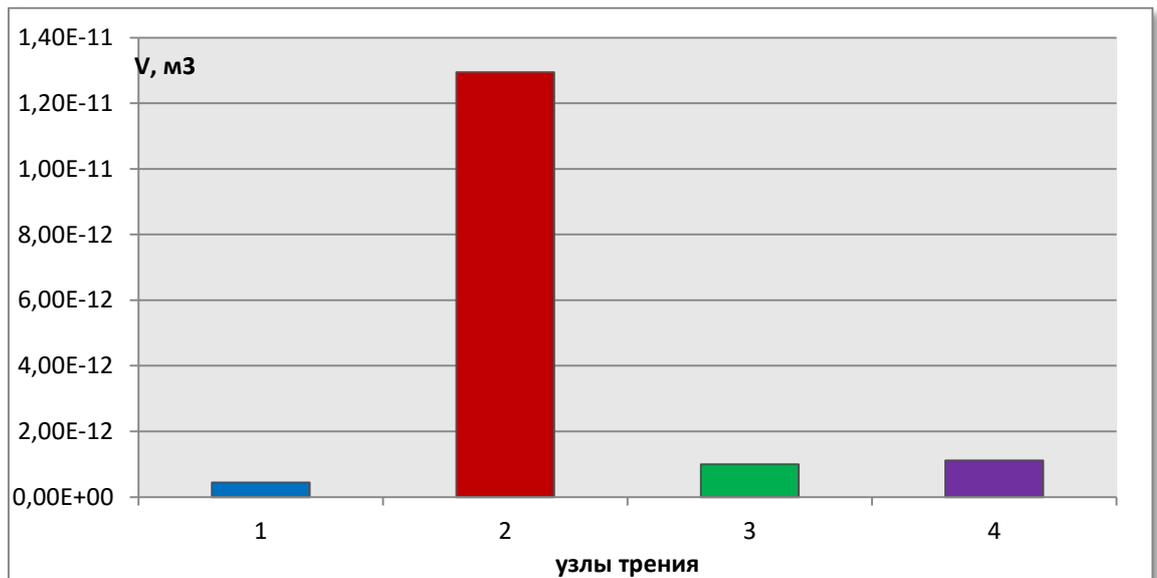


Рисунок 4.3 - Распределение объемного износа на 1 м пути

На следующем этапе, принимая полученные величины объемного износа, за базовые эталонные значения, производим сравнение с результатами, полученными при движении вагона с принятыми модернизациями вариантов буксовых узлов.

Далее из известных математических соотношений находим \bar{X}_s улучшение (или ухудшение) в процентах «%» для этих модернизированных вариантов:

$$\bar{X}_s = \frac{V_{Sm} - V_{S\delta}}{V_{S\delta}} \quad (4.1)$$

где $V_{S\delta}$ - объемный износ для базового варианта;

V_{Sm} - объемный износ для модернизированных вариантов.

На рисунке 4.4 показаны объемные износы для варианта Адаптер-У.

В таблице 4.2. показаны значения улучшения показателей износа (снижение износа) по сравнению с базовым вариантом «Букса».

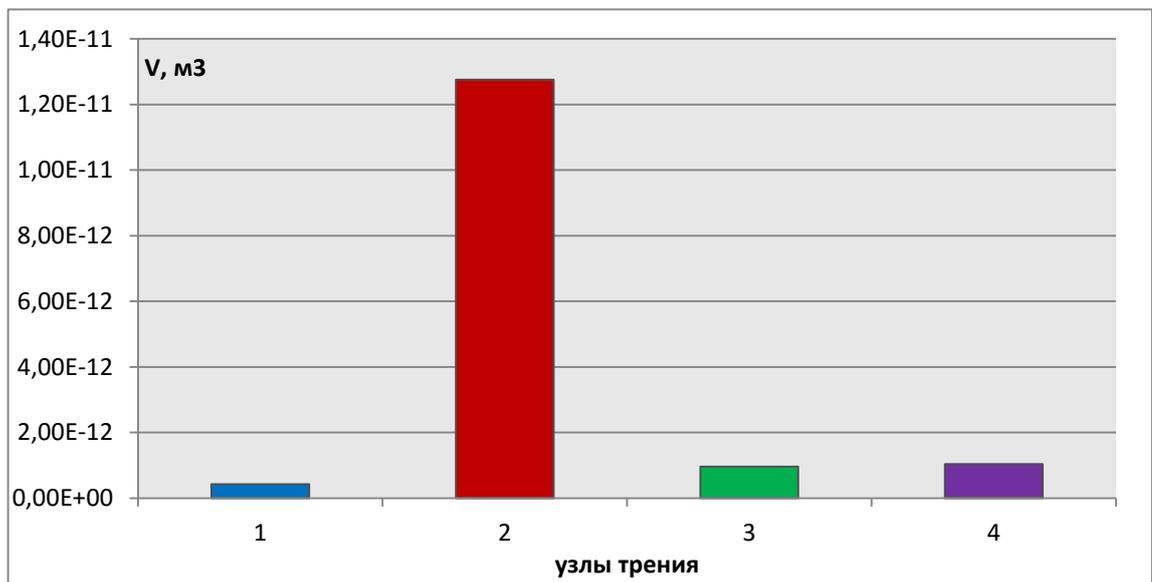


Рисунок 4.4 - Распределение объемного износа для варианта «Адаптер-У»

На данном этапе также был произведен анализ износа в контакте колеса и рельса.

Таблица 4.2 Снижение износа узла по сравнению с базовым вариантом

Наименование	Улучшение показателя (снижение износа) по сравнению с базовым вариантом
	Адаптер-У
Опорная поверхность буксы	4,05%
Фрикционная планка	1,41%
Наклонная поверхность клина	3,62%
Опорная поверхность пятника	7,07%
Износ колеса	27,42%

Из таблицы 4.2 видно, что предлагаемый вариант модернизации тележки, позволяет снизить износы между всеми парами трения и, следовательно, можно обосновать увеличение вероятного межремонтного пробега вагона т.к. определяющее значение для гарантийного пробега вагона является износ профиля колеса.

Анализ полученных результатов показал, что для всех участков пути при двух режимах загрузки, у предлагаемого варианта модернизации тележки, можно обоснованно повысить вероятный межремонтный пробег вагона на 27%.

В связи с тем, что базовая величина межремонтного пробега вагона (без установки износостойких элементов в тележку) составляет 110000 км (вариант №1), а с установкой износостойких элементов в узлы трения тележки по проекту М1698 ПКБ ЦВ - 160000 км (вариант №2), то для исходных параметров весов скоростей, типов участков и загрузки вагона при выполнении модернизации грузовой тележки с установкой колесных пар с применением адаптера, с измененной передачей нагрузки подшипника, межремонтный пробег гарантированно увеличивается на 27% и составит 139700км и 203200км, соответственно для вариантов 1 и 2.

1.2 Оценка технико-экономической эффективности от применения адаптера с измененной схемой передачи нагрузки

Настоящая оценка технико-экономической эффективности от применения адаптера с измененной схемой передачи нагрузки (далее – ТЭО) перевода вагонов-цистерн с колесных пар оборудованных однорядными цилиндрическими подшипниками (далее – цилиндрические подшипники) на колесные пары, оснащенные двухрядными коническими подшипниками кассетного типа 130×230×150 мм с установкой в адаптер с измененной схемой передачи нагрузки (далее – кассетные подшипники под адаптером) проведено с целью определения эффективности вложений компаний операторов при переводе собственных вагонов на данные колесные пары.

За основу расчета взят приведенный вагон цистерна существующего парка. Перевод приведенного вагона на колесные пары с кассетными подшипниками под

адаптером проводится при первом деповском ремонте, после трех лет службы или 210 тыс. км пробега и с периодичностью проведения плановых ремонтов по критерию фактически выполненного объема работ (пробегу).

Таким образом экономический эффект от применения в грузовых тележках адаптера с измененной схемой передачи нагрузки реализуется в направлениях:

- Снижение количества отцепок вагона в текущий отцепочный ремонт;
- Снижение износа гребней колесных пар в следствии способности колесной пары с подшипниками кассетного типа в адаптере к «самоустановке» в рельсовой колее;
- Высокое качество сборки и смазки кассетного подшипника, а также более равномерное распределения нагрузки на подшипник от адаптера приводит к значительному снижению отцепок вагонов в текущий отцепочный ремонт по грению буксовых узлов;
- Снижение затрат на проведение плановых видов ремонта путем увеличения пробега вагона-цистерны в межремонтный период.
- Ремонт колесных пар с заменой при окончании срока службы кассетных подшипников 800 тыс. км или 8 лет.

Основными показателями общей экономической эффективности, как в целом по народному хозяйству, так и применительно к железнодорожному транспорту, выступают чистый дисконтированный доход (интегральный эффект) и срок окупаемости инвестиций (период возврата единовременных затрат).

Чистый дисконтированный доход (интегральный эффект) представляет собой сумму текущих эффектов за расчетный период, приведенных к начальному году. Величина интегрального экономического эффекта определяется по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{инт}} = \sum_{i=0}^T (R_i - Z_i) \cdot (1 + E)^{tp-1} ; \quad (4.2)$$

где R_i - результаты, достигнутые на i -ом шаге;

Z_i - затраты, осуществленные на i -ом же шаге;

tp - расчетный год;

T - продолжительность расчетного, периода;

E - норма дисконта;

$\Delta_i = R_i - Z_i$ - эффект, достигнутый на i -ом шаге.

Расчет среднестатистического количества отцепок в ТОР

Для определения эффективности применения адаптера с измененной схемой передачи нагрузки для эксплуатируемого подвижного состава в буксовых узлах вагонов с нагрузкой 23,5 т/с на ось та тележке 18-100 (и взаимозаменяемых) при проведении капитальных и деповских ремонтов по сравнению с парой серийных подшипников радиальных роликовых однорядных с короткими цилиндрическими роликами типов 36-42726E2M и 36-232726E2M по ТУ ВНИПП.048-1-00 (далее CRB).

Данный расчет основывается на статистических показателях отцепок в текущий отцепочный ремонт (ТОР) 100 вагонов-цистерн разных лет выпуска (1972 – 2011г.):

В расчетах приняты следующие допущения:

- Статистика произведенных отцепок в ТОР приведена по цистернам с 1972 по 2015 гг. выпуска (в том числе с продленным сроком службы) (таблица 4.3)

Таблица 4.3 Отцепки в ТОР по неисправности колесных пар и буксового узла

Наименование неисправности	Код	Кол-во вагонов	285 844 шт.		Ожидаемое кол-во отцепок в год на 100 вагонов с адаптером
		Вид неисправности и	Кол-во отцепок в межрем-ный период	Кол-во отцепок на 100 вагонов	
Тонкий гребень	102	Эксплуатац..	36 220	19,007	13,7990
Остр. накт. гр	109	Эксплуатац.	3 396	1,782	1,2938
Грение буксы	150	Технолог.	3274	1,718	0,1562
Сдвиг буксы	151	Повреждение	485	0,255	-
Ослабление/отсутствие болта крепительной крышки буксы	154	Технолог.	27	0,014	-
Всего			43402	22,776	0,1250

- В расчетах не учитывается снижение трудоемкости при монтаже буксовых узлов (использована стоимость монтажа обычных CRB). В случае расчета при условии снижения стоимости монтажа буксовых узлов с подшипниками TBU - эффект от применения будет выше.

- Для конических кассетных подшипников TBU не учтены затраты на переоборудование депо. Как уже отмечаем, что данные подшипники могут монтироваться на имеющемся оборудовании для холодной напрессовки.

На основании статистических показателей отцепок в ТОР цистерн в 2014-15 году, среднестатистическое количество отцепок в год по неисправностям буксового узла и гребню на один приведенный вагон с колесной парой на цилиндрическом подшипнике (Сц) и на один приведенный вагон с колесной парой на кассетном подшипнике (Ск) под адаптером:

$$Сц = (19,007 + 1,782 + 1,718 + 0,255 + 0,014) / 100 = 0,228 \text{ отцепки.}$$

$$Ск = (13,7990 + 1,2938 + 0,1562) / 100 = 0,125 \text{ отцепки}$$

Снижение расходов при проведении плановых видов ремонта:

- Колесные пары с кассетными подшипниками проходят только обыкновенное освидетельствование вне зависимости от вида планового ремонта, так как букса у них отсутствует

- Сокращается количество заменяемых колесных пар, подкатываемых под вагон за весь срок службы

Расчет стоимости перевода вагона на кассетные цилиндрические подшипники

При переводе вагона на кассетные цилиндрические подшипники под него подкатываются новые колесные пары. В таблице 4.4 приведен расчет стоимости формирования новых колесных пар с подшипниками CRB и TBU.

Таблица 4.4 Расчет стоимости формирования колесных пар

		На единицу, тыс. руб.	Расход на вагон, шт.	На вагон, тыс. руб.
Монтаж подшипников	1	5,18	8,00	41,42
Комплекующие для формирования буксового узла (без подшипника)	2	7,71	8,00	61,68
Корпус буксы с лабиринтом		5,00		
Крышка смотровая		0,16		
Крышка крепительная		1,45		
Кольцо лабиринтное		0,96		
Кольцо уплотнительное крепительной крышки		0,03		
Прокладка смотровой крышки		0,01		
Планка стопорная		0,10		
Смазка для лабиринта (50 гр.)			0,005	
Адаптер		3,10	8,00	24,80
Колесная пара с толщиной обода более 70 мм (без буксового узла)	3	65,47	4,00	261,87
Высвобождаемые комплектующие, в т.ч. стр.5*2 + стр.6	4	22,22	4,00	88,88
Буксовые узлы б/у	5	3,08	8,00	24,67
Колесная пара	6	16,05	4,00	64,21
Подшипник	7			
CRB		3,40	8,00	27,20
TBU		18,20	8,00	145,60
Новая колесная пара стр.1+ (стр.2*+ стр.7)*2+ стр.3	8			
с подшипником CRB		92,87	4,00	371,47
с подшипником TBU		113,25	4,00	452,98
Новая колесная пара с учетом высвобождаемых комплектующих (стр.8 - стр.4)	9			
с подшипником TBU		91,03	4,00	364,10

Примечания.

1. Стоимость деталей буксового узла определена согласно Прейскуранта цен ООО «Торговый дом «Уралвагонзавод» по состоянию на август 2015 г.
2. Стоимость высвобождаемой буксы в сборе и колесной пары определена на основании Распоряжения ОАО «РЖД» № 1822р от 01.09.2009 г.

Расчет стоимости работ по ремонту колесных пар

В таблице 4.5 приведен расчет стоимости по ремонту колесных пар, оборудованных разными типами подшипников.

Таблица 4.5 Расчет затрат на ремонт и эксплуатацию колесной пары

		Колесная пара	
		на подшипнике	
		CRB	TBU
Кол-во отцепок в ТОР на 1 приведенный вагон (среднестатистическое)	1	0,228	0,125
Стоимость отцепочного ремонта, тыс. руб.	2	30,21	
Стоимость ТОР (среднегодовая), тыс. руб. стр.1 * стр.2	3	6,88	3,78
Стоимость работ при текущем ремонте колесных пар, тыс. руб (расчет в Таблица 8.4 и 8.5)	4	82,96	8,18
Стоимость работ при среднем ремонте колесных пар, тыс. руб. (расчет в Таблица 8.4 и 8.5)	5	229,48	8,18
Доходная ставка нефтеналивной цистерны, тыс. руб. в сутки	6	1,00	
Не полученный доход на цистерну от простоя в ТОР, тыс. руб.	7	0,68	0,38
Не полученный доход на цистерну от простоя в ДР, тыс. руб.	8	6,00	
Не полученный доход на цистерну от простоя в КР, тыс. руб.	9	8,00	

Примечания.

* Стоимость отцепочного ремонта и доходная ставка нефтеналивной определена согласно аналитического отчета о работе Департамента вагонного хозяйства АО «СГ-транс» по состоянию на август 2015 г.

В таблице 4.6 и 4.7. приведен расчет стоимости освидетельствования колесных пар при проведении плановых видов ремонта грузового вагона.

Таблица 4.6 Расчет стоимости плановых ремонтов

		Цена, тыс. руб.	Деповской ремонт		Капитальный ремонт	
			Кол-во / Норма расхода	Стоимость на вагон, тыс. руб.	Кол-во / Норма расхода	Стоимость на вагон, тыс. руб.
CRB						
Стоимость освидетельствования колесных пар						
Полное освидетельствование с ревизией буксового узла	1	8,27	3,00	24,81	4,00	33,08
Промежуточное освидетельствование	2	2,50	1,00	2,50		
Замена запасных частей						
Буксовый узел:	3			4,57		7,55
Корпус буксы с лабиринтом		5,00	0,03	0,15	0,20	1,00
Крышка смотровая		0,16	0,05	0,01	0,10	0,02
Крышка крепительная		1,45	0,15	0,22	0,20	0,29
Кольцо лабиринтное		0,96	0,03	0,03	0,10	0,10
Кольцо уплотнительное крепительной крышки		0,03	2,00	0,05	8,00	0,21
Прокладка смотровой крышки		0,01	2,00	0,02	8,00	0,10
Планка стопорная		0,10	0,10	0,01	0,60	0,06
Смазка (расход в кг)		0,095	7,20	0,68	7,20	0,68
Подшипник		1,70	2,00	3,40	3,00	5,10
Колесная пара:	4	65,47	0,85	55,65	3,00	196,40
Стоимость ремонта стр.1+стр.2+стр.3	5			82,96		229,48
TBU						
Промежуточное освидетельствование		2,05	4	8,18	4	8,18

Таблица 4.7 Расчет стоимости работ по ремонту колесных пар с заменой кассетных подшипников при окончании срока службы (800 тыс.км или 8 лет)

		На единицу, руб.	Расход на вагон, шт.	На вагон, тыс. руб.
Подшипник	1	18,20	8,00	145,60
Скидка при возврате демонтированных подшипников в сервисный центр производителя	2	30%		
Монтаж подшипника	3	5,18	4,00	20,71
Адаптер	4	3,10	8,00	24,80
Колесная пара новая (без буксового узла)	5	65,47	4,00	261,87

Предложение таблицы 4.7

		На единицу, руб.	Расход на вагон, шт.	На вагон, тыс. руб.
Колесная пара высвобождаемая	6	16,05	4,00	64,21
Стоимость работ по ремонту при окончании срока службы кассетного п/ш (стр. 1* (1-стр.2)+ стр.4)*2+ стр.3 + стр.5 - стр.6	7	86,27	4,00	345,09

Примечания.

1. Стоимость деталей буксового узла определена согласно Прейскуранту цен АО «СГ-транс» по состоянию на декабрь 2015 г.
2. Для подшипников CRB принимаем, что при проведении КР все колесные пары грузовых вагонов подвергаются полному освидетельствованию. При проведении ДР на вагоне, как правило, проводят 3 полных и 1 обыкновенное освидетельствования колесных пар.
3. Для подшипников ТВУ принимаем, что при проведении плановых ремонтов колесные пары проходят только обыкновенное освидетельствование независимо от вида ремонта.
4. По окончании срока службы кассетных подшипников (800 тыс.км или 8 лет) они демонтируются и под вагон подкатывается новая колесная пара. В расчетах учитывается скидка, предоставляемая производителем при возврате демонтированных подшипников в сервисный центр. Для подшипников ТВУ (по согласованию с производителем) может достигать 40%.

Расчет экономической эффективности применения ТВУ при ремонтах

Определим стоимость плановых ремонтов колесных пар на время жизненного цикла вагона.

Периодичность проведения плановых ремонтов для стандартной цистерны составляет:

- 2 года или 160 тысяч километров между деповскими ремонтами (ДР);
- 2 года или 160 тысяч километров до деповского ремонта (ДР) после капитального ремонта (КР).
- 13 лет от постройки до первого капитального ремонта;
- 12 лет между капитальными ремонтами.

Периодичность проведения плановых ремонтов для цистерны с тележкой оборудованной демпферными поглотителями вибрации составляет (Глава 4.1):

- 3 года или 200 тыс. км. между деповскими ремонтами;
- 3 года или 200 тыс. км. после капитального ремонта до деповского ремонта.
- 13 лет от постройки до первого капитального ремонта;

- 12 лет между капитальными ремонтами.

Рассчитанные данные стоимости работ по ремонту сведем в таблицу 8.8 и сделаем расчет затрат и экономии средств на ремонт колесной пары приведенного вагона. Замена цилиндрических подшипников CRB производится при первом деповском ремонте (в 2016 г.).

Ежегодная экономия средств на поддержание приведенного вагона в исправном состоянии достигается за счет:

- сокращения количества внеплановых отцепок цистерны в текущий отцепочный ремонт (ТОР);
- уменьшения стоимости работ по ремонту колесных пар, оборудованных кассетными цилиндрическими подшипниками TBU при проведении текущего и среднего ремонта колесных пар.

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = (\mathcal{Z}_{\text{прц}} + \mathcal{Z}_{\text{ТОРц}}) - (\mathcal{Z}_{\text{прк}} + \mathcal{Z}_{\text{ТОРк}}) - \Pi$$

где $\mathcal{E}_{\text{год}}$ – экономия средств на ремонт колесных пар (изменяется в зависимости от года (срока службы), при котором происходит плановый вид ремонта);

$\mathcal{Z}_{\text{прц}}$ – затраты на проведение плановых ремонтов колесных пар с цилиндрическими подшипниками CRB;

$\mathcal{Z}_{\text{ТОРц}}$ – среднегодовые затраты на текущий отцепочный ремонт (ТОР) колесных пар с цилиндрическими подшипниками CRB;

$\mathcal{Z}_{\text{прк}}$ – затраты на проведение плановых ремонтов колесных пар с кассетными подшипниками в зависимости от года (срока службы);

$\mathcal{Z}_{\text{ТОРк}}$ – среднегодовые затраты на текущий отцепочный ремонт (ТОР) колесных пар с коническими подшипниками (рассчитаны в Таблица 4.7);

Π – прибыль от возврата демонтированных деталей и узлов по окончанию срока службы колесной пары.

Расчет затрат и экономии средств при ремонтах колесных пар по годам приведен в таблице 4.8.

Для расчета экономического эффекта от замены обычных цилиндрических подшипников CRB кассетными цилиндрическими подшипниками TBU затраты по

годам, рассчитанные в таблице 4.8, приведем нарастающим итогом с учетом коэффициента дисконтирования 8% (таблица 4.9).

Экономия средств на проведение плановых ремонтов при замене цилиндрических подшипников CRB на кассетные подшипники TBU с установкой их в адаптер с измененной нагрузкой, за время жизненного цикла приведенного вагона-цистерны составит:

на вагон - 877,95 тыс. руб.;

на колесной паре - 219,49 тыс. руб.;

Необходимо обратить внимание, что (как уже отмечалось) статистика отцепок в ТОР приведена для вагонов 1972 – 2011 годов выпуска. При замене подшипников на более новых вагонах, количество отцепок с большой вероятностью будет меньше, а значит, экономическая эффективность использования кассетных подшипников будет выше.

Расчет экономической эффективности замены CRB на TBU

Экономический эффект (экономия затрат по поддержанию вагона в исправном состоянии) от снижения эксплуатационных издержек на ремонт одного вагона, рассмотренного за период установленного срока службы колесной пары с кассетными подшипниками TBU и адаптера с рациональной схемой передачи нагрузки, составляет 289,98 тыс. руб. Дисконтированный срок окупаемости инвестиций (первоначальных затрат) по переводу вагона на кассетные подшипники составляет 4,73 года.

Затраты на ремонт и приведенный экономический эффект нарастающим итогом по годам за период жизненного цикла вагона представлены на рисунке 4.5.

Таблица 4.8 Расчет затрат и экономии средств при ремонтах колесных пар по годам

Вид планового ремонта		1 деповской		2 деповской		3 деповской		4 деповской		5 деповской		капитальный		6 деповской		7 деповской	
		тыс. км.															
Периодичность ремонта	лет	0-160		0-160		0-160		0-160		0-160		0-160		0-160		0-160	
Срок службы вагона	лет	3-5		5-7		7-9		9-11		11-13		13-15		15-17		17-19	
Вид освидетельствования		полное	обыкн-ое														
Количество колесных пар подлежащих освидетельствованию на вагоне (шт.)		3	1	3	1	3	1	3	1	3	1	4	0	3	1	3	1
Стоимость освидетельствования колесной пары (тыс.руб.)		8,27	2,50	8,27	2,50	8,27	2,50	8,27	2,50	8,27	2,50	8,27	2,50	8,27	2,50	8,27	2,50
Общая стоимость освидетельствования колесных пар на вагоне (тыс.руб.)		27,31		27,31		27,31		27,31		27,31		33,08		27,31		27,31	
Стоимость в/ч буксовых узлов с учетом норм расхода и работ по монтажу (тыс.руб.)		4,57		4,57		4,57		4,57		4,57		7,55		4,57		4,57	
Нормы расхода колесных пар (шт.)		0,85		0,85		0,85		0,85		0,85		3,00		0,85		0,85	
Стоимость колесной пары (тыс.руб.)		65,47		65,47		65,47		65,47		65,47		65,47		65,47		65,47	
Общая стоимость колесных пар на вагоне с учетом норм расхода (тыс.руб.)		55,65		55,65		55,65		55,65		55,65		196,40		55,65		55,65	
Затраты по ремонту колесных пар на вагоне (тыс.руб.)		87,53		87,53		87,53		87,53		87,53		237,04		87,53		87,53	
Стоимость деповского ремонта Цистерны 4-осной (тыс. руб.)		59,06		59,06		59,06		59,06		59,06				59,06		59,06	
Стоимость капитального ремонта Цистерны 4-осной (тыс. руб.)												78,25					
Простой в ремонте		6,00		6,00		6,00		6,00		6,00		8,00		6,00		6,00	
Общая стоимость планового ремонта (тыс. руб)		152,60		152,60		152,60		152,60		152,60		323,29		152,60		152,60	

Колесная пара с цилиндрическими подшипником

Продолжение таблицы 4.8

	Вид планового ремонта		8 деповской		9 деповской		10 деповской		капитальный		11 деповской		12 деповской		13 деповской		Всего
	Периодичность ремонта	тыс. км.	0-160		0-160		0-161		0-162		0-163		0-164		0-165		
	Срок службы вагона	лет	19-21		21-23		23-25		25-27		27-29		29-31		31-списание		
	Вид освидетельствования		полное	обыкн-ое	полное	обыкн-ое	полное	обыкн-ое	полное	обыкн-ое	полное	обыкн-ое	полное	обыкн-ое	полное	обыкн-ое	
Колесная пара с цилиндрическими подшипниками	Количество колесных пар подлежащих освидетельствованию на вагоне (шт.)		3	1	3	1	3	1	4	0	3	1	3	1	3	1	60,00
	Стоимость освидетельствования колесной пары (тыс.руб.)		8,27	2,50	8,27	2,50	8,27	2,50	8,27	2,50	8,27	2,50	8,27	2,50	8,27	2,50	161,58
	Общая стоимость освидетельствования колесных пар на вагоне (тыс.руб.)		27,31		27,31		27,31		33,08		27,31		27,31		27,31		421,21
	Стоимость в/ч буксовых узлов с учетом норм расхода и работ по монтажу (тыс.руб.)		4,57		4,57		4,57		7,55		4,57		4,57		4,57		74,58
	Нормы расхода колесных пар (шт.)		0,85		0,85		0,85		3,00		0,85		0,85		0,85		17,05
	Стоимость колесной пары (тыс.руб.)		65,47		65,47		65,47		65,47		65,47		65,47		65,47		982,02
	Общая стоимость колесных пар на вагоне с учетом норм расхода (тыс.руб.)		55,65		55,65		55,65		196,40		55,65		55,65		55,65		1 116,23
	Затраты по ремонту колесных пар на вагоне (тыс.руб.)		87,53		87,53		87,53		237,04		87,53		87,53		87,53		1 612,03
	Стоимость деповского ремонта Цистерны 4-осной (тыс. руб.)		59,06		59,06		59,06				59,06		59,06		59,06		767,81
	Стоимость капитального ремонта Цистерны 4-осной (тыс. руб.)								78,25								156,50
	Простой в ремонте		6,00		6,00		6,00		8,00		6,00		6,00		6,00		94,00
Общая стоимость планового ремонта (тыс. руб)		152,60		152,60		152,60		323,29		152,60		152,60		152,60		2 630,34	

Продолжение таблицы 4.8

Вид планового ремонта		1 деповской		2 деповской		3 деповской		капитальный		4 деповской		5 деповской		6 деповской	
		тыс. км.	0 - 200	200-400	400-600	600-800	0 - 200	200-400	400-600						
Периодичность ремонта	тыс. км.	0 - 200		200-400		400-600		600-800		0 - 200		200-400		400-600	
Срок службы вагона	лет	3-6		6-9		9-12		12-15		15-18		18-21		21-24	
Вид освидетельствования		полное	обыкн-ое												
Колесная пара с кассетными подшипником и адаптером	Количество колесных пар подлежащих освидетельствованию на вагоне (шт.)	4	0	0	4	0	4	4	0	0	4	0	4	0	4
	Стоимость освидетельствования колесной пары (тыс.руб.)		2,05		2,05		2,05		2,05		2,05		2,05		2,05
	Общая стоимость освидетельствования колесных пар на вагоне (тыс.руб.)	0,00		8,18		8,18		0,00		8,18		8,18		8,18	
	Норма расхода подшипников при ремонте (шт.)	8,00						8,00							
	Цена подшипника (тыс.руб.)	18,20						12,74							
	Стоимость комплекта подшипников на вагон (тыс.руб.)	145,60						101,92							
	Стоимость буксового узла в сборе (тыс.руб.)	-7,71													
	Количество буксовых узлов или адаптеров на вагоне (шт.)	8,00						8,00							
	Стоимость комплекта буксовых узлов на вагоне (тыс.руб.)	-61,68													
	Стоимость б/у колесных пар на вагоне (тыс.руб.)	-64,21													
	Цена адаптера (тыс.руб.)	3,10						3,10							
	Стоимость комплекта адаптеров на вагон (тыс.руб.)	24,80						24,80							
	Стоимость комплекта подшипника (тыс.руб.)	170,40						126,72							
	Нормы расхода колесных пар (шт.)	3,00						3,00							
	Стоимость работы по монтажу одного кассетного подшипника на ось (тыс.руб.)	5,18						5,18							
	Общая стоимость монтажа кассетных подшипников на вагон (тыс.руб.)	15,53						15,53							
	Стоимость колесной пары (тыс.руб.)	65,47						65,47							
	Общая стоимость колесных пар на вагоне (тыс.руб.)	196,40						196,40							
	Затраты по замене ремонту колесных пар на вагоне (тыс.руб.)	256,45		8,18		8,18		338,66		8,18		8,18		8,18	
	Стоимость деповского ремонта	59,06		59,06		59,06		59,06		59,06		59,06		59,06	
Цистерны 4-осной (тыс.руб.)							78,25								
Стоимость капитального ремонта															
Цистерны 4-осной (тыс.руб.)															
Простой в ремонте	6,00		6,00		6,00		8,00		6,00		6,00		6,00		
Общая стоимость планового ремонта (тыс.руб.)	321,51		73,24		73,24		424,91		73,24		73,24		73,24		

Продолжение таблицы 4.8

	Вид планового ремонта	тыс. км.	капитальный		7 деповской		8 деповской				
			600-800		0 - 200		200-400				
			лет		24-27		27-30			30-списание	
			полное		обыкн-ое		полное			обыкн-ое	
Колесная пара с кассетным подшипником и адаптером	Количество колесных пар подлежащих освидетельствованию на вагоне (шт.)		4	0	0	4	0	4	40,00		
	Стоимость освидетельствования колесной пары (тыс.руб.)			2,05		2,05		2,05			
	Общая стоимость освидетельствования колесных пар на вагоне (тыс.руб.)		0,00		8,18		8,18		+		
	Норма расхода подшипников при ремонте (шт.)		8,00								
	Цена подшипника (тыс.руб.)		18,20								
	Стоимость комплекта подшипников на вагон (тыс.руб.)		145,60						393,12		
	Стоимость буксового узла в сборе (тыс.руб.)								-7,71		
	Количество буксовых узлов или адаптеров на вагоне (шт.)		8,00						24,00		
	Стоимость комплекта буксовых узлов на вагоне (тыс.руб.)								-61,68		
	Стоимость б/у колесных пар на вагоне (тыс.руб.)								-64,21		
	Цена адаптера (тыс.руб.)		3,10								
	Стоимость комплекта адаптеров на вагон (тыс.руб.)		24,80						74,40		
	Стоимость комплекта подшипника (тыс. руб.)		170,40						467,52		
	Нормы расхода колесных пар (шт.)		3,00						9,00		
	Стоимость работы по монтажу одного кассетного подшипника на ось (тыс.руб.)		5,18						15,53		
	Общая стоимость монтажа кассетных подшипников на вагон (тыс.руб.)		15,53						46,60		
	Стоимость колесной пары (тыс.руб.)		65,47						196,40		
	Общая стоимость колесных пар на вагоне (тыс.руб.)		196,40						589,21		
	Затраты по замене/ремонту колесных пар на вагоне (тыс.руб.)		382,34		8,18		8,18		1 034,71		
	Стоимость деповского ремонта				59,06		59,06		472,50		
	Цистерны 4-осной (тыс. руб.)										
	Стоимость капитального ремонта		78,25						156,50		
	Цистерны 4-осной (тыс. руб.)										
Простой в ремонте		8,00		6,00		6,00		64,00			
Общая стоимость планового ремонта (тыс. руб)		468,59		73,24		73,24		1 727,71			

Таблица 4.9. Сводная таблица затрат и экономии средств на ремонтах в расчете на 1 вагон

Текущий год	колесных пар на цилиндрических подшипниках						колесных пар на кассетных подшипниках						Коэффициент дисконтирования	Приведенный экономический эффект нарастающим итогом
	Плановый ремонт	Внеплановый ремонт	Эксплуат. потери	По годам	С учетом инфляции	По нарастающей	Плановый ремонт	Внеплановый ремонт	Эксплуат. потери	По годам	С учетом инфляции	По нарастающей		
2016	152,60	6,88	0,68	160,16	160,16	160,16	321,51	3,78	0,38	325,66	325,66	325,66	1,00	-165,50
2017		6,88	0,68	7,56	7,00	167,17		3,78	0,38	4,15	3,84	329,51	1,08	-162,34
2018	152,60	6,88	0,68	160,16	137,31	304,48		3,78	0,38	4,15	3,56	333,06	1,17	-28,59
2019		6,88	0,68	7,56	6,01	310,48	73,24	3,78	0,38	77,39	61,44	394,50	1,26	-84,02
2020	152,60	6,88	0,68	160,16	117,72	428,21		3,78	0,38	4,15	3,05	397,56	1,36	30,65
2021		6,88	0,68	7,56	5,15	433,36		3,78	0,38	4,15	2,83	400,38	1,47	32,98
2022	152,60	6,88	0,68	160,16	100,93	534,29	73,24	3,78	0,38	77,39	48,77	449,15	1,59	85,13
2023		6,88	0,68	7,56	4,41	538,70		3,78	0,38	4,15	2,42	451,58	1,71	87,13
2024	152,60	6,88	0,68	160,16	86,53	625,23		3,78	0,38	4,15	2,24	453,82	1,85	171,41
2025		6,88	0,68	7,56	3,78	629,02	424,91	3,78	0,38	429,06	214,64	668,46	2,00	-39,44
2026	323,29	6,88	0,68	330,85	153,25	782,26		3,78	0,38	4,15	1,92	670,38	2,16	111,88
2027		6,88	0,68	7,56	3,24	785,51		3,78	0,38	4,15	1,78	672,16	2,33	113,35
2028	152,60	6,88	0,68	160,16	63,60	849,11	73,24	3,78	0,38	77,39	30,73	702,89	2,52	146,22
2029		6,88	0,68	7,56	2,78	851,89		3,78	0,38	4,15	1,53	704,42	2,72	147,47
2030	152,60	6,88	0,68	160,16	54,53	906,42		3,78	0,38	4,15	1,41	705,83	2,94	200,59
2031		6,88	0,68	7,56	2,38	908,81	73,24	3,78	0,38	77,39	24,40	730,23	3,17	178,57
2032	152,60	6,88	0,68	160,16	46,75	955,56		3,78	0,38	4,15	1,21	731,44	3,43	224,11
2033		6,88	0,68	7,56	2,04	957,60		3,78	0,38	4,15	1,12	732,57	3,70	225,03
2034	152,60	6,88	0,68	160,16	40,08	997,68	73,24	3,78	0,38	77,39	19,37	751,93	4,00	245,75
2035		6,88	0,68	7,56	1,75	999,43		3,78	0,38	4,15	0,96	752,90	4,32	246,54
2036	152,60	6,88	0,68	160,16	34,36	1033,80		3,78	0,38	4,15	0,89	753,79	4,66	280,01
2037		6,88	0,68	7,56	1,50	1035,30	468,59	3,78	0,38	472,74	93,91	847,70	5,03	187,60
2038	323,29	6,88	0,68	330,85	60,86	1096,15		3,78	0,38	4,15	0,76	848,46	5,44	247,69

Продолжение таблицы 4.9

Текущий год	колесных пар на цилиндрических подшипниках						колесных пар на кассетных подшипниках						Коэффициент дисконтирования	Приведенный экономический эффект нарастающим итогом
	Плановый ремонт	Внеплановый ремонт	Эксплуат. потери	По годам	С учетом инфляции	По нарастающей	Плановый ремонт	Внеплановый ремонт	Эксплуат. потери	По годам	С учетом инфляции	По нарастающей		
	2039		6,88	0,68	7,56	1,29	1097,44		3,78	0,38	4,15	0,71		
2040	152,60	6,88	0,68	160,16	25,26	1122,70	73,24	3,78	0,38	77,39	12,21	861,37	6,34	261,33
2041		6,88	0,68	7,56	1,10	1123,81		3,78	0,38	4,15	0,61	861,98	6,85	261,82
2042	152,60	6,88	0,68	160,16	21,65	1145,46		3,78	0,38	4,15	0,56	862,54	7,40	282,92
2043		6,88	0,68	7,56	0,95	1146,41	73,24	3,78	0,38	77,39	9,69	872,23	7,99	274,18
2044	152,60	6,88	0,68	160,16	18,56	1164,97		3,78	0,38	4,15	0,48	872,71	8,63	292,26
2045	-88,88	6,88	0,68	-81,32	-8,73	1156,24	-64,21	3,78	0,38	-60,06	-6,45	866,27	9,32	289,98
	2541,45	206,44	20,50	2768,40	1156,24		1663,50	113,30	11,25	1788,05	866,27			

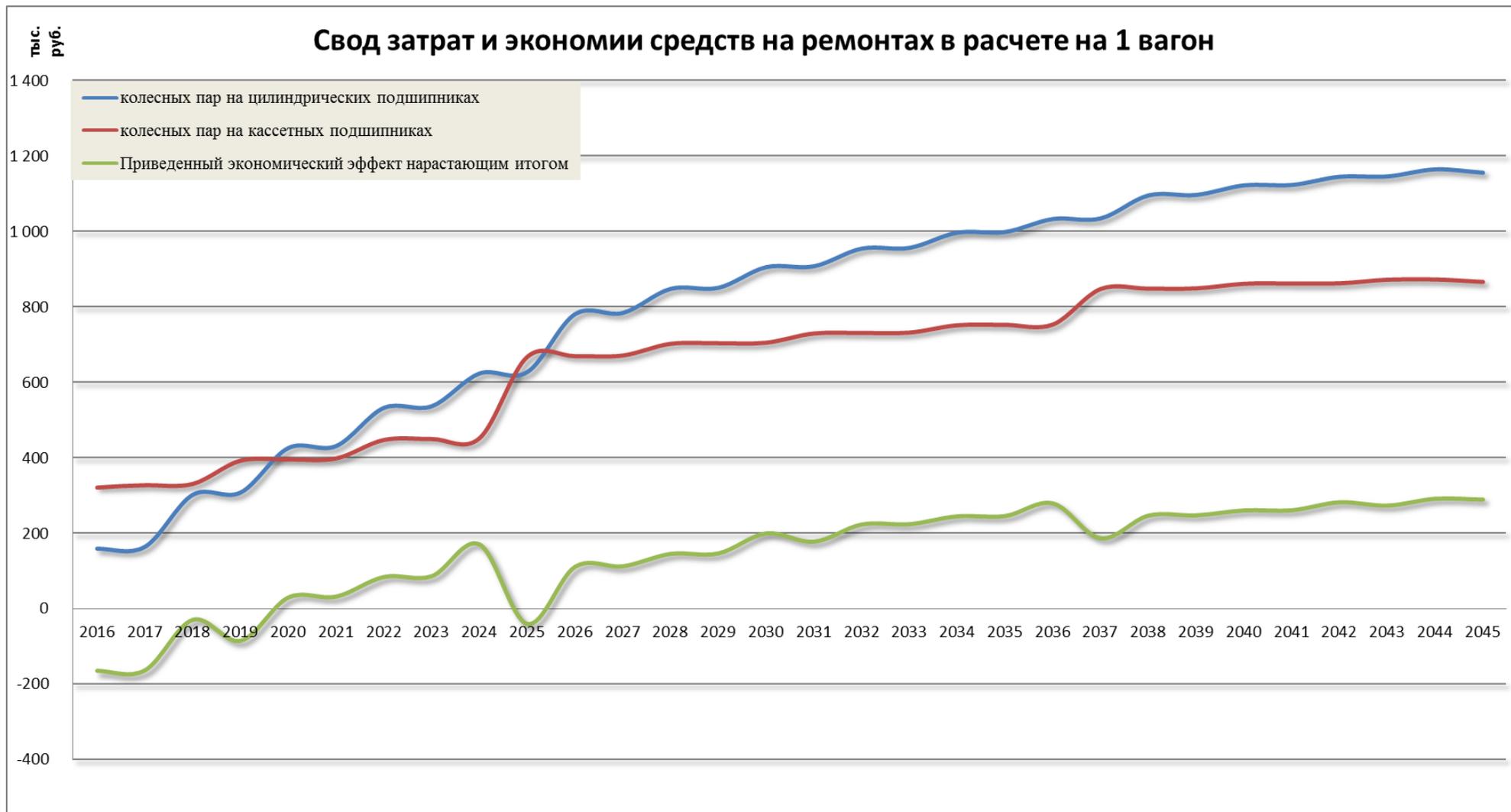


Рисунок 4.5. - Приведенный экономический эффект нарастающим итогом по годам

Выводы по разделу 4

1. Анализ полученных результатов показал, что для всех участков пути при двух режимах загруженности, у предлагаемого варианта модернизации тележки, можно обоснованно повысить вероятный межремонтный пробег вагона на 27%.

2. В связи с тем, что базовая величина межремонтного пробега вагона (без установки износостойких элементов в тележку) составляет 110000 км (вариант №1), а с установкой износостойких элементов в узлы трения тележки по проекту М1698 ПКБ ЦВ - 160000 км (вариант №2), то для исходных параметров весов скоростей, типов участков и загруженности вагона при выполнении модернизации грузовой тележки с установкой колесных пар с применением адаптера, с измененной передачей нагрузки подшипника, межремонтный пробег гарантированно увеличивается на 27% и составит 139700км и 203200км, соответственно для вариантов 1 и 2.

3. Экономический эффект (экономия затрат по поддержанию вагона в исправном состоянии) от снижения эксплуатационных издержек на ремонт одного вагона, рассмотренного за период установленного срока службы колесной пары с кассетными подшипниками ТВУ и адаптера с рациональной схемой передачи нагрузки, составляет 289,98 тыс. руб. Дисконтированный срок окупаемости инвестиций (первоначальных затрат) по переводу вагона на кассетные подшипники составляет 4,73 года.

Заключение

1. Выполнен обзор конструкций, применяемых в грузовом вагоностроении: моделей грузовых тележек, буксовых узлов и подшипников, который показал, что все они в той или иной мере имеют недостатки, влияющие на динамические качества, долговечность и безопасность движения вагонов.

2. Разработана уточненная математическая и компьютерная модель, которая описывает движение грузового вагона по прямым и криволинейным участкам пути с отклонениями в содержании пути в плане и профиле. В ней учтены конструктивные особенности существующих и модернизированных моделей тележек, оборудованными адаптерами с различными схемами передачи нагрузки на кассетные подшипники. Предложенная компьютерная модель вагона позволяет оценить:

- динамические силы, перемещения, скорости и ускорения несущих узлов и деталей тележки, ходовые качества и параметры износа ходовых частей и безопасность движения вагона для обоснования способов повышения динамических свойств тележки;
- долговечность конических подшипников применительно к кассетным буксовым узлам с использованием адаптеров различных существующих и модернизированных конструкций;
- НДС адаптера кассетного буксового узла для различных схем передачи с учетом влияния конструкции колесной пары;
- способы модернизации буксового адаптера для обоснования увеличения нормы межремонтного пробега вагона.

3. В компьютерной модели впервые реализован модернизированный буксовый адаптер, в конструкции которого плоская опорная и упорная поверхность заменена на цилиндрическую поверхность с большим (рациональным) радиусом описанной окружности, что уменьшило риск защемления и кромочного опирания.

4. С использованием методики расчета долговечности подшипников кассетных букс выполнены расчеты при симметричных и асимметричных схемах передачи динамических нагрузок на ролики кассетных подшипников.

На основании анализа выполненных расчетов установлено удовлетворительное соответствие расчетных и экспериментальных данных. В результате установлено, что предлагаемая модернизация грузовой тележки позволит уменьшить примерно на 16кг необрессоренную массу каждого буксового узла и, соответственно, на 128 кг вагона. Установка адаптера с рациональными геометрическими параметрами улучшает распределение нагрузок буксового узла, что повышает безотказность работы подшипников, примерно в 11 раз и является основанием для увеличения нормы межремонтного пробега вагона.

5. Анализ расчетов НДС адаптера кассетного буксового узла показал, что осуществление симметричной схемы передачи нагрузок от буксового проема боковой рамы на опорные поверхности адаптера буксового узла, с учетом конструкции колесной пары не вызывает в адаптере превышения допустимого уровня напряжений.

6. Многовариантное исследование влияния конструктивных особенностей буксовых узлов на динамические свойства и безопасность при движении в прямых и кривых участках пути показал, что для буксового адаптера с рациональными поверхностями сопряжения удельная работа в контакте колеса и рельса снижена на 17%, а показатель износа колеса на 27%.

7. В соответствии с разработанной методикой определения вероятного межремонтного пробега тележки вагона можно обоснованно повысить вероятный межремонтный пробег вагона за счет улучшения показателей износа колес на 27%. Для грузового вагона базовая величина межремонтного пробега составляет 110000 км. При проведении предлагаемой модернизации величина межремонтного пробега составит 139700 км, а для вагона с установленными износостойкими элементами в узлы трения тележки по проекту М1698 ПКБ ЦВ величина межремонтного пробега при нормативе – 160000 км увеличиться до 203200 км. Таким образом, установка адаптера гарантирует увеличение межремонтного пробега до 200 тыс. км.

8. На основе выполненных расчетов получены результаты, представляющие зависимость повышения динамических свойств тележки и долговечности буксовых узлов грузовых вагонов от способа проведенной модернизации

адаптера буксового узла, заключается в выполнении его опорных и упорных поверхностей цилиндрическими.

9. Результаты расчета могут быть использованы экспертными и проектными организациями при выполнении количественной и качественной оценки модернизации ходовых частей на динамические свойства и долговечность буксовых узлов в реальных условиях сочетаний предельно-допустимых износов деталей и узлов тележки при движении в прямых и криволинейных участках пути с неровностями и выборе их рациональных параметров.

Перспективы дальнейшей разработки могут быть связаны с решением задач оценки динамических свойств и долговечности буксовых узлов применительно к различным моделям грузовых вагонов и типам тележек с учетом статистической информации о нагруженности несущих.

Список сокращений и условных обозначений

CRB – стандартный роликовый подшипник с цилиндрическими роликами;

CRU - новый безремонтный сдвоенный роликовый подшипник закрытого типа;

TBU - новый подшипник «кассетного» типа;

КЭ - конечный элемент;

НДС - напряженное деформированное состояние;

ПК - программный комплекс;

СЛУ - система линейных алгебраических уравнений;

УМ - программный комплекс «Универсальный механизм».

Список литературы:

1. Андриевский, С.М. Боковой износ рельсов на кривых [Текст] / С.М. Андриевский // Труды ВНИИЖТ. - 1961. - Вып. 207. - 128 с.
2. Анисимов, П.С. Влияние конструкции и параметров тележек на износ колес и рельсов [Текст] / П.С. Анисимов // Железнодорожный транспорт. - 1999. - № 6. - С. 38-42.
3. Анисимов, П.С. Динамика сцепа в смешанных грузовых поездах при торможении [Текст] / П.С. Анисимов, Е.Г. Адильханов, Ш.А. Секерова, Н.К. Игембаев // Одиннадцатая научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - МИИТ. - 2010. - С. VII-1 - VII-3.
4. Анисимов, П.С.. Испытания вагонов. Монография [Текст] / П.С. Анисимов // Маршрут. - 2004. - 197 с.
5. Анисимов, П.С. К вопросу улучшения динамических качеств тележки ЦНИИ-Х-3 [Текст] / П.С. Анисимов // Труды МИИТ. - 1981. - Вып. 679. - С. 26 - 41.
6. Анисимов, П.С. Клиновой фрикционный гаситель колебаний тележки ЦНИИ-Х-3 [Текст] / П.С. Анисимов // МИИТ. - 1990. - 67 с.
7. Анисимов, П.С. О параметрах перспективной двухосной тележки грузовых вагонов [Текст] / П.С. Анисимов, М.Ф. Вериги, Л.О. Грачева, А.В. Кузнецов, Л.Д. Кузьмич, А.А. Львов, М.М. Соколов // Труды ВНИИ вагоностроения. - 1973. - Вып. 20. - С. 3-21.
8. Анисимов, П.С. Развитие отечественного вагоностроения [Текст] / П.С. Анисимов // Железнодорожный транспорт. - 2003. - №11. - С. 43-52.
9. Анисимов, П.С. Теоретическая механика, т. I [Текст] / П. Аппель // Физматгиз. - 1960. - 487 с.
10. Богданов, В.М. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний [Текст] / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский // Наука. - 1974. - 504 с.
11. Богданов, В.М. Заметки о механическом устройстве железных дорог [Текст] / А.П. Бородин А.П // Киев. - 1881. - 326 с.

12. Богданов, В.М. Об износе колес и рельсов [Текст] / В.М. Богданов, Л.И. Бартенева // Железнодорожный транспорт. - 1999. - № 7. - С. 48-50.
13. Богданов, В.М. Опыт проектирования трехэлементных тележек [Текст] / Ю.П. Бороненко, А.М. Орлова // Железнодорожный транспорт. - 2006. - №5. - С. 58-62.
14. Богданов, В.М. Проблемы износа колес и рельсов. Возможные способы борьбы [Текст] / В.М. Богданов, Ю.А. Евдокимов, В.Н. Кашников, Я.А. Майба // Железнодорожный транспорт. - 1996. - № 12. - С. 30-31.
15. Богданов, В.М. Снижение интенсивности износа гребней колес и бокового износа рельсов [Текст] / В.М. Богданов // Железнодорожный транспорт. - 1992. - №12. - С. 30-34.
16. Бороненко, Ю.П. Проектирование ходовых частей вагонов. Ч. 2: Проектирование рам двухосных тележек грузовых вагонов: Учебное пособие [Текст] / Ю.П. Бороненко, А.М. Орлова, Е.А. Рудакова // ПГУПС. - 2005. - 50 с.
17. Бочкарев, Н.А. Как оптимизировать работу на пунктах подготовки вагонов [Текст] / Н.А. Бочкарев, С.В. Калетин // Вагоны и вагонное хозяйство. - 2008. - № 1. - С. 37.
18. Братчев, Э.П. Оценка динамических качеств железнодорожного подвижного состава в системе автоматизированного проектирования его ходовой части [Текст] / Э.П. Братчев, В.А. Камаев // Тезисы доклада Всесоюзной конференции. - Днепропетровск. - 1984. - С. 97-98.
19. Бурчак, Г.П. К расчету экипажей на вынужденные колебания в вертикальной плоскости [Текст] / Г.П. Бурчак, В.С. Плоткин // Труды МИИТ. - 1970. - Вып. 311. - С. 41-51.
20. Бурчак, Г.П. Методика моделирования движения рельсового экипажа по пути с искривленной осью. Фундаментальные проблемы динамики и прочности подвижного состава [Текст] / Г.П. Бурчак, А.Н. Савоськин, Г.Н. Фрадкин, В.С. Коссов // Юбилейный сб. науч. Труды. - МИИТ. - 1997. - Вып. 912. - С. 12-22.

21. Бурчак, Г.П. Модели для описания извилистого движения колесной пары с посадкой с зазором кольца на центр [Текст] / Г.П. Бурчак, Л.В. Винник // Труды МИИТ. - 1997. - Вып. 912. - С. 33-41.
22. Бурчак, Г.П. Моделирование возмущений в виде горизонтальной неровности оси пути для исследования извилистого движения рельсового экипажа [Текст] / Г.П. Бурчак, А.Н. Савоськин, Г.Н. Фрадкин, В.С. Коссов // Труды МИИТ. - 1997. - Вып. 912. - С. 23-28.
23. Бурчак, Г.П. Совершенствование методики исследования свободных боковых колебаний экипажей [Текст] / Г.П. Бурчак // Юбилейный сб. науч. Труды. - 1997. - Вып. 912. - С. 3-12.
24. Вериго, М.Ф. Вертикальные силы, действующие на путь при прохождении подвижного состава [Текст] / М.Ф. Вериго // Трансжелдориздат. - 1955. - С. 25-289.
25. Вериго, М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган // Транспорт. - 1986. - 559 с.
26. 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 МПС. - 1997. - 207 с.
27. Вериго, М.Ф. Имитационное моделирование сил взаимодействия экипажа и пути [Текст] / М.Ф. Вериго, Г.И. Петров, В.В. Хусидов // Бюллетень ОСЖД. - 1995. - № 6. - С. 3-8.
28. Вериго, М.Ф. К вопросу о процессах взаимодействия необрессоренных масс и пути [Текст] / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган // Вестник ВНИИЖТ. - 1969. - № 6. - С. 22-25.
29. Вериго, М.Ф. Причины роста интенсивности бокового износа рельсов и гребней колес [Текст] / М.Ф. Вериго // Транспорт. - 1992. - 46 с.
30. Винокуров, М.В. Исследования колебаний и устойчивости вагонов [Текст] / М.В. Винокуров // Днепропетровск. - 1939. - Вып. 12. - 392 с.
31. Воротников, В.Г. Расчет подшипниковых узлов транспортных средств [Текст] / В.Г. Воротников, С.В. Калетин, М.В. Козлов // Методические указания. - МИИТ. - 2010. - 45 с.

32. Годыцкий-Цвирко, А.М. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / А.М. Годыцкий-Цвирко // Гострансиздат. - 1931. - 215 с.
33. Грачева, Л.О. Взаимодействие вагонов и железнодорожного пути [Текст] / Л.О. Грачева // Труды ВНИИЖТ. - 1968. - Вып. 356. - С. 1-207.
34. Данилов, В.Н. Извилистое движение экипажа с нелинейными силовыми и кинематическими связями [Текст] / В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов, В.Н. Филиппов // Вестник ВНИИЖТ. - 1971. - № 3. - С. 20-23.
35. Данилов, В.Н. Некоторые результаты применения численных методов к исследованию нелинейных колебаний вагонов [Текст] / В.Н. Данилов, В.А. Двухглазов, В.Д. Хусидов, В.Н. Филиппов, И.В. Козлов // Труды МИИТ. - 1978. - Вып. 610. - С. 85-93.
36. Ден-Гартог, Дж. Механические колебания [Текст] / Дж. Ден-Гартог // Физматгиз. - 1960. - 580 с.
37. Жуковский, Н.Е. Полное собрание сочинений [Текст] / Н.Е. Жуковский // ОНТИ, НКТП. - 1937. - Собр. соч. VIII т. - 291 с.
38. Жуковский, Н.Е. Теория прибора инженера Ромейко-Гурко [Текст] / Н.Е. Жуковский // Госиздат. - 1949. - Собр. соч. III т. - С. 329 - 333.
39. Жуковский, Н.Е. Трение бандажей железнодорожных колес о рельсы [Текст] / Н.Е. Жуковский // Госиздат. - 1950. - Собр. соч. VII т. - С. 426 - 478.
40. Зайцев, А.К. Основы учения о трении, износе и смазке [Текст] / А.К. Зайцев // Машгиз. - 1947. - 256 с.
41. 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.
42. Игембаев, Н.К. Результаты компьютерных расчетов по определению критических величин коэффициентов сопротивления гасителей тележки 18-9945 для грузового вагона [Текст] / Н.К. Игембаев, А.Н. Зенкин А.Н. // Труды научно-практической конференции НЕДЕЛЯ НАУКИ -2010 «Наука МИИТа - ТРАНСПОРТУ». - МИИТ. - 2010. - С. I-15 - I-16.
43. Калетин, С.В. "Первая грузовая": проблемы и решения [Текст] / С.В. Калетин // Вагоны и вагонное хозяйство. - 2010. - № 1. - С. 18-39.

44. Калетин, С.В. Автоматизация производственных процессов вагонного блока ОАО "ПГК" [Текст] / С.В. Калетин // Вагоны и вагонное хозяйство. - 2010. - № 3. - С. 12-15.: ил.
45. Калетин, С.В. Вагон станет на рельсы [Текст] / С.В. Калетин // Российская Бизнес-газета: Инновации. - 2014. - № 931. - С. 26.
46. Калетин, С.В. Грузовые вагоны нового поколения [Текст] / С.В. Калетин // Железнодорожный транспорт. - 2007. - № 8. - С. 10-28.
47. Калетин, С.В. Дефицит и проблемы качества вагонного литья [Электронный ресурс] / С.В. Калетин // Металлоснабжение и сбыт. - 2011. - № 5. - Режим доступа: <http://www.metalinfo.ru/ru/magazine/livestreams/22>
48. Калетин, С.В. Не нужно запрещать продление срока службы вагонов [Электронный ресурс] / С.В. Калетин // Транспорт Российской Федерации. - 2014. - № 1. - Режим доступа: http://www.rostransport.com/news/2755/?sphrase_id=12202
49. Калетин, С.В. Не потерять логику [Электронный ресурс] / С.В. Калетин // РЖД Партнер.РУ. - 2013. - № 5. - Режим доступа: <http://www.rzd-partner.ru/interviews/interview/ne-poteriat'-logiku/>
50. Калетин, С.В. Необходимо расширять критерии инновационности железнодорожных вагонов [Электронный ресурс] / С.В. Калетин // "РЖД-партнер.РУ". - 2014. - Режим доступа: <http://www.rzd-partner.ru/news/podvizhnoi-sostav/neobkhodimo-rasshirit-kriterii-innovatsionnosti-zheleznodorozhnykh-vagonov---s--kaletin/>
51. Калетин, С.В. ОАО "РЖД" и рынок: выбираем лучшее [Текст] / С.В. Калетин // Вагоны и вагонное хозяйство. - 2007. - № 4. - С. 2-3.
52. Калетин, С.В. Отрасль железнодорожного машиностроения нуждается в поддержке [Электронный ресурс] / С.В. Калетин // РЖД Партнер.РУ. - 2016. - Режим доступа: <http://www.rzd-partner.ru/news/mashinostroenie/otrasl-zheleznodorozhnogo-mashinostroeniia-nuzhdaetsia-v-podderzhke---mnenie/>
53. Калетин, С.В. Отцепочный ремонт: правда и вымысел [Текст] / С.В. Калетин // Транспорт Российской Федерации. - 2007. - № 11. - С. 59-77.

54. Калетин, С.В. Повышать конкурентоспособность за счет эффективного использования вагонов [Текст] / С.В. Калетин // Вагоны и вагонное хозяйство. - 2009. - № 1. - С. 8–9: фото. цв.
55. 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.
56. Калетин, С.В. Снижать обрывы автосцепок [Текст] / С.В. Калетин // Вагоны и вагонное хозяйство. - 2007. - № 1 (9). - С. 2-19.
57. Калетин, С.В. Созданы все условия для взаимовыгодного сотрудничества [Текст] / С.В. Калетин // Вагоны и вагонное хозяйство. - 2008. - № 1. - С. 8-27.
58. Калетин, С.В. Эксплуатационный комплекс вагонного хозяйства в новых условиях [Текст] / С.В. Калетин // Железнодорожный транспорт. - 2007. - № 8. - С. 19-37.
59. Кальницкий, Л.А. Вертикальные колебания грузового вагона на упругих элементах с параболической статической характеристикой от ударов на стыках [Текст] / Л.А. Кальницкий // Транспорт. - 1968. - С. 103-109.
60. Кальницкий, Л.А. Влияние нелинейности упругих элементов рессорного подвешивания на ходовые качества железнодорожных вагонов [Текст] / Л.А. Кальницкий // Ав.реф. дис.... д-ра техн. Наук. - 1969. - 41 с.
61. Камаев, А.А. К вопросу создания метода моделирования динамики подвижного состава железнодорожного транспорта [Текст] / А.А. Камаев // Труды Брянского института транспортного машиностроения. - Брянск. - 1957. - Вып. 17. - С. 56-84.
62. Камаев, А.А. Основы моделирования взаимодействия подвижного состава и пути в кривых [Текст] / А.А. Камаев // Труды Брянского института транспортного машиностроения. - Брянск. - 1961. - вып.19. - С. 44-56.
63. Ковалев, Н.А. Боковые колебания подвижного состава [Текст] / Н.А. Ковалев // Транс-желдориздат. - 1957. - 248 с.
64. Коган, А.Я. Вертикальные динамические силы, действующие на путь [Текст] / А.Я. Коган // Труды ЦНИИ МПС. - 1969. - Вып. 402. - 206 с.

65. Коган, А.Я. Влияние конструкции и состояния пути на устойчивость колеса [Текст] / А.Я. Коган, Г.И. Матусовский // Вестник ВНИИЖТ. - 1982. - № 8. - С. 42 - 44.
66. Коган, А.Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом [Текст] / А.Я. Коган // Транспорт. - 1997. - 326 с.
67. 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.
68. Коган, А.Я. Расчеты железнодорожного пути на вертикальную динамическую нагрузку [Текст] / А.Я. Коган [и др.] // Труды Всесоюз. научно-исслед. ин-та ж.-д. транспорта. - Транспорт. - 1973. - Вып.502. - 79 с.
69. Корольков, Е.П. Снижение износа колес железнодорожного подвижного состава при конструктивных изменениях ходовых частей [Текст] / Е.П. Корольков // Автореф. дисс. докт. техн. наук.. - 1997. - 48 с.
70. Костецкий, Б.И. Сущность явлений трения и износа в деталях машин. Трение и износ в машинах [Текст] / Б.И. Костецкий // Изд-во АН СССР. - 1951. - Т. 4. - С. 201-208.
71. 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.
72. 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. Пронин - МИИТ, 2010. - Математическое моделирование процессов нетягового рельсового подвижного состава [Текст] / В.Н. Котуранов, В.Д. Хусидов, Б.А. Алексюткин // Учебное пособие. - МИИТ. - 1993. - 108 с.
73. Крылов, Н.М. Введение в нелинейную механику [Текст] / Н.М. Крылов, Н.Н. Боголюбов // Изд. АН УССР. - Киев. - 1937. - 363 с.

74. 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.
75. Лопушинский, В.И. О распределении нагрузки посредством рессор на колеса паровозов, тендеров и вагонов [Текст] / В.И. Лопушинский // Инженер. - 1884. - № 10. - С. 7-21.
76. Лукин, В.В. Конструирование и расчет вагонов [Текст] / В.В. Лукин, Л.А. Шадур, А.А. Хохлов, П.С. Анисимов; под ред. В.В. Лукина // Учебник для вузов железнодорожного транспорта. - УМК МПС. - 2000. - 731 с.
77. 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.
78. Львов, А.А. Современные методы исследований динамики вагонов [Текст] / А.А. Львов, Л.О. Грачева // Труды ВНИИЖТ. - 1972. - Вып. 457. - 157 с.
79. Ляпунов, А.М. Общая задача об устойчивости движения [Текст] / А.М. Ляпунов // Гостехтеориздат. - 1950. - 471 с.
80. Марье, Г. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / Г. Марье // Гостехтеориздат. - 1933. - С. 338.
81. Митюшин, Н.Т. Влияние выбоин на динамические напряжения в рельсах [Текст] / Н.Т. Митюшин // Труды МИИТ. - Трансжелдориздат. - 1932
82. Михальченко, Г.С. Исследование пространственных колебаний рельсовых экипажей с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» [Текст] / Г.С. Михальченко, Д.Ю. Погорелов, В.А. Симонов, А.В. Круговых, В.В. Симонов // ДГТУ. - Днепропетровск. - 1996. - С. 107-108.
83. Мухачев, П.М. Паровозы [Текст] / П.М. Мухачев // Гос. изд. Украины. - Харьков. - 1927. - Вып. 2. - 824 с.
84. 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.

85. Орлова, А.М. Тележка модели 18-9810 по технологии Barber-S-2 [Текст] / А.М. Орлова, Е.А. Щербаков // ПГУПС. - 2009. - С. 131-132.
86. Патент на изобретение № 2444456 Российская Федерация, МПК7 В61G 9/12. Способ работы поглощающего аппарата грузового железнодорожного вагона [Текст] / С.Г. Вильшенко, С.В. Калетин, А.В. Осинцев, Н.В. Батурина, О.И. Паначев, И.Л. Пашолок, В.В. Федотов; заявитель / Общество с ограниченной ответственностью "Тульский механический завод"; патентообладатель - № 2009148651/11; заявл. 29.12.09.; опубл. 10.03.12. Бюл. № 7 - 15 с.: ил.
87. Патент на изобретение № 2477693 Российская Федерация, МПК7 В61F 5/26, МПК7 В61F 5/32, Адаптер подшипникового узла боковой рамы тележки, преимущественно грузового вагона [Текст] / Д.Г. Евсеев, Г.И. Петров, В.В. Маловичко, М.В. Сапетов, С.В. Калетин, Е.М. Иванчак, И.В. Михалевич, В.А. Пронин; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный университет путей сообщения" (МИИТ); патентообладатель - № 2011129382/11; заявл. 15.07.11.; опубл. 20.03.13. Бюл. № 8 - 6 с.: ил.
88. Патент на изобретение № 2493036 Российская Федерация, МПК7 В61F 5/00. Устройство крепления подшипникового узла к раме тележки [Текст] / С.С. Барбарич, А.В. Воротилкин, Д.Г. Евсеев, А.О. Иванов, С.В. Калетин, В.В. Маловичко, Г.И. Петров, В.А. Пронин, М.В. Сапетов, В.Н. Филиппов; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный университет путей сообщения" (МИИТ); патентообладатель - № 2011148972/11; заявл. 02.12.11.; опубл. 10.06.13. Бюл. № 26 - 7 с.: ил.
89. Патент на изобретение № 2493037 Российская Федерация, МПК7 В61F 5/00. Сменный элемент фрикционного узла, преимущественно тележек грузовых вагонов [Текст] / С.С. Барбарич, А.В. Воротилкин, В.Г. Воротников, Д.Г. Евсеев, А.О. Иванов, С.В. Калетин, В.В. Маловичко, Г.И. Петров, В.А.

- Пронин, М.В. Сапетов, В.Н. Филиппов; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный университет путей сообщения" (МИИТ); Патентообладатель - № 20111513667/11; заявл. 16.12.11.; опубл. 20.09.13. Бюл. № 26 - 6 с.: ил.
90. Патент на изобретение № 2525631 Российская Федерация, МПК7 В61F 15/00, МПК7 В61F 15/06, МПК7 В61F 15/20, Буксовый узел тележки подвижного состава железных дорог (варианты) [Текст] / В.В. Березин, В.А. Чаркин, С.В. Калетин, А.А. Лунин, М.А. Гаврюшин, М.А. Киреев, И.С. Лындин; заявитель / Открытое акционерное общество Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава (ОАО "ВНИКТИ"); патентообладатель - № 2013124448/11; заявл. 29.05.13.; опубл. 20.08.14. Бюл. № 23 - 8 с.: ил.
91. Патент на полезную модель № 110046 Российская Федерация, МПК7 В61F 5/16. Износостойкий сменный поглотитель вибраций подпятника тележки железнодорожного вагона [Текст] / Д.Г. Евсеев, Г.И. Петров, В.В. Маловичко, М.В. Сапетов, С.В. Калетин, Е.М. Иванчак, И.В. Михалевич, В.А. Пронин; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный университет путей сообщения" (МИИТ); патентообладатель - № 2011129377/11; заявл. 15.07.11.; опубл. 10.11.11. Бюл. № 31 - 2 с.: ил.
92. Патент на полезную модель № 110047 Российская Федерация, МПК7 В61F 5/26. Адаптер подшипникового узла боковой рамы тележки преимущественно грузового вагона [Текст] / Д.Г. Евсеев, Г.И. Петров, В.В. Маловичко, М.В. Сапетов, С.В. Калетин, Е.М. Иванчак, И.В. Михалевич, В.А. Пронин; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный университет путей сообщения" (МИИТ); патентообладатель - № 2011129381/11; заявл. 15.07.11.; опубл. 10.11.11. Бюл. № 31 - 2 с.: ил.

93. Патент на полезную модель № 111502 Российская Федерация, МПК7 В61F 5/12. Износостойкий сменный поглотитель вибраций рессорного подвешивания тележки железнодорожного вагона [Текст] / Д.Г. Евсеев, Г.И. Петров, В.В. Маловичко, М.В. Сапетов, С.В. Калетин, Е.М. Иванчак, И.В. Михалевич, В.А. Пронин; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный университет путей сообщения" (МИИТ); патентообладатель - № 2011129380/11; заявл. 15.07.11.; опубл. 20.12.11. Бюл. № 35 - 2 с.: ил.
94. Патент на полезную модель № 111825 Российская Федерация, МПК7 В61F 5/16. Износостойкий сменный поглотитель вибраций подпятникового узла тележки железнодорожного вагона [Текст] / Д.Г. Евсеев, Г.И. Петров, В.В. Маловичко, М.В. Сапетов, С.В. Калетин, Е.М. Иванчак, И.В. Михалевич, В.А. Пронин; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный университет путей сообщения" (МИИТ); патентообладатель - № 2011129378/11; заявл. 15.07.11.; опубл. 27.12.11. Бюл. № 36 - 2 с.: ил.
95. Патент на полезную модель № 112132 Российская Федерация, МПК7 В61F 5/08. Износостойкий сменный поглотитель вибраций преимущественно ходовых частей железнодорожных вагонов [Текст] / Д.Г. Евсеев, Г.И. Петров, В.В. Маловичко, М.В. Сапетов, С.В. Калетин, Е.М. Иванчак, И.В. Михалевич, В.А. Пронин; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный университет путей сообщения" (МИИТ); патентообладатель - № 2011129376/11; заявл. 15.07.11.; опубл. 10.01.12. Бюл. № 1 - 2 с.: ил.
96. Патент на полезную модель № 115743 Российская Федерация, МПК7 В61F 5/32. Износостойкий сменный поглотитель вибраций подшипникового узла тележки железнодорожного вагона [Текст] / Д.Г. Евсеев, Г.И. Петров, В.В. Маловичко, М.В. Сапетов, С.В. Калетин, Е.М. Иванчак, И.В. Михалевич,

В.А. Пронин; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный университет путей сообщения" (МИИТ); патентообладатель - № 2011129379/11; заявл. 15.07.11.; опубл. 10.05.12. Бюл. № 13 - 2 с.: ил.

97. Патент на полезную модель № 115744 Российская Федерация, МПК7 В61F 5/32. Устройство крепления подшипникового узла к раме тележки [Текст] / С.С. Барбарич, А.В. Воротилкин, Д.Г. Евсеев, А.О. Иванов, С.В. Калетин, В.В. Маловичко, Г.И. Петров, В.А. Пронин, М.В. Сапетов, В.Н. Филиппов; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный университет путей сообщения" (МИИТ); патентообладатель - № 2011148973/11; заявл. 02.12.11.; опубл. 10.05.12. Бюл. № 13 - 2 с.: ил.

98. Патент на полезную модель № 117128 Российская Федерация, МПК7 В61F 5/00. Сменный элемент фрикционного узла преимущественно тележек грузовых вагонов [Текст] / С.С. Барбарич, А.В. Воротилкин, В.Г. Воротников, Д.Г. Евсеев, А.О. Иванов, С.В. Калетин, В.В. Маловичко, Г.И. Петров, В.А. Пронин, М.В. Сапетов, В.Н. Филиппов; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный университет путей сообщения" (МИИТ); патентообладатель - № 2011151370/11; заявл. 16.12.11.; опубл. 20.06.12. Бюл. № 17 - 2 с.: ил.

99. Патент на полезную модель № 120061 Российская Федерация, МПК7 В61F 5/00. Сменный элемент фрикционного узла преимущественно тележек грузовых вагонов [Текст] / С.С. Барбарич, А.В. Воротилкин, В.Г. Воротников, Д.Г. Евсеев, А.О. Иванов, С.В. Калетин, В.В. Маловичко, Г.И. Петров, В.А. Пронин, М.В. Сапетов, В.Н. Филиппов; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный

университет путей сообщения" (МИИТ); патентообладатель - № 2011151372/11; заявл. 16.12.11.; опубл. 10.09.12. Бюл. № 25 - 2 с.: ил.

100. Патент на полезную модель № 140958 Российская Федерация, МПК7 В61F 5/00, МПК7 В61F 5/26. Износостойкая сменная прокладка боковой рамы тележки вагона [Текст] / С.С. Барбарич, А.В. Воротилкин, Д.Г. Евсеев, А.О. Иванов, С.В. Калетин, В.В. Маловичко, О.И. Паначев, А.Г. Петров, Г.И. Петров, С.И. Порядин, М.В. Сапетов; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный университет путей сообщения" МГУПС (МИИТ); патентообладатель - № 2013125263/11; заявл. 31.05.13.; опубл. 20.05.14. Бюл. № 14 - 2 с.: ил.
101. Патент на полезную модель № 140959 Российская Федерация, МПК7 В61F 5/00, МПК7 В61F 5/26. Износостойкая сменная прокладка боковой рамы тележки вагона [Текст] / С.С. Барбарич, А.В. Воротилкин, Д.Г. Евсеев, А.О. Иванов, С.В. Калетин, В.В. Маловичко, О.И. Паначев, А.Г. Петров, Г.И. Петров, С.И. Порядин, М.В. Сапетов; заявитель / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный университет путей сообщения" МГУПС (МИИТ); Патентообладатель - № 2013125261/11; заявл. 31.05.13.; опубл. 20.05.14. Бюл. № 14 - 2 с.: ил.
102. Патент на полезную модель № 97975 Российская Федерация, МПК7 В61G 9/12. Поглощающий аппарат грузового железнодорожного вагона [Текст] / С.Г. Вильшенко, С.В. Калетин, А.В. Осинцев, Н.В. Батурина, О.И. Паначев, И.Л. Пашолок, В.В. Федотов; заявитель / Общество с ограниченной ответственностью "Тульский механический завод"; патентообладатель - № 20009148653/11; заявл. 29.12.09.; опубл. 27.09.10. Бюл. № 27 - 2 с.: ил.
103. Петров, Г.И. Влияние отступлений геометрии пути на динамику грузового вагона [Текст] / Г.И. Петров, Е.Г. Адильханов, Ш.А. Секерова, Н.К. Игембаев // Десятая научно-практическая конференция «Безопасность

движения поездов», Труды научно-практической конференции. - МИИТ. - 2009. - С. VII-3 - VII-4.

104. Петров, Г.И. Влияние отступления геометрии пути на динамику полувагона [Текст] / Г.И. Петров, Е.Г. Адильханов, Ш.А. Секерова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. - 2011. - № 1. - С. 72-78.
105. Петров, Г.И. Давление колес на рельсы железных дорог, прочность рельсов и устойчивость пути [Текст] / Н.П. Петров // Петербург. - 1915. - 430 с.
106. Петров, Г.И. Исследования горизонтальных связей опытной тележки модели 18-9945 [Текст] / Г.И. Петров, В.Н. Филиппов, Н.К. Игембаев, С.В. Дмитриев, А.В. Белянкин // Одиннадцатая научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов», Труды научно-практической конференции. - МИИТ. - 2010. - С. VII-10 - VII-11.
107. Петров, Г.И. Математическая модель для исследования пространственных колебаний грузового вагона с двумя косо симметрично расположенными грузами с упруго-диссипативными опорными элементами [Текст] / Г.И. Петров, П.С. Анисимов // ЦНИИТЭИ МПС. - 1992. - № 5715
108. 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. - 43 с.
109. Петров, Г.И. Моделирование колебаний ходовых частей грузовых вагонов, имеющих узлы сухого трения [Текст] // В кн.: Роль молодых ученых и специалистов в ускорении научно-технического прогресса на транспорте [Текст] / Г.И. Петров, М.В. Лапенков // В кн.: Роль молодых ученых и специалистов в ускорении научно-технического прогресса на транспорте. - Тез. докл. обл. н.-т. конф.. - Свердловск. - 1987. - С. 76.
110. 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 // XIV Научно-практическая конференция "Безопасность движения поездов", Труды конференции. - МИИТ. - 2013. - С. VII-37.

111. 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 // Сборник трудов XVI научно-практической конференции "Безопасность движения поездов (БДП-2015)". - МИИТ. - 2015. - С. II-101 - II-106.
112. Петров, Г.И. Оценка безопасности движения вагонов при отклонениях от норм содержания ходовых частей и пути [Текст] / Г.И. Петров // Дис. д-ра тех. Наук. - 2000. - 220 с.
113. 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.
114. Петров, Г.И. Оценка безотказной работы вагонов при увеличении межремонтного пробега за счет модернизации тележки 18-100 [Текст] / Г.И. Петров, Д.Г. Евсеев, В.Н. Филиппов, К.В. Мотовилов, И.В. Козлов, В.Г. Воротников, А.Г. Петров, Е.Г. Адильханов, С.В. Калетин, А.О. Иванов, М.В. Сапетов М.В. // XIII Научно-практическая конференция "Безопасность движения поездов", Труды конференции. - МИИТ. - 2012. - С. VII-12.
115. 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 // XIV Научно-практическая конференция "Безопасность движения поездов", Труды конференции. - МИИТ. - 2013. - С. VII-35.
116. Петров, Г.И. Результаты компьютерных расчетов по выбору рациональных параметров демпфирования опытной скоростной тележки модели 18-9945 для длиннобазных вагонов [Текст] / Г.И. Петров, Н.К. Игембаев, Е.Г.

Адилъханов, Ш.А. Секерова // XI - научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов», Труды научно-практической конференции. - МИИТ. - 2010. - С. VII-11 - VII-13.

117. Петров, Г.И. Увеличение межремонтного пробега грузовых вагонов за счет модернизации тележки [Текст] / Г.И. Петров, Д.Г. Евсеев, Д.В. Шпади, А.Г. Петров, А.О. Иванов, С.В. Калетин, С.И. Порядин, М.В. Сапетов // Сборник трудов XVI научно-практической конференции "Безопасность движения поездов (БДП-2015)". - МИИТ. - 2015. - С. II-148 - II-153.
118. Петров, Г.И. Увеличение межремонтного пробега за счет модернизации буксового узла [Текст] / Г.И. Петров, В.Г. Воротников, Е.Г. Адильханов, Ш.А. // Безопасность движения поездов: труды XII научно-практической конференции. - МИИТ. - 2011. - С. VII-3.
119. 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 // IX научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». Труды научно-практической конференции. - МИИТ. - 2008. - С. XIV-9 - XIV -11.
120. 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.
121. Погорелов Д.Ю. Компьютерное моделирование динамики рельсовых экипажей [Текст] / Д.Ю. Погорелов // Сб. докл. междунар. конгресса «Механика и трибология транспортных систем - 2003»: в 2 т.. - Ростов-на-Дону. - 2003. - С. 226-232.
122. Погорелов Д.Ю. Моделирование контактных взаимодействий в задачах динамики систем тел [Текст] / Д.Ю. Погорелов, А.Э. Павлюков, Т.А. Юдакова, С.В. Котов / Под ред. В.И. Сакало // Динамика, прочность и надежность транспортных машин: Сб. науч. Труды. - Брянск. - 2001. - С. 11-23.

123. Погорелов Д.Ю. Моделирование механических систем с большим числом степеней свободы. Численные методы и алгоритмы [Текст] / Д.Ю. Погорелов // Автореферат дисс. доктора физ. мат. наук.. - Брянск. - 1994. - 26 с.
124. Погорелов Д.Ю. Разработка математической модели железнодорожного экипажа в программной среде автоматизированного синтеза уравнений движения [Текст] / Д.Ю. Погорелов, А.Э. Павлюков, Т.А. Юдакова // Информационные технологии в моделировании и управлении: сб. научн. Труды II Международной научно-практической конференции, 20-22 июня 2000 года. - СПб. - 2000. - С. 298-300.
125. Погорелов Д.Ю. Универсальный механизм. Руководство пользователя [Электронный ресурс] / Д.Ю. Погорелова // - Электрон. Дан. (19 файлов). - Брянск. - 2009 - режим доступа: http://www.umlab.ru/download_rus.htm.
126. Ромен, Ю.С. Вход в кривую железнодорожного экипажа [Текст] / Ю.С. Ромен // Вестник ВНИИЖТ. - 1966. - № 7. - С. 29-32.
127. Ромен, Ю.С. Исследование бокового воздействия подвижного состава на путь с применением электронных вычислительных машин [Текст] / Ю.С. Ромен // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - Транспорт. - 1969. - Вып. 385. - С. 71-94.
128. 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.
129. Ромен, Ю.С. Методы расчетов динамических процессов в подвижном составе с учетом неровностей железнодорожного пути в эксплуатации [Текст] / Ю.С. Ромен // Автореферат дис.... д-ра техн. Наук. - 1986. - С. 31 с.
130. Ромен, Ю.С. Моделирование взаимодействия подвижного состава и пути с учетом накопления остаточных деформаций рельсовой колеи [Текст] / Ю.С. Ромен // Транспорт. - 1967. - Вып. 347. - С. 5 - 26.

131. 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.
132. Савоськин, А.Н. Об учете влияния характеристик экипажа и пути на возмущения, вызывающие вертикальные колебания рельсовых экипажей [Текст] / А.Н. Савоськин // Науч. труды Моск. ин-та инж. ж.-д. транспорта. - МИИТ. - 1970. - С. 14-33.
133. 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.
134. 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.
135. Соколов, М.М. Динамическая нагруженность вагона [Текст] / М.М. Соколов, В.Д. Хусидов, Ю.Г. Минкин // Транспорт. - 1981. - С. 207.
136. Соколов, М.М. Исследование плавности хода грузовых вагонов в зависимости от типа рессорного подвешивания и рода груза [Текст] / М.М. Соколов // Дисс. докт. техн. наук.. - 1973
137. Соколов, М.М. Экспериментальные исследования боковых колебаний грузовых вагонов на тележках буксового и центрального подвешивания [Текст] / М.М. Соколов, Г.В. Левков, Е.А. Корнильев // Динамика вагонов: сб. науч. Труды. - ЛИИЖТ. - 1973. - Вып. 363. - С. 78-83.
138. Супруненко, П.М. Гармонические колебания подвижного состава железных дорог [Текст] / П.М. Супруненко // Госжелдориздат. - 1934. - 297 с.

139. Сушинский, Б.Б. О влиянии жесткости и расположения рессор в паровозах на спокойствие и безопасность езды [Текст] / Б.Б. Сушинский // Инженер. - 1882. - № 9. - С. 5-17.
140. Тибиллов, Т.А. Асимптотические методы исследования колебаний подвижного состава [Текст] / Т.А. Тибиллов // Труды Ростовского-на-Дону ин-та инженеров железнодорожного транспорта. - Транспорт. - 1970. - Вып. 78. - 224 с.
141. Тибиллов, Т.А. Нелинейные задачи динамики рельсовых экипажей [Текст] / Т.А. Тибиллов // В кн.: Проблемы механики наземного транспорта. - Киев. - 1980. - С. 137-138.
142. Тибиллов, Т.А. О вероятностном анализе колебаний подвижного состава [Текст] / Т.А. Тибиллов // Труды Ростовского-на-Дону ин-та инженеров железнодорожного транспорта. - Ростов-на-Дону. - 1965. - Вып. 51. - С. 16-31.
143. Устич, П.А. Работоспособность и надежность грузового вагона [Текст] / П.А. Устич // Автореферат дис.... д-ра. техн. Наук. - МИИТ. - 1992. - 43 с.
144. Филиппов, В.Н. Особенности расчета, анализа и пути улучшения динамических показателей перспективных большегрузных вагонов [Текст] / В.Н. Филиппов // Дис. д-ра тех. Наук. - 1986. - 45 с.
145. Филиппов, В.Н. Особенности расчета, анализа и пути улучшения динамических показателей перспективных большегрузных вагонов [Текст] // Дис. д-ра тех. Наук/ В.Н. Филиппов - 1986. - 45 с.
146. Хейман, Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеи [Текст] / Х. Хейман // Трансжелдориздат. - 1957. - 416 с.
147. Холодецкий, А.А. К вопросу о влиянии скорости и неправильного вида колес на динамические прогибы рельсов [Текст] / А.А. Холодецкий // 1915.
148. Хохлов, А.А. Динамика сложных механических систем [Текст] / А.А. Хохлов // Труды МИИТ. - 2002. - С. 188.
149. Хохлов, А.А. Оптимальные законы управления динамическими процессами вагонов [Текст] / А.А. Хохлов // Труды МИИТ. - 1981. - Вып. 679. - С. 42-60.

150. Хохлов, А.А. Параметры перспективных двухосных тележек вагонов [Текст] / А.А. Хохлов // Вестник ВНИИЖТ. - 1981. - Вып. 639. - С. 51-60.
151. Хохлов, А.А. Расчет динамических сил многоосных вагонов [Текст] / А.А. Хохлов // Труды МИИТ. - 1983. - Вып. 728. - С. 13 - 18.
152. Хохлов, А.А. Решение экстремальных задач динамики вагонов [Текст] / А.А. Хохлов // Труды МИИТ. - 1982. - 105 с.
153. 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, №1959-ТМ87. - 1959. - 42 с.
154. Хусидов, В.Д. Исследование динамических качеств вагонов с различными схемами подвешивания [Текст] / В.Д. Хусидов, Б.С. Евстафьев, В.А. Двухглавов, К.А. Сергеев, В.Н. Филиппов // Труды МИИТ. - 1972. - Вып. 399. - С. 42-51.
155. Хусидов, В.Д. Колебания грузовых вагонов при нелинейных связях кузова с тележками [Текст] / В.Д. Хусидов // Вестник ВНИИЖТ. - 1967. - № 1. - С. 25-30.
156. 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.
157. Хусидов, В.Д. Моделирование колебаний стержневых элементов кузовов [Текст] / В.Д. Хусидов // Труды МИИТ. - 1978. - Вып. 610. - С. 74-84.
158. 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.
159. Хусидов, В.Д. Об использовании численных методов в решении задач нелинейных колебаний [Текст] / В.Д. Хусидов // Труды МИИТ. - 1971. - Вып. 368. - С. 3-17.
160. Хусидов, В.Д. Решение задач динамики подвижного состава с применением ЭЦВМ [Текст] / В.Д. Хусидов // НИИИНФОРТЯЖМАШ. - 1967. - Вып. 5-676-13. - С. 6-8.

161. 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.
162. Челноков, И.И. Анализ и классификация тележек грузовых вагонов [Текст] / И.И. Челноков, М.М. Соколов, Г.В. Левков, Е.А. Корнильев // Транспорт. - 1968. - С. 3-25.
163. Челноков, И.И. Влияние упругости кузова на колебательный процесс вагонов [Текст] / И.И. Челноков, Л.Л. Осиповский // Труды ЛИИЖТа. - 1968. - Вып. 281. - С. 109 - 123.
164. Челноков, И.И. Основные направления совершенствования и разработки рессорного подвешивания вагонов для перспективных условий эксплуатации [Текст] / И.И. Челноков, М.М. Соколов, Г.В. Левков, В.А. Кошелев, Ю.Г. Путин, Е.А. Корнильев, В.Г. Болдырев // Динамика вагонов: сб. науч. Труды. - ЛИИЖТ. - 1977. - Вып. 403. - С. 3-29.
165. Черкашин, Ю.М. Анализ некоторых критериев, оценивающих опасность схода при вкатывании колеса на рельс [Текст] / Ю.М. Черкашин, Д.Ю. Погорелов, В.А. Симонов В.А. // Тез. докл. IV межд. научно-практ. конф. Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты. - ПГУПС. - 2005. - С. 206 - 209.
166. Черкашин, Ю.М. Динамика наливного поезда [Текст] / Ю.М. Черкашин // Труды ВНИИЖТ. - Транспорт. - 1975. - 136 с.
167. Черкашин, Ю.М. Об устойчивости движения железнодорожного подвижного состава [Текст] / Ю.М. Черкашин // Труды Всесоюз. научно-исслед. ин-та ж.- д. трансп.: сб. науч. Труды. - Транспорт. - 1982. - Вып. 649. - С. 42-49.
168. 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 // Сборник трудов XVI научно-практической конференции "Безопасность движения поездов (БДП-2015)". - МИИТ. - 2015. - С. I-33.
169. Bychly, I. Führung and Lau des Locomotiv rades im Gleis [Текст] / I. Bychly // Schweizefische Bauzeitung. - 1923. - № 2. - S. 119-125.

170. 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.
171. Kik, W. Wear of rails in a curve of a commuter train, measurement and simulation [Текст] / Сб. статей (под ред. Ю.П. Бороненко) // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты. - ПГУПС. - 2005. - С. 202 - 213.
172. Pater, de A.D. The Geometrical contact between Track and Wheelset [Текст] / de A.D. Pater // Vehicle System Dynamics. - 1988. - № 3. - S. 127-140.
173. Wolf, G. The truck bolster bowl: Is it a bowl or a bearing [Электронный ресурс] / G. Wolf // rail interaction. - 2005. - № 10. - Режим доступа: <http://www.interfacejournal.com/features/09-05/ctrbowl/1.htm>