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

На правах рукописи

ШИЛЕР Александр Валерьевич

ПУТИ СНИЖЕНИЯ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «КОЛЕСНАЯ ПАРА – РЕЛЬСОВАЯ КОЛЕЯ»

Специальность 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Диссертация

на соискание ученой степени доктора технических наук

Научный консультант: доктор технических наук, профессор Петров Геннадий Иванович

Москва – 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1 АНАЛИЗ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ	
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ПЕРЕВОЗОК	18
1.1 Анализ технико-экономического состояния железнодорожного транспорта	18
1.2 История развития научных исследований взаимодействия в системе «эки-	
паж – верхнее строение пути»	25
1.3 Анализ исследований проблем взаимодействия подвижного состава и	
рельсового пути	28
2 АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ИЗНОСА, ДЕФЕКТОВ И	
НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЕС, РЕЛЬСОВ И РЕЛЬСОВОЙ	
КОЛЕИ И ИХ КОНТРОЛЯ	31
2.1 Анализ современного состояния геометрических и динамических пара-	
метров возмущающего воздействия в системе «колесо-рельс»	31
2.2 Анализ измерительных устройств и методов измерений параметров воз-	
мущений в системе «колесо-рельс»	36
2.3 Характеристики путеизмерительного комплекса «Изген – 3»	41
2.4 Экспериментальная проверка метрологических характеристик путеизме-	
рительного комплекса «Изген – 3»	47
2.5 Методы исследований динамических параметров рельсовой колеи	49
2.6 Методы измерений внутренних дефектов и напряжений в металле рельса.	52
3 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ	
РЕЛЬСОВОЙ КОЛЕИ И МЕТОДЫ ИХ УПРАВЛЕНИЯ	53
3.1 Методы исследований состояния геометрических параметров рельсовой колеи	53
3.2 Анализ дефектов рельсов, обусловленные контактно – усталостными	
напряжениями	61
3.3 Оптимальная интенсивность изнашивания рельсов	63
3.4 Анализ внутреннего напряженного состояния металла рельса	64

4 АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И					
ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СТАНДАРТНЫХ КОЛЕСНЫХ ПАР.					
МЕТОД СИСТЕМАТИЗАЦИИ ФАКТОРОВ ИЗНОСА	67				
4.1 Анализ современного состояния геометрических и динамических пара-					
метров стандартных колесных пар	65				
4.2 Метод систематизации факторов износа	71				
4.3 Модель изнашивания поверхности катания стандартного колеса					
4.4 Анализ кинематической схемы механической системы «стандартная ко-					
лесная пара – рельсовая колея»	78				
4.5 Анализ траекторий движения точек контактов стандартного колеса с го-					
ловкой рельса	86				
4.6 Особенности формирования сил трения (сцепления) в точке контакта					
«стандартная колесная пара – рельсовая колея». Лубрикация	90				
4.7 Разработка и обоснование нестандартного поперечного профиля бандажа					
для грузовых локомотивов для горных участков железных дорог	105				
4.8 Результаты натурных испытаний локомотивов с нестандартными					
профилями поверхностей катания бандажей	108				
5 БЛОЧНАЯ КОНСТРУКЦИЯ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ: РАСЧЕТ И					
ОБОСНОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ.	115				
5.1. Анализ существующих конструкций колесных пар и					
их классификация	115				
5.2 Разработка и обоснование компоновочных схем блочной конструкции ко-					
лесных пар жесткой конструкции и с гибким бандажом 1	.24				
5.3 Выбор геометрических параметров гибкого бандажа и обоснование кон-					
фигурации его поперечного сечения	130				
5.4 Анализ кинематических схем систем «блочное колесо – рельс» и траекто-					
рий движения точек контактов блочного колеса с головкой рельса	132				
5.5 Особенности формирования сил трения – сцепления в контакте колес					
блочной колесной пары и рельса	139				

5.6 Методика оценки напряженного состояния в зоне контакта					
«колесо-рельс» и результаты его расчета					
5.7 Сравнительный износ в точках контактов колеса и рельса между классиче- ской и блочной конструкциями колесных пар					
6 ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ПРОЧНОСТНЫХ					
ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ БЛОЧНОГО И СТАНДАРТНОГО КОЛЕС.	179				
6.1 Разработка силовой расчетной схемы системы «гибкий бандаж – рельс» в					
вертикально-продольном направлениях	179				
6.2 Анализ структуры внешних и внутренних сил, действующих в системе					
«колесный центр – упругая прокладка – гибкий бандаж – рельс»	183				
6.3 Силовая расчетная схема системы «гибкий бандаж – рельс» в вертикально-					
продольном направлении	191				
6.4 Силовая расчетная схема системы «гибкий бандаж – рельс» в горизон-					
тально – поперечном направлении	193				
6.5 Составление и обоснование основной силовой расчетной схемы системы					
«гибкий бандажа – рельс»	202				
6.6 Расчет напряженного состояния гибкого бандажа в опасном сечении	210				
6.7 Анализ прочности элементов блочной конструкции колеса с использова-					
нием метода конечных элементов	212				
6.8 Расчет усталостной прочности гибкого бандажа	229				
6.9 Основные принципы конструирования резиновой прокладки и обоснова-					
ние метода её расчета	239				
7 МАКЕТНЫЕ СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТРЕХ ВАРИАНТОВ					
КОНСТРУКЦИЙ КОЛЕСНЫХ ПАР	263				
7.1 Общее положение	263				
7.2 Подготовительные мероприятия	264				
7.3 Постановка цели и задач модельных исследований	265				
7.4 Установление условий подобия модели и натуры	266				
7.5 Основные параметры динамического состояния механической					

системы «экипаж – верхнее строение пути» 2				
7.6 Планирование эксперимента на модели 2				
7.7 Изготовление моделей тележек и полигона	276			
7.8 Методика проведения модельных испытаний	281			
7.9 Результаты макетных испытаний	282			
7.10 Анализ результатов моделирования и рекомендации				
для проектирования натурного объекта	291			
7.11 Переход от модели к натуре	292			
8 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ НАТУРНЫЕ СРАВНИТЕЛЬНЫЕ				
ИССЛЕДОВАНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА С				
ДВУМЯ ВАРИАНТАМИ КОНСТРУКЦИЙ КОЛЕСНЫХ ПАР	294			
8.1 Общее положение	292			
8.2 Конструкция опытного образца блочной колесной пары 2				
8.3 Стационарные испытания 24				
8.4 Результаты экспериментальных исследований динамических				
параметров экипажа с блочной конструкцией колесных пар	305			
9 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВНЕДРЕНИЯ ПРОЕКТА				
«ГИБКОЕ КОЛЕСО»	313			
9.1 Энергетическая эффективность блочной конструкции колесной пары	317			
9.2 Жизненный цикл использования колесных пар с гибкими независимо вра-				
щающимися бандажами	321			
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	333			
11 СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	336			

6 ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В настоящее время острая экономическая необходимость увеличения объемов железнодорожных перевозок поставило в первую очередь задачи повышения веса и длины поезда, поскольку к настоящему времени возможности увеличения скорости и размеров движения уже исчерпаны. Главными причинами такого положения являются: высокая грузонапряженность, на основных направлениях практически исчерпана пропускная способность, низкая унификация параметров подвижного состава, используемого в пассажирском и грузовом движении, а также износ колес и рельсов, поверхностные и внутренние дефекты контактно-усталостного происхождения и сходы подвижного состава. В смешанном движении, чем выше разность между скоростями движения грузовых и пассажирских поездов, тем более высокими становятся расходы на содержание верхнего строения пути. Все это сводит на нет все преимущества скоростного движения. Как показал опыт эксплуатации, периодичность ремонтов при существующей грузонапряженности уже не зависит от дальнейшего усиления элементов подвижного состава и пути (рельсов, шпал).

Транспортная стратегия РФ до 2030 года предусматривает значительное увеличение грузо- и пассажирооборота железных дорог, за счет строительства новых и реконструкции существующих магистральных линий, обновления парка подвижного состава и улучшения показателей его использования. Для успешной реализации намеченных планов важнейшую роль играет создание современных и эффективных конструкций ПС и его узлов. Актуальность задач совершенствования конструкций ПС отражена в Стратегии развития железнодорожного транспорта России до 2030 года, утвержденной распоряжением Правительства РФ от 17.06.2008 г. за №887-р, Стратегии инновационного развития ОАО «РЖД» на период до 2015 года (Белая книга ОАО «РЖД»), решениях Научно-технического совета и Совета главных инженеров ОАО «РЖД».

По мнению зарубежных специалистов, приоритетным направлением в повышении эффективности железнодорожных перевозок является ослабление напряженного состояния при взаимодействии элементов в механической системе «колесная пара – рельсошпальная решетка». В реальности всегда существуют две причины нарушения работоспособности: чрезмерное напряжение и недостаточные физические свойства (например, прочность, износо- и коррозионная стойкость). Мировой опыт эксплуатации железных дорог показывает, что процесс динамического взаимодействия подвижного состава и пути является ключевым в решении проблем железнодорожного движения и к ним необходим комплексный подход. Поэтому технические решения, технологии, методы диагностики параметров системы, направленные на снижение динамического взаимодействия и напряженности элементов механической системы «колесная пара – рельсошпальная решетка», должны использоваться наряду с традиционными методами повышения параметров надежности и долговечности. Такие подходы более эффективны и менее затратны.

Степень разработанности темы исследования. Развитие исследований и практического применения науки о взаимодействии пути и подвижного состава в нашей стране многогранна. Каждый шаг в этой науке – решение конкретной задачи, каждая из которых оказывают существенное влияние на безопасность движения поездов, на величины допускаемых скоростей движения, а значит, и на пропускную и провозную способность железных дорог и т.п. Проблемой снижения напряженного состояния в системе «колесная пара – рельсовая колея» занимаются несколько научных, образовательных и инжиниринговых организаций (ВНИИЖТ, ВНИКТИ, ОмГУПС, РУТ, УрГУПС, ПГУПС, РГУПС, ДВГУПС, СамГУПС, ИРГУПС, СибГУПС, ОАО «НИИВ», ЗАО «Инфотранс», холдинг «ОВК» и др.)

Среди наиболее фундаментальных работ в области улучшения взаимодействия подвижного состава и железнодорожного пути необходимо отметить труды наших отечественных ученых М.Г. Андриевского, А.Я. Вериго, Е.П. Блохина, И.В. Бирюкова, В.М. Богданова, С.В. Вершинского, В.М. Винокурова, Л.О. Грачевой, И.И. Галиева, В.Н. Данилова, А.С. Евстратова, О.П. Ершкова, В.В. Иванова, И.П. Исаева, В.Г. Иноземцева, А.А. Ковалева, А.А. Камаева, В.А. Камаева, А.Я. Коган, С.М. Куценко, В.А. Лазаряна, А.А. Львова, В.С. Лысюк, В.Б. Меделя,

Г.И Петрова, А.В. Смольянинова, И.И. Николаева, А.П. Хоменко, Н.А. Панькина, М.П. Пахомова, Н.П. Петрова, Ю.П. Бороненко, А.А. Петрова, Ю.С. Ромена, А.Н. Савоськина, М.М. Соколова, Т.А. Тибилова, С.П. Тимошенко, В.Ф. Ушкалова, В.Н. Филиппова, М.А. Фришмана, В.Д. Хусидова, П.П. Челнокова, А.А. Шадура, Г.М. Шахунянца, А.К. Шафрановский, А.А. Шацилло, В.Ф. Яковлева и ряда зарубежных: Ф. Картера, Рокарда, Е. Шперлинга, Л. Хеймана и других.

Результаты анализа истории развития исследований и практического применения науки о взаимодействии пути и подвижного состава в нашей стране показывают то, что достаточно широко изучены вопросы вертикальной и горизонтальной динамики и устойчивости рельсовых экипажей при движении по рельсовой колее, оптимизации рессорного подвешивания, использования на подвижном составе резинометаллических и пневматических упругих элементов и т.д.

Для снижения напряженного состояния в системе «колесная пара – рельсовая колея» необходимо усовершенствовать методы теоретических и экспериментальных исследований, разработать новые технические решения, направленные на повышение безопасности движения, улучшения эксплуатационных свойств и повышения надежности подвижного состава.

Цель диссертационной работы: Снижение напряженного состояния элементов в системе «колесная пара – рельсовая колея» за счет совершенствования конструкции элементов подвижного состава для повышения качественных и количественных характеристик рельсового транспорта.

Для достижения указанной цели в диссертационной работе поставлены следующие задачи:

1) разработать методы и устройства мониторинга и прогнозирования параметров возмущений в системе «колесная пара – рельсовая колея»;

 выполнить статистический анализ параметров возмущений в системе «колесная пара – рельсовая колея»;

3) разработать классификацию известных конструкций колесных пар и с её учетом разработать эффективные технические решения для конструкции блочных колесных пар; 4) создать методику и математическую модель сравнительной оценки напряженного состояния элементов и контактных напряжений в системе «колесная пара – рельсовая колея», как для блочной, так и для стандартной конструкций колесных пар.

5) разработать и изготовить с использованием теории «π-подобия» физические модели трех конкурирующих вариантов конструкций колесных пар: стандартная, жесткая и гибкая блочные колесные пары. Создать методику проведения сравнительных макетных испытаний. Провести макетные испытания. Выполнить анализ их результатов и критериев для выбора эффективных значений параметров системы «блочная колесная пара – рельс»;

6) разработать технические решения и технологию изготовления опытного натурного образца блочной колесной пары жесткой конструкции для грузового вагона;

 создать программу и методику проведения натурных сравнительных испытаний грузового вагона с блочной и стандартной колесными парами конструкции.

8) выполнить программу натурных сравнительных испытаний грузового вагона с блочной и стандартной колесными парами и провести анализ их результатов;

9) выполнить технико-экономическое обоснование эксплуатации блочной колесной пары жесткой конструкции;

10) с учетом результатов натурных испытаний разработать технические решения и критерии для изготовления нового усовершенствованного варианта блочной колесной пары жесткой конструкции для нового высокоэффективного подвижного состава.

Объект исследования – механическая система «колесная пара – рельсовая колея».

Предмет исследований – методология, методы, математические, имитационные и натурные модели и образцы, критерии оценки напряженного состояния существующих и новых узлов системы «колесная пара – рельсовая колея» в процессе разработки, создания и функционирования.

Научная новизна диссертационной работы заключается в следующем:

1. Разработан и изготовлен переносной путеизмерительный комплекс с повышенной точностью регистрации контролируемых параметров, создана методика высокоточных измерений параметров рельсовой колеи с преобразованием их результатов в абсолютные значения координат траекторий рельсовых нитей и критерии их оценки.

2. Разработана методика согласования размеров и их отклонений в механической системе «колесная пара – рельсовая колея» и критерии их значений.

3. Выполнен анализ существующих конструкций колесных пар и разработана их классификация, позволяющие создавать эффективные технические решения для блочных колесных пар и их обобщенные математические и имитационные модели.

4. Для трех конкурирующих вариантов конструкций колесных пар (стандартная, жесткая и гибкая конструкции блочных колесных пар) методика расчетов напряженного состояния элементов колесных пар и критерии их оценки.

5. Обоснованы методы сравнительного физического моделирования с использованием теории «π-подобия» и выбора параметров макетов колесных пар и критерии для трех конкурирующих вариантов конструкций колесных пар и верхнего строения пути.

6. Разработаны технология и методика составления поперечных профилей поверхностей катания колесных пар блочной конструкции и критерии для их параметров.

7. Предложены технология и методика расчета характеристик сцепления в точке контакта системы «колесо-рельс» для трех конкурирующих вариантов конструкций колесных пар и критерии их характеристик.

8. Разработаны технология и методика сравнительных натурных испытаний двух вариантов конструкций колесных пар (стандартная и жесткая конструкция блочной колесной пары) и анализ их результатов.

9. Сформированы базовые технологии, методы и критерии для создания новых более эффективных конструкций колесных пар.

Теоретическая и практическая значимость работы:

1. Разработан и изготовлен переносной путеизмерительный комплекс «Изген – 3» для непрерывных, высокоточных измерений основных геометрических параметров рельсовой колеи. Предложены метрологические критерии характеристик переносного путеизмерителя.

2. Разработан и изготовлен натурный образец жесткой конструкции блочной колесной пары. Представлены критерии для выбора её параметров.

3. Получены следующие результаты исследований методами имитационного и физического моделирования движения трех вариантов конкурирующих конструкций колесных пар:

Стандартная колесная пара:

 – для снижения интенсивности бокового подреза гребня и головок рельсов необходимо ввести допуск на разность диаметров колес в колесной паре, равный 0,5 мм для всех стадий эксплуатации;

– «паразитное» проскальзывание колес, обусловленное жесткими связями между колесами стандартной колесной пары и конической поверхностью катания колес, является механизмом формирования её извилистого движения. Установлено, что движение подвижного состава по извилистой траектории в диапазоне скоростей до 100 км/ч дополнительно увеличивает сопротивление в продольном направлении в два раза, а в режиме тяги и торможения "съедает" половину силы сцепления.

Жесткая и гибкая конструкции блочных колесных пар:

 – значения коэффициентов степени устойчивости по Надалю в три–пять раз выше, чем у стандартной конструкции;

 внутренние напряжения материала элементов блочных конструкций колесных пар существенно ниже (на 20–30 %) в сравнении с другими конструкциями;

– в блочных колесных парах полностью устранены следующие факторы, влияющие на коэффициент сцепления: «паразитное» проскальзывание колес по рельсу в продольном и поперечном направлениях, разность диаметров кругов катания колес в колесной паре и скорости поступательного движения подвижного состава. Коэффициент сцепления в два – три раза выше в сравнении со стандартной колесной парой.

5. На базе данных результатов моделирования и их анализа разработаны рекомендации для проектирования натурных образцов блочных колесных пар и критерии для их параметров. Разработаны конструкторская и технологическая документация, по которой изготовлен вариант жесткой конструкции блочной колесной пары для грузового вагона.

6. Проведены комплекс натурных испытаний грузового вагона с жесткой конструкцией блочной колесной пары в порожнем и груженом режимах с общим пробегом, равным 1000 км.

7. Комплексные натурные испытания подтвердили результаты имитационного и физического моделирования, выбор критериев параметров, а также преимущество блочной конструкции колесной пары в сравнении с другими конструкциями. Например, в порожнем режиме обобщенные динамические параметры жесткой конструкции блочной колесной пары имеют оценку хорошо, стандартная колесная пара – удовлетворительно, в груженом режиме обе конструкции колесных пар имеют оценку удовлетворительно, но на 25 % динамические параметры стандартной колесной пары хуже.

8. Внедрение жесткой конструкции блочной колесной пары позволит значительно повысить технико-экономическую эффективность железнодорожных перевозок и повышенную степень безопасности движения.

9. Блочные конструкции колесных пар являются первичным базовым элементом для создания высокоэффективных конструкций колесных пар, тележек, кузовов и подвижного состава, которые существенно повысят пропускную и провозную способность железных дорог с минимальными капитальными и эксплуатационными расходами. Методология и методы исследования. При решении поставленных в диссертации задач принят комплексный и системный метод исследований, включающий анализ и обобщение данных научно-технической литературы по теории упругости и механики деформируемого тела, трибологии, метрологии, «πподобия» и макетного моделирования, материаловедения, классических методов математической статистики: корреляционного и спектрального анализа, а также методы имитационного и физического моделирования, методы имитационных и натурных экспериментальных исследований при широком использовании теорий динамики подвижного состава, конструкции железнодорожного пути и его эксплуатации. Методы математического на базе компьютерной техники с использованием программного пакета UMLAB и SolidWorks.

Основные положения и результаты, выносимые на защиту:

1. Технология высокоточных измерений геометрических параметров рельсовой колеи и способ преобразования их результатов в абсолютные значения возмущений в системе «колесная пара – рельсовая колея».

2. Схема согласования отклонений номинальных размеров элементов механической замкнутой системы «колесная пара – рельсовая колея» и критерии для их выбора.

3. Классификация технических решений конструкций колесных пар подвижного состава и их обобщенные математические модели.

4. Технология расчета характеристик сцепления в точке контакта «колесо – рельс» и критерии её оценки.

5. Способ расчета внутренних напряжений и размеров гибкого бандажа и упругого элемента блочного колеса подвижного состава и критерии их оценки.

6. Технология расчета внутренних напряжений и размеров элементов жесткой конструкции блочного колеса подвижного состава и критерии их оценки.

7. Методика оценки устойчивости движения блочных колесных пар подвижного состава и критерии их значений.

8. Технология сравнительного физического моделирования и выбора параметров макетов трех конкурирующих вариантов конструкций колесных пар (стандартной, блочной конструкции в жестком и гибком исполнении) и верхнего строения пути и критерии их параметров.

9. Комплекс технологий и методов натурных испытаний грузового вагона с жесткой конструкцией блочной колесной пары в порожнем и груженом режимах с общим пробегом, равным 1000 км.

10. Оценка экономической эффективности блочной конструкции колесной пары для подвижного состава магистральных железных дорог.

Реализация результатов работы:

1. В ОАО «ВНИИЖТ» разработана, внедрена и реализована программа предварительных испытаний колесной пары блочной конструкции, включающая в себя статические, тормозные и пробеговые испытания.

2. Конструкция блочной колесной пары введена в ведущий Программный комплекс Универсальный механизм (UM), предназначенный для моделирования динамики и кинематики плоских и пространственных механических систем (разрабатываемый под руководством проф. Д.Ю. Погорелова).

3. На колесную пару блочной конструкции разработан полный комплект конструкторской и технологической документации, для использования на промышленных и ремонтных предприятиях, внедренный в ООО «Гибкое колесо».

4. Основные теоретические и практические положения создания блочной конструкции колесной пары внедрены в учебный процесс ОмГУПСа по дисциплине «Механическая часть подвижного состава».

5. Расчет ресурса пары подшипников 32944-90KM1 для блочной конструкции колесной пары внедрен в программный комплекс Timken cyber bearing system analysis компании Тимкен.

6. Разработанные технологические карты сборки блочной конструкции колесной пары внедрены в технологический процесс ВКМ «Иртышское» ВРК-1.

Степень достоверности научных положений и результатов диссертационной работы обеспечена применением апробированных и научно обоснованных методов исследований, согласованностью расчетных и экспериментальных данных, официальными заключениями по результатам натурных сравнительных испытаний, которые приведены в работе.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы были представлены, докладывались и обсуждались на Всероссийских конференциях:

 Научно-практической конференции «Ресурсосберегающие технологии на обособленных подразделениях Западно-Сибирской железной дороги» (г. Омск 2002, 2003, 2004 г.);

 Международной научной конференции «Актуальные проблемы развития транспорта России: стратегические, региональные, технические» (г. Ростов-на-Дону 2004 г.);

– IV Всероссийской научно-практической конференции «Экология и ресурсо- и энергосберегающие технологии на предприятиях народного хозяй-ства» (г. Пенза 2004 г.);

Пятой научно-практической конференции «Безопасность движения поездов» (г. Москва 2004 г.);

IX, X Международных научно-технических конференциях «Современные тенденции развития транспортного машиностроения и материалов» (г. Пенза 2004, 2005 г.);

 Международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы трибологии» (г. Самара 2007 г.);

– II съезде инженеров Сибири (г. Омск 2008 г.);

– Третьей научно-практической конференции «Инновационные проекты и новые технологии на железнодорожном транспорте» (г. Омск 2009 г.);

– Международной научно-технической конференции «Инновации для транспорта» (г. Омск 2010 г.);

– Научно-практической конференции «Инновационные проекты и новые технологии в образовании, промышленности и на транспорте» (г. Омск 2012 г.);

 Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Эксплуатационная надёжность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов» (г. Омск 2012 г.); Научно-практической конференции: Железнодорожное машиностроение: конструкторские решения и разработки. (г. Москва 2012 г.);

Конференции «Транспортная инфраструктура: модернизация железной дороги и портов» – форуму Организации производителей железнодорожной техники (г. Москва 2012 г.);

– Выставках «ЭкспоRail 1520» (г. Щербинка 2013, 2017 гг.);

- Форуме «ПРОМТЕХЭКСПО» (г. Омск 2008, 2010, 2012 гг.);

Международной выставке высокотехнологичной техники и вооружения (ВТТВ) – (г. Омск 2011 г.);

 Международной выставке регионов Казахстана и России «Межрегиональные инициативы в сфере инновации и производственной кооперации Казахстана и России» (г. Павлодар, Республика Казахстан 2012 г.);

2-ом Международном форуме «Технологии в машиностроение –
 2012» (г. Жуковский аэродром Раменское 2012 г.);

– Научно техническом совете ОАО «ВНИИЖТ» (г. Москва 2013 г.);

 Ученом совете Института теоретической и прикладной механики им. С.А. Христиановича Сибирского отделения Российской академии наук (г. Новосибирск 2013г.);

Международной выставке высокотехнологичной техники и вооружения (ВТТВ) – (г. Омск 2013 г.);

– DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, Vienna 2014, Zadar 2015;

– Проект «Гибкое колесо» включен в Дорожную карту комплексной программы «Инновационный транспорт для развития транспортного обеспечения труднодоступных территорий Российской Федерации «Иннотранс Севера» рабочей группы Военно-промышленной комиссии (ВПК) при Правительстве Российской Федерации (г. Москва 2014 г.);

Международной выставке «Интерметро – 2017» (г. Москва 2017 г.);

 – IV Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Разработка и эксплуатация электротехнических комплексов и систем энергетики и наземного транспорта» (г. Омск 2018 г.);

– XIX Всероссийской научно-практической конференции «Безопасность движения поездов» (г. Москва 2018 г.);

– VII Международной научно-технической конференции «Высокие технологии в современной науке и технике» (г. Томск 2018 г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликованы 55 печатных работ, в том числе 11 статьей в рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК при Минобрнауки России, 11 патентов РФ на изобретения, 7 публикации в изданиях входящих в международные индексы цитирования Scopus, Web of Science.

Личный вклад. Соискателем самостоятельно получены результаты научных, практических исследований и конструкторско-технологических изысканий, проведен комплекс натурных сравнительных испытаний, которые выполнялись в области совершенствования путеизмерительных систем, проектирования и изготовления блочной конструкции колесной пары, снижения напряженности состояния элементов в системе «колесная пара – рельсовая колея». Авторский вклад в работах, выполненный в соавторстве, составляет не менее 70 %.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, девяти глав, заключения, списка использованных источников. Общий объем диссертации составляет 365 страниц, включая 150 рисунков, 23 таблицы, 287 источников.

1 АНАЛИЗ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

1.1 Анализ технико-экономического состояния железнодорожного транспорта

Эффективное функционирование железнодорожного транспорта Российской Федерации – исключительная роль в создании условий для инновационного пути развития и устойчивого роста национальной экономики, для обеспечения устойчивого положения России в группе промышленно развитых стран в изменяющейся мировой экономической системе. Надежное функционирование железнодорожного транспорта дает возможность эффективно выполнять такие важнейшие функции, как защита национального суверенитета и безопасности страны, укрепление единства пространства, создание условий для выравнивания социально-экономического развития регионов, повышения ресурсной независимости и глобальной конкурентоспособности России.

Несмотря на очевидные успехи структурной реформы железнодорожного транспорта в Российской Федерации ее результаты оказались недостаточны для того, чтобы в короткие сроки создать эффективные источники внутриотраслевого развития, адекватно и гибко реагировать на внешние вызовы, в результате потенциальные возможности для получения экономической выгоды могут обращаться в источник проблем. К сожалению, во времена СССР техника приобреталась с очень низкой начальной стоимостью, но она требовала очень больших затрат в эксплуатации. Европа применяла другой подход – исходя из стоимости жизненного цикла подвижного состава от момента его проектирования и создания до утилизации. Многолетний опыт работы подвижного состава показал, что пренебрежение необходимостью модернизировать железнодорожный подвижной состав приводит к росту издержек за счет эксплуатационных расходов.

В настоящее время российские железные дороги находятся в условиях отсутствия достаточных инвестиций, значительного износа основных фондов. Экономика России и стран пространства «1520» постоянно требует увеличение объемомов перевозок всех видов грузов, в том числе и на железнодорожном транспорте. Увеличивающиеся объемы перевозок привели к ряду проблем, которые носят системный характер и в долгосрочной перспективе окажут негативное влияние на финансово-экономические показатели отрасли. Одной из таких проблем является высокая доля морально и физически устаревшего подвижного состава, спроектированного сорок лет назад и рассчитанного на низкую стоимость производства и высокие эксплуатационные затраты.

Такая ситуация обусловлено ещё и тем, что на протяжении многих лет техническая политика на отечественных железных дорогах строилась на получении прироста перевозок за счет увеличения размеров и скорости движения без повышения веса поезда. В результате подвижной состав проектировался и строился без учета возможного увеличения продольных реакций в поезде и влияния режима его движения на процессы взаимодействия пути и подвижного состава.

Нет согласованности при выборе профилей поверхностей катания колес и рельсов [28, 262]. Это стало причиной катастрофического износа боковых граней головок рельсов и гребней колес подвижного состава. Так, на ряде участков сети фактическая интенсивность износа в 6–10 раз [28, 244] выше предусмотренной в технологиях эксплуатации пути и подвижного состава. В настоящее время существующая острая экономическая необходимость увеличения объемов железнодорожных перевозок поставило в первую очередь задачи повышения веса и длины поезда, поскольку возможности увеличения скорости и размеров движения уже исчерпаны. Следует отметить, что весовые нормы, как правило, устанавливаются без учета реальных тяговых возможностей локомотивов и состояния пути. При этом происходит повышенное изнашивание бандажей и рельсов. В настоящее время протяженность «узких мест» по пропускной способности составляет около 30 % протяженности основных направлений сети железных дорог. С учетом ограничений, вводимых по текущему состоянию инфраструктры, это число может временно увеличиваться.

В технической политике РЖД настало время новой идеологии, основным содержанием которой является обновление и модернизация основных фондов.

Сегодня в этих условиях компания «Российские железные дороги» показывает существенное повышение эффективности транспортной работы и осуществляет впервые за последние годы расширенное воспроизводство основных фондов. Практически весь дополнительный объем перевозок освоен за счет повышения производительности труда.

В настоящее время правлением ОАО «РЖД» приняты следующие материалы и программы: «Стратегическая программа развития железнодорожного транспорта до 2030 г.» (далее «Стратегия – 2030 года») отраслевые программы и стратегические задачи на рассматриваемый период, которые являются основой для определения мероприятий по развитию и реконструкции объектов железнодорожного транспорта. На первом этапе реализации программы «Стратегия – 2030 года» (модернизация железнодорожного транспорта) запланирован выпуск и закупка ОАО РЖД 485500 ед. грузовых вагонов, 14000 – локомотивов и т.д. Этот подвижной состав рассчитан на эксплуатацию в течение 20–30 лет с возможным продлением срока эксплуатации ещё на 5–10 лет. На втором этапе программы (2015–2030 г.) запланированы закупки такого же количества подвижного состава и «значительная концентрация усилий на прорывных научно-технологических направлениях, которые позволят «резко расширить применение отечественных разработок и улучшить позиции России на мировом рынке высокотехнологичной продукции».

Согласно рисунку 1.1, в котором представлены технические показатели зарубежных и отечественных железных дорог, в настоящее время российские железные дороги по всем основным параметрам соответственно уступают зарубежным в 1,5–30 раз. На этой же диаграмме приведены основные конечные показатели, установленные программой «Стратегия – 2030 г.», которые даже через 22 года не дотянут до уровней основных показателей перевозок зарубежных железных дорог в 2007 г.



🕥 – Зарубежные страны (Данные 2017 г.).

— Россия, ОАО РЖД (Данные 2017 г.).

– Россия, ОАО РЖД «Стратегия – 2030 г.»



Далее приведены основные технические параметры отечественного нового подвижного состава, который будет осуществлять железнодорожные перевозки до 2030 г.

Электровозы В 2005 году запущен первый в России грузовой локомотив с асинхронным тяговым двигателем 2ТЭ25А. Проводятся испытания трехсекционного локомотива ЭС5К – самого мощного из имеющихся, который будет использоваться на полигоне Красноярской, Восточно-Сибирской и Забайкальской дорог в рамках реализации проекта перевозок нефти в Китай. Он обеспечит существующие весовые нормы плюс 500 тонн. Также заявленое снижение удельного потребление тягового тока. В Таблице 1.1 представлены параметры пассажирских электровозов нового поколения.

Серия	Род тока	Число	Максималь-	Мощность	Сила
		осей	ная скорость,	часовая, квт	тяги,
			км/ч		κН
ЭП1	переменный	6	140	4700	230
ЭП2	постоянный	6	160	7200	323
ЭП10	переменный + постоянный	6	160	7200	323
ЭП200	переменный	8	200	8000	235

Таблица 1.1 – Пассажирские электровозы нового поколения

Тележки грузовых вагонов Во многих странах, в том числе и в России, грузовые перевозки осуществляются на трехэлементных тележках, которые были изобретены в начале 20-го века. За это время их конструктивное устройство тележек претерпело множество изменений, которые не имеют принципиальных различий. Поэтому конструкция грузовых вагонов, устарела не только физически, но и морально.

ГОСТ 9246-04 сформирована концепция перехода на трехгрупповую специализацию вагонов и ходовых частей. В качестве базового варианта принята осевая нагрузка 25 тс (для скоростей движения до 120 км/ч). Кроме того, планируется создание специализированного грузового подвижного состава для скоростного движения (до 140 км/ч) при осевой нагрузке 20 тс и специализированного подвижного состава повышенной грузоподъемности с осевой нагрузкой до 30 тс (скорость до 100 км/ч). Тем не менее, использование даже при оптимизированных параметрах подвешивания конструктивной схемы трехэлементной тележки не позволяет надежно обеспечить увеличение скоростей движения свыше 100 км/ч. Поэтому многие годы одной из самых злободневных и острых проблем в области железнодорожного подвижного состава является создание тележки для грузовых вагонов, которая бы достойно заменила почти легендарную трехэлементную тележку ЦНИИ-ХЗ-0 и полностью отвечала требованиям, предъявляемым к вагонам нового поколения.

В пассажирских вагонах в отличие от грузовых используется тележка с двухступенчатым подвешиванием, такое же подвешивание применяется и на всех

электровозах. Все это многообразие конструкций тележек и колесных пар, движущихся по рельсовой колее, в своей совокупности дополнительно существенно увеличивают (на 30 %) износ верхнего строения пути [28, 33, 36, 157].

Верхнее строение пути В настоящее время верхнее строение пути на магистральных дорогах РЖД состоит из следующих элементов: рельсы Р60 или Р70, железобетонные шпалы в количестве 1840 шт/км, щебёночный балласт. Опыт эксплуатации показал, что ни при каком дальнейшем усилении верхнего строения пути периодичность ремонтов не зависит от грузонапряженности и засоряемости балласта [130,156, 157, 158].

На железных дорогах мира в особенности в США и странах, зависящих от их поставок подвижного состава, для наращивания объемов перевозок применяется более существенные значения осевых нагрузок (31–38 т/ось) [220], чем на отечественных железных дорогах, которая составляет 25т/ось. Кроме этого, установлено, что на участках с одинаковой грузонапряженностью и прочими равными условиями повреждения и расстройства пути, накапливаемые за период пропуска одинакового тоннажа брутто, тем больше, чем выше статические осевые нагрузки при одинаковой скорости движения поездов (или, чем выше скорости при одинаковых статических осевых нагрузках) [147, 158, 161].

В Главной администрации железных дорог США было дано обоснованное заключение, что четырехосные вагоны с максимальной нагрузкой на путь 23,8 тс/ось экономически предпочтительнее распространенных сейчас в США вагонов с максимальной нагрузкой 31,3 т/ось [226]. Отмечается, что расходы на текущее содержание пути существенно возросли с введением в эксплуатацию вагонов с $P_{cr} = 31,3$ тс/ось вследствие увеличения расстройств пути. Так, например, в 1976 и 1977 гг. расходы на содержание и реконструкцию верхнего строения пути в США возросли на столько, что они превышают сумму, затраченную на эти цели за предшествовавшие 14 лет.

Тяжеловесное движение В 2006 г. руководство ОАО «РЖД» объявило о старте программы по переходу на новый стандарт веса грузового поезда – 6 тыс. т. По расчетам экономистов компании, эта программа стоимостью 80 млрд. руб.

обещает окупиться за 20 лет. Как известно, на железных дорогах с тяжеловесным движением основными проблемами являются износ гребней колес и боковой износ рельсов, пластические деформации, волнообразные неровности на поверхности катания, поверхностные и внутренние дефекты контактно-усталостного происхождения, выщербины и ползуны на поверхности катания колес и сходы подвижного состава из-за раскантовки внутреннего рельса в кривых [28, 156, 206, 208, 216].

Как показывает зарубежная практика, тяжеловесное движение экономически эффективно в первые два года, а затем затраты на содержание пути превышают экономический эффект от увеличения провозной способности за счет увеличения осевой нагрузки и массы поезда [14, 28, 130].

Поэтому у специалистов сформировалось мнение, что повышать провозную способность линий путем увеличения осевых нагрузок и организации пропуска тяжеловесных поездов можно лишь в ограниченных объемах, так как при этом неизбежно возникают серьезные проблемы в путевом хозяйстве [226].

Высокоскоростное движение (ВСМ): перевозки пассажиров высокоскоростными поездами в вагонах с местами для сидения конкурентоспособны на маршрутах протяженностью до 700–800 км при стоимости строительство одного километра специального высокоскоростного пути 10–15 млн. долларов. Создание ВСМ и специального подвижного состава для них позволило резко увеличить показатели маршрутной скорости движения поездов на железных дорогах. Безопасность высокоскоростных магистралей превосходит показатели всех других видов транспорта. Однако на российских железных дорогах в отличие от европейских достижение высоких скоростей связано с преодолением многих трудностей, главными из которых являются высокая грузонапряженность, на основных направлениях пропускная способность практически исчерпана, а также низкая унификация параметров подвижного состава, используемого в пассажирском и грузовом движении.

Как показывают отечественные и зарубежные исследования, совместное движение грузовых и скоростных пассажирских поездов в два раза увеличивает

расходы по содержанию пути по сравнению с раздельной эксплуатацией [28, 152, 157, 208, 220, 261, 284, 285]. При этом резко падают пропускная способность и надежность выполнения графика движения. Даже организация длинносоставных поездов не позволяет существенно форсировать пропускную способность.

За рубежом накоплен опыт интеграции высокоскоростных и обычных линий, приспособленных для скоростного движения. Высокоскоростные электропоезда двойного питания могут следовать со скоростью 300–400 км/ч в пределах высокоскоростной магистрали и переходить на обычные железные дороги, развивая там меньшие, но достаточно высокие скорости до 160 км/ч [42, 226].

1.2 История развития научных исследований взаимодействия в системе «экипаж – верхнее строение пути»

Практическое применения науки о взаимодействии пути и подвижного состава в нашей стране многогранна. Каждый шаг в этой науке - решение конкретной задачи, каждая из которых оказывают существенное влияние на безопасность движения поездов, на величины допускаемых скоростей движения, а значит, и на пропускную и провозную способность железных дорог и т.п.

Первый труд, обобщающий многочисленные исследования в Советском Союзе и за границей по вопросам работы пути под нагрузкой и динамики подвижного состава, под названием «Взаимодействие пути и подвижного состава» был опубликован в 1931 г. известным русским ученым проф. А. М. Годыцким-Цвирко. В 1933 г. в переводе на русский язык вышла монография французского ученого Г. Марье, также посвященная взаимодействию пути и подвижного состава. Наконец, в 1956 г. советскими авторами Е. М. Бромбергом, М. Ф. Вериго, В. Н. Даниловым, М. А. Фришманом была опубликована книга, посвященная этой же теме с аналогичным названием.

До тридцатых годов во всех работах изучение колебаний производилось около состояния покоя, Положение изменилось, когда появились фундаментальные работы Картера. Картер вывел дифференциальные уравнения для определения сил взаимодействия в точке контакта колес и рельсов. Это позволило проводить изучение колебаний подвижного состава, движущегося по рельсовому пути, а не в состоянии покоя.

В. Б. Меделем выведены дифференциальные уравнения движения железнодорожного экипажа раздельно для колебаний в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Проведены исследования движения электровозов по детерминированным неровностям пути, при этом траектория перемещения колоса относительно рельса представлена периодической функцией, разлагаемой в ряд Фурье. Такое разложение позволило определить гармонические составляющие возмущения, действующего на систему.

В работах профессора Г.М. Шахунянца [237] впервые исследованы колебания подвижного состава с учетом железнодорожного пути. Даны методы расчета рельсового основани с уточненной гипотезой академика П.П. Петрова. При решении общей задачи взаимодействия необрессореных масс и пути Г.М. Шахунянц использовал допущения о линейном характере зависимости между просадками и давлениями.

Дальнейшее развитие идеи, выдвинутой академикам Н.Н.Петровым по применению методов теории вероятностей для практического решения задач взаимодействия пути и подвижного состава, было продолжено профессором М.Ф.Вериго [44–48]. Им разработана теории колебаний обрессоренных и необрессоренных масс в вертикальной плоскости при движении подвижного состава по непрерывным неровностям пути. Уточнены методы расчета пути при совместном действии на него динамических сил от подвижной нагрузки и сил, вызываемых температурными деформациями рельса.

Академиком В.А. Лазаряном и его многочисленными учениками разработана методика исследования вынужденных колебаний экипажей, движущихся по упруговязкому инерционному пути; дальнейшее развитие получили исследования случайных колебаний рельсовых экипажей. Установлено влияние различных параметров подвешивания, а также гироскопических и диссипативных сил на устойчивость движения экипажей [137–147].

Развитие методов экспериментального исследования колебаний локомотивов в вертикальной и горизонтальной плоскостях в натурных условиях занимают важное место в творческой деятельности профессора М.П. Пахомова, И.И. Галиева. В работах Пахомова и его учеников приведены результаты исследований жесткости пути в вертикальной и горизонтальной плоскостях в зимних и летних условиях в районах Сибири и Дальнего Востока, воздействие колес локомотивов на неравно-жесткий путь с учетом влияния колебаний подрессоренных масс [191]. Профессором И.И. Галиевым проведены теоретические и натурные исследования движени колесной пары по неравноупругому пути [55, 56].

Профессором А.А. Камаевым разработаны методы физического моделирования воздействия локомотива на путь в кривых участках пути, основанных на нелинейном геометрическом подобии [114].

Работы профессора Т.А.Тибилова посвящены асимптотическим методам исследования колебаний подвижного состава, задачам прогнозирования динамических качеств обобщенного экипажа в рамках статической динамики. В качестве статистического аппарата использованы уравнения Фоккера-Планка-Колмогорова.

Статистическая теория вынужденных колебаний подвижного состава, движущегося по случайным неровностям, представлена в работах Л.О.Грачевой, Л.Л.Львова, В.Ф.Ушкалова [70–72, 221, 222].

В работах профессора 0.П. Ершкова [89–93] разработан метод расчета рельсов на горизонтальный изгиб и кручение, получены зависимости боковых сил от величины непогашенного ускорения при движении по кривым участкам пути.

При исследовании динамики необрессоренных масс подвижного состава Н.П.Кудрявцевым впервые учтена упругость элементов колесной пары [131, 132]. Такой подход приблизил к действительности результаты расчетов, что было подтверждено натурным экспериментом.

Методы динамического расчета железнодорожного пути на вертикальную нагрузку использованы в работе А.Я.Когана [119]. Им рассмотрена статистиче-

ская теория совместных колебаний пути и подвижного состава в вертикальной плоскости.

Следует отметить, что в начальный период исследования динамики и взаимодействия подвижного состава и пути проводились раздельно для вертикальной и горизонтальной плоскостей. К настоящему моменту исследованию пространственных колебаний посвящено сравнительно небольшое количество работ. Приведены результаты теоретических исследований колебаний четырехосных и восьмиосных грузовых вагонов [147, 201, 202, 208, 228], рассмотрены пространственные колебания экипажей при движении в криволинейных участках пути [143–145]. Изучены пространственные колебания скоростных пассажирских экипажей [85–87, 140]. В работах [139] разработана теория комплексных функций действительного переменного.

Начиная с 1965 года систематическому исследованию особенностей нелинейных пространственных колебаний твердого тела и систем твердых тел посвящены работы Р.Ф. Ганиева [59], В.О.Кононенко [58], М.Л. Коротенко [121], М.З Коловский [120].

Результаты анализа истории развития исследований и практического применения науки о взаимодействии пути и подвижного состава в нашей стране показывают то, что достаточно широко изучены вопросы вертикальной и горизонтальной динамики и устойчивости рельсовых экипажей при движении по рельсовой колее, оптимизации рессорного подвешивания, использования на подвижном составе резинометаллических и пневматических: упругих элементов и т.д.

1.3 Анализ исследований проблем взаимодействия подвижного состава и рельсового пути

Проблема устойчивого взаимодействия подвижного состава и пути находит широкое отражение в материалах научно-практических конференций, отраслевых журналах и сборниках. Так, по мнению зарубежных специалистов, приоритетным представляется путь ослабления напряженного состояния во взаимодействии в системе «колесо-рельс». В США принята программа стратегических исследований ААR по снижению сил и напряжений, возникающих в инфраструктуре и подвижном составе при повышении осевых нагрузок. Центр транспортных технологий (TCCI) Ассоциации Американских железных дорог (AAR) и ряд исследователей [28, 44, 99, 258, 259] необходимость выделения в качестве отдельного направления разработок и исследований такого рода обосновывает тем, что в реальности всегда существуют две причины нарушения работоспособности любого элемента: чрезмерное напряжение и недостаточные физические свойства (например, прочность, износо- и коррозионная стойкость) и поэтому методы, направленные на снижение напряженности, должны использоваться наряду с традиционными методами повышения параметров надежности и долговечности и, как будет показано в ряде случаев более эффективны и менее затратны. Особое внимание решению этой проблемы уделяет и Международная ассоциация тяжеловесного движения (IHHA) [226].

В программе AAR рассматриваются три основных аспекта достижения поставленной цели [226]:

- снижение уровня поперечных сил;

 – снижение статических и динамических (в том числе ударных) вертикальных нагрузок;

- снижение контактных напряжений в колесах и рельсах.

Общие причины, по которым железные дороги имеют проблемы при существующих значениях осевых нагрузок, кроются в том, что не обеспечиваются нормальные условия контакта колесо-рельс по следующим параметрам:

 – существующее состояние пути и подвижного состава обусловливают динамические нагрузки, которые намного превосходят статические;

 – по условиям допустимых контактных напряжений величина площади контакта колеса и рельса недостаточна для больших значений осевых нагрузок и динамических добавок.

Кроме этого, допустимое объемно-напряженное состояние материала колеса и рельса может быть нарушено:

– «паразитными» силами трения, действующими в пределах площадки контакта в горизонтально-поперечном или спиновом направлениях;

 относительным проскальзыванием, обусловленным наличием жестких связей между всеми точками контактов поверхностей катания стандартного колеса и головок рельса с сопутствующим этому ускоренным изнашиванием.

Особо следует отметить, что в процессе обоснования технических решений по увеличению осевой нагрузки необходимо учитывать экономический аспект с учетом предполагаемых затрат и ожидаемого эффекта [258]. На многих железных дорогах расходы в рельсовом хозяйстве стоят на третьем месте после затрат на оплату труда и топливно-энергетических ресурсов. Пропущенный тоннаж, выдерживаемый рельсом до снятия с пути, варьируется от 100 млн. до 2,5 млрд. т брутто [157, 226].

Поэтому комплексное решение проблемы обеспечения устойчивого взаимодействия подвижного состава и пути является весьма актуальной проблемой для железных дорог России.

Подводя итоги приведённого выше анализа можно отметить, что проблемы, стоящие перед железнодорожным транспортом разных стран идентичны: взаимодействие колеса и рельса является ключевым в проблемах железнодорожного движения.

Круг задач, рассматриваемых в представленной работе, искусственно ограничен комплексным решением проблем снижения напряженного состояния в механической системе «колесная пара – рельсовая колея», которые изложены в соответствующих главах. Полученные в предлагаемой работе результаты и технические решения позволят существенно снизить динамическое взаимодействие и сопротивление движению в системе «колесо – рельс», что обеспечит условия для значительного повышения осевых нагрузок, веса и скорости движения поездов.

2 АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ИЗНОСА, ДЕФЕКТОВ И НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЕС, РЕЛЬСОВ И РЕЛЬСОВОЙ КОЛЕИ И ИХ КОНТРОЛЯ

2.1 Анализ современного состояния геометрических и динамических параметров возмущающего воздействия в системе «колесо-рельс»

Исследования реального состояния геометрических и динамических параметров рельсовой колеи дают возможность определять вертикальные и боковые силы, фактически действующие на рельс со стороны колесной пары, углы набегания колеса на рельс, интенсивность изнашивания, напряжения материала колес и рельсов, а также на площадке их контакта.

Согласно статистическим данным по безопасности движения Федеральной железнодорожной администрации США (FRA), доля аварий, обусловленных состоянием пути, была равна 36 %, а состоянием колес – 3 %; при этом 11 % сходов подвижного состава, приписанных состоянию пути, произошли из-за излома рельсов. Согласно ГОСТ Р51685-2000, величина амплитуды начальных волнообразных неровностей не должна превышать 0,5 мм. На участках, где обращаются поезда со скоростью 80 км/ч и более, допустимую величину рекомендуется уменьшить до 0,25 мм [224, 226, 249, 250].

Максимальные величины динамических добавок давления колеса на рельс, возникающие при движении подвижного состава, создаются на 90–99 % за счет неровностей в пути; за счет групповых неровностей на колесе – 1–4 %, от изолированных неровностей на колесе – 0,2–1,5 % [89, 193, 237, 242]. Поездная нагрузка (по пропуску тоннажа), выдерживаемая рельсом в течение срока его службы до снятия с пути, варьируется от 100 млн. до 2,5 млрд. т брутто [226].

На работу системы «колесо-рельс» в разной степени оказывают влияние более 60 факторов [19, 21, 45, 133, 227, 243, 245, 279]. По областям исследований их объединяют по четырём основным группам: динамика системы колесная пара – рельс; механика контактного взаимодействия; материалы колес и рельсов; управление трением. Для практических целей исследования взаимодействия колесной пары и верхнего строения пути, как показывает анализ работ [78, 126, 193, 230, 247, 260], достаточно учета двух видов непрерывных отступлений: динамических и геометрических неровностей пути.

Впервые показатель неравножесткости состояния рельсовых нитей учтен в расчетах пути на прочность профессором Н.Ф. Вериго [44, 45]. Несколько позже профессором М.П. Пахомовым было рассмотрено воздействие электровоза на путь в зоне стыка [191].

В работе В.С. Леванкова [96, 150, 151] рельс рассматривается как балка, лежащая на сплошном неравноупругом основании, упругие характеристики которого записываются в виде следующей зависимости:

$$\mathbf{x}(\mathbf{x}) = \mathbf{x}_0 \left(1 + \sum A_i \cos 2\pi \mathbf{x} / \mathbf{l}_i \right), \qquad (2.1)$$

где ж₀ – средняя величина жесткости рельсовой нити;

l_i – длина волны изменения жесткости i-й гармоники;

А_i – коэффициент равный отношению амплитуды колебаний изменения жесткости i-й гармоники к средней жесткости рельсовой нити;

х – длина пути.

Неравножесткость рельсовых нитей в горизонтальной плоскости, также, как и в вертикальной, возникает за счет наличия межшпальных пролетов, рельсовых стыков, неравномерной подбивки шпал и креплений рельсов. Уклоны горизонтальной неравножесткости, полученные в работе [88], составляют до 0,88 $^{0}/_{00}$. Перепад жесткостей от шпалы к шпале в этой работе рекомендуется для вертикального направления – $\Delta m_y = 9810$ кH/м, горизонтального – $\Delta m_z = 1960-2450$ кH/м. Длина волны динамических неровностей рельсовых нитей находится в пределах от трех-шести метров и более.

Отклонения от норм содержания геометрии рельсошпальной решетки, возникающие при эксплуатации, распределяются следующим образом: 83 % всех неисправностей составляют отступления в вертикальной плоскости (волнообразный износ, перекосы, резкие просадки и плавные отклонения по уровню), 11 % – горизонтальные неровности пути и 6 % – отступления от норм ширины рельсовой колеи [157].

Первые упоминания о явлении волнообразного износа на поверхности катания рельсов в отечественной литературе появились в 1882 г. Изучением этой проблемы занимались А.В. Клименко 1882г., И.Р. Стецевич 1889г., К.В. Тихомиров и другие авторы. Из зарубежных работ следует отметить работы немецких исследователей: А. Буссе, положившего начало классификации причин волнообразования, И. Пуппе; американских инженеров: Н.Н. Моргана, Р.Е. Крамера; французских: Е. Резали, Шарте. На железнодорожном транспорте исследованием этого явления занимались В.И. Шестопалов, М.И. Кулагин [133], А.К. Шафрановский [235]. Наиболее полно геометрические формы и характеристики волнообразных неровностей рельсовых нитей представлены В.И. Шестопаловым [242]; он выделил четыре основных типа волнообразных неровностей, которые приведены в Таблице 2.1.

Волнообразный износ на отдельных участках поражает до 30-50 % рельсов от общей протяженности рельсовых путей. По своей форме волнообразный износ разделяют на два характерных вида: короткие волны от 0,03 до 0,08 м, отличающимися наличием светлых горбов в чередовании с темными впадинами (рифли) и с волнами длиной от 0,2 до 2 м. Многочисленными измерениями, выполненными во ВНИИЖТе установлено, что наибольшее количество неровностей имеет длину до 1,2 м, а уклон от 0,3 до 13 % (Таблица 2.1). Это вызывает негативное силовое возмущение при движении подвижного состава.

Рин исполностой в записи ни Характеристика

Таблица 2.1 – Геометрические неровности рельсовых нитей по классификации Шестопалова В.И

Тип	вид перовностей в записи пу-	N⁰	Хириктернетики		
1 1111	теизмерительной тележки		Формы и расположения	Закономерности	
1	2	3	4	5	
		1	Плавные	ep-	
Ι		2	Пилообразные	оном ные	
		3	Прерывистые	3ak	

Окончание таблицы 2.1

1	2	3	4	5	
		4	Сложные		
	M	5	Групповые		
		6	Групповые прерывистые	ыс	
	L_1 L_2	7	Групповые с двойным периодом: L ₁ и L ₂	Закономернı	
			С плавно изменяющейся		
		8	длиной например		
			$L_1 L_2 L_3$		
	$\sim \sim \sim \sim$	9	Плавные	ной 3 а- ия	
	~~~~~	10	Плавные разнородные	Іучай вием ожен	
	~~~~~	11	Неплавные	(со сл сутст аспол	
II	~~~~~~	12	Пилообразные	рные (н и от ости ра групп	
		13	Притупленные	сономе ой вол	
	~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~	14	Сложные	Незак длин. конс	
III		15	На части рельса		
	~~~~	16	На одном конце		
		17	На обоих концах		
		18	Посредине		
IV	$\sim\sim\sim\sim$	19	Наклонные		
		20	Наведенные		

При наличии неровностей на рельсе глубиной 0,5 мм и длиной около 1 м (предельно допускаемые размеры по ГОСТ Р51685-2000 для начальных неровностей на рельсо-шпальной решетке) и скорости движения 80 км/ч дополнительные динамические нагрузки на рельс для грузового вагона могут достигать 27 % от статической нагрузки [118]. Отрицательная роль волнообразного износа проявляется и в том, что кроме воздействия с частотой, равной частоте прохода колес 16 Гц, путь испытывает более высокочастотное воздействие, величина которого может достигаеть 180 Гц [119].

На основании анализа работ [16, 44, 92, 72, 257, 259], посвященных вопросу сочетанию и последовательности неровностей, к наиболее неблагоприятным сочетаниям неровностей, имеющих сумму баллов более 2000, следует отнести следующие варианты (обозначения использованы такие же, как и в работе [92]):

$$(P_{IV}, \Pi p_{III}, \Pi_{IX}); (P_{X}, \Pi_{IX}); (P_{V}, \Pi p_{III}, \Pi_{V}); (\Pi p. p_{III}, \Pi p._{III}),$$

$$(2.2)$$

где Р-отступления в плане;

Пр – отступления по просадкам;

 Π – отступления по перекосу;

Пр.р – резкие односторонние просадки;

I - IX – числовые индексы, показывающие степень отступлений.

На основании экспериментальных исследований изменений напряжений в подошве рельсов в работе [44] получена зависимость динамического коэффициента для вертикальных сил от размеров неровностей и скорости движения:

$$K_{\partial u \mu} = 1 + \frac{8 \cdot 10^6 \,\alpha \text{V}^2}{1} \,\,, \tag{2.3}$$

где *а* – глубина неровностей на рельсе, мм;

1 – длина неровности, м;

V – скорость движения, км/ч.

Боковое воздействие колеса на путь при наличии в пути горизонтальных неровностей можно вычислить по формуле, предложенной О.П. Ершковым:

$$H_{\mu n}^{rop} = \frac{\pi^2 \sqrt{\beta_z m i_z V}}{2} , \qquad (2.4)$$

где β_z – боковая жесткость пути, Н/м;

т – неподрессоренная масса, кг;

 i_z – уклон горизонтальной неровности, $0/_{00}$;

V – скорость, км/ч.

Известны и другие аналитические зависимости для задания возмущений и определения сил взаимодействия между колесными парами и рельсами, которые представлены в работах [53, 55, 97, 102, 121, 125, 247, 249, 250, 251. 257].

В последние десятилетия в области контроля пути проявляются тенденции усиления роли статистического анализа [17, 70, 119, 126, 141, 159, 259, 260]. Для оценки статистических характеристик принимается гипотеза эргодичности случайного процесса, и близость его распределения к нормальному закону Гаусса [44, 71, 82, 100, 128, 143].

Многочисленные работы в этой области свидетельствуют о важности и актуальности исследований геометрических неровностей пути, поскольку относятся к регламентируемым и регулируемым параметрам, а также отмечается необходимость обеспечения высокой точности их измерений.

2.2 Анализ измерительных устройств и методов измерений параметров возмущений в системе «колесо-рельс»

Как и в других отраслях, на железнодорожном транспорте применим принцип «что измеряемо – то управляемо». Нормативной базой для измерений и контроля параметров рельсовой колеи является ряд документов [67, 103, 104, 165]. На зарубежных и отечественных железных дорогах широко применяются следующие передвижные средства контроля геометрического положения железнодорожного пути [11, 12, 19, 21, 64, 70, 76, 84, 88, 98, 100, 209, 210, 216, 226]:

 путеизмерительные вагоны-лаборатории с ЭВМ на борту для обеспечения контроля геометрического состояния рельсовой колеи;

путеизмерительные дрезины с ЭВМ на борту;

- компьютеризированные путеизмерительные тележки;

- компьютеризированные системы измерения профиля рельса;

- спутниковая измерительная техника.

По величине нагрузки, прикладываемой на рельсовую нить при измерениях, путеизмерительные приборы делятся на две группы: измерения без нагружения рельса (ручные и переносные измерительные устройства), и под нагрузкой (путе-
измерительные вагоны). В зависимости от типа базового устройства все путеизмерители делятся на три группы: инерционные, хордовые и координатные.

Путеизмерительные тележки. Промежуточное положение между путеизмерительными вагонами и ручными приборами по своим характеристикам и возможностям занимают путеизмерительные тележки. Основным отличием существующих переносных путеизмерительных устройств является наличие контрольно-вычислительного комплекса (КВК). Из зарубежных образцов наибольший интерес представляет путеизмерительная тележка TEC-1520. Измерения автоматически регистрируются в электронной памяти во время передвижения прибора по пути. На основании этих значений вычисляются: покоробленность, градиент ширины колеи и неровности на участке 10 м.

В России применяются переносные тележки «ТИВИР» (НПЦ ИНФОТРАНС), «Навигатор» (СибГУПС), «Твема» и «ПТ-7МК».

Общими недостатками всех известных переносных путеизмерителей являются:

 недостаточное количество регистрируемых геометрических параметров рельсовой колеи (два–три параметра);

– неполный интервал измеряемых длин волн неровностей (от 0,1 до 0,5 м);

 – влияние окружающей среды на точность регистрации (температура, загрязненность измеряемых поверхностей, электромагнитные поля);

недостаточная стабильность и точность установки базовых и мерительных
 элементов путеизмерителей на измеряемых поверхностях головки рельсов.

Путеизмерительные вагоны. В настоящее время считается, что самым эффективным способом мониторинга технического состояния пути и других объектов инфраструктуры является применение путеизмерительного поезда, фиксирующего все. Данные измерений в горизонтальной и вертикальной плоскостях обрабатываются фильтрами, которые позволяют исключить составляющие с очень большой длиной волны и квазистатическую информацию. Это обеспечивает эффективное построение реперной линии по средним значениям данных, полученных во время движения. По этим параметрам определяются перекосы пути, превышение наружного рельса и скорость устойчивого движения.



Рисунок 2.1 – Кинематическая схема канала измерений просадки колеса относительно кузова путеизмерительного вагона

Независимо от применяемых средств измерений и регистрации, методы расшифровки результатов проездов вагонов-путеизмерителей выполняются на основе амплитудного или спектрального анализа.

Недостатком измерений с использованием путеизмерительных вагонов процессе движения является то, что все элементы системы «путеизмерительный вагон – верхнее строение пути» (рисунок 2.1) совершают пространственные колебания. Источниками этих колебаний являются геометрические неровности поверхностей катания колес и рельса, неравноупругость верхнего строения пути. В результате на каждый измерительный канал воздействуют одновременно несколько возмущений случайного характера, амплитуды которых сопоставимы с величинами контролируемых параметров (Таблица 2.2). Таблица 2.2 – Интервалы значения амплитуд колебаний элементов системы «верхнее строение пути – экипаж»

Наименование элемента	Обозна- чение	Амплитуда отклонения (max) мм
Прогиб рельса под нагрузкой, мм	—	10
Амплитуда колебаний рельса между тележками вагона, мм	_	0,2–0,4
Зазор между рельсом и накладкой, мм	λ	15
Волнообразный износ на поверхности катания рельса, мм	η	2,0
Неровности на поверхности катания обода колеса: эксцентричность; овальность, мм	3	2,0
Прогиб пружин буксового подвешивания, мм	k	20-40
Прогиб пружин центрального подвешивания, мм	ρ	30–60
Итого, мм	—	140–190

Применяемые системы оценки неисправностей пути имеют ряд методических недостатков:

1) метод оценки отрезков по СКО позволяет достаточно хорошо оценивать среднее качество такого отрезка, что является важным для планирования путевых работ и работы путевых машин, но может привести к пропуску отдельных значительных дефектов;

2) спектральные методы неудобны для интерпретации полученных результатов измерений, поскольку невозможно определить местоположение опасных неисправностей [226, 259, 260].

Кроме этого, у каждого канала измерений путеизмерительных вагонов имеются как общие, так и индивидуальные недостатки конструктивного и метрологического характера. Так, например, горизонтальные неровности в плане измеряют по методу хорд, длина которой у путеизмерителя ЦНИИ-4 составляет 21 м. По правилам расчетов такая длина базовой хорды позволяет оценивать горизонтальные неровности только с длиной волны более 21 м. Тогда как, на рельсовых нитях имеются горизонтальные неровности с длиной волны меньше 21 м. В процессе измерений горизонтальных неровностей и ширины колеи измерительный и базовые элементы опираются на боковую поверхность головки рельса на высоте 16 мм от поверхности катания. Боковой подрез головки рельса, который находится на высоте не ниже 13 мм, учитывается в виде поправочного коэффициента, который определяется по результатам измерений в одном из сечений контролируемого участка. Регистрация неровностей ведется только на одной фиксированной скорости движения 80 км/ч.

При использовании в качестве мерительных датчиков лазерных устройств возникают погрешности измерений от посторонних материалов в виде масленых пленок, частиц пыли, которые находятся на поверхности головки рельса. Компьютерная программа обработки сигнала может идентифицировать поверхность под пленкой, но для этого сама поверхность должна иметь постоянный оттенок либо белый, либо серый. В реальных условиях поверхность катания рельса имеет несколько оттенков: блестящий металлический у равномерно изношенных рельсов; темный оттенок характерен при наличии наклепа, который образуется в зоне стыковой неровности и на вершинах коротких неровностей (рифли). При применении лубрикации боковых поверхностей рельсов в кривых участках пути консистентная смазка попадает на поверхность катания рельсов, которая имеет черный цвет и не прозрачна для лазерного луча.

Согласно работе [134], в процессе эксплуатации путеизмерителя ЦНИИ-4 на Октябрьской дороге был произведен анализ данных, который показал, что они существенно расходятся с реальными параметрами рельсовой колеи. Например, на Британских железных дорогах геометрический показатель погрешности параметров рельсовой колеи, рассчитанная по стандартным отклонениям, равна 9,87 мм. При этом расхождения в показаниях путеизмерителя и результатами, полученными традиционным способом, довольно велики и составляют ±10 мм. Поэтому результаты измерений не сравнивают, если они не выполнены мотодрезиной с определенным номером [19].

На данный момент лучшие зарубежные вагоны путеизмерители имеют погрешность регистрации волнообразного износа не ниже 0,43 мм, поэтому достоверными результатами измерений могут быть только значения больше одного мм. Поэтому в настоящее время актуально создание новых путеизмерительных систем способных с достаточной производительностью обеспечить высокую точность

40

многопараметрических измерений рельсошпальной решетки в течение всего её жизненного цикла.

2.3 Характеристики путеизмерительного комплекса «Изген – 3»

Выбор и обоснование основных параметров переносного путеизмерителя «Изген – 3». В качестве систем отсчета в путеизмерительном комплексе «Изген – 3» используются базовые хорда и плоскость, которые обеспечивают безотрывное отслеживание поверхностей рельсовых нитей [11, 12, 178]. Размеры базовых систем отсчета были определены на основании данных о параметрах неровностей, которые образуются на железных дорогах РЖД. Так, волнообразный износ имеет длину волн в диапазоне 0,06–2,0 м [133, 235]. Отступления рельсовых нитей в плане – от 10 до 40 м [16, 88, 98, 127, 251]. Правилами технической эксплуатации амплитуды волнообразного износа ограничены по величине три мм, при длине волны в один метр [230]. Неровности уровня по высоте изменяются в пределах \pm 0,12 м, при длине волн от 5 до 40 м. Амплитуда ширины колеи колеблется в пределах от 1,514 до 1,550 м и с длиной волн от 10 до 40 м [89, 126, 127, 244, 245, 256, 257].

На базе представленных существующих в эксплуатации предельных значений параметров неровностей рельсовой колеи основные конструктивные и метрологические характеристики путеизмерительного комплекса были приняты следующими:

- 1) количество измеряемых параметров 9;
- 2) длина базовых системы отсчета 2,0–2,2 м;

3) пределы измерений амплитуд:

- волнообразный износ (0-5)×10⁻³ м;
- стрела изгиба рельсовых нитей в плане $\pm 0,003$ м;
- превышение одной рельсовой нити над другой ± 0,120 м;
- ширина колеи 1,512-1,550 м;
- масштаб пройденного пути: 1:50; 1:25; 1:10;

4) точность измерений:

- волнообразный износ - 3×10⁻³ м;

- стрела изгиба 5×10⁻⁵ м;
- ширина колеи $\pm 2 \times 10^{-4}$ м;
- отступление по уровню $-\pm 1 \times 10^{-3}$ м;
- накопленная погрешность на 10 м пройденного пути ± 0,05 м.
- 6) щирина регистрационной ленты 0,12 м.

7) вес прибора – 70 кг.

Компоновочная схема конструкции нового переносного путеизмерителя «Изген – 3». Подробное описание конструкции путеизмерителя приведено в работах [11, 12] (рисноук 2.2, фото). Здесь представлены основные конструктивные решения, определяющие основные его преимущества.



Рисунок 2.2 – Путеизмерительный комплекс «Изген – 3» в режиме измерений рельсовой колеи на магистральном пути, фото

Применение подшипников качения в качестве базовых опор свело до минимума силы взаимодействия опорно-базового блока с поверхностью катания рельсов.

При прохождении участков рельсовой колеи с различными сочетаниями неровностей за счет наличия в центральном шарнирном узле пять степеней свободы и распорного усилия пружины осуществляется точная установка базовых элементов на контролируемых поверхностях рельсовых нитей. Постоянное положение по высоте мерительных роликов на боковой поверхности головки рельса задается корректором. Усилием пружины корректор прижимается к поверхности катания рельса, повторяя при движении ее профиль. Это позволяет полностью устранить влияние вертикальных неровностей на измерения горизонтальных.

Методика расчета метрологических параметров путеизмерителя "Изген – 3". Обычно погрешность рассматривают как сумму систематической и случайной составляющих [207]. Систематическая погрешность, главным образом, связана с допусками на параметры, которые имеют нормальный закон распределения погрешностей размеров [192] и для конкретного экземпляра прибора является постоянной величиной [136].

Случайные погрешности не имеют явно выраженного источника их возникновения и связаны со случайным характером возмущающих воздействий – трения, зазоров в опорах и направляющих, влажности и запыленности поверхности рельсовых нитей.

Для расчета погрешности в статике применен способ, основанный на теории размерных цепей [62, 192], согласно которой общая погрешность измерительного канала, приведенная к мерительному элементу, определяется по следующему выражению:

$$\Delta l_{p} = \pm \left[\frac{\pi (d+h)}{360 \cdot K_{\Delta l_{p}}} \sqrt{\sum_{i} A_{i}^{2} K_{i}^{2} \delta_{i}^{2} + \sum_{s} A_{s}^{2} K_{s}^{2} \delta_{s}^{2} + \sum_{e} A_{e}^{2} K_{e}^{2} \delta_{e}^{2}} + \sum_{f} A_{f} \delta_{f} + \sum_{g} A_{g} \delta_{g} + \sum_{t} A_{t} \delta_{t}} \right] / A, \qquad (2.5)$$

где A_i – передаточные отношения измерительных каналов;

*К*_{*Δl_p} – коэффициент* относительного рассеивания величины при нормальном
 законе распределения;
</sub>

 K=1 – коэффициент относительного рассеивания размеров составляющих звеньев при нормальном законе распределения;

d – диаметр ведущего ролика, м;

h – толщина тросика, м;

δ – половина поля допуска составляющих звеньев, м.

Подстрочные индексы обозначают: i – линейные и угловые размеры; s – зазоры в посадке сопрягаемых деталей; e – эксцентриситеты; f – линейные и угловые размеры, вызванные силовыми деформациями; t – линейные и угловые размеры, вызванные температурными деформациями.

Различают два вида динамических погрешностей [68, 192]: динамические погрешности, обусловленные инерционностью элементов измерительного канала, характеризуемые длительностью переходных процессов; и погрешности, обусловленные изменением входной измеряемой величины за время преобразования. Для путеизмерительного комплекса "Изген – 3" основной вопрос при оценке величины динамической погрешности возникает в связи с определением условий безотрывного отслеживания мерительными элементами поверхностей рельсовых нитей. Поэтому здесь достаточно оценить динамическую погрешность первого вида [68, 153].



Рисунок 2.3 – Расчетная схема измерительного канала волнообразного износа

В расчетной схеме (рисунок 2.3) приняты следующие обозначения:

 z_m – перемещение мерительного элемента, мм;

*Z*₆ – перемещения корпуса преобразователя в сечении реечного колеса, мм;

φ – угол поворота реечного колеса, град;

I_k – момент инерции измерительного канала, приведенный к центру реечного колеса, мм⁴;

 $m_{\tilde{o}}$ – масса измерительного комплекса, приведенная к оси реечного колеса, кг;

α – величина предварительного натяжения возвратной пружины, Н;

 C_{δ} – жесткость базовой фермы, приведенная к оси реечного колеса, Н/м;

 K_{e} – момент от силы возвратной пружины, приведенный к оси реечного колеса. Нм;

*χ*_{из} – коэффициент вязкого трения измерительного канала, приведенный к
 оси реечного колеса;

R₆ – коэффициент вязкого трения вертикальных фиксаторов относительно головки рельса;

 η_n^x – координата неровностей поверхности катания рельса, мм;

z_m – координата мерительного ролика, мм;

 $Z_{\tilde{o}}$ – координата перемещения центра реечного колеса мультипликатора, мм.

Учитывая, что перемещения по координатам Z_m и Z_{δ} малы, зависимость между координатами Z_m , Z_{δ} и Ψ можно записать в следующем виде:

$$\Psi = \frac{z_m - z_{\delta}}{\mathbf{r}_p} , \qquad (2.6)$$

где r_p – радиус реечного колеса, мм.

При безотрывном движении мерительного ролика по поверхности рельса $(z_m = \eta_n)$ измерительный канал имеет две степени свободы. С использованием си-

стемы уравнений Лагранжа получены дифференциальное уравнение движения элементов измерительного канала [39]:

$$\left(\frac{I_{\Pi}}{r_{p}^{2}}+m_{\delta}\right)\ddot{z}_{\delta}+\left(\frac{\chi}{r_{p}^{2}}+\beta_{\delta}\right)\dot{z}_{\delta}+C_{\delta}z_{\delta}=\frac{I_{\Pi}}{r_{p}^{2}}\ddot{\eta}_{\Pi}+\frac{\chi}{r_{p}^{2}}\dot{\eta}_{\Pi}$$
(2.7)

После подстановки выражения вынуждающей силы $\eta = \eta_{\Pi} \sin \omega t$ в уравнение (2.7) и соответствующих преобразований получены характеристики:

- амплитудно-частотная характеристика:

$$|G(j\omega)| = \frac{1}{C_{\delta} \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{k^2}\right)^2 + \frac{4h^2 \omega^2}{k^4}}}$$
(2.8)

- фазо-частотная характеристика:

$$tg\gamma = \frac{2h\omega}{k^2 - \omega^2},$$
(2.9)

где $h = \frac{\chi/r_p^2 + \beta_{\delta}}{I_{\Pi}/r_p^2 + m_{\delta}}$ – относительное затухание колебаний системы измери-

тельного канала;

 $k^2 = \frac{C_{\delta}}{I_{II} / r_p^2 + m_{\delta}}$ – собственная частота колебаний системы измерительного

канала.

Поскольку путеизмерительный комплекс может производить измерения, как в статическом, так и в динамическом режимах, то рабочая частота ограничивается только сверху. Как известно, в измерительной технике значения частот фиксируются при спаде-подъеме АЧХ, равному 10 % и даже больше. Поэтому для путеизмерительного прибора «Изген – 3» допустимый спад АЧХ принят в таких же пределах, т.е. 0,1 $|G(j\omega)|$.

Для 0,1 $|G(j\omega)|$ значение граничной частоты составляет $f_{\Gamma} = 0,5$ k/2 $\pi = 19,9$ Г μ . Максимально допустимая скорость движения путеизмерительного комплекса определяется по выражению

$$\mathbf{V}_{\max} = f_{\Gamma} \cdot \mathbf{1}_{\text{BOIL}} \tag{2.10}$$

С использованием соотношения (2.10) и с учетом минимальных значений параметров волнообразного износа ($1_{вол} = 0,06 \ M$, $\eta_{\Pi} = 0,0001$ м) и значений граничной частоты ($f_{\Gamma} = 19,9 \ \Gamma u$) допустимая скорость движения путеизмерительного комплекса равна 2 м/с.

Значение динамической погрешности определяется с использованием амплитудно-частотной характеристики и значения входной величины η_{Π} :

$$\mathbf{z}_{\mathbf{5}} = \left| \mathbf{G} (\mathbf{j}\boldsymbol{\omega}) \right| \cdot \boldsymbol{\eta}_{\boldsymbol{\Pi}} \tag{2.11}$$

Для самой короткой неровности ($l = 0.06 \, \text{м}$ и $\eta_{\Pi} = 0,0001 \, \text{м}$) максимальная величина динамической погрешности составляет $\Delta g = 0,01 \, \text{мм}$. Представленная методика определения динамической погрешности использована и для всех остальных измерительных каналов. Поскольку в этих каналах динамическая погрешность существенно меньше, то она принята одинаковой и равной $\Delta g = 0,01 \, \text{мм}$.

2.4 Экспериментальная проверка метрологических характеристик путеизмерительного комплекса «Изген – 3»

Для экспериментальной проверки метрологических характеристик был изготовлен полигон рельсовой колеи длиной 22 м. В соответствии с правилами метрологии все неровности на поверхности катания рельсов промерялись сертифицированными измерительными устройствами, которые имеют точность измерений в два-три раза выше, чем расчетная точность путеизмерительного комплекса «Изген – 3» [153, 129, 192]. Оценка случайных составляющих погрешностей измерительных каналов была произведена по методу многократного обмера полигона при челночном движении путеизмерительного комплекса «Изген – 3».

При сложении систематической и случайной погрешностей границы доверительного интервала становятся односторонними:

$$\Delta_0 = \pm \left(\delta_{cm} + \delta_{\partial u_H} + \delta_q + \delta_{cn} + \Delta P_{0,9} \right), \qquad (2.12)$$

где δ_{cm} – статическая погрешность, мм;

 $\delta_{\rm q}$ – погрешность дискретности, равная 0,5 мм;

 $\delta_{\text{дин}}$ – динамическая погрешность, равная 0,01 мм;

 $\delta_{\mbox{\tiny сл}}$ — случайная составляющая погрешности, мм.

Для оценки метрологических свойств измерительных приборов пользуются нормированными значениями погрешностей [68, 136, 153]. При одновременном присутствии как аддитивной, так и мультипликативной составляющих текущее значение абсолютной погрешности $\Delta(x)$ в функции измеряемой величины х описывается соотношением

$$\Delta(\mathbf{x}) = \Delta_o + \gamma_o \mathbf{X}, \tag{2.13}$$

где Δ_0 – аддитивная составляющая абсолютной погрешности, м;

*γ*_∂X – мультипликативная составляющая абсолютной погрешности, м.

Мультипликативная составляющая представляет динамическую погрешность через следующее соотношение:

$$\gamma_{\partial} X = |\mathbf{G}(\mathbf{j}\omega)| \eta_{\Pi}. \tag{2.14}$$

Если выражение (2.13) разделить на предел измерения X, то получим выражение для приведенного значения погрешности:

$$\gamma_{np} = \frac{\Delta_0}{X} + \gamma_q \frac{x}{X}.$$
(2.15)

Для всех измеряемых геометрических параметров рельсовой колеи были определены средние математические ожидания и стандартные отклонения погрешности измерений. Как показал анализ этих вычислений, для таких параметров, как ширина колеи и отступления рельсовых нитей в плане среднеквадратическое отклонение погрешности измерений составляет, соответственно, $\delta_{III} = 1,4 \cdot 10^{-4} \, M$ и $\delta_{\Gamma} = 8 \cdot 10^{-5} \, M$. В результатах измерений неровностей уровня (при единице шкалы измерений равной $1 \cdot 10^{-3} \, M$) не выявлены случайные погрешности.

Класс точности приборов определяется по значению приведенной погрешности γ_{np} , выраженной в процентах и округленной до ближайшего числа из ряда, установленного ГОСТ 8.401-00. На основании полученных значений можно сделать вывод, что измерительный канал отклонений по уровню рельсовых нитей (односторонние просадки, перекосы) относится к классу точности 2.5; другие каналы – 2.0.

На испытательном полигоне дополнительно были проведены измерения неровностей с использованием лазерной системы измерений (рисунок 2.4, фото). Установлено, что при наличии масленых пленок на контролируемых поверхностях погрешность лазерной системы составляет 0,3–0,5 мм. Эти дополнительные исследования дают основания для высокой оценки надежности и точности измерений путеизмерительного комплекса «Изген – 3».



Рисунок 2.4 – Лазерный датчик измерений волнообразного износа поверхности катания рельса, фото

2.5 Методы исследований динамических параметров рельсовой колеи

Определение жёсткости верхнего строения пути выполнено кафедрой "Взаимодействия подвижного состава и пути и динамика локомотивов" (ОмИИТа) ОмГУПС на главных действующих путях Забайкальской Западно-Сибирской, Восточно-Сибирской и Норильской железных дорог. Эксперименты проводились в зимних и летних условиях (февраль, июнь) [111, 112, 192]. Для проведения измерений жесткости пути формировался испытательный поезд, включающий динамометрический вагон, четырехосную платформу, груженную гравием и две секции локомотива. В динамометрическом вагоне устанавливалась регистрирующая и измерительная аппаратура. Груженая платформа использовалась в качестве балласта для формирования посредством гидравлических домкратов вертикальных сил давления на обе рельсовые нити, которые измерялись силомерами 8, представленные на рисунке 2.5.



- 1 тензосопротивления горизонтальных напряжений в головке;
- 2 тензосопротивления напряжений в шейке;
- 3 тензосопротивления напряжений на нейтральной оси;
- 4 датчик вертикального давления рельса на шпалу;
- 5 тензорезисторы кромочных напряжений в подошве;
- 6 датчик горизонтального давления рельса на шпалу;
- 7, 8 датчики перемещений рельсо шпальной решетки.

Рисунок 2.5 – Схема датчиков на рельсошпальной решетке [112, 131]

Одновременно в местах нагружения производилась регистрация величин прогиба рельса посредством прогибомеров 6, закрепленных на сваях 7 и установ-

ленных с наружной и внутренней стороны исследуемого рельса. Для измерения кромочных напряжений в подошве рельса наклеены тензорезисторы 5 с наружной и внутренней сторон правого рельса по ходу движения. Сваи имели длину в пределах 700–900 мм, что соответствовало высоте балластной призмы. Показания прогибомеров усреднялись за счет использования мостовой схемы соединения тензодатчиков. На схеме (рисунок 2.5) представлены места установки соответствующих датчиков.

При воздействии только вертикальной нагрузки P_z ее значение определялось через половину суммы величин напряжений на внутренней стороне В и наружной Н кромках подошвы рельса. Через половину разности этих величин оценивалась действие горизонтальной силы P_r . Для измерения сил, действующих в точках контакта колеса и рельса, использовался датчик контактных сил (ДКС), разработанный во ВНИИЖТе. В этом устройстве используются одновременно тензорезисторы 2 и 3, наклеенные на шейку рельса на нейтральной горизонтальной оси поперечного сечения и предназначенные для измерения вертикальной составляющей $P_в$ при действующей нагрузки Р. Для измерения горизонтальной составляющей P_y силы P_z предназначены тензосопротивления 2, которые реагируют на действии изгибающего момента. Для измерения вертикального давления рельса на шпалу в одном из сечений была установлена измерительная прокладка, в которую были вмонтированы тензорезисторные вставки 4.

Измерения горизонтальных сил со стороны рельса на шпалу, производились с помощью тензометрических вставок 6, аналогичных по принципу действия вставкам 4. С учетом того, что давление на прокладку при движущейся нагрузке неравномерно, то вертикальные силы измерялись по диагонали рабочей части подкладки. Этот метод измерений существенно повышает точность фиксации измеряемых величин. 2.6 Методы измерений внутренних дефектов и напряжений в маталле рельса

Для измерений концентраций напряжений в рельсах был применен прибор ИКН-3М-12, который серийно выпускается ООО «Энергодиагностика». По принципу работы прибор ИКН-3М-12 является феррозондовым магнитометром.

При проведении контроля методом МПМ с использованием трехкомпонентных феррозондовых датчиков напряженность магнитного поля H_p измеряется одновременно по трем направлениям (рисунок 2.6): H_p^y ; H_p^Z и H_p^x . Анализ проводится по распределению результирующего магнитного поля Hp, которое рассчитывается в программе «ММП-Система» – 2.55-ЕБЗ



Рисунок 2.6 - Схема измерения напряженности магнитного поля

Общими признаками зон КН являются:

1) резкое локальное изменение напряженности поля Нр. Зоны максимальной концентрации напряжений соответствуют зонам с максимальным градиентом поля dH/dx;

2) многократная смена знака поля рассеяния H_p^y ; H_p^z и H_p^x по всем каналам одновременно;

3) резкое разнополярное распределение поля Н по каналам, характеризующее уровень остаточных напряжений, или резкий всплеск по одному из каналов.

3 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕЛЬСОВОЙ КОЛЕИ И МЕТОДЫ ИХ УПРАВЛЕНИЯ

3.1 Методы исследований состояния геометрических параметров рельсовой колеи

Масштаб пройденного пути комплекса «Изген – 3» выбирался по длине самой короткой неровности λ_к из расчета 2–3 мм длины записи на длину волны самой короткой неровности и вычислялся по соотношению:

$$M = (1, 5 - 2, 5) / \lambda_{\kappa} . \tag{3.1}$$

Результаты измерений, полученные с помощью путеизмерительного комплекса, представляют косвенные параметры неровностей рельсовой колеи. Для их преобразования в абсолютные значения координат поверхностей катания рельсовых нитей был разработан метод, основанный на использовании рекуррентного соотношения [240, 260, 271]:

$$y(m) = (m+1)\eta_{02} + m\eta_{01} - 2\sum_{n=1}^{m} (m-n+1)f(n) , \qquad (3.2)$$

где η_{01} , η_{02} – координаты рельсовой нити в плане в первых двух начальных точках отсчета обмеряемого участка, мм;

f(n) – значения стрел изгиба, измеряемые мерительным элементом в средней части базового элемента в выбранных сечениях продольного профиля рельсовой нити, мм;

n – нумерация сечений, расстояние между которыми соответствует половине длины базовой хорды.

Существенным недостатком этого метода является накопление погрешности на каждом последующем шаге вычислений. Для компенсации "рекуррентных" погрешностей для обеих рельсовых нитей на каждом шаге вычислений вводится поправка, которая равна половине разности $\varepsilon_u / 2$ расчетной S_{pm} и фактической $S_{\phi m}$ ширины колеи:

$$\mathcal{E}_{u} = \mathbf{S}_{pu} \rightarrow \mathbf{S}_{ai} \tag{3.3}$$

где $s_{pu} = y_{1m} + y_{2m} + 1520 -$ расчетная ширина колеи, мм;

У_{1m}; У_{2m} – расчетные координаты в соответствующем сечении траекторий в плане левой и правой рельсовых нитей, мм;

1520 – нормальная ширина колеи, мм.

Преобразования результатов записей других видов неровностей в значения абсолютных координат выполняются по нескольким методикам. Искажения формы волнообразных неровностей в диапазоне длин волн от одного до трех метров незначительны, и ими можно пренебречь. Поэтому в указанном диапазоне длин волн результаты измерений волнообразных неровностей приняты как абсолютные значения координат.

В качестве системы отсчета для измерений неровностей уровня используется одна из рельсовых нитей, профиль которой в пределах односторонней просадки считается прямолинейным.

На рисунке 3.1 в аксонометрической проекции положения рельсовых нитей соответствующие нормальной ширине колеи задаются в выбранном масштабе двумя параллельными прямыми, а относительно этих линий построены расчетные траектории, в которых представлены все виды геометрических неровностей рельсовых нитей участка железнодорожного пути длиной 24 м.

Как показывают многочисленные экспериментальные данные [35, 45, 88, 125, 126, 132, 151, 159, 160, 222, 240, 241], возмущения, действующие на рельсовые экипажи, являются стационарными, нормальными случайными процессами, обладающими свойствами эргодичности.

На рисунке 3.2 а представлена гистограмма распределения амплитуд горизонтальных неровностей упорной рельсовой нити, а на рисунке 3.2 б – горизонтальной неровности второй рельсовой нити. Соответствие статистического распределения теоретическому проверено по критерию согласия Пирсона [164, 204].



Рисунок 3.1 – Траектории рельсовых нитей и оси рельсовой колеи в аксонометрической проекции



Рисунок 3.2 – Законы распределения амплитуд геометрических неровностей рельсовой колеи: а) горизонтальные неровности первой рельсовой нити; б) горизонтальные неровности второй рельсовой нити (упорный рельс); в) волнообразный износ; г) неровности уровня

Мера расхождения определена по формуле

$$\chi^{2} = \sum_{R=1}^{N} \left(\frac{\Pi_{R} - \Pi_{KT}}{\Pi_{KT}} \right)^{2}, \qquad (3.4)$$

где П_R – статистические частоты;

П_{КТ} – теоретические частоты.

За критерий согласия принято условие $p(x^2) \ge 0,1 \div 0,05$. Для горизонтальных неровностей вероятность $p(x^2)$ составляет 0,963 и 0,188, что соответствует нормальному закону. На рисунке 3.2 г приведена гистограмма статистического ряда для неровностей уровня. По внешнему очертанию гистограмм и по значению вероятности $p(x^2) = 0,182$ закон распределения амплитуд неровностей уровня соответствует гауссовскому распределению.

Гистограммы амплитуд волнообразного износа (рисунок 3.2 в) имеют смещение вершин от среднего значения, а гауссовское распределение не согласуется с этим рядом по вероятности $p(x^2)$. Поэтому согласно критерию Пирсона $p(x^2)=0,1$ для волнообразного износа соответствует логнормальное распределение. Распределение амплитуд неровностей по логнормальному закону формируется при действии большого числа взаимно независимых факторов [164]. При этом случайный прирост пропорционален уже достигнутому к этому моменту значению амплитуды неровностей (т.е. интенсивность образования неровностей нарастает с увеличением их амплитуд).

Поскольку значения ширины колеи образуются в результате сложения горизонтальных неровностей обеих рельсовых нитей, то на основании свойств сложения случайных величин [204] для величины ширины колеи принят нормальный закон распределения.

Для объективной оценки параметров одиночных или групповых геометрических неровностей предложен показатель, который в числовой форме характеризует неровность как коэффициент динамического фактора ($\chi_{B,H}$) в системе «колесо-рельс». При определении зависимости для коэффициента динамического фактора было использовано следующее теоретическое обоснование.

$$\eta(t) = \frac{a}{2} (1 - \cos\frac{2\pi}{l} \upsilon t)$$
(3.5)

где v – скорость поступательного движения колеса, км/ч;

α – амплитуда неровности, м;

1 – длина волны неровности, м.

Уравнение вертикальных колебаний колеса имеет следующий вид:

$$\left(m_{np} + M\right)\frac{d^{2}z_{n}}{dt^{2}} + c_{n}z_{n} = -M\frac{d^{2}\eta}{dt^{2}}$$
(3.6)

где m_{пр} – приведенная масса пути, кг;

М – необрессоренная масса колеса, кг;

 C_n – вертикальная жесткость рельса, н/м.

Полагая, что при въезде колеса в точку начало неровности вертикальная скорость $\frac{dz_n}{dt} = 0$ и, решив уравнение (3.6), получим [44]:

$$z_{\Pi} = \frac{a}{2} \cdot \frac{M}{M + m_{\Pi}} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\psi l}{2\pi\upsilon}\right)^2 - 1} \cdot \left(\cos\frac{2\pi}{l} \cdot \upsilon \cdot t - \cos\psi \cdot t\right)$$
(3.7)

где $\psi^2 = \frac{c_{\Pi}}{m_{\Pi} + M}; \alpha = \frac{M}{m_{\Pi} + M}.$

Для выведения зависимости для коэффициента динамического фактора достаточно принять во внимание максимальные величины силы взаимодействия колеса и рельса и не учитывать текущее значение прогиба от времени. Подставляя в выражение (3.7) зависимость для ψ, получим уравнение для максимальной амплитуды вертикального перемещения рельса:

$$z_{\Pi} = \frac{a}{2} \cdot \frac{M}{M + m_{\Pi}} \cdot \frac{(2\pi\nu)^2}{\frac{c_{\Pi}}{m_n + M} \cdot l^2 - (2\pi\nu)^2}$$
(3.8)

После выделения из уравнения (3.8) соотношения параметров геометрической неровности, получена зависимость для коэффициента динамического фактора параметров неровности:

$$\chi_{B.H} = \xi \frac{a}{l^2} , \qquad (3.9)$$

где *ξ* – коэффициент пропорциональности.

Коэффициент динамического фактора $\chi_{B,H}$ является относительной безразмерной величиной. Для оценки допустимых значений параметров геометрических неровностей в качестве порогового критерия принято равенство $\chi_{B,H} = 1$. Коэффициент пропорциональности ξ определен для предельных значений параметров вертикальной неровности, которые установлены правилами эксплуатации верхнего строения пути [21, 46, 93, 94, 195]: амплитуда α не более 1,5 мм при длине волны l = 1 м. После подстановки этих значений в соотношение (3.9) и решения его относительно коэффициента ξ получено значение, равное 6,66. Окончательное выражение для коэффициента динамического фактора геометрической вертикальной неровности имеет вид:

$$\chi_{B.H} = 6,66 \frac{a}{1^2} \quad . \tag{3.10}$$

Выражение (3.10) может быть использовано при условии безударного взаимодействия колеса и рельса, а его значения интерпретируются следующим образом: при $\chi_{B,H} \ge 1$ – силовое динамическое воздействие колеса на рельс, вызванное исследуемой неровностью превышает допустимую величину. В противном случае $\chi_{B,H} \le 1$ – динамическое воздействие от неровности находится в допустимых пределах.

Для отступлений рельсовых нитей в плане, также введен коэффициент динамического фактора геометрической горизонтальной неровности $\chi_{\Gamma.H}$. Согласно правилам эксплуатации [21], отвод траектории рельса в горизонтальной плоскости не должен превышать отклонения от прямолинейности, равного одному мм на один метр продольного пути, что соответствует одной промили ($1^{0}/_{00}$). Это соотношение принято в качестве коэффициента фактора безопасности движения колесной пары в пределах траектории горизонтальной геометрической неровности. Если определенный участок траектории геометрической неровности в плане имеет значение коэффициента $\chi_{\Gamma,H} \leq 1$, то движение колесной пары отвечает требованиям безопасности, если $\chi_{\Gamma,H} \geq 1$, то не соответствует этим требованиям.

Поперечный профиль головки рельса [19, 89, 90, 101, 226]. Для получения представления о характере износа поперечной формы головки рельса были сняты слепки в различных сечениях кривых и в прямом участках пути (рисунок 3.9 а – д) [108].

На рисунке 3.3 а приведены формы головок рельсов для прямого участка. Характерной особенностью этих профилей является образование наплывов металла на внутренних боковых поверхностях, что свидетельствует об одноточечном контакте поверхностей катания колес с головками рельсовых нитей. В этом случае образуется износ в виде проката поверхностей катания.

На рисунке 3.3 а, б, в, г показаны виды износа поперечного профиля головок рельсов: 3.3 б – в начале кривой; 3.3 в – в кривом участке на расстоянии пяти метров от начала кривой; 3.3 г и д – в средине кривой. Особенности поперечных форм головок рельсов, представленных на рисунке 3.3 б, в, г и д, указывают на наличие значительных сил воздействия колес на рельсы по мере входа в кривую, как в вертикальном, так и в горизонтально поперечном направлениях. Между упорной ниткой и колесом возникает двухточечный контакт: одна точка контакта на поверхности катания, вторая – на боковой поверхности головки рельса. В результате двухточечного контакта колеса и головки рельса происходит интенсивный боковой износ (подрез) головки рельса и, соответственно гребней колес.

Одновременно с истиранием имеет место смятие металла рельсовой головки, представляющее собой постепенное накопление пластических деформаций в виде смещения металла в поперечном направлении на наружную боковую поверхность головки упорного рельса и на обе боковые поверхности головки внутреннего рельса (рисунок 3.3 б, в, г и д).

60



а – прямой участок пути; б – начало кривой; в – через пять метров от начало кривой; г и д – середина кривой

Рисунок 3.3 – Поперечный профиль головок рельсов внутренней (правый рельс) и внешней (левый рельс) рельсовых нитей

3.2 Анализ дефектов рельсов, обусловленные контактно-усталостными

напряжениями

Природа контактно-усталостных повреждений состоит в том, что в головке рельса в сечении зоны точки контакта колесо-рельс возникают весьма высокие напряжения. Максимум контактных касательных напряжений образуется в зоне рабочей выкружки головки рельса на глубине три-восемь миллиметров от поверхности катания. После прохода колеса от точки контакта на расстояние 0,12–

0,20 м напряженное состояние металла мгновенно меняется на значительные растягивающие напряжения. Это обусловлено следующими причинами [15, 28, 29. 220, 225–227]:

 – радиусы галтели у основания гребня колеса и выкружки головки рельса относительно малые по величине;

– одноточечный контакт колеса и рельса в зоне рабочей выкружки головки рельса приводит к сосредоточению вертикальных и горизонтальных сил в одной точке в противоположность двухточечному контакту, при котором эти силы распределяются между гребнем и поверхностью катания колеса;

– рельс имеет малую несущую способность в зоне выкружки головки.



Рисунок 3.4 – Образование дефектов в головке рельса при наличии неметаллического включения [226]

Общее состояние по контактно-усталостным дефектам рельсового хозяйства железных дорог Российской Федерации характеризуется следующими статистическими данными [165, 172, 195]: ежегодно из пути изымают по 7–10 шт. дефектных рельсов на 10 км пути, в т.ч. 2–4 шт./10 км остродефектных рельсов. Самые опасные дефекты контактно-усталостного происхождения это дефекты, приводящие к поперечным трещинам и изломам рельсов (І группа): выколы, выщербины металла на рабочей выкружке головки (дефект 11.1-2). Дефекты этой группы достигают более 30 % всех повреждений, а вместе с ІІ группой (дефекты 20 и 21) – более половины всех повреждений. По дефектам V группы изымаются 25 % рельсов. Наиболее опасным считается дефект 53.1, при котором рельс в зоне стыка распадается на несколько кусков. Обнаружить такой дефект из-за малой величины трещины не всегда представляется возможным современными средствами.

На рисунке 3.4 а – г в зоне рабочей выкружки рельса схематично дается картина первого этапа образования ВПТ после наработки 100–120 млн. т. брутто [226]. Приводится теоретическая (1 – 2 – 3) и фактически имеющая место (1 – 4 – 3) эпюры контактных напряжений. В зоне неметаллических включений на глубине обычно 5–6 мм образуется "пик" напряжений и после пропуска 100–120 млн. т брутто начинается развитие внутренней продольной трещины 5. На практике темп развития дефектов непостоянен и зависит от многих факторов, так что редко удается прогнозировать его с достаточной достоверностью.

3.3 Оптимальная интенсивность изнашивания рельсов

Изнашивание рельсов с оптимальным темпом позволяет устранить накопление поверхностной усталости в металле, тогда как чрезмерное изнашивание сокращает срок их службы. Опыт применения рельсошлифовальных поездов на отечественных и зарубежных дорогах, в том числе в США, Германии, Канаде, Австралии, показывает, что периодической профильной шлифовкой рельсов можно повысить их срок службы в 1,5–2,0 раза.

Известно, что оставленные после шлифования волнообразные неровности величиной более 0,25 мм довольно быстро вновь начинают расти. Как показывает практика применения рельсошлифовальных поездов РШП-48 на магистральных участках РЖД шлифовка рельсов имеет ряд существенных недостатков и не дает ожидаемой эффективности в повышении ресурсов рельсов. Так, например, на Западно-Сибирской железной дороге ежегодно для своевременного удаления дефектов производится шлифование более 3200 км рельсов. Несмотря на выполняемые объемы шлифования, количество выходов рельсов по отступлениям геометрических параметров поверхностей катания снизилось только на 10 %, а выход остро-дефектных рельсов по контактно-усталостным дефектам наоборот увеличился на 20 % [155, 172, 199, 257].

3.4 Анализ внутреннего напряженного состояния металла рельса

Внутренние напряжения в рельсах. Наряду с измерениями динамических параметров одновременно на тех же участках и сечениях контролировалось внутреннее напряженное состояние металла рельса по методике, представленной в разделе 2.5.

Записи производились в следующих режимах движения поездов:

- проследование опытного поезда со скоростями 20, 40, 60, 70 км/ч;

 – следование опытного поезда со скоростью два км/ч (статическое нагружение).

В результате измерений получены величины напряжений в подошве рельса (рисунок 3.5). При допускаемом напряжении в металле рельса, равное 350 МПа, рельс имеет трехкратный запас по внутренним напряжениям [108, 111].



Рисунок 3.5 – Внутренние напряжения в рельсах при прохождении маршрутных поездов



Рисунок 3.6 а–в – Распределение напряженности магнитного поля концентраторов напряжений в металле рельса: а – сечение первого канала; б – сечение второго канала; в – сечение третьего канала. Линии: 1 – до шлифовки рельса; 2 – после шлифовки рельса.

Анализ уровня концентраций напряжений Анализ уровня концентраций напряжений в поверхностном слое металла головки рельса был произведен в зоне пробуксовин (дефект №14) с использованием прибора ИКН-ЗМ-12. Усредненные результаты измерений концентрации напряженности приведены на графиках (рисунок 3.6 а – в).

Так, по результатам измерений выполненных до шлифовки и после неё, в продольном сечении первого канала, нет изменений (рисунок 3.6 а). В продольном сечении второго канала (рисунок 3.6, б) после шлифовки зафиксировано двухкратное увеличение амплитуд пиков H_p, как в положительной, так и в отрицательной зонах. В сечении третьего канала (рисунок 3.6, в) напряженное состояние металла в зоне пробуксовины, как до шлифовки, так и после неё остается без существенных изменений. Как известно, усталостная прочность рельса задается сечением, имеющим максимальное значение концентратора напряжения.

Таким образом, шлифование рельсов не устраняет общий уровень концентраторов напряжений в металле рельса, а, наоборот, приводит к дополнительному его увеличению. Этот вывод подтверждается данными статистики об изъятии рельсов из эксплуатации по контактно-усталостным дефектам на Западно-Сибирской железной дороге» [172].

4 АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СТАНДАРТНЫХ КОЛЕСНЫХ ПАР. МЕТОД СИСТЕМАТИЗАЦИИ ФАКТОРОВ ИЗНОСА

4.1 Анализ современного состояния геометрических и динамических параметров стандартных колесных пар.

Исследованиям износа колёсных пар вагонов и локомотивов и способам повышения их долговечности посвящены работы отечественных и зарубежных учёных: С.М. Андриевского, А.П. Буйносова, В.М. Богданова, М.Ф. Вериго, А.Л. Голубенко, И.П. Исаева, В.Н. Иванова, А.Я. Когана, А.С Краева, С.М. Куценко, Д.А. Курасова, А.С. Лисовского, А.Л. Лисицына, Н.А. Панькина, М.П. Пахомова, А.Н. Савоськина, В.В. Савченко, А.И. Скачкова, А.В. Смольянинова, В.П. Феоктистова, В.Н. Шестакова, Л.М. Школьника, С. Ромена и других авторов.

За последнее время (20–30 лет) срок службы колёсных пар подвижного состава существенно снизился. Интенсивность износа гребней колес и боковой поверхности головок рельсов в 16–20 раз выше предусмотренной в технологиях эксплуатации пути и подвижного состава. Это в свою очередь привело к увеличению технологического выхода металла бандажей (порядка 70–80 % от суммарного, по сравнению с 25–30 % технологического выхода 80 - х годов XX века).

Было предложено немало методов снижения интенсивности износа, таких как лубрикация, наплавка гребней и другие методы [28, 31, 35]. Они, несомненно, повышают ресурс колес, однако, по мнению ряда авторов, представляют собой устранение последствий первопричин повышенного износа. Износ гребней бандажей колесных пар непосредственно зависит от коэффициента трения и удельного давления в контакте [28, 40, 41, 48, 154, 246, 248, 251, 258]. При этом повышенные удельные давления в контакте – единственный фактор, отрицательное влияние которого нельзя ликвидировать лубрикацией.

В настоящее время, среди специалистов не существует единого мнения относительно процесса износа гребня и по его интенсивности, не было единого представления о нем и в прошлом. Исторический анализ показывает, что в прошлом резкое увеличение износа рельсов и колёс подвижного состава, как правило, было связано либо с заменой видов локомотивной тяги, либо с повышением массы поездов [28, 175, 226]. Так было при замене паровозной тяги на тепловозную и электрическую [28, 48]. Последний значительный рост интенсивности износа наблюдался с 1985 года, и стал распространённым явлением по всей сети железных дорог. К тому моменту были изменены следующие основные параметры системы «подвижной состав-путь»: закончилась перешивка колеи с 1524 на 1520 мм; возросли масса и длина поезда и нагрузка на ось (с 21 до 23 т); завершен переход с буксовых подшипников скольжения на роликовые подшипники качения, в результате произошла потеря естественной смазки; произведена замена деревянных шпал на железобетонные [175, 219]. Эти изменения, как по отдельности, так и в определённом своём сочетании оказали влияние на катастрофический износ колес и рельсов, который наблюдается в настоящее время.

Мнения специалистов и ученых по причинам сложившегося положения разделились на два направления. Одни считают, что рост интенсивности износа гребней колес обусловлен повышением осевых нагрузок вагонов, уменьшением ширины колеи, увеличением веса поезда, и т.п. Вторая группа специалистов пришла к выводу, что возникло новое качественное явление, которое характеризуется переходом от упругопластических деформаций металла контактирующих поверхностей к их схватыванию с возникновением процесса микрорезания [28]. Профессором И. В. Крагельским [124] установлено, что схватывание металла контактирующих поверхностей может быть при коэффициенте трения скольжения более 0,22 в условиях пластического контакта и наличия смазочной пленки на поверхности раздела и более 0,13 в условиях сухого трения. Таким образом, косвенно выводы второй группы специалистов подтверждают мнение первой группы в том, что основной причиной все-таки является повышение осевой нагрузки, сужение рельсовой колеи, повышение веса поезда.

На рисунке 4.1 приведено распределение сроков службы по пробегу для колес подвижного состава разных типов. Срок службы колес подвижного состава по пробегу может варьироваться в пределах от 250 тыс. км у вагонов трамвая, более чем 2 млн. км у прицепных вагонов высокоскоростных электропоездов семейства TGV. т. е. почти в восемь раз больше [226]. Если рассмотреть распределение по сроку службы, например, колес грузовых вагонов, оно будет выглядеть так, как по-казано на рисунке 4.2.

В одном случае, характеризующемся экстремальными условиями эксплуатации (а), средний срок службы составляет около 250 тыс. км (среднеквадратическое отклонение 67 тыс. км), в другом случае, при более легких условиях (б), приближается к 1 млн. км (среднеквадратическое отклонение 195 тыс. км).



- 1 поездов TGV;
- 2 поездов из вагонов с наклоняемыми кузовами;
- 3 пассажирских вагонов;
- 4 поездов метрополитена;
- 5 грузовых вагонов в тяжеловесном движении;
- 6 обычных грузовых вагонов;
- 7 вагонов.

Рисунок 4.1 – Срок службы колес подвижного состава разных типов



Рисунок 4.2 – Распределение колес грузовых вагонов по сроку службы а – зона экстремальных условий эксплуатации;

б – зона лёгких условий эксплуатации

Видно, что практически идентичные колеса могут иметь разный срок службы. Этот пример дает наглядное представление о значимости условий эксплуатации.

Анализ зарубежных и отечественных исследований указывает на тот факт, что дефекты колес, наблюдавшиеся в 1960–1970-х годах, сохранились и в настоящее время. Положительным фактором является снижение степени серьезности дефектов и уменьшение за прошедшее время их общего числа благодаря мерам, предпринимаемым изготовителями и эксплуатационниками.

Несмотря на значительный объем исследований, проблема интенсивного изнашивания бандажей в настоящее время не решена и пути ее решения вызывают споры. Это обусловлено тем, что усилия многих авторов направлены на решение отдельных частных вопросов этого явления, не увязывая его с другими факторами, влияющими на долговечность колёс [33, 44, 130, 220, 226. 227].

70

4.2 Метод систематизации факторов износа

Широко применяется метод ранжирования [214], который обеспечивает системный подход к исследованиям износа колесных пар с учетом всего многообразия влияющих факторов. Так, ранжирование факторов указанных в литературных источниках, научных работах и в выполненных автором исследованиях, можно разделить на два этапа [168, 217].

Результаты первого этапа ранжирования представляют субъективные мнения авторов - исследователей, отражающие последовательность влияния факторов на ресурс гребней бандажей колесных пар (К1–К23). Характерные места возникновения различных дефектов колеса, их происхождение и дальнейшее развитие показаны на рисунке 4.3.

На втором этапе ранжирования с учетом инженерной логики и результатов



Рисунок 4.3 – Места возникновения дефектов колес,

а, б – дефекты термического проис хождения; г, д, е, – дефекты механи ческого происхождения.

опытов, влияние субъективизма нивелируется. На втором этапе отобрано двадцать три фактора для дальнейших комплексных исследований и анализа. Первые шесть факторов отнесены к "главенствующим", с седьмого по тринадцатый – к "существенным", с четырнадцатого по семнадцатый – к "значимым". Остальные, с 18 - го по 23 -й – к "важным". Далее представлены обозначения и названия факторов (К=1–23) в порядке их значимости.

Главенствующие: К1 – жесткая посадка колес на оси колесной пары; К2 –

разность диаметров колес колесной пары; КЗ – осевая нагрузка; К4 – неперпендикулярность оси колесной пары к продольной оси колеи и тележки; К5 – проскальзывание гребня бандажа колесной пары по головке рельса; К6 – лубрикация колес и рельсов. Существенные: К7 – извилистое движение колесной пары в плане пути; К8 – состояние буксовых направляющих; К9 – параметры поперечного профиля бандажа; К10 – расстояние между внутренними гранями бандажей; К11 – скорость движения поездов в кривых участках пути; К12 – состояние верхнего строения пути; К13 – радиальная установка колесных пар в кривых.

Значимые: К14 – кинематика взаимодействия гребня с боковой гранью головки рельса; К15 – динамика надрессорного строения экипажей; К16 – параметры опорно-осевой подвески тягового электродвигателя; К17 – износ наружного рельса в кривых малого радиуса.

Важные: К18 – твердость бандажа колесной пары (соотношение с рельсом, качество металла); К19 – параметры гасителей колебаний буксового подвешивания; К20 – система управления движением тележки; К21 – величина силы тяги локомотива; К22 – переход подвижного состава на подшипники качения; К23 – подуклонка рельса и возвышение наружного рельса в кривых.

При исследованиях, как справедливо отмечено [214, 215], необходимо учитывать все факторы, т.к не привлекающие в данный момент внимания, мало или совсем неизученные, они могут стать "значимыми", "существенными", "главенствующими" и наоборот смещаться в обратном направлении ранжирования.

4.3 Модель изнашивания поверхности катания стандартного колеса

Согласно накопленному в эксплуатации опыту, установлено, что силы и моменты сил, действующие на колесо со стороны рельса, определяются в результате интегрирования распределений нормальных и касательных напряжений, наличия относительного проскальзывания и сил трения на площадке контакта «бандажрельс». Все это является предметом механики контактного взаимодействия колеса и рельса, в рамках которого для оптимизации профилей колеса и рельса по контактным напряжениям даются следующие рекомендации [15, 106, 130, 163, 220, 226, 230, 237]:

 избегать контактных напряжений, которые превышают предел прочности материала;
– количество точек контакта на поверхностях катания колеса и рельса должны быть две и более;

- менять зазор в колее на прямых участках пути.

Оптимальность профилей колеса и рельса оценивают по следующим критериям:

- износостойкость;

- усталостная прочность;

сопротивление развитию волнообразного износа;

- сведение к минимуму отношения боковых сил тележки к вертикальным;

- сведение к минимуму образования шума;

- достижение максимальной устойчивости движения тележки.

На рисунке 4.4 представлена модель износа колеса стандартной колесной пары. Как известно, контакт стандартного колеса и рельса ограничен областями, выделенными на рисунке 4.4. Конический профиль стандартных колес быстро изнашивается и переходит в более конформный профиль [81, 108, 130, 157, 226, 244, 259, 261, 269]. Но в течение этого периода износа из-за минимальных размеров контактной площадки контактные напряжения значительно превышают допустимое временное сопротивление материала колес и рельсов, которое может иметь трехкратное превышение [24. 25, 226]. В результате таких напряжений в глубине материала рельсов и колес зарождаются зоны концентраторов и усталостных напряжений. Функционально профили рельса и колеса можно разделить на следующие три области: А, В и С (рисунок 4.4). В области А контакт возникает наиболее часто при движении подвижного состава в прямых и кривых, которые имеют относительно большой радиус. Контакт характеризуется следующими свойствами:

 контактные напряжения между рельсом и колесом самые низкие из всех возможных;

- поперечное проскальзывание и сопутствующие ему силы крипа низкие;

 продольное проскальзывание и сопутствующие ему силы крипа больше, чем поперечные, что создает благоприятные условия для устойчивости экипажа.

Геометрические параметры этой области контакта рассчитываются с учетом

оптимизации устойчивости движения подвижного состава с обеспечением в то же время достаточной разности диаметров качения колес, чтобы вписываться в кривых участках пути. Чтобы уменьшить интенсивность износа этой области, конусность здесь должна быть настолько мала, насколько это возможно с учетом требований к вписыванию. Головка рельса в этой области закруглена по наибольшему радиусу, и предпочтительными являются профилированные колеса.



Рисунок 4.4 – Модель постоянного изнашивания стандартного колеса, связанного с гребневым контактом [226]

Площадка контакта в области В мала, и контакт характеризуется весьма сложным напряженным состоянием. Существуют три возможных случая, которые должны учитываться при рассмотрении гребневого контакта. Это двухточечный, одноточечный и конформный контакты. При конформном профиле размер площадки контакта увеличивается, приводя к уменьшению уровня контактных напряжений по сравнению с неконформными профилями.

Двухточечный контакт. Двухточечному контакту присущи интенсивное проскальзывание и изнашивание, в результате которого происходит пластическое течение материала на поверхности катания колеса. Этот вид контакта ограничивает величину разности диаметров качения колес в колесной паре, способность к самоустановке тележек при движении в кривых участках пути и является причиной неустойчивости движения экипажа. Кроме этого, у рельсов проявляются контактноусталостные дефекты выкружки головки. Как показывает опыт, гребень часто подрезается при любом слое смазочного материала, внесенного в зону контакта. Поэтому принято считать, что необходимо любой ценой избегать двухточечного контакта.

Одноточечный контакт. Одноточечный контакт наносит наибольшие повреждения подвижному составу и пути. Обычно контактные напряжения на поверхности катания (рисунок 4.4, область А) колеса грузового вагона находятся в пределах 1300–1700 МПа. Увеличение осевой нагрузки приводит к возрастанию герцевских контактных напряжений пропорционально степени 1/3 от ее величины [25, 226, 254].

Высокие контактные напряжения, имеющие место в условиях интенсивного проскальзывания, вызывают усталостные повреждения на рабочей выкружке рельса. Так, например, в зоне касания гребня колеса и рабочей грани головки наружного рельса уровень расчетных контактных напряжений может достигать 3000 МПа.

Если поверхность катания колеса имеет прокат с образовавшимся корытообразным поперечным профилем, это приводит к существенному увеличению контактных давлений, которые могут иметь место по обеим сторонам этого профиля. Так, при величине проката корытообразного профиля, равного двум миллиметрам, расчетные контактные напряжения на обоих краях могут достигать 6000 МПа, что свидетельствует о значительном пластическом течении материалов [24, 25, 46, 226, 252]. При этом даже в самом благоприятном случае возможно возникновение параллельных трещин на головке рельса, а в самом неблагоприятном – разрушение рабочей выкружки головки рельса.

Одноточечный контакт возникает в результате:

- неправильного расчета профилей колеса и рельса;

- уплощения головки рельса в процессе эксплуатации;

- чрезмерного проката поверхности катания колеса.

Контакт между наружными зонами колеса и рельса (рисунок 4.4, область С) наиболее труден для оптимизации, потому что контакт между рельсом и колесом в этой области заканчивается. Поэтому на границе зоны контакта и нерабочим участ-ком поверхности катания колеса образуется ложный гребень.

При опирании наружной кромки профиля колеса на рельс возникают высокие контактные напряжения вместе со значительным продольным проскальзыванием, смещающим колесо в неправильном направлении. Этот эффект концентрации контакта на колесе и рельсе приводит к уменьшению усталостной долговечности рельса и сопровождается ускоренным изнашиванием гребня второго колеса колесной пары.

Для снижения отрицательного эффекта от этого типа контакта предлагается продолжить профиль колеса от проектного радиуса до места, где он приобретает цилиндрическую форму или конусность 1:3,5. Это должно позволить распространить зону контакта в направлении наружной стороны колеса (рисунок 4.5).



Рисунок 4.5 – Распределение напряжения в металле стандартного колеса и головки рельса

Конформный гребневой контакт Конформный гребневой контакт воикает по мере износа рабочей выкружки рельса и гребня колеса до общего профиля вследствие интенсивного гребневого контакта в кривых. О сложных условиях контакта, при которых формы контактирующих поверхностей становятся и остаются подобными, известно немного [25, 136, 226]. Но, несмотря на это, профиль конформного контакта обладает рядом преимуществ, заключающихся в том, что:

- относительное проскальзывание увеличивает зону контакта;

- удельное давление уменьшается;

 имеет место некоторое течение материалов в направлениях, показанных на рисунке 4.5;

 конформный профиль рельса и колеса длительный период сохраняют конфигурацию и показывают хорошую работоспособность и усталостную долговечность;

 вследствие низких удельных давлений сохраняется пленка нанесенного на поверхность смазочного материала;

 конусность имеет нейтральный характер, т. е. колеса не приобретают большую конусность, как в случае одноточечного контакта.

Таким образом, для стандартных колесных пар рекомендуется, чтобы профили колеса и рельса были конформными, как самый оптимальный профиль поверхности катания. При разработке конформного профиля необходимо учитывать следующие моменты:

– радиусы и длины дуг профиля;

 контакт по касательной при слиянии смежных участков профиля, чтобы обеспечить минимальную возможность образования двухточечного контакта между поверхностью катания и гребнем;

 – допустима некоторая свобода при выборе угла наклона гребня для соответствия существующим стандартам текущего содержания;

 – радиусы рабочей грани рельса должны следовать профилю гребня и плавно переходить в профиль поверхности катания головки рельса, чтобы предотвратить возникновение двухточечного контакта.

Прокат колес и уплощение головки рельсов после подреза гребня становится второй проблемой с точки зрения продления срока службы колес. Участок поверхности В (рисунок 4.4) катания колес рассчитывается с учетом величин проката или остаточного радиуса профиля, при котором конусность остается в определенных пределах. Прокат колеса, выходящий за установленные пределы, и/или уплощение

головки рельса приводят к конформному контакту поверхностей катания. При этом:

 – создается большая конусность для небольших отклонений колесной пары от оси пути;

 вследствие возникновения ложного гребня на наружной стороне колеса при больших отклонениях колесной пары от оси пути создается малая или отрицательная конусность, приводящая к дополнительному изнашиванию рельса;

 возникают высокие контактные напряжения в зоне наружной стороны головки рельса при контакте с ложным гребнем.

Мерами борьбы с прокатом колес или уплощением головки рельсов являются изменение ширины колеи (зазора в колее), использование более твердых рельсов, шлифование рельсов для поддержания выпуклости головки рельса по нужным радиусам и жесткое соблюдение ограничений по величине проката. С другой стороны чрезмерная шлифовка рабочей грани ведет к возникновению двухточечного контакта и дальнейшему ухудшению ситуации [157, 199, 226, 244, 262].

Задачи технической эксплуатации и управления состоянием колеса и рельса должны решаться в том направлении, чтобы свойства профилей рельса и колеса в течение всего срока их службы изменялись по возможности меньше, а восстановление профилей производилось по достижении определенного износа. Поэтому любое, даже половинчатое решение в направлении совершенствования профиля поверхности катания бандажа является положительным.

> 4.4 Анализ кинематической схемы механической системы «стандартная колесная пара – рельсовая колея»

Геометрические параметры колесных пар за последние пятьдесят лет практически не менялись, в то же время нормы содержания рельсовой колеи претерпели существенные изменения. В Таблице 4.1 приведены основные нормы ширины рельсовой колеи в прямых и кривых участках пути, действовавшие в 1950 и с 1970 годах.

Характер контактирования поверхностей катания колеса с головкой рельса

78

(одноточечный или двухточечный) зависит от относительного положения колесной пары в рельсовой колее [262, 263, 269]. На рисунке 4.6 представлены варианты наиболее характерных её положений [256]: первый вариант – касание гребня колеса одной из головок рельсов (рисунок 4.6 б) и на рисунке 4.6 в – движение колесной пары без касания гребней головок рельсов.

Таблица 4.1 – Значения ширины рельсовой колеи, действовавшие в 1950 и с 1970 годах

Год	Ширина колеи, мм	Кривые R, м					
		R=651 и более	R=650-451	R=450-351	R=350 и менее		
1950	1524_{-2}^{+6}	1524_{-2}^{+6}	1530 ⁺⁶ ₋₂	1535 ₋₂ +6	1540_{-2}^{+6}		
1970	1520_{-4}^{+6}	1520 ⁺⁶ ₋₄	1520 ⁺⁶ ₋₄	1520 ⁺⁶ ₋₄	R=300	R=299 и менее	
					1530^{+6}_{-4}	1535_{-4}^{+6}	

В первом случае образуются два замкнутых контура: первый замкнутый контур (I) – «поверхность катания левого колеса – гребень – головка рельса – поверхность катания левого колеса»; второй замкнутый контур (II) – «поверхность катания левого колеса – ось колесной пары – поверхность катания правого колеса – рельсовая колея – поверхность катания левого колеса». В контуре (II) формируются силы, которые являются источником извилистого движения колесной пары.

В расчетной схеме (рисунок 4.6 а) приняты следующие допущения:

 колесная пара и верхнее строение пути считаются абсолютно твердыми телами;

 – боковая поверхность головки рельса в продольном направлении считается прямолинейной;

- не учитывается проскальзывание в точке контакта «колесо-рельс»;

 профили поверхностей катания колес и головки рельса приняты стандартными и неизношенными;

 – контакт в системе «колесо-рельс» принимается одноточечным, а при набегании гребня на головку рельса – двухточечным;

– колесная пара катится по рельсовой колее без учета извилистого движения.



а) схема конструкции стандартной колесной пары;

б) схема контактирования гребня с головкой рельса;

в) схема при отсутствии контактирования гребня с головкой рельса.

Рисунок 4.6 – Кинематическая схема системы «стандартная конструкция колесной пары – рельсовая колея»

Положение колесной пары в рельсовой колее и параметры её извилистого движения зависят от следующих геометрических параметров системы «колесная пара – рельсовая колея»: разности диаметров и величины конусности поверхностей катания колес, ширины рельсовой и колесной колеи.

Перечисленные параметры в механической системе «колесная пара – рельсовая колея» образуют замкнутую размерную цепь, в которой используются следующие обозначения:

z_{кп}, *У_{кп}* – координаты центра колесной пары;

80

*z*_{кк}, *у*_{кк} – координаты кругов катания колесной пары;

*z*_{*рк*}, *У*_{*рк*} – координаты рельсовой колеи;

 d_{n} , d_{n} – диаметры левого и правого колес (в соответствии с рисунком 4.6, $d_{n} < d_{n}$);

2 · b_г – ширина колесной колеи;

2*s* – ширина рельсовой колеи;

 Δ_{y} – величина поперечного смещения центра колесной пары ($O_{\kappa n}$) относительно центра рельсовой колеи ($O_{p\kappa}$).

При наличии разности диаметров колес $\Delta d = |d_1 - d_2| \neq 0$ в процессе поступательного движения колесная пара смещается в горизонтально-поперечном направлении вдоль оси \mathcal{Y} в сторону выравнивания диаметров колес . Величина смещения вдоль оси Δy зависит от величины уклона $\mu_{,9\phi}$ образующей конусности поверхности катания и разности диаметров кругов катания колес Δd и определяется по следующему выражению:

$$\Delta y = \frac{\left| d_1 - d_2 \right|}{4 \cdot \mu_{s\phi}} \ . \tag{4.1}$$

Эта зависимость для различных значений конусности представлена на графике (рисунок 4.7). Например, при разности диаметров колес, равном $\Delta d = 1 \ mm$ и при конусности 1:10, горизонтальное смещение колесной пары относительно продольной оси пути составляет $\Delta y = 10 \ mm$. Для определения условий, при которых происходит касание точек K и P, построены соответствующие прямоугольники полей допусков отклонений колесной и рельсовой колеи (рисунок 4.8). Поля возможных значений зазоров между положениями точек K и P построены для трех вариантов значений разности диаметров колес ($\Delta d = 0$; 0,5 и 1,0 мм) [270]. От точек контактов колеса и рельса (K и P) в положении, соответствующего номинальным размерам, в выбранном масштабе вычерчивают поля значений допусков отклонений колесной и рельсовой колеи. Номинальные значения ширины рельсовой и колесной колеи соответственно равны 1520 и 1506 мм.



Рисунок 4.7 – Зависимость поперечного смещения колесной пары вдоль оси *у* от разности диаметров колес $\Delta d = |d_1 - d_2|$

Поля возможных значений зазоров между положениями головки рельса и гребня колеса строятся между ближними и дальними сторонами полей отклонений ширины колесной и рельсовой колеи. При наличии разности диаметров колес колесная пара смещается в сторону колеса с меньшим диаметром на величину Δy , значение которой берется по формуле (4.1) или по графику (рисунок 4.7). В новом положении, как и в первом случае, выполняют те же построения полей допусков отклонений ширины колесной и рельсовой колеи.

Если поля допусков не накладываются, то зазор между гребнем колеса и головки рельса будет «открытым». Наличие «открытого» зазора указывает на то, что гребень колеса с наибольшей степенью вероятности не касается головки рельса. Если поля допусков касаются или накладываются друг на друга, зазор становится «закрытым». Чем больше величина «закрытого» зазора, тем больше вероятность контакта гребня с головкой рельса, тем больше сила давления гребня на боковую поверхность головки рельса и продолжительность её действия.

При $\Delta d = 0$ (рисунок 4.8 а) центры колесной пары и рельсовой колеи находятся в одной плоскости симметрии ($y_{\kappa n} = y_{p\kappa}$). По обеим сторонам колесной пары между гребнями колес и головками рельсов открытые зазоры равны по величине и из расчета на одну сторону находятся в пределах 3,5–12,5 мм. С наибольшей степенью вероятности это указывает на то, что движение колесной пары в прямых участках пути не сопровождается касанием гребней головки рельсов, а боковой износ имеет минимальную интенсивность.



Рисунок 4.8 – Положения полей зазоров «гребень колеса - рельс» для трех значений разности диаметров колес: $\Delta d = 0; 0, 5; 1, 0$ мм

а – положение гребня и головки рельса при $\Delta d = 0$; б – при $\Delta d = 0,5$; в – при $\Delta d = 1$; \blacksquare – поле допуска уширения рельсовой колеи, равное 4 *мм*; \blacksquare – поле допуска сужения рельсовой колеи, равное 2 *мм*; \blacksquare – поле допуска уширения колесной колеи, равное 1,5 *мм*; \blacksquare – поле допуска сужения колесной колеи, равное - 1,5 *мм*; \blacksquare – открытый зазор, \blacksquare – закрытый зазор (натяг).

При $\Delta d = 1 \ MM$ (допустимое отклонение для вновь сформированных колес [67]) равновесное положение центра колесной пары смещено относительно оси пути на $\Delta y = 10 \ MM$ в сторону колеса, имеющего меньший диаметр (рисунок 4.8 в). В этом случае максимальные величины зазоров равны: открытого – 2,5 мм, а закрытого минус 6,5 мм. При наличии закрытого зазора имеет место упругое отжатие головок рельсов колесной парой.

Например, при слабо изношенной поверхности катания колеса с величиной конусности, равной 1:20, колесной паре для выравнивания диаметров колес при $\Delta d = 1 \ MM$ необходимо сместится в поперечном направлении на $\Delta y = 20 \ MM$. В этом случае во всех интервалах значений допусков ширины колесной и рельсовой колеи зазор «гребень-рельс» является закрытым, а перекрытие полей отклонений составляет минус 7,5 мм и минус 16,5 мм).

Аналогичные построения выполнены для ширины рельсовой колеи 1524 мм и 1512 мм. По результатам этих графических построений построены зависимости величины зазора «гребень – головка рельса» от разности диаметров колес (Δd), для которых построены графики (рисунок 4.9). На графике координатная ось разности диаметров колес делит поле возможных значений зазора «гребень колеса – рельс» на две зоны: открытого (положительные значения) и закрытого зазоров (отрицательные значения).

Как известно, в условиях эксплуатации были использованы три значения ширины рельсовой колеи (1512, 1520 и 1524 мм). Минимальная интенсивность бокового износа была зафиксирована при ширине, равной 1524 мм. Поэтому в данной работе значение соотношения величины разности диаметров колес и зазора «гребень - рельс» для ширины 1524 мм принято в качестве граничного значения между двумя видами интенсивности образования бокового подреза: нормального и интенсивного. Для численной оценки зависимости граничного значения интенсивности образования бокового подреза от разности диаметров колес колесной пары Δd и открытого зазора Δ между гребнем колеса и головки рельса введен коэффициент фактора положения гребня относительно головки рельса:

$$q = \frac{\Delta y}{\Delta} = \frac{\Delta d}{\mu_{s\phi} \cdot \Delta}.$$
(4.2)

Для ширины рельсовой – 1524_{-4}^{+6} мм и колесной – $1506\pm 3_{MM}$ колеи и конусности поверхности катания колес 1:10, граничное значение для коэффициента положения колесной пары составляет q = 1,42. Таким образом, интенсивность бокового износа будет нормальной, если q $\leq 1,42$, а при q $\geq 1,42$ – интенсивным.



•——• – номинальная ширина колеи 1520 мм;

— — минимально допустимая ширина колеи 1512 мм;

≁ ↑ – номинальная ширина колеи 1524 мм.

Рисунок 4.9 – Зависимость величины зазора между гребнем колеса и головкой рельса от разности диаметров колес колесной пары

Представленные выше расчеты выполнены для неизношенного стандартного профиля поверхности катания колеса. Но эти расчеты в определенной степени устанавливают интенсивность износа поверхностей катания колес во всем интервале пробега между обточками колесных пар. Это обусловлено тем, что в соответствии с указанными выше соотношениями в процессе эксплуатации прокат формируется в том месте поверхности катания, которая задается в начале эксплуатации существующей разностью диаметров колес в конкретной колесной паре.

Произведены сравнения износов гребней при наличии разности диаметров колес для колесных пар, находящихся в одной тележке. Установлено, что при наличии в тележке у одной из колесных пар разности диаметров ($\Delta d = 1$ мм) и значительного подреза гребня, на второй колесной паре даже при одинаковых диаметрах колес ($\Delta d = 0$) формируется «наведенный» односторонний подрез гребня, который по величине составляет до 65% от подреза первой колесной пары [270].

При наличии проката N на колесах на уровне 23% от допустимого значения,

величина подреза составляет 76% от допустимого значения подреза. Таким образом, пробег колесной пары лимитируется боковым подрезом гребня, который по интенсивности в три раза превышает износ по прокату. Это соотношение между величинами износов было и до повсеместного применения лубрикации и указывает на то, что применение лубрикации не устраняет причину формирования бокового износа, а только снижает его интенсивность. Как известно, до сужения колеи до 1520 мм (до 1985 г.) соотношение интенсивностей образования бокового подреза и проката была обратной по сравнению с существующей.

4.5 Анализ траекторий движения точек контактов стандартного колеса с головкой рельса

Для определения параметров скольжения гребня по боковой поверхности рельса на рисунке 4.10 в трех проекциях показана зона контакта колеса с рельсом. Точка К является точкой контакта поверхности катания бандажа с рельсом, а точки контактов боковых поверхностей гребня и рельса обозначены соответственно Б и Р. Высоту расположения точек Б и Р относительно поверхности катания, как правило, принимают равной 10 мм.

Точки К, Р и Б находятся в одной вертикально-поперечной плоскости, проходящей через ось вращения колеса. Если колесная пара набегает на рельс под углом атаки α, то точка контакта гребня перемещается на величину «забега» в положение точки Б'. Величина «забега» точки контакта Б' определятся формулой [44]:

$$\lambda = (R_K + t) \cdot tg(\alpha + \gamma) \cdot tg\tau$$
(4.3)

где R_{K} – радиус поверхности катания колеса;

t – расстояние от уровня головки рельса до точки прижатия гребня к боковой поверхности головки рельса (обычно принимают t = 10 мм);

 α – угол набегания колеса на рельс (максимально возможное значение равно 3°), °;

 τ – угол наклона рабочей поверхности гребня к горизонту, °;

γ – угол отвода рельсовой колеи, °.



Рисунок 4.10 – Схема расположения точек контакта бандажа с головкой рельса

На рисунке 4.11 представлена зависимость величины «забега» точки контакта λ от величины угла атаки α колесной пары. Эта зависимость построена для интервала значений $\tau = 65-80^{\circ}$, что соответствует неизношенному профилю и предельно изношенному. С увеличением угла наклона гребня пропорционально увеличивается и высота расположения t точки контакта Б.

Как известно, в процессе продольного движения колесной пары точка на поверхности гребня, контактирующая с головкой рельса, движется по траектории удлиненной циклоиды [54, 249, 250]. На рисунке 4.12 построены проекции на продольную координатную плоскость XOZ траектории двух точек: точка К находится на поверхности катания, точка Б – на боковой поверхности гребня.



Рисунок. 4.11 – Зависимость величины «забега» λ точки контакта гребня с головкой рельса от угла атаки колесной пары



I – удлиненная циклоида – траектория точки Б;

II – обыкновенная циклоида – траектория точки К.

Рисунок 4.12 – Траектории точек контактов поверхностей катания К и гребня Б с рельсом за один оборот колесной пары

Точка К описывает траекторию обыкновенной циклоиды при условии, что качение колеса в колесной паре происходит без проскальзывания по поверхности катания рельса. Точка Б движется по траектории удлиненной циклоиды. Величина радиуса циклоиды зависит от величины λ точки Б'. Точка Б' совершает вращательное движение относительно мгновенного центра поворота, которым является точка

К. При касании гребня головки рельса вращательное движение точки Б' формирует момент сопротивления качению колеса M_C . Радиус r_K момента сопротивления M_C повороту точки Б' относительно мгновенного центра К определяется по уравнению:

$$r_{\rm K} = \sqrt{t^2 + \lambda^2}.$$
(4.4)

Длина скольжения точки контакта Б' гребня по головке рельса за один оборот колеса:

$$L_{\mathbf{K}'} = 2 \cdot \pi \cdot r_{\mathbf{K}'} = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{t^2 + \lambda^2}. \tag{4.5}$$

На рисунке 4.13 построена векторная диаграмма сил трения в точке Б'. При угле атаки α колесной пары, равного нулю, точка контакта гребня \mathcal{F}' находится на вертикальной оси колеса, а относительная величина длины пути скольжения гребня по боковой поверхности головки рельса составляет 2,8 %.



Линии: 1 – траектория точки (K_0) (обычная циклоида);

2 и 3 – траектории точек контакта Б₀ при $\lambda = 0$ и точки *Б*' при $\lambda \neq 0$ (удлиненные циклоиды).

Рисунок 4.13 – Траектории движения точек контактов К₀, Б₀, и Б'

Момент сопротивления качению колеса M_c оказывает сопротивление продольному движению колесной пары и является источником повышенного бокового износа гребня и головки рельса. Величина момента M_c зависит от коэффициента трения и рамной силы – силы нажатия гребня на боковую поверхность головки рельса в точке Б'.

4.6 Особенности формирования сил трения в точке контакта «стандартная колесная пара – рельсовая колея». Лубрикация

На площадке контакта колеса и рельса трение является одним из основных факторов, определяющим процессы динамического взаимодействия колеса и рельса, сцепления, износа, вписывания в кривые, шума колес и безопасности движения в виде вползания гребня колеса на рельс, интенсивности извилистого движения подвижного состава, образования контактно-усталостных дефектов в виде выщербин, а также ползунов в процессе торможения.

В свою очередь коэффициент трения зависит от свойств третьего тела, контактных напряжений, относительного проскальзывания колеса по рельсу, зависящего от угла набегания, профилей поверхностей катания колеса и рельса, динамического вписывания тележек в рельсовой колее и эксплуатационных условий. Вся эта система контакта колеса и рельса образует сложную трибосистему, в которой действуют высокие нормальные и касательные напряжения, а также значительный уровень динамического взаимодействия, всё это приводит к катастрофическому изнашиванию и к снижению уровня безопасности движения.

В прошедшие десятилетия были проведены объемные исследования, направленные на решение указанных проблем по сцеплению [15, 106–108, 154, 223, 246, 251, 258, 264, 272, 273]. Основные работы, посвященные практическому установлению расчетного коэффициента сцепления ψ_K для существующего подвижного состава выполнены и выполняются во ВНИИЖТе [104, 106–108]. Имеется ряд исследований, в которых даются рекомендации об использовании теоретических ме-

90

тодов определения нормативного коэффициента сцепления [174]. Однако, эти методы не получили практического применения, прежде всего вследствие слишком большого многообразия влияющих факторов, которые весьма трудно учесть расчетным путем для каждого конкретного условия.

Как известно, в ПТР в основе установления зависимостей коэффициента сцепления от скорости движения $\psi_{\kappa}(V)$ лежат экспериментальные методы, развитые для условий отечественных железных дорог [107, 154, 157, 226, 249, 252, 258, 261, 263, 269]. При этом используется базирующийся на результатах теоретических исследований метод усредненных сил тяги, разработанный проф. Д. К. Миновым,

Другой наиболее распространенный подход к выбору Ψ_{κ} предусматривает нахождение для выбранных интервалов скоростей движения средних значений коэффициента сцепления, которые определяют зависимость $\Psi_i(V)$. Однако метод усреднения опытных данных в 50 % случаев приводит к неустойчивым режимам движения, повышенному износу колес и рельсов, снижению скорости движения. Применение этого метода может быть обоснованным, когда режим тяги осуществляется с небольшим проскальзыванием без применения песка (принято на большинстве зарубежных железных дорог) [154, 226]. Так, для электровозов постоянного тока значения Ψ_{κ} приняты равными 0,184 – во Франции; 0,18–0,19 – в Италии; 0,2 – в Испании; 0,207 – в Японии и т. д. В условиях эксплуатации отечественных железных дорог значение сцепления f_{cu} колеблется от 0,25–0,33 при благоприятных условиях и до 0,10–0,15 при неблагоприятных условиях и определено только опытным путем [155, 166, 227, 269]. Для нетягового подвижного состава (вагоны) эти исследования по сцеплению применимы для оценки режимов торможения и безопасности движения в виде накатывания гребня на головку рельса.

Международная ассоциация тяжеловесного движения для дальнейшего исследования факторов, оказывающих влияние на сцепление колес локомотива с рельсами, составила перечень вопросов, подлежащих детальному изучению [226]:

1. Основные физические проблемы (зависимости коэффициента трения от скорости скольжения, от касательных сил и продольного скольжения, от боковых

91

сил и поперечного скольжения и т. п.).

2. Зависимость реализуемых коэффициентов сцепления от конструктивных особенностей локомотива (влияние особенностей конструкций колесных пар, буксовых узлов, подвески тяговых двигателей, и т. д.).

3. Методы повышения сцепления (использование различных методов физической и химической очистки поверхностей бандажей и рельсов и др.).

Основные сведения о трении скольжения из классических источников по трибологии. В процессах взаимодействия колеса и рельса основную роль выполняет трение, исследованию которого посвящены работы многочисленных авторов



Рисунок 4.14 – Зависимость коэффициентов трения скольжения (f) от абсолютной скорости скольжения (v) для трех уровней нагрузки: 1 – малой; 2 – средней и 3 – большой [233]

[43, 107, 122, 124, 128, 154, 196, 223, 231–234, 246, 256, 258]. По величине перемещения в зависимости от приложенной силы различают: силу трения движения и силу трения покоя. В зависимости от кинематических признаков, относительного перемещения, различают несколько видов трения, которые можно объединить в две основные группы: трение скольжения и качения.

Трение скольжения. Положение максимума на кривой силы трения скольжения от скорости движения зависит от давления на трущуюся пару и от твёрдости поверхностей каждого из трущихся тел (рисунок 4.14): чем больше давление и чем твёрже поверхность тела, тем ближе к началу координат располагается максимум. В некоторых случаях возрастающая ветвь кривой отсутствует. С учетом значений осевой нагрузки и твердости поверхностей катания колес и рельсов для сил сцепления наиболее полно соответствует зависимость в виде кривой 3 (рисунок 4.14). Кривую трения скольжения (рисунок 4.14, кривая 3) можно разделить на три зоны, которые отражают основные её особенности. Первая зона – это начальное значение силы трения при нулевой скорости проскальзывания колеса по рельсу (F_{II} – зона "покоя"). Вторая зона – от максимума силы "покоя" и с увеличением от нулевой точки отсчета относительной скорости скольжения колеса повышается сила трения (F_{Kp} – трение крипа). Третья зона – после прохождения максимума ($F_{II} + F_{Kp}$) сила крипа уменьшается с увеличением относительной скорости скольжения (зона боксования или юза)).

Существуют и ряд других теорий. Теория трения И. В. Крагельского [124] рассматривает процесс трения как результат преодоления адгезионных связей, возникающих на площадках фактического контакта, и объемного деформирования внедрившихся неровностей тонкого поверхностного слоя. В теории трения колеса по плоскости Лужнова Ю.М. [154] рассматриваются молекулярные взаимодействия между трущимися телами. П. А. Ребиндер и Г. И. Епифанов отдают предпочтение пластическим деформациям, происходящим в поверхностных слоях трущихся тел. Ф. Боуден и Д. Тейбор – проявлению в зоне контакта прочных адгезионных связей между телами и сопротивлению срезу образовавшихся мостиков сваривания. Многообразие взглядов на природу трения определяется главным образом различной оценкой степени влияния тех или иных факторов на трение твердых тел.

Наибольшее распространение получила молекулярно-механическая теория И. В. Крагельского, согласно которой коэффициент трения твердых тел имеет две составляющие: молекулярную f_{мол}, определяющуюся молекулярным взаимодействием, и деформационную f_{деф}:

$$f = f_{MOI} + f_{\partial e\phi} \,. \tag{4.6}$$

Свойства деформационной составляющей $f_{\text{деф}}$ оценить действием молекулярных сил ввиду сложности структуры тел пока нет возможности. Поэтому коэффициент $f_{\text{деф}}$ определяют с помощью специально поставленных опытов и известных уже представлений о природе вещества. При расчете коэффициентов трения твердых тел для случаев упругого f_y и пластического f_{Π} их контактов И. В. Крагельским и Н. М. Михиным предлагаются выражения:

$$f_{y} = \frac{2.4 \cdot \tau_{0}}{P_{c}^{0.2}} \cdot \left(\frac{R}{h_{\max}}\right)^{0.4} \cdot \left(\frac{1-\mu^{2}}{E}\right)^{0.8} + \beta + 0.5 \cdot \alpha \cdot \left(\frac{h_{\max}}{R}\right)^{0.4} \cdot \left(\frac{P_{c} \cdot (1-\mu^{2})}{E}\right)^{0.8};$$
(4.7)

$$f_{II} = \frac{\tau_0}{HB} + \beta + 0.44 \cdot \left(\frac{h_{\text{max}}}{R}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{P_c}{E}\right)^{0.25},$$
(4.8)

где τ_0 – прочность на срез адгезионной связи, МПа;

β – пьезокоэффициент;

 P_{c} – контурное давление, МПа;

R – радиус кривизны траектории неровности, м;

h_{max} – высота наибольшей неровности, мм;

Е – модуль упругости материала, МПа;

α – коэффициент гистерезисных потерь;

μ – декремент затухания;

НВ – твердость материала.

Коэффициенты трения по выражениям (4.8) определяются для случая трения "покоя", когда изменения свойств материала со временем являются слабо выраженными [124].

При движении относительно друг-друга двух контактирующих тел коэффициент трения зависит от относительной скорости скольжения υ и для его определения используются несколько выражений, на которые следует обратить внимание [233, 234]. Так, зависимость коэффициента трения скольжения, полученная И.В. Крагельским, выражается следующей формулой [124]:

$$f = (a + b \cdot \upsilon) \cdot e^{-c \cdot \upsilon} + d , \qquad (4.9)$$

где α, b, c, d – константы, зависящие от состояия поверхностей и давления нажатия контактирующих тел.

Коэффициент трения по формуле Боше:

$$f = \frac{k}{1 + 0.03 \cdot \upsilon} \quad , \tag{4.10}$$

где *v* – скорость абсолютного скольжения, м/сек;

k – коэффициент трения скольжения для очень сухих поверхностей – 0,31; для сухих – 0,22; для мокрых – 0,14.

Коэффициент трения по формуле Вихерта:

$$f = \frac{1 + a \cdot \upsilon}{1 + b \cdot \upsilon} f_0 \quad . \tag{4.11}$$

При использовании формулы (4.11) для чугунных тормозных колодок по

стальным бандажам: α=0,0112; b=0,06; υ – скорость скольжения в км/час;

 f_o – для сухих поверхностей равно 0,45 и для влажных – 0,25.

Коэффициент трения по формуле Франке:

$$f = f_0 \cdot e^{-c \cdot \upsilon}, \tag{4.12}$$

где v – скорость абсолютного скольжения, м/сек;

 f_0 и с – коэффициенты для различных пар металла (Таблица 4.2).

Таблица 4.2 – Значения коэффициентов трения скольжения для формулы (4.12).

Материал контактной пары тел	f_0	С
Чугун-сталь, сухие	0,29	0,4
Ковкая сталь - ковкая сталь, сухие	0,29	0,2
Ковкая сталь - ковкая сталь, влажные	0,24	0,34

По данным российских исследователей ВНИИЖТ зависимость коэффициента трения от скорости скольжения выражается следующей формулой:

$$f = \frac{17}{\sqrt{P} \cdot (\upsilon + 40)} , \qquad (4.13)$$

где Р – нагрузка на стандартную чугунную тормозную колодку, т;

υ – скорость поступательного движения, км/час.

Значения, полученные по уравнениям (4.9–4.13) и кривую трения скольжения между двумя телами (рисунок 4.14, кривая 3) можно также разделить на три зоны, которые отражают основные их особенности. Первая зона – это начальное значение силы трения при нулевой относительной скорости скольжения двух тел: зона "по-коя" F_{II} . Вторая зона – от максимума силы "покоя" и с увеличением от нулевой точки отсчета относительной скорости скольжения повышается сила трения. Третъя зона – после достижения максимума $F^{\text{пах}}$ и с дальнейшим увеличением относительной скорости скольжения В терминологии железнодорожной науки о сцеплении называются трения в терминологии железнодорожной науки о сцеплении называются трением «крипа». Сила «крипа» в точке контакта колеса и рельса в режиме выбега имеет следующую зависимость [49]:

$$K = N \cdot \frac{\varepsilon_K^{\Sigma}}{V} \tag{4.14}$$

где ε_{K}^{Σ} – абсолютная скорость проскальзывания колеса по рельсу, м/с;

V – поступательная скорость движения колесной пары, м/с;

 $N = 53\sqrt{P^{Z} \cdot r_{C}}$ – коэффициент крипа, кH;

*r*_C – средний радиус поверхности катания колеса, м;

 P^{Z} – осевая нагрузка, кН.

Трение качения. Физическая сущность качения цилиндра по поверхности впервые была объяснена Рейнольдсом [233], который свёл трение качения к обычному трению скольжения. Идея Рейнольдса заключается в следующем. При качении колеса (рисунок 4.15) при последовательном перемещении контакта из данного места и появлении его в новом, точки плоскости a, a', b', b будут стремиться сблизиться; соответствующие же точки колеса вследствие упругости будут удаляться друг от друга. Принято, что область контакта разделяется на три участка: два участка скольжения aa' и bb' и один участок сцепления a'b'. Для этой схемы формирования силы трения качения Кулон предложил следующую формулу:

$$T = \frac{k}{r} \cdot P \quad , \tag{4.15}$$

где r – радиус цилиндра, м;

Р – вес цилиндра, Н;

k – коэффициент трения качения, представляющий собой полухорду зоны сжатия и имеющий линейную размерность (для трущейся пары закаленной стали по стали k = 0,00001 м [233]).

Таким образом, трение качения формируется трением скольжения в пятне контакта колеса и рельса, которое действует на двух участках навстречу друг - друга, а энергия механического сопротивления качения преобразуется в энергию износа и тепла.



Рисунок 4.15 – Взаимодействие колеса с плоскостью в процессе качения

Обоснование формирования сил трения в пятне контакта «колесо-рельс» как элемента системы «колесная пара – рельсовая колея» находится в двух областях механики: кинематики и динамики движения подвижного состава. Как известно, пятно контакта является мгновенным центром поворота колеса. При чистом качении пятно контакта на поверхности катания колеса имеет скорость перемещения относительно пятна контакта рельса, равную нулю. Следовательно, в пятне контакта действует только реакция в виде суммы сил трения "покоя" F_{π} и качения Т. При движении с проскальзыванием колеса по рельсу, что характерно для колес колесной пары, в пятне контакта формируется сила реакции сцепления, равная сумме следующих составляющих сил трения скольжения: "покоя" F_{Π} и «крипа» F_{Kp} . Трение качения T в сравнении с трением $F_{II} + F_{Kp}$ значительно меньше, поэтому в дальнейших расчетах сил сцепления колес колесной пары трение Т не учитывается. Следует отметить, что представленные силы трения формируют результирующий вектор силы сцепления в пятне контакта «колесо-рельс», который имеет постоянное значение для определенных условий по сцеплению, а его направление, как силы реакции на площадке контакта, зависит от направления воздействия внешних сил.

Основными координатными направлениями движения колесной пары является продольное движение по рельсовой колее и поперечное – перпендикулярное относительно продольного направления. Между этими направлениями существует взаимозависимость в распределении между ними результирующего вектора силы сцепления в пятне контакта «колесо-рельс» [249, 254]. Влияние поперечной внешней силы, на продольную составляющую силы сцепления в пятне контакта «колесо-рельс» можно продемонстрировать на векторных круговых диаграммах. Окружности с радиусом $O_K 2$ (рисунок 4.16 б, г, е) являются геометрическим местом критических значений результирующего вектора суммы сил сцепления $F_{II} + F_{Kp}$, а окружности с радиусом $O_K 1$ (рисунок 4.16 б, г, е) – геометрическим местом критических значений вектора сил трения «покоя»; окружности с радиусом $O_K 3$ (рисунок 4.16 а, б, в, г) – геометрическим местом критических значений результирующего вектора относительной скорости проскальзывания $\overline{\mathcal{E}}_K^{\Sigma}$. Вектор F_K^{Σ} в режиме тяги может занимать любое положение в верхнем секторе окружности, а в режиме торможения – в нижнем.



(а – г) – сил сцепления; (д – з) – скорости проскальзывания колеса. Рисунок 4.16 – Векторные диаграммы в точке контакта «колесо-рельс»

Для большей наглядности процесса распределения сцепления между направлениями вектор продольной силы сцепления \overline{F}_{K}^{x} на всех диаграммах представлен с фиксированным значением внешней силы (силы тяги), действующей на этом направлении (рисунок 4.16 а, б, в, г). Если вектор $\overline{\mathcal{E}}_{K}^{\Sigma}$ находится внутри круга O_{K} 3 (рисунок 4.16 а и в), то увеличение поперечной внешней силы не влияет на значение силы сцепления в продольном направлении \overline{F}_{K}^{Y} (рисунок 4.16 г). В этом случае имеет место следующая зависимость:

$$F_{K}^{\Sigma} = \sqrt{\left(F_{K}^{X}\right)^{2} + \left(F_{K}^{Y}\right)^{2}}$$
(4.16)

С дальнейшим увеличением внешней поперечной силы сила сцепления $\overline{F}_{K}^{\Sigma}$ выходит на участок с отрицательным наклоном своей характеристики – зоны боксования колесной пары в режиме тяги (рисунки 4.16 г, з) – и её значение резко падает. В этой зоне направление результирующей силы сцепления $\overline{F}_{K}^{\Sigma}$ уже определяется соотношением относительных скоростей проскальзывания $tg\gamma = \varepsilon_{K}^{x}/\varepsilon_{K}^{y}$ (рисунок 4.16 з). Для значений \overline{F}_{K}^{x} и \overline{F}_{K}^{y} действуют следующие зависимости: $F_{K}^{x} = \sin \gamma \cdot F_{K}^{\Sigma}$ и $F_{K}^{y} = \cos \gamma \cdot F_{K}^{\Sigma}$ (рисунок 4.16 з). Таким образом, увеличение только внешней поперечной силы (центробежная сила, ветровая нагрузка и т.д.) можетприводить к выходу результирующего вектора сцепления за критическое значение, что является причиной значительного снижения силы сцепления в продольном направлении в пятне контакта «колесо-рельс».

Особенности формирования сил сцепления стандартной колесной пары обусловлены извилистой траекторией поступательного движения колесной пары в горизонтальной плоскости. Механизм формирования извилистого движения стандартной колесной пары состоит из конусной поверхности катания колес и жесткой посадки колес на оси колесной пары. Согласно существующей теории извилистого движения [13, 25, 49, 80, 121, 140, 143, 145, 148, 246, 249, 262], её источником является «паразитное» проскальзывание колес по рельсам, в процессе которого совершают работу силы «крипа» (силы сцепления), которые представлены следующими зависимостями:

 – силы крипа левого колеса в продольном и поперечном направлениях соответственно:

$$F_{Kp,\Pi}^{x} = \frac{K}{V} \cdot \left(-V - \dot{\psi} \cdot s + \omega \cdot r_{\Pi}\right); \qquad (4.17)$$

$$F_{Kp.J}^{Y} = \frac{K}{V} \cdot \left(-\dot{y} + V \cdot \psi\right) \cdot$$
(4.18)

 – силы крипа правого колеса в продольном и поперечном направлениях соответственно:

$$F_{Kp.\Pi}^{x} = \frac{K}{V} \cdot \left(-V + \dot{\psi} \cdot s + \omega \cdot r_{\Pi}\right) ; \qquad (4.19)$$

$$F_{K_{p,\Pi}}^{Y} = \frac{K}{V} \cdot \left(-\dot{y} + V \cdot \psi\right) , \qquad (4.20)$$

где $r_{\Pi} = r_{C} - n \cdot y + \eta_{\Pi}$ – текущее значение радиуса круга катания левого колеса; $r_{\Pi} = r_{C} + n \cdot y - \eta_{\Pi}$ – текущее значение радиуса круга катания правого колеса; $K = 53\sqrt{P^{Z} \cdot r_{C}}$ – коэффициент крипа [49], кН;

V – поступательная скорость движения колесной пары, м/с;

2s – расстояние между кругами катания колес колесной пары, м;

n – уклон образующей конусной поверхности катания колеса (n = 0,05);

*r*_C – средний радиус поверхности катания колеса, м;

ω – угловая скорость вращения колесной пары, рад/с;

у – значение разности между координатами траекторий рельсовой колеи и движения колесной пары, м;

 η_{π} – текущее значение амплитуды горизонтальной неровности левого рельса, м;

 η_{Π} – текущее значение амплитуды горизонтальной неровности правого рельса, м;

 $\dot{\psi}$ – угловая скорость извилистого движения колесной пары, рад/с.

Противоположные знаки при членах ($s \cdot \psi + \omega \cdot r$) в выражениях (4.17) и (4.19) указывают на то, что при вращении колесной пары, совершающей поступательное движение, проскальзывание колес происходит разнонаправлено: колесо с большим диаметром движется в режиме торможения, а второе колесо с меньшим диаметром – в тяговом режиме относительно первого. Следует отметить, что результаты расчетов с использованием уравнений (4.17–4.20) при трогании с места дают неопределенные значения в виде бесконечности (при V = 0) или нулю (при $\bar{\varepsilon}_{K}^{\Sigma} = 0$) при наличии тягового усилия на колесной паре.

Извилистое движение колесной пары имеет вид синусоиды, которая при су-

ществующем соотношении амплитуды h и длины волны L_{изв} может быть с достаточной степенью точности представлена круговой кривой, радиус кривизны которой определяется по формуле:

$$R = \frac{L_{u_{36}}^2}{8 \cdot h} - h^2, \qquad (4.21)$$

где $L_{_{u_{36}}}$ – длина волны извилистого движения колесной пары, м;

h – амплитуда волны извилистого движения колесной пары, м.

Центробежная сила с учетом соотношения (4.21) имеет следующую зависимость:

$$P_{K\Pi}^{Y} = \frac{8 \cdot h \cdot m \cdot V^{2}}{L_{\mu_{36}}^{2}}, \qquad (4.22)$$

где m – масса осевой нагрузки колесной пары, кг;

V – скорость поступательного движения подвижного состава, м/с.

После подстановки уравнения (4.22) в соотношение (4.16) и решения его относительно продольной составляющей силы сцепления получено:

$$F_{K\Pi}^{X} = \sqrt{\left(f_{\max} \cdot P^{z}\right)^{2} - \left(\frac{8 \cdot h \cdot m \cdot V^{2}}{L_{u_{36}}^{2}}\right)^{2}}$$
(4.23)

где f_{max} – коэффициент трения скольжения по рельсам стандартной колесной пары ($f_{max} = 0.33$);

 P^{z} – осевая нагрузка колесной пары (245 кН).

Таким образом, в соответствии с выражением (4.23) сила сцепления в продольном направлении в пятне контакта «колесо-рельс» в квадратической зависимости снижается с ростом скорости поступательного движения, а также и с уменьшением длины волны извилистого движения за счет увеличения реакции в поперечном направлении от роста центробежной силы. Кроме этого, существенным недостатком этой методики оценки сил сцепления в пятне контакта «колесо-рельс» является то, что в ней не учитывается одна из составляющих трения скольжения в виде трение «покоя». Это обусловлено тем, что трение «покоя» и начальная зона трения крипа «съедается» «паразитным» проскальзыванием колес в колесной паре по рельсам.

На основании приведённых исследований задача дальнейшего повышения коэффициента сцепления в контакте «колесо-рельс» в рамках конструкции стандартной колесной пары проблематично в связи с тем, что её движение по извилистой траектории является необходимым условием обеспечения приемлемой интенсивности бокового износа гребней колес и рельсов.



Рисунок 4.17 – Зависимость продольной силы сцепления стандартной колесной пары от скорости движения подвижного состава при $P_{ct} = 225,6$ кH, f = 0,33: а) Линии: 1 – h=5; 2 – h=10; 3 – h=15; 4 – h=20; 5 – h=25 мм; при L = 20м; б) Линии: 1 – L=100; 2 – L=80; 3 – L=60; 4 – L=40; 5 – L=20 м; при h = 10мм; 6 – расчетная зависимость предельной силы сцепления с учетом взаимного проскальзывания колес в колесной паре и извилистого движения (h=10, L = 20м); 7 – расчетная зависимость силы сцепления по методике ПТР.

Для эффективного повышения сцепления в контакте «колесо-рельс» и существенного снижения их износа необходимо создание новой конструкции колесной пары, в которой бы отсутствовал механизм извилистого движения и, соответственно, «паразитное» проскальзывание колес колесной пары по рельсам. Лубрикация боковой поверхности головки рельса и гребней колес Как известно, с ростом грузонапряженности железнодорожных линий связан и рост интенсивности износа рельсов и колес. Со времен паровозной тяги для снижения износа рельсов и колес применялась лубрикация. Эффективность системы лубрикации проявляется в снижении расхода энергии, износа колес и рельсов при минимизации воздействия на тяговые характеристики и движение экипажей в кривых [22, 28, 34, 226].

Применяются три типа устройств для лубрикации рельсов и колес: передвижные лубрикаторы, локомотивные и напольные гребнесмазыватели. Эффективность лубрикации состоит в следующем [31, 226]:

- снижение износа боковой поверхности головки рельсов и гребней колес;

- сокращение расхода топлива или электроэнергии на тягу поездов;

- снижением шума при взаимодействии колеса и рельса.

Главным критерием эффективности лубрикации является интенсивность изнашивания рельсов и колес. Предельно допустимые нормы интенсивности изнашивания боковых поверхностей головок рельсов в мм на 1 млн. т брутто пропущенной поездной нагрузки с учетом кривизны железнодорожного пути (Таблица 3.5), которые действуют на сети дорог РЖД приведены в Таблице 4.3

Таблица 4.3 – Предельно допустимые показатели интенсивности изнашивания боковой поверхности головок рельсов и гребней колес [226]

Показатель	Интенсивность изнашивания в зависимости от радиуса кривых R и степени кривизны пути
Интенсивность изнашивания боко-	Не более 0,66 при R < 300 м;
вой поверхности головки рельса,	не более 0,05 при R = 301–500 м;
мм/1 млн. т	не более 0,04 при R = 501–1000 м;
	не более 0,025 при R > 1000 м
Интенсивность изнашивания греб-	Не более 0,40 при R <650 м;
ней колес локомотивов,	доля кривых 10–15 %;
мм/10 ⁴ км	не более 0,50 для горных районов

С использованием трибометра дается оценка коэффициента трения, которая представлена в Таблице 4.4

Установлено, что в реальных условиях эксплуатации экономия энергии на

участках с большим количеством кривых находится в пределах 6–12 % [226]. Экономия энергии складывается из снижения сил трения в контакте гребня колеса и боковой поверхности головки рельса, относительного проскальзывания, а также снижения сопротивления при вписывании тележек в кривые.

Установлено, что в реальных условиях эксплуатации экономия энергии на участках с большим количеством кривых находится в пределах 6–12 % [226]. Экономия энергии складывается из снижения сил трения в контакте гребня колеса и боковой поверхности головки рельса, относительного проскальзывания, а также снижения сопротивления при вписывании тележек в кривые.

Таблица 4.4 – Экспертная таблица эффективности лубрикации [226]

	Оценка
Наблюдаемое состояние боковой поверхности головки рельса	коэффициента
	трения
Грубая, со следами вырывов от схватывания	Около 0,6
Грубая, изборожденная	0,45–0,6
Гладкая, блестящая, несмазанная	0,35–0,45
Гладкая, со следами смазочного материала на 10-40 % поверхности	0,30–0,35
Гладкая, на 40-60 % покрытая смазочным материалом	0,25–0,30
Гладкая, на 60–90 % покрытая смазочным материалом	0,20–0,25
На 100 % покрытая тонким слоем смазочного материала	0,15–0,20
На 100 % покрытая толстым слоем смазочного материала темного	
цвета	Менее 0,15

Считается, что применение лубрикации является экономически эффективным, если сокращение эксплуатационных расходов, связанных с износом в контакте колесо- рельс, не менее чем в 3 раза превышает затраты на лубрикацию.

Проблемы лубрикации:

 – повышение уровня степени контактно-усталостных повреждений выкружки головки рельсов и поверхности катания колес;

- наличие проката колес существенно снижает положительные эффекты;

– способствует вкатыванию гребня колеса на рельс в кривых при неодинако-

вом уровне смазывания центральной опоры тележки и внутреннего рельса.

4.7 Разработка и обоснование нестандартного поперечного профиля бандажа для грузовых локомотивов для горных участков железных дорог

На участке Новокузнецк-Таштагол Западно-Сибирской железной дороги с вводом в эксплуатацию электровозов серии ВЛ10^У произошло резкое увеличение интенсивности бокового износа гребней бандажей колесных пар всех типов подвижного состава и боковой поверхности головок рельсовых нитей. Это послужило основанием для разработки нового поперечного профиля поверхности катания бандажа.

Для уменьшения интенсивности нарастания подреза гребней и боковой поверхности головок рельсов в кривых участках пути для условий эксплуатации Западно-Сибирской железной дороги в ОмГУПСе (ОмИИТе) был разработан новый поперечный профиль поверхности катания колес, который представлен на рисунке 4.18. Как было отмечено в разделе 3, начальное положение колеса относительно рельса задает интенсивность износа и его местонахождение на поверхности катания колес на весь период эксплуатации колесной пары.

Целью разработки нового профиля поверхности катания колеса было обеспечение снижения интенсивности образования подреза гребня. При этом необходимо было выполнить условие: параметры нового профиля поверхности катания не должны нарушать нормативные параметры и размеры, обеспечивающие безопасность движения подвижного состава.

Основные отличия нового поперечного профиля поверхности катания колеса сводятся в замене прямолинейной образующей конуса на криволинейный контур и в увеличении радиуса выкружки гребня. При увеличении значения радиуса выкружки было выполнено условие, которое состоит в том, чтобы не было внесено изменений в величину ширины колесной колеи. Для этого в качестве границы изменения величины радиуса выкружки принята точка К, в которой производят измерения толщины гребня и ширины колесной колеи (рисунок 4.18).

В результате такого выбора точка К выполняет роль точки сопряжения дуги выкружки с прямолинейной образующей боковой поверхности гребня. Криволи-

105

нейный контур поверхности катания образует дуга окружности с радиусом, равного радиусу поверхности катания рельса, который равен 500 мм. Положение точки сопряжения В дуги с прямолинейной образующей поверхности катания задается параметром (а), который равен 38 мм. Это значение соответствует крайнему положению криволинейного контура изношенной поверхности, которое получено в результате статистической обработки результатов измерений изношенных профилей поверхности катания колес в эксплуатации.



Рисунок 4.18 – Расчетная схема для определения параметров поперечного профиля (типа «ОмИИТ») поверхности катания колеса

С учетом принятых значений основных параметров нового профиля поверхности катания определено максимально допустимая величина радиуса выкружки (r_{max}) из условия наличия общей касательной в точке сопряжения (F) (рисунок 4.18). Координаты центра (O_1) дуги выкружки с радиусом (r_{max}) находится из решения системы уравнений:

$$x_{01}^{2} + y_{01}^{2} = (R - r_{\max})^{2} ;$$

$$y_{01}^{2} = -\left(x_{01} - m + \frac{r_{\max}}{\sin\gamma}\right) \cdot tg\gamma ,$$
(4.24)

где x_{01} и y_{01} – координаты центра O_{01} , мм;

$$m = a + c + \frac{1}{tg\gamma} \cdot \left(\sqrt{R^2 - a^2} - d\right) -$$
расстояние от начала координат (O_{01}) до точки

пересечения (D) образующей конуса гребня с осью ($O_{0l}X$);

с – расстояние от оси координат (Y) до вертикальной оси круга катания;

d – высота криволинейной части поперечного профиля поверхности катания
 (высота между точками сопряжений В и К);

γ – угол наклона образующей конуса гребня.

После подстановки первого уравнения системы (4.24) во второе получено выражение для координаты центра сопряжения y_{01} :

$$y_{01} = \frac{\left(m - \frac{r_{\max}}{\sin\gamma}\right) \cdot tg\gamma + \sqrt{\left(1 + tg^{2}\gamma\right) \cdot \left(R - r_{\max}^{2}\right) - tg^{4}\gamma \left(m - \frac{r_{\max}^{2}}{\sin\gamma}\right)^{2}}{1 + tg^{2}\gamma} \quad . \tag{4.25}$$

После определения (y_{01}) значение (x_{01}) находится с использованием первого уравнения системы уравнений (4.24). Выполненные расчеты показали, что максимально допустимое значение радиуса сопряжения равно r = 28,7 мм.

Для профиля типа «ОмИИТ» получены выражения для приращения радиуса круга катания колес в точке контакта с рельсом:

для левого колеса:

$$\Delta r_1 = 2.58 - \sqrt{2.58 - (0.038 - y_{KE} - \eta_1)^2} \quad ; \tag{4.26}$$

для правого:

$$\Delta r_2 = 2.58 - \sqrt{2.58 - (0.038 - y_{KE} - \eta_2)^2} , \qquad (4.27)$$

где η_1 и η_2 – координаты горизонтальных неровностей рельсовых нитей, мм.

Величина горизонтально-поперечной составляющей осевой нагрузки зависит от угла наклона касательной к профилю бандажа в точке контакта. Угол наклона касательной определяется:

для левого рельса:

$$tg\beta_{1} = \frac{0.038 - y_{KE} - \eta_{1} + \alpha_{KE}h_{KE}}{\sqrt{0.508^{2} - (0.038 + y_{KE} - \eta_{1} - \alpha_{KE}h_{KE})^{2}}};$$
(4.28)

для правого:

$$tg\beta_{2} = \frac{0.038 - y_{KE} - \eta_{2} + \alpha_{KE}h_{KE}}{\sqrt{0.508^{2} - (0.038 + y_{KE} - \eta_{2} - \alpha_{KE}h_{KE})^{2}}} .$$
(4.29)

Зависимости 4.26–4.29 могут быть использованы при составлении математической модели динамики подвижного состава с нестандартными профилями бандажей.

4.8 Результаты испытаний локомотивов с нестандартными профилями поверхностей катания бандажей.

Несмотря на возможности современных методов математического моделирования с использованием новейших ПК, роль натурных испытаний занимает важное место в исследованиях особенностей движения и износа конструкций подвижного состава [19, 103, 108, 129, 146, 169, 246, 251, 264, 271].

На первом этапе динамических испытаний был выполнен анализ реализованных скоростей движения поездов (грузовое движение). Для определения среднестатистической величины скорости использовалось следующее выражение:

$$V_{cp} = \frac{\sum V_i P_i}{n} \tag{4.30}$$

где V_i – величина i-ой скорости в кривом участке пути, км/ч;

Р_і – частота повторения і-й величины скорости;

n – количество обработанных значений (n=i).

Для оценки разброса скорости от средней величины определена величина дисперсии по следующему выражению:

$$D = \frac{\sum_{i=1}^{n} (V_i - V_{cp})^2}{n} \quad . \tag{4.31}$$
Расчетная скорость движения поезда в зависимости от действительного возвышения наружного рельса в кривой определялась по формуле:

$$h = 12, 5 \cdot \frac{V^2}{R} - 114 , \qquad (4.32)$$

где h – возвышение наружного рельса, мм;

V – задаваемая скорость движения, км/ч;

R – радиус кривой, м.

Формула составлена с учетом величины непогашенного ускорение, равного 0,7 м/с². По формуле (4.32) построены зависимости h = f(V) для различных радиусов. На полученные графики h = f(V) нанесены штрихи, соответствующие действительным скоростям движения поездов $V_{\phi a \kappa m}$, а пунктирными линиями – максимальные h_{max} и минимальные h_{min} возвышения наружного рельса. Из графика видно (рисунок 4.19), что все значения действительной скорости движения $V_{\phi a \kappa m}$ меньше разрешенных и меньше (в среднем в 1,5–2 раза ниже) соответствующих возвышению наружного рельса.

Для проведения динамических исследований формировался специальный поезд, состоящий из динамометрического вагона [108], которому с обеих сторон прицеплены локомотивы. Такое формирование специального поезда обеспечивает возможность челночного движения с установленными скоростями движения.

Динамические испытания подвижного состава проводились на тех же участках, на которых были выполнены измерения динамических параметров пути. Как известно, конфигурация поперечного очертания поверхности катания колес оказывает значительное влияние на динамику подвижного состава и интенсивность износа колес и рельсов. Из практики эксплуатации подвижного состава на участках с большими уклонами и числом кривых малого радиуса установлено, что интенсивность износа гребней бандажей колесных пар можно снизить путем изменения поперечного профиля поверхности катания колес. Например, используются такие профили: стандартный профиль, профиль ВИИИЖТа, ДМЕТИ, опытный-ФРГ, профиль Хеймана и другие.



Рисунок 4.19 – Зависимость расчетного возвышения от скорости движения в кривом участке пути (R = 300м) [108].

О возможных причинах интенсивности бокового износа рельсов при различных видах тяги нет единого установившегося мнения [36–38, 40, 47, 109 135, 163, 205, 216, 262, 263]. Известно, что в зависимости от особенностей профиля пути в плане, для локомотивов характерны три разновидности износа профиля бандажа:

1) износ по кругу катания опережает износ гребня. При этих условиях качение бандажа переходит с двухточечного на одноточечный контакт и износ гребня прекращается;

2) износ гребня опережает износ круга катания. Этот вид износа характерен для участков пути с большим количеством кривых. Такой же характер износа имеют бандажи колесных пар, которые установлены в раме тележки с большим перекосом;

3) одновременный износ по кругу катания и по гребню бандажа является переходным вариантом от износа профиля по кругу катания с опережением износа по гребню (вариант I) к другому виду износа, (вариант 2).

Исследования профиля на участке Мундыбаш-Таштагол показали, что 95% от общей длины составляют кривые участки с затяжными подъемами и спусками.

Поэтому на этом направлении Новокузнецк – Таштагол износ бандажей может происходить по первому варианту. На других направлениях преобладает прямолинейный профиль пути и в зависимости от состояния поверхностей катания бандажей износ развивается по 2-му или 3-ему варианту.

Электровоз ВЛ10У отличается от других типов локомотивов повышенной осевой нагрузкой 25 т, и наличием люлечного подвешивания кузова, которое формирует два возвращающих момента тележке: по координатам бокового относа и извилистого движения.

Для исследования процесса износа бандажей колесных пар с тремя вариантами поперечных профилей была сформирована группа из четырех локомотивов. Электровозы подбирались из условия равенства толщины бандажей колесных пар. Локомотивы экспериментальной группы были обточены по следующей схеме: первые секции всех четырех электровозов были обточены по стандартному профилю, вторые секции у двух электровозов – по профилю типа «Бельцы», а вторые секции другой пары электровозов – по профилю типа «ОмИИТ».

Для снижения влияния факторов, которые затушевывают процессы бокового износа гребней бандажей, и для полного проявления характера его формирования электровозы ВЛ10^У экспериментальной группы эксплуатировались только на участке Новокузнецк – Таштагол до минимально допустимой толщины гребня, или проката бандажей колесных пар. Кроме этого, было задано определенное расположение секций электровозов: первая секция была направлена кабиной в сторону Таштагола, а вторая – в сторону Новокузнецка. Такое расположение обусловлено тем, что в направлении станции Новокузнецк формируются грузовые маршруты весом 3000 т, а в обратном направлении – 1000 т.

При ведении поезда в направлении станции Новокузнецк используется рекуперативное торможение, при котором силовое воздействие колесных пар локомотива на путь более значительно по величине, чем в обратном направлении. В результате нестандартные профили бандажей заведомо были поставлены в более тяжелые условия взаимодействия с верхним строением пути, чем бандажи со стандартным профилем.

111

Наряду с экспериментальной группой электровозов были выполнены аналогичные измерения на электровозах ВЛ10^у контрольной группы (в количестве шести электровозов). На рисунке 4.20 показаны расположения сечений профиля бандажа, в которых производились измерения.



Рисунок 4.20 – Расположение точек измерений поперечного профиля бандажа

Накопленный статистический материал систематизирован по группам колесных пар, работающих в идентичных условиях: 1–5, 2–6, 3–7 и 4–8 - ая колесные пары. Затем выполнено сравнение значений соответствующих видов износа у стандартного с экспериментальными профилями с применением математического ожидания максимальных значений.

Согласно графику (рисунок 4.21) в начальный период (0–1 мм) интенсивность нарастания проката Δ_{3K} у профиля типа «Бельц» в два раза ниже, чем у стандартного Δ_{CT} , а профиль типа «ОмИИТ» имеет одинаковую интенсивность со стандартным профилем. В конце эксплуатации перед обточкой прокат у бандажа со стандартным профилем составил 2,4 мм, тогда как у обоих вариантов нестандартных профилей он достиг три мм.

На рисунке 4.22 представлены соотношения между интенсивностями образования проката Δ_{CT} и бокового износа гребней колес б для трех вариантов профилей бандажей. В начальный период износа от нуля до одного мм интенсивность образования проката стандартного профиля в два раза больше, чем у профиля типа «ОмИИТ» и на 15 % выше, чем у профиля типа «Бельцы».



Рисунок 4.21 – Соотношения между нарастанием проката поверхностей катания колес Линии: 1 – профиль типа «Бельцы»; 2 – профиль типа «ОмИИТ».



Рисунок 4.22 – Соотношение между нарастанием подреза и проката поперечных профилей Линии: 1 – стандартный; 2 – «Бельц»; 3 – «ОмИИТ».

На рисунке 4.23 приведены кривые соотношений между ростом подреза гребней колес со стандартным профилем δ_{CT} и двумя экспериментальными $\delta_{"ЭК}$. Согласно графику в начальный период износа (0–1 мм) интенсивность образования подреза гребня у стандартного профиля, в два раза больше чем у бандажа с профилем типа «Бельцы» и в 2,8 раза больше чем у бандажа с профилем типа «ОмИИТ».

В конце опытной эксплуатации величина бокового износа гребня профиля «Бельцы» принимает такие же значения, как и у колеса со стандартным профилем (по три миллиметра у каждого варианта). Колеса с профилем «ОмИИТ» имеют боковой износ на 1,5 мм меньше по сравнению с двумя другими вариантами.

113



Рисунок 4.23 – Соотношения между нарастания бокового подреза гребней колес Линии: 1 – «Бельц»; 2 – «ОмИИТ».

По окончании опытной эксплуатации была произведена обточка бандажей. Как показали результаты измерений для получения полного профиля поверхности катания толщина снятого металла, необходимого для получения полного профиля, у бандажа с профилем типа «ОмИИТ» на 30 % меньше, чем для бандажей со стандартным профилем и типа «Бельц».

5 БЛОЧНАЯ КОНСТРУКЦИЯ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ: РАСЧЕТ И ОБОСНОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ

5.1 Анализ существующих конструкций колесных пар и их классификация

Объектом исследований в этой главе является анализ и разработка новой конструкции колесной пары, расчет и обоснование геометрических и динамических её параметров, а также исследование их влияния на эксплуатационные характеристики системы «колесная пара – путь».

Целью данной главы является разработка и обоснование новой конструкции колесной пары, которая позволит существенно снизить уровень напряженного состояния элементов и сил взаимодействия по всем направлениям движения в системе «колесная пара – путь».

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- выполнить анализ существующих конструкций колесных пар;

- создать и обосновать новую конструкцию колесной пары;

 – составить расчетные схемы и математические модели для имитационного моделирования движения колесной пары, контактирования колеса и рельса, прочности гибкого бандажа и упругой прокладки гибкого бандажа;

 – определить уровень устойчивости движения гибкого бандажа и новой конструкции колесной пары;

 обосновать возможные интервалы значений геометрических и прочностных параметров новой конструкции колесной пары для тяжеловесного и высокоскоростного движения на существующей конструкции верхнего строения пути.

Как известно, основными недостатками стандартной колесной пары является наличие значительной необрессоренной массы и жестких связей между всеми контактирующими поверхностями обоих колес с поверхностями головок рельсов. Более подробный анализ конструкции колесной пары приведен в разделе IV.

К наиболее распространенным в последние годы за рубежом предложениям по изменению традиционных конструкций колесных пар можно отнести торсионно-упругие колесные пары со свободно вращающимися колесами и с регулируемым скольжением колес. Основные элементы их конструкции показаны на рисунке 5.1 [25, 63, 246, 251, 255]. Все они позволяют снизить уровень контактных сил, обусловливающих проскальзывания и повышенный износ поверхностей. Но с другой стороны дополнительные устройства на этих колесных парах увеличивают необрессоренную массу.

В этом отношении наиболее лучшие показатели у подрезиненной колесной пары, которая также относится к классу торсионно-упругих [1]. В подрезиненной колесной паре радикально уменьшены массы неподрессоренных частей, что существенно улучшает динамику в вертикальной плоскости. Кроме этого, массы дополнительно разделяются упругими связями также в горизонтальной плоскости, что улучшает динамику поперечных колебаний [63, 94, 226].



Рисунок 5.1 – Конструкции колесных пар

- (а) со свободно вращающимися колесами;
- (б) торсионно-упругих;
- (в) регулируемым скольжением колес.

Известные конструкции подрезиненных колес можно подразделить на два исполнения (рисунки 5.2 и 5.3) [2–10, 179–189]. Основная особенность первого

исполнения заключается, во-первых, в разделении амортизаторов по направлению передаваемых сил на две группы: одна передает как радиальные, так и тангенциальные усилия, а другая – только радиальные; во-вторых, в искусственном развитии площади резиновых элементов.



Рисунок 5.2 – Исполнение I подрезиненного колеса с общими армированными упругими элементами

На рисунке 5.2 изображена конструкция, в которой идентичные амортизирующие элементы первой и второй групп связаны общим армирующим диском 7. Конструктивно колесо оформлено в виде ступицы 1 с кольцевым выступом 2, обода 3 с кольцевым выступом 4, нажимного диска 5, бандажа 6, двух одинаковых амортизаторов, армированных пластинами 7 и 8 большого диаметра и пластиной 9 меньшего диаметра. Для того чтобы армировочная пластина меньшего диаметра не смещалась относительно ступицы, внутренний диаметр пластины равен наружному диаметру ступицы.

Для обеспечения большего диапазона регулирования тангенциальных и радиальных упругих характеристик колеса вторая внутренняя группа резиновых элементов в подрезиненных колесах II-ого исполнения [2, 8 и 10] выполнена в виде сайлент-блока (рисунок 5.3). Резина в нем, в отличие от конструкции исполнения I, работает от действия радиальных нагрузок не на сдвиг, а на сжатие. Поскольку особенность резины как конструкционного материала заключается в том, что допустимые напряжения сжатия превосходят более чем на порядок допустимые напряжения сдвига, это позволяет существенно уменьшить радиальную жесткость внешней группы резиновых элементов.



Рисунок 5.3 – Исполнение II подрезиненного колеса

Колесо, изображенное на рисунке 5.3, содержит ступицу 1 с кольцевым выступом 2, обод 3 с кольцевым выступом 4, нажимной диск 5, бандаж 6, два одинаковых внешних упругих элемента 10, армированных по торцам пластинами 7 и 8, внутренний сайлент-блок 9, и крепежные элементы 11.

Сечение упругих элементов, работающих на сдвиг, и сечение сайлентблока, работающего на сжатие, выбраны таким образом, что обеспечивается оптимальное соотношение между радиальной и тангенциальной жесткостями упругих элементов $K_{\psi} = 0,5-0,7$. При передаче тягового усилия сайлент-блок не участвует в работе, так как его внутренняя и наружная поверхности посажены по скользящей посадке соответственно на ступицу и кольцевой выступ обода.

Для центрирования поверхности качения колеса относительно его оси при механической обточке предусмотрены шесть технологических сменных кулачков, которые также вступают в работу при разрушении упругих элементов. При качении колеса упругие элементы и сайлент-блок разогреваются за счет внутренних сил трения, а также внешних теплопритоков со стороны бандажа. Для охлаждения упругих элементов сдвига и сайлент-блока в торцевых поверхностях кольцевого выступа ступицы и нажимного диска выполнены отверстия.

Несколько иной принцип выбора соотношения упругих характеристик колеса в радиальном и тангенциальном направлениях заложен в конструктивной схеме колеса, показанной на рисунке 5.4 [3]. Как и в исполнении I, резиновые элементы в этом случае работают только на сдвиг, а диапазон регулирования K_{ψ} может быть обеспечен в таких же широких пределах, как и в исполнении II. Это достигается за счет выключения подшипником 1 центральных упругих элементов 2 от передачи крутящего момента.



Рисунок 5.4 – Упругое колесо

Таким образом, вертикальная нагрузка воспринимается как кольцевыми амортизаторами 3, так и дисковыми 2, а в реализации силы тяги участвуют лишь упругие элементы 3.На рисунке 5.5 показано упругое колесо рельсового транспортного средства, которое состоит из центра 1, обода 2 с ребордой 3, деталей разрезной биконической втулки 4 и 5. Упругие элементы 6 детали втулки и фиксирующие крышки 7 соединены между собой болтами 8. Фиксирующие крышки относительно торцов центра колеса установлены с зазорами 9 так, чтобы при упругих элементах, затянутых элементами втулки, они обеспечивали поперечные и угловые движения центра относительно элементов втулок и подшипникового узла (условно не показан).



Рисунок 5.5 – Упругое колесо рельсового транспортного средства

При движении транспортного средства по рельсовому пути с неровностями под действием вертикальной и поперечной составляющей центр такого колеса будет совершать вертикальные и угловые колебания без поперечных перемещений обода относительно головки рельса, что уменьшает динамические нагрузки и износ и повышает долговечность работы колеса.

В торсионно-упругой колесной паре [2] упругие элементы вводятся непосредственно в колесо, т.е. внешне это похоже на упругую подрезиненную колесную пару. Положительный эффект торсионно-упругих колес основан на смещении части продольного скольжения из зоны контакта колеса с рельсом в упругие элементы, разделяющие спаренные одной осью колеса. Вместе с тем возможности снижения тангенциальной жесткости торсионно-упругой колесной пары конструкции ограничены.

Для компенсации большего проскальзывания, обусловленного повышенной эффективной конусностью поверхности катания, разностью диаметров колес, прохождением кривых и т. п., необходимо снижать тангенциальную жесткость упругих связей с достаточно большим демпфированием. Дальнейшего уменьшения жесткости можно достичь установкой упругой полумуфты в разрыв жесткой

оси колесной пары, как это делается в большинстве подобных конструкций колесных пар, разрабатываемых в ФРГ, Италии, Японии и других странах (рисунок 5.6).



Рисунок 5.6 – Колесная пара с упругой муфтой

На рисунке 5.7 представлено железнодорожное колесо, которое состоит из колесного центра, бандажа 1 с гребнем 2. В канале, образованном наружной и внутренней канавками радиусного профиля соответственно на ободе и в гребне, установлены шарики 3, заведенные в канал через отверстия 4 и 5. Выход шариков из канала перекрыт вкладышем 6 и стопорным кольцом 7.

При качении колеса по рельсу гребень, как наружное кольцо подшипника при взаимодействии с рельсом, вращается на шариках и катится по рельсу вместе с бандажом без проскальзывания относительно рельса, что приводит к снижению сопротивление движению колесной пары. Но с учетом конфигурации боковой поверхности свободно вращающегося гребня при двухточечном контакте колеса и рельса обе точки контакта будут находиться на гребне и тогда указанное преимущество не может быть реализовано.



Рисунок 5.7 – Колесо со скользящим гребнем

Колесо (рисунок 5.8) с подвижным ободом содержит [177] ступицу 1 с кольцевым выступом 2, на котором установлен с возможностью вращения обод 3 с гребнем 4, поверхностью катания 5 и внутренним кольцевым выступом 6. Во внутренней кольцевой канавке 7 обода 3 установлено разрезное кольцо 8. В ободе 3 и на кольцевом выступе 2 ступицы выполнены соответственно внутренняя и наружная кольцевые канавки, образующие полость 20, предназначенную для заполнения смазкой. Между разрезным кольцом 8, кольцевым выступом 6 обода и торцевыми поверхностями кольцевого выступа 2 ступицы 1 установлены шайбы 21 с антифрикционным покрытием, предназначенные для уменьшения трения между указанными поверхностями и защиты сопряженных поверхностей кольцевого выступа 2 и обода 3 от частиц из окружающей среды.

В тяговом режиме момент от приводной оси передается на ступицу и далее за счет сил трения на обод. В процессе движения на поворотах обода поворачиваются на кольцевых выступах, компенсируя разницу линейных скоростей колес каждой колесной пары. Это позволяет уменьшить сопротивление движению транспортного средства, а, следовательно, износ поверхностей катания колес и рельсов и уменьшить затраты энергии на тягу поездов. Но эти преимущества получены за счет существенного уменьшение коэффициента сцепления между ко-

122

лесным центром и рельсом, которое снижает эффективность использования сцепного веса локомотивов и приводит к снижению уровня безопасности движения за счет износа в месте посадки бандажа на колесный центр.



Рисунок 5.8 – Колесная пара с дифференциальным вращением колес Винника

Техническое решение конструкции колесной пары (рисунок 5.8) обеспечивает независимое вращение бандажей в колесной паре. Однако, степень независимости вращения бандажей определяется величиной трения между бандажом и колесным центром, которое значительно меньше силы трения между гребнем и боковой поверхностью головки рельса.

Таким образом, к настоящему времени разработано многочисленное семейство конструкций колесных пар с различными видами связей между колесами в колесной паре и подрессориванию бандажа. Из анализа рассмотренных основного круга технических предложений становится очевидным, что не существует единого наилучшего решения. Имеется передовой опыт, который может быть использован в конкретных условиях выбранного направления перевозок при определенных параметрах грузонапряженности, осевых нагрузках и других обстоятельствах, характеризующих эксплуатационную деятельность.

При всем известном многообразии конструкций колесных пар до сих пор ни в одной из них не удалось реализовать независимое вращение гребня и поверхно-

сти катания колеса, а также совместить в одной конструкции подрессоривание колес и независимое вращение всех контактирующих поверхностей колесной пары. Как отмечают ряд исследователей [41, 66, 114, 128, 246, 248, 251, 255, 262, 264, 265, 268], динамический эффект от устранения жесткой связи между колесами составляет около 20 %, а уменьшение сопротивления движению и износа поверхностей катания гораздо существеннее.

5.2 Разработка и обоснование компоновочных схем блочной конструкции колесных пар жесткой конструкции и с гибким бандажом

На основании анализа научных работ и выполненных автором в предыдущих разделах теоретических и натурных исследований в области взаимодействия подвижного состава и пути сформулированы направления в совершенствовании и требования к новым конструкциям подвижного состава и пути. Эти требования должны быть на таком уровне, чтобы по своим динамическим реакциям во взаимодействии колес и рельсов, обусловленные неровностями пути и некруглостью колес, по темпам изнашивания, и развития усталостных дефектов не создавали угрозы экономической эффективности тяжеловесного и скоростного движения. Поэтому при решении проблемы взаимодействия колеса и рельса необходим системный подход в исследовании динамики этих элементов как единой системы [55, 56, 75, 79, 83,246, 255, 261, 281, 286].

Системный подход к проектированию новой конструкции колесной пары и определению оптимальных параметров взаимодействия колеса и рельса позволит минимизировать изнашивание поверхностей головки рельса и гребней колес, снизить количество дефектов колес и рельсов, обеспечить устойчивую работу колесных пар, включая вопросы безопасности и минимизации уровня выделяемого шума. На основании анализа в предыдущем разделе установлено, что особый интерес представляет создание новой конструкции колесной пары, в которой было бы реализовано независимое вращение всех поверхностей колес, контактирующих с головками рельсовых нитей, и снижение неподрессоренной массы колесной пары.

При составлении компоновочной схемы новой конструкции колесной пары

был использован результаты анализа двух вариантов конструкций колесных пар: бандажированных и цельнокатаных колес, который представлен в разделе 4.1. Для новой конструкции колесной пары был выбран вариант бандажированных колес. Такой выбор обусловлен тем, что бандажированные колеса имеют слоистую структуру, которая сама по себе имеет большой потенциал для применения новых материалов и совершенствования конструкции. Поэтому дополнительно выполнен более подробный анализ недостатков и достоинств бандажированных колес в условиях эксплуатации и ремонта.

Как известно, соединения с натягом [25, 32–34, 105, 212, 226, 246, 252, 254] нашли широкое распространение на железнодорожном транспорте, где применяются, как холодный, так и горячий способы формирования колесных пар. Установлено [25, 33, 64, 212], что прочность тепловых посадок в момент первого смещения в 1,5–2,0 раза, а при последующих непрерывном смещении на 20–30 % выше прессовых. С другой стороны напрессовка ступицы на ось почти вдвое снижает её усталостную прочность [32] и увеличивает вероятность преждевременных изломов осей под ступицами колес. Общепризнанно, что если охватывающая деталь имеет меньшую массу, чем охватываемая, то следует применять горячий способ посадки в соединениях с натягом. Поэтому насадка бандажа на обод колесного центра производится горячим способом.

Исследователи приводят [25, 226, 233, 234] характерные для неподвижных соединений неисправности, среди которых: ослабление посадки; трещины; задиры рабочей поверхности и изломы сопрягаемых деталей. Трещины вызываются чрезмерным натягом, а задиры – проворотом деталей и некачественной разборкой и сборкой. Однако большинством авторов признано [32–34, 45, 226], что основная неисправность неподвижных соединений – это ослабление посадки. Кроме этого, исследователями [203] выявлено, что для бандажа, изношенного до толщины 45 мм, фактический натяг, определяющий прочность посадки, составляет только 35–40 % от расчетного. Установлено, что в бандаже уровень остаточных термических напряжений, а также вызванных наклепом, имеет тесную зависимость с величиной толщины бандажа и при деформации бандажа варьируется с изменением

размеров и формы. Распределение посадочных напряжений неравномерно по сечению и наиболее нагруженной является место вблизи выточки малого радиуса, расположенной у упорного бурта, где уровень напряжений на 15–25 % выше, чем среднее значение по сечению.

Исследованиями многими отечественными и зарубежных ученых [32–34, 45, 203, 226, 253] установлены факторы, влияющие на прочность посадки бандажа на ободе колесного центра:

 малая толщина бандажа не может быть основной причиной накопления остаточной деформации и снижение его натяга;

 при наибольшей толщине и значении натяга напряжение на внутренней поверхности бандажа не превышает предела текучести стали и не вызывает остаточных деформаций;

 – глубина проникновения пластической деформации значительно меньше предельно допустимой в эксплуатации;

- тепловое воздействие на бандажи не влияет на их ослабление.

В результате расчетов теплового ослабления бандажей, выполненных по методике ВНИИЖТа для различных уклонов и толщин бандажа, установлено, что наибольшее снижение натяга при экстренном торможении составляет 0,5 мм, при длительном – 0,8 мм. Оставшийся натяг исключает возможность проворота бандажа. Столь незначительное уменьшение величины натяга при торможении объясняется зависимостью ее от разности температур посадочных поверхностей бандажа и обода, причем при тонком бандаже эта разность меньше, чем при толстом бандаже. Это компенсирует воздействие фактора уменьшения фактического натяга при износе бандажа.

По данным, приведённых в работе [117], значения овальности и конусности бандажей в два раза превышающие нормативные приводят к уменьшению площади фактического контакта на 60–70 %.

По оценкам специалистов [32, 212] действительная площадь контакта при грубой (3 класс чистоты) обработке посадочных поверхностей снижается на 70 %. По мнению некоторых авторов, уменьшение шероховатости посадочных поверх-

ностей накаткой роликами "улучшает состояние прессового соединения" и его усталостную прочность.

Температура и продолжительность нагревания при насадке бандажей [35, 117]. При длительном нагревании в условиях высокой (более 320 °C) температуры у бандажей "ухудшаются механические свойства". Будучи насаженными на обод колесного центра с большим натягом, такие бандажи испытывают значительные напряжения и развальцовываются. При этом по оценкам исследователей даже установленная инструкцией [105] максимальная температура нагрева при посадке (320 °C) завышена.

Из вышеперечисленного следует, что основными факторами, влияющими на прочность посадки, следует считать несоблюдение микро-и макрогеометрии посадочных поверхностей бандажа и обода и нарушение установленной величины натяга. Эти причины при одновременном действии других факторов (нагрев бандажа в эксплуатации и т.д.) и приводят к ослаблению и провороту бандажа. Существует мнение [25, 28, 35, 44], что за многолетний период не было получено технического решения, позволяющего обеспечить гарантированную прочность сопряжения бандажа с колесным центром. Отмечается, что практика показала неэффективность таких способов соединений, как: болтовой, заклепочный, сварной.

На основании накопленного многообразия конструктивных решений колесных пар и опыта их эксплуатации, а также с учетом современных требований к технико-экономическим параметрам подвижного состава, составлена компоновочная схема блочной конструкции колесной пары.

Новая конструкция колеса, представленная на рисунке 5.9, состоит из двух дисков 3 и 5, независимо вращающих друг от друга. Первый диск 3 жестко насажен на ось 8, которая имеет возможность вращаться в буксовых подшипниках 9. Диск 3 по периметру имеет форму гребня бандажа и воспринимает горизонтальные направляющие силы от боковой поверхности рельсов. Второй диск 5 посредством пары подшипников 13 установлен на оси колесной пары 8 и передает вертикальную нагрузку веса подвижного состава на бандаж 1, который катится по поверхности катания рельса.



Рисунок 5.9 – Блочная конструкция колеса колесной пары железнодорожного транспортного средства

Пространство между вторым диском 5 и бандажом 1 заполнено упругим материалом 11, в частности резиной. Таким образом, в новой конструкции реализовано независимое друг от друга вращение всех поверхностей колес колесной пары, которые в процессе движения контактируют с поверхностями головок рельсовых нитей. В результате в зоне контакта «блочное колесо – рельс» существенно снижается избыточное дополнительное проскальзывание, обусловленное особенностями кинематики и динамики движения колесной пары по рельсовым нитям. В новой конструкции исключено влияние периодической разности линейных скоростей левого и правого колес по кругам катания при движении в криволинейных участках пути.

По сравнению со стандартным гибкий бандаж отличается тем, что имеет цилиндрическую поверхность катания при отсутствии жесткой связи с гребнем. Внутренняя посадочная поверхность гибкого бандажа имеет выпуклую форму, которая устанавливается посредством резиновой прокладки на колесный центр. За счет упругости резиновой прокладки гибкий бандаж подрессорен относительно колесного центра, что обеспечивает упругое гашение колебаний, вызванное наличием неровностей на поверхностях катания блочного колеса и рельсов.

128

Таким образом, блочная конструкция колеса представляет собой слоистую структуру, которая состоит из материалов с различными физико-механическими свойствами. Несущий слой (гибкий бандаж) выполнен из стали высокой прочности и жесткости и предназначен для восприятия механической нагрузки, которая создает высокие контактные напряжения на маленькой площадке (18 мм²) в точке контакта «гибкий бандаж – рельс». Гибкий бандаж распределяет силу нагрузки на значительно большей площади своей внутренней поверхности. В результате удельное давление на резиновую прокладку значительно меньше.

Кроме этого, гибкий бандаж с учетом его собственной упругости и упругости резиновой прокладки имеет минимально возможную величину необрессоренной массы, приведенной к точке контакта «гибкий бандаж – рельс» (примерно 50– 100 кг). Это в 15–30 раз меньше, чем у известных конструкций колесных пар и сопоставимо с такими транспортными системами как на магнитном подвесе и воздушной подушке, у которых необрессоренная масса отсутствует.

Созданная компоновочная схема блочной колесной пары имеет следующие очевидные преимущества по сравнению с другими вариантами конструкций:

1) гибкая конструкция бандажа имеет равнопрочное поперечное сечение;

2) гибкий бандаж выполняет наряду с опорной функцией роль упругого элемента;

3) гибкий бандаж при увеличении статических и динамических нагрузок за счет своей упругости обеспечивает увеличение площади в точке контакта «бандаж-рельс»;

4) за счет упругой прокладки и упругости бандажа необрессоренная масса, приведенная к точке контакта, имеет для колесной пары железнодорожного транспорта минимально возможное значение (50–100 кг).

5.3 Выбор геометрических параметров гибкого бандажа и обоснование конфигурации его поперечного сечения

Основанием для разработки новой конфигурации поперечного профиля поверхности катания гибкого бандажа стала реализация в блочной конструкции колесной пары независимого вращения всех поверхностей катания, контактирующих с поверхностями рельсов [179–189]. В результате отпала необходимость в компенсации разности диаметров колес в колесной паре. Это позволило разработать наиболее комфортный поперечный профиль поверхности катания гибкого бандажа и гребня – периметр направляющего колеса.

При разработке поперечного профиля для гибкого бандажа были учтены требования, предъявляемые к профилю поверхности катания стандартного колеса. Поперечный профиль поверхности катания гибкого бандажа, который представлен на рисунке 5.10, составлен из пяти поверхностей [186, 262].

Так, центральная часть поверхности катания гибкого бандажа (рисунок 5.10, отрезок ЕЖ) выполнена в виде цилиндрической поверхности. Оба крайних участка поперечного профиля катания имеют одинаковые очертания, которые образуют две конусные поверхности: конус *⊲1:3,5* и фаска 6×45⁰. Эти две поверхности имеют такое же назначение, что и в профиле стандартного бандажа. Для обеспечения стабильного очертания комфортного профиля значение ширины цилиндрической части гибкого бандажа принято равной 30 мм. Это значение получено из следующего соотношения: сумма длин цилиндрической части ЕЖ и двух отрезков по пять миллиметров ЕЕ' и ЖЖ' конусных поверхностей ⊲1:3,5 равна максимальному значению открытого зазора между колесной и рельсовой колеёй в кривом участке пути, которое составляет 40 мм. Стабильность очертания комфортного профиля обеспечивается следующим образом. В процессе износа поверхности катания (участок ЕЖ) разность высот между изношенной и неизношенной частями поверхности катания компенсируется за счет перемещения концевых точек зоны износа Е и Ж по конусным поверхностям ⊲1:3,5 в направлении точек Е' и Ж'.

Профиль боковой поверхности периметра направляющего колеса (гребень) имеет такую же конфигурацию, как и у гребня стандартного колеса. Отличие состоит в том, что за счет независимого вращения гибкого бандажа и направляющего колеса отпала необходимость в участке с плавным переходом (отрезок между точками Л и Ж – выкружка) между поверхностью катания и наклонной поверхностью гребня (рисунок 5.10).



Рисунок 5.10 – Поперечный профиль поверхности катания гибкого бандажа и прогнозируемые области износа

Основным преимуществом нового профиля гибкого бандажа является одноточечный контакт поверхности катания гибкого бандажа (отрезок ЕЖ) с центральной частью (точка К') поверхности головки рельса при любом положении гибкого бандажа относительно рельса и при любом уровне износа контактирующих поверхностей. С учетом подуклонки рельса точка контакта К' находиться на внешней половине его поверхности катания на расстоянии 7–10 мм от вертикальной оси симметрии.

Направляющее усилие Р независимо вращающегося напраляющего колеса (рисунок 5.11, точка В₀) действует только на боковую поверхность головки рельса. Зоны напряжения от сил N и P находятся на достаточном удалении друг от друга, что создает условия для равномерного распределения напряжений по всему поперечному периметру головки рельса. Таким образом, разработан принципиально новый профиль поверхности катания гибкого бандажа, который позволяет значительно снизить уровень напряженного состояния в точке контакта «гибкий бандаж – рельс», а также в толщине металла головки рельса и гибкогобандажа.



Рисунок 5.11 – Модель напряженного состояния металла рельса и бандажа при нормальном (зоны: І и ІІІ) и изношенном (зоны: ІІ и ІV) профилях поверхностей катания

Снижение напряженного состояния в точках контактов системы «блочная колесная пара – рельсовая колея» получено за счет устранения «паразитного» проскальзывания, гарантированного обеспечения парного одноточечных контактирований гибкого бандажа (точка К) и гребня (точка Б) с поверхностями головки рельса и положения этих точек на поверхности головки рельса на значительном между ними расстоянии.

5.4 Анализ кинематических схем систем «блочное колесо – рельс» и траекторий движения точек контактов блочного колеса с головкой рельса

Для определения характера и параметров взаимодействия элементов блочной конструкции колеса с поверхностями головки рельса выполнен анализ траекторий движения точек контактов К и Б. Аналогичный анализ выполнен в разделе 4.4 для системы «стандартная колесная пара – рельсовая колея» (рисунок 4.5)

На рисунке 5.12 представлена кинематическая схема блочной конструкции колесной пары, в которой, как и в системе «стандартная колесная пара – рельсовая колея», существуют три механических контура [252, 256, 282, 283]. Отличие между двумя этими системами состоит в том, что в первом контуре I (рисунок 5.12 б) за счет наличия подшипников 13 (рисунок 5.12) в колесных центрах колес этот контур является разомкнутым. Второй контур II за счет этих же подшипников качения 13, также является разомкнутым.



Рисунок 5.12 – Кинематическая схема системы «блочная колесная пара – рельсовая колея:

а) кинематическая схема блочной конструкции колесной пары;

- б) план скоростей проскальзывания при контактировании гребня с рельсом;
- в) план скоростей проскальзывания при отсутствии контактирования гребня с

Третий контур III образуют гребни в виде направляющихколес 3 (рисунок 5.9), жестко посаженных на ось колесной пары. Поскольку в системе рельсовой колеи и колесной пары на всём протяжении пути имеется свободный зазор, то при касании одного из направляющихколес колесной пары головки рельса между вто-

рым направляющимколесом и рельсом гарантировано обеспечен открытый зазор. Следовательно, и третий контур является разомкнутым.

Таким образом, в блочной конструкции колесной пары при любом её положении в рельсовой колее существуют только разомкнутые механические контуры. В этом случае отсутствуют жесткие связи между элементами блочной конструкции колесной пары и, следовательно, полностью устранен механизм извилистого движения блочной колесной пары при продольном движении в рельсовой колее.

Для исследований траекторий движения точек контактов блочной конструкции колеса и рельса на рисунке 5.13 представлены в трех проекциях кинематическая схема контактирования поверхностей блочной конструкции колеса и головки рельса, в которой используются следующие обозначения:



Рисунок 5.13 – Схема контактирования поверхностей элементов новой конструкции колеса и головки рельса

r_к – радиус поверхности катания подрессоренного бандажа, м;

r_{гр} – радиус точки контакта гребня с боковой поверхностью рельса, м;

 φ_{Γ_p} — угол набегания гребня на боковую поверхность головки рельса в прямом участке пути, град;

є – угол наклона касательной к траектории рельса в точке контакта гребня и головки рельса к продольной оси рельсовой колеи, град;

 Δs – открытый боковой зазор между гребнем и головкой рельса, м.

В процессе продольного движения траектория точки К поверхности катания колеса блочной конструкции имеет вид обычной циклоиды (рисунок 5.14, линия 1). По траектории обычной циклоиды (рисунок 5.14, линия 2) перемещается точка контакта гребня Б при условии, что она находится на вертикальной оси симметрии окружности гребня (угол атаки набегания гребня на рельс равен нулю).



Рисунок 5.14 – Траектории движения точек контактов поверхностей катания гибкого бандажа К и направляющего колеса (гребень) Б Линии: 1 – траектория точки К на поверхности катания (обыкновенная циклоида); 2 – траектория точки на боковой поверхности гребня Б стандартного колеса (удлиненная циклоида);

3 – траектория точки на боковой поверхности направляющего колеса (гребень) блочного колеса (обыкновенная циклоида).

Как известно, основной особенностью обычной циклоиды является равенство пройденного пути центром производящей окружности и её развернутой длины, что соответствует движению колеса без проскальзывания. Для сравнения (рисунок 5.14) приведена траектория точки контакта гребня стандартной колесной пары (линия 2), которая имеет вид удлиненной циклоиды. Наличие у траектории движения петлей указывает на повторение уже пройденного пути производящей окружностью (гребень), и, следовательно, на наличие дополнительного проскальзывания гребня по головке рельса. При угле атаки не равного нулю точка контакта направляющего колеса (гребень) смещается относительно его вертикальной оси на величину «забега». Поскольку поперечный профиль гребня направляющего колеса полностью идентичны стандартному профилю, то для определения величины «забега» λ используется выражение (формула 4.3). При наличии «забега» точка контакта гребня (Б) описывает траекторию (рисунок 5.15), которая по свойствам своих образующей и направляющей линий соответствует определителю лекальной кривой «конхоида Никомеда» [54].

По определению и построению конхоиды точка $Б_1$ является полюсом, а прямая OO₁ (траектория движения оси вращения свободно вращающегося направляющего колеса) её основанием. Траектория конхоиды построена для радиуса OE. В соответствии с методикой построения конхоиды мгновенным центром поворота направляющего колеса является точка $Б_1$. В процессе поступательного движения, отрезок OE, являющийся образующей поверхности направляющего колеса, скользит в точке $Б_1$ боковой поверхности головки рельса. В это же время конец радиуса (точка Б) перемещается по траектории конхоиды. В точке $Б_2$ радиус OE совпадает по направлению с вертикальной осью симметрии колеса. Во второй части траектории радиус OE скользит в точке $Б_1$ в обратном направлении.

С учетом малости величины площади контакта в точке $Б_1$ и размеров траектории петли конхоиды в дальнейших расчетах длины скольжения направляющего колеса по головке рельса не учитывается вращение (спин-момент) образующей ОБ. Поэтому при наличии «забега» λ_{ep} величина пути скольжения направляющего колеса по головке рельса оценивается по вертикальной линейной составляющей $\Delta = E_1 E_2$ траектории точки Б (рисунок 5.15).

Для вертикальной составляющей длины скольжения образующей ОБ боковой поверхности гребня по поверхности головки рельса получена зависимость с использованием геометрических соотношений в прямоугольном треугольнике ОКБ₁:

$$\Delta = \sqrt{(\mathbf{r}_{\rm K} + \mathbf{t})^2 + \lambda_{Tp}^2} - (\mathbf{r}_{\rm K} + \mathbf{t})$$
 (5.1),

где r_{K} – радиус поверхности катания колеса, мм;

t – высота расположения точки контакта гребня на боковой поверхности головки рельса относительно поверхности катания рельса, мм;

137

λ_{*г*_{*p*.} – величина «забега» точки контакта гребня и головки рельса относительно вертикальной оси колеса (формула 4.3), мм.}



Рисунок 5.15 – Траектория движения точки контакта гребня колеса Б₁ по боковой поверхности головки рельса при наличии «забега»

С использованием уравнений (4.3 и 5.1) выполнены расчеты длин скольжения гребней по головке рельса для стандартной и новой конструкций колес за один оборот, результаты которых представлены на графике (рисунок 5.16). Согласно графика (рисунок 5.16, кривая 2), длина пути скольжения направляющего колеса значительно меньше, чем у гребня стандартной колесной пары во всем интервале значений угла атаки α. Основным преимуществом блочной конструкции колеса является то, что при нулевой величине угла набегания направляющее колесо (кривая 2) катится по боковой поверхности головки рельса без проскальзывания.

Кроме этого, обе конструкции колесных пар имеют различные максималь-

ные значения углов набегания на рельс. Так, максимальная величина набегания стандартной колесной пары на рельс в кривом участке пути составляет 3° [17, 44, 45, 91], в прямом участке пути – 0,5° (рисунок 5.16, линия 3), а для блочной конструкции колесной пары в прямом участке пути – 0,2° (рисунок 5.16, линия 4).

Несмотря на многочисленные опытные данные при выборе значений коэффициентов трения скольжения имеются определенные трудности. Эти трудности обусловлены тем, что на величину коэффициента трения двух трущихся тел влияет около пяти десятков факторов (давление, шероховатость, размер поверхности, степень загрязнённости и др.), которые невозможно учесть. Кроме этого, величину коэффициента трения нельзя считать неизменной для данной трущейся пары. В связи с этим значения коэффициентов трения, предложенные различными исследователями, пригодны лишь для тех частных условий, при которых они были получены. Поэтому для расчетов в рамках представленной работы используется экстремальные значения коэффициента трения скольжения, которые имеют следующие значения: min – $f_{\Gamma, E-P} = 0.18$; max – $f_{\Gamma, E-P} = 0.5$ [233].



Рисунок 5.16 – Зависимость приведенной длины скольжения гребня по головке рельса от угла набегания колесной пары на рельс в прямом участке

Линии: 1 – стандартная колесная пара; 2 – блочное колесо. Максимально возможные значения угла набегания колесных пар на рельс: 3 – стандартная колесная пара; 4 – блочная колесная пара.

138

5.5 Особенности формирования сил трения-сцепления в пятнах контактов колес блочной колесной пары и рельса.

В разделе 4.6 подробно были представлены природа и характеристики видов трения и факторы, которые определяют процессы динамического взаимодействия колеса и рельса, сцепления и их износа. Но это было в приложении для контакта стандартного колеса и рельса. Кинематическое взаимодействия блочного колеса и рельса имеет принципиальное отличие от взаимодействия стандартного колеса и рельса. Это отличие состоит в том, что элементы блочной конструкции колесной пары катятся по рельсам в режиме чистого качения без «паразитного» проскальзывания, что характерно для элементов стандартной колесной пары.

Напомним, что трение скольжения в соответствии с её характеристикой (раздел 4.6) состоит из трех зон: первая зона – это F_{Π} – зона "покоя", вторая зона F_{Kp} – трение крипа, третья зона – после прохождения максимума $F_{\Pi} + F_{Kp}$ сила крипа уменьшается с увеличением относительной скорости скольжения (зона боксования). Для т*рения качения* принято (рисунок 5.17), что область контакта разделяется на три участка: два участка скольжения *aa'* и *bb'* и один участок



сцепления a'b'.

Движение колес блочной конструкции осуществляется по типу трения качения без «паразитного» проскальзывания. Сила трения качения по Кулону имеет следующую формулу:

$$T = \frac{k}{r} \cdot P \tag{5.2}$$

Рисунок 5.17 – Взаимодействие колеса с плоскостью в процессе качения

Р – вес цилиндра, Н;

где r – радиус цилиндра, м;

k – коэффициент трения качения, представляющий собой полухорду зоны сжатия и имеющий линейную размерность (для трущейся пары закаленной стали по стали k=0,00001 м [18, 233]).

Для обоснования формирования сил трения в контактах элементов «блочное колесо – рельс», также как и для стандартной колесной пары находится в двух областях механики: кинематики и динамики движения подвижного состава. Согласно теории кинематики качения колеса по рельсу, пятно контакта является мгновенным центром поворота блочного колеса. При чистом качении пятно контакта на поверхности катания колеса имеет скорость перемещения относительно пятна контакта рельса, равную нулю. Следовательно, в пятне контакта в процессе движения в режиме выбега сопротивление движению оказывает только трение качения. Трения «покоя» и «крипа» действует как суммарная реакция, удерживающая колесо на траектории её движения. Эта траектория движения находится в плоскости качения блочного колеса.

В свою очередь, представленные силы трения («покоя» и «крипа») формируют результирующий вектор силы сцепления в пятне контакта «блочное колесо – рельс», который имеет постоянное значение для определенных условий по сцеплению, а его направление и значение, как силы реакции на площадке контакта, зависит от направления воздействия внешних сил. Трение качения Т в сравнении с суммарным трением $F_{II} + F_{Kp}$ значительно меньше, поэтому сопротивление движению, которое оно оказывает на блочное колесо, существенно ниже, чем у стандартной колесной пары и слабо зависит от роста скорости поступательного движения.

Работу сил сцепления в точке контакта блочного колеса и рельса можно продемонстрировать на векторных круговых диаграммах (рисунок 5.18) описания которых подробно представлены в главе 4.6. Отличие работы трения блочной колесной пары по рельсу от стандартного состоит в том, что все трение в контакте блочного колеса используется для совершения только полезной работы – на формирование силы сцепления в режимах тяги и торможения без «паразитного» проскальзывания колеса по рельсу. Режимы работы трения в контакте блочного колеса могут быть реализованы по всем векторным силовым (рисунок 5.18 a, б, в, г) и скоростным диаграммам (рисунок 5.18 д, е, ж, з). В режиме выбега – векторная силовая (рисунок 5.18 а) и скоростная диаграммы (рисунок 5.18 д). У стандартной

140

колесной пары последний режим выбега может быть реализован только по силовым (рисунок 5.18 б) и скоростным векторным диаграммам (рисунок 5.18 е)

Поскольку в блочной конструкции колесной пары устранен механизм извилистого движения, который в точке контакта стандартной колесной пары и рельса с ростом скорости движения «съедал» сцепление, то в блочной конструкции колеса можно все сцепление полностью реализовать на полезную работу – формирования сил тяги и торможения во всем диапазоне скоростей движения [249, 254, 256, 262, 266].



Рисунок 5.18 – Векторные диаграммы в точке контакта "колесо-рельс": (а – г) – сил сцепления; (д – з) – скорости проскальзывания колеса

5.6 Методика оценки напряженного состояния в зоне контакта «колесо-рельс» и результаты его расчета

Влияние нормальных сил на напряженное состояние в зоне контакта «колесо-рельс». Механика взаимодействия в зоне контакта стандартного колеса и рельса – это предмет, аккумулирующий методы и задачи нескольких дисциплин о связях между напряжениями, трением и массогабаритными параметрами системы «стандартное колесо – рельс». Первое надежное математическое решение нормальной задачи дал Г. Герц. Контактная теория Герца справедлива при следующих допущениях [25, 226, 233]:

- материалы соприкасающихся деталей следуют закону Гука;

- контактирующие поверхности гладкие, однородны и изотропны;

- сжимающая сила направлена по нормали к площади контакта;

- силы трения в зоне контакта не действуют;

 – размер контактной площадки мал по сравнению с размерами контактирующих тел и радиусами кривизны недеформированных поверхностей;

 – для контактной задачи использовано решение линейного упругого полупространства.

В теории Герца определенные ограничения накладываются на геометрию контактирующих тел. Например, если в области контакта имеются два или несколько радиусов кривизны ρ_{11} , ρ_{12} , ρ_{21} , ρ_{22} (рисунок 5.19), решение Герца несправедливо, и для определения площадки контакта следует использовать негерцевское пространство. Это особенно важно при разнообразных сочетаниях изношенных профилей колеса и рельса [25, 157 226].



Рисунок 5.19 – Расчетная схема контактирования поверхностей катания гибкого бандажа и рельса (негерцевское пространство)

Следует отметить, что реальный контакт между стандартным колесом и рельсом всегда имеет дискретный характер, и площадь истинного соприкосновения составляет часть номинальной площади касания. Взаимодействие поверхностей при трении в каждый момент времени осуществляется только на фактической площади касания. Для этого случая И. В. Крагельским [124] была предложена и разработана стержневая модель поверхности, согласно которой поверхность моделируется в виде набора стержней, независимо деформирующихся при приложении нагрузки.

При некоторых условиях трения (малые скорости, малопластичные материалы, приработанные поверхности, наличие смазки) принято считать, что площадь фактического контакта в движении не будет существенно отличаться от площади контакта в статических условиях. При увеличении гладкости контактирующих поверхностей наблюдается значительное возрастание фактической площади контакта и возрастание коэффициента трения [81, 124]. Для определения фактической площади пятна контакта необходимо использовать параметры, полученные экспериментальным путем с использованием высокоточного измерительного оборудования и специальных методик. В настоящее время такие методики, которые давали бы надежные и достоверные данные, отсутствуют [44, 106, 107, 124, 128, 154].

Другой подход, используемый для нахождения контактных напряжений между изношенными стандартным колесом и рельсом, состоит в моделировании контактирующих тел с использованием упругого винклеровского основания, при котором деформация поверхностей пропорциональна нормальным контактным напряжениям [25, 44, 51, 200 226, 233]. Полученное при этом максимальное контактное напряжение будет в 1,3 больше, чем при герцевском решении.

Для расчета деталей на контактную прочность необходимо решение двух задач. Первая задача о распределении напряжений в самой детали и о характере напряженного состояния в той или иной её точке, которая теоретически полностью разрешена. Вторая задача – о допустимости того или иного напряженного состояния с точки зрения контактной прочности детали. Современное состояние физики твердого тела еще не дало теоретического обоснования решения для второй задачи. Поэтому для практического решения для пластичных материалов в настоящее время используются наиболее распространенные гипотезы прочности это: гипотеза наибольших касательных напряжений и вторая гипотеза – средних касательных напряжений (потенциальная энергия формоизменения – четвертый закон прочности). Эквивалентное напряжение по теории наибольших касательных напряжений будет:

$$\sigma_{\scriptscriptstyle 3KB}^{\rm I} = \sigma_1 - \sigma_3 = 2\sigma_{\rm max} \tag{5.3}$$

и по гипотезе средних касательных напряжений:

$$\sigma_{_{3KB}}^{II} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$$
(5.4)

где σ_1 – наибольшее, МПа;

 σ_2 – среднее, МПа;

σ₃ – наимньшее из трех главных напряжений (с учетом знака), МПа.

Как известно, задача контакта качения двух упругих тел, имеющих одинаковые характеристики упругости, как это имеет место для стандартного колеса и рельса, может быть представлена раздельно в виде нормальной и тангенциальной задач. Цель первой задачи состоит в определении размера и формы площадки контакта, а также распределения нормальных контактных напряжений. Результаты решения нормальной задачи используются для нахождения решения тангенциальной, заключающейся в нахождении распределения касательных напряжений и тягового и тормозного моментов в зонах сцепления и проскальзывания контактной площадки.

Контактирующие поверхности стандартного колеса и рельса имеют четыре кривизны, поэтому все последующие вычисления напряжений в точке контакта в представленной работе выполнены по негерцевской модели. Целесообразность и правомерность такого подхода обосновано тем, что в предлагаемой работе стоит задача путем сравнения выявить отличия между контактными напряжениями блочного и стандартного колес. Поэтому адекватность результатов предлагаемых расчетов базируется на использовании одной и той же методики для всех рассматриваемых вариантов конструкций колесных пар, одна из которых является стандартная конструкция с известными результатами износа и прочности, известных в эксплуатации.
При нахождении нормальных контактных напряжений по теории Герца должны быть выполнены следующие условия: контактирующие тела должны иметь общую нормаль в точке касания, с которой совмещена ось $Z_{\Gamma b}$ и вдоль которой направлены сжимающая сила P_Z а также общую касательную плоскость, в которой расположены оси $X_{\Gamma b}$ и $Y_{\Gamma b}$ (рисунок 5.19). Эти же условия используются и для негерцевского пространства, в котором главными являются наибольшая и наименьшая кривизна, расположенные в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, проходящих через центр кривизны. Главные радиусы кривизны поверхностей тел в точке касания обозначены:

 ρ_{11} – радиус поверхности катания колеса, м;

 ρ_{12} – поперечный радиус поверхности катания колеса ($\rho_{12} = \infty$ – неизношенного профиля поверхности катания колеса), м;

 ρ_{12} =0,015*м* – изношенный профиль (прокат);

 ρ_{21} — радиус поперечного профиля поверхности катания в верхней точке поверхности катания рельса (ρ_{21} =0,5M — для неизношенной поверхности катания рельса; ρ_{21} = ∞ — для изношенной поверхности катания рельса, м);

 ρ_{22} – радиус продольной поверхности катания рельса вызванного прогибом и геометрической неровностью ($\rho_{22} = \infty$ – для абсолютно ровной поверхности катания и абсолютно жесткого верхнего строения пути). При условии, что $\rho_{11} \prec \rho_{12}$ и $\rho_{21} \prec \rho_{22}$.

Соответственно обозначены главные кривизны:

$$k_{12} = \frac{1}{\rho_{12}}, \ k_{11} = \frac{1}{\rho_{11}}; \ k_{21} = \frac{1}{\rho_{21}}; \ k_{22} = \frac{1}{\rho_{22}}.$$
(5.5)

В общем случае площадка контакта представляет собой эллипс, полуоси которого *a* и *b* определяются следующими выражениями:

$$a = \alpha \sqrt[3]{\frac{3P_{\Im}(1-\mu^2)}{E(k_{11}+k_{12}+k_{21}+k_{22})}}; \quad b = \frac{a\beta}{\alpha}.$$
(5.6)

где $P_{\mathcal{F}}$ – эквивалентная сила, направленная по нормали к площадке точки контакта К колеса и рельса, равная

$$P_{\mathfrak{H}} = P_{\mathrm{C}} + P_{\mathrm{J}\mathrm{U}\mathrm{H}}^{\Gamma} + P_{\mathrm{J}\mathrm{U}\mathrm{H}}^{\mathrm{B}}$$
(5.7)

(- - -)

где P_c-сила статической нагрузки на колесо, H;

 $P_{\partial uh}^{\Gamma}$ – сила динамической нагрузки («перевалка» груза) от действия центробежной силы при движении по криволинейной траектории (извилистое движение):

$$P_{\text{дин}}^{\Gamma} = \frac{\text{mV}^2}{4\text{R}} \frac{\text{h}}{2\text{s}},\tag{5.8}$$

где т – масса грузового вагона, кг;

V – скорость поступательного движения вагона, м/с;

h – высота центра тяжести вагона, (2 м);

2s – ширина рельсовой колеи (1,52 м);

R – радиус криволинейной траектории движения, м:

$$R = \frac{l^2}{8t} \tag{5.9}$$

где 1 – длина волны криволинейного движения, м;

t – амплитуда волны криволинейного движения, м.

P^{*B*}_{*дин*} – сила динамической нагрузки при прохождении колеса вертикальной неровности на поверхности катания рельса, Н.

Для определения динамического воздействия P_{oun}^{B} необрессоренной массы (колесная пара) на путь при прохождении неровности на поверхности катания рельса в приближенных расчетах вполне допустимо использование гипотезы академика Н.П. Петрова. Суть гипотезы состоит в том, что зависимость между реакцией рельса и его упругим прогибом Z_{p}^{0} под колесом в динамических процессах не отличается от той же зависимости в статике. Решение задачи о силах инерции неподрессоренных масс и их динамического воздействия на рельс при прохождении плавной изолированной неровности на поверхности катания рельса (η) представлено в работе [25, 44, 49]. Здесь приведены конечные её результаты в виде дифференциального уравнения движения:

$$\frac{d^2 z^0}{dt^2} + \psi^2 z^0 = -\alpha \frac{d^2 \eta}{dt^2}$$
(5.10)

где $\psi = \sqrt{\frac{c_{\pi}^{0}}{(m^{0} + M)}}$ – собственная частота колебаний системы «колесо-рельс», Гц,

где c_n^0 – жесткость рельса в вертикальном направлении, МН/м;

 $\alpha = M/(m^0 + M)$ – отношение необрессоренной массы (колесо) М к сумме масс рельса m⁰ и колеса М.

Принято, что при наезде колеса на неровность вертикальная скорость в точке её начала равна нулю. Кроме этого, наибольшее значение прогиба рельса под действием колеблющейся неподрессоренной массы за пределами неровности пути равно максимальной амплитуде собственных колебаний. С использованием для этого случая известной формулы из теоретической механики [44] получено уравнение для динамического прогиба рельса:

$$z_{max} = \eta \frac{M}{M+m} \frac{1}{\left(\frac{\psi l}{2\pi V}\right)^2 - 1} \sin \frac{\psi l}{2V}$$
(5.11)

Наибольшее значение z_{max} достигает при критической скорости $V_{\kappa p} = \frac{\psi l}{5,268}$, за пределами которой прогиб уменьшается. При движении со скоростью $V_{\kappa p}$ максимальный прогиб рельса составит: $z_{max} = 1,64c_n^0$.

С использованием значения максимальной амплитуды вертикального перемещения колеса, вызванного динамическим эффектом от прохождения колесом неровности, сила воздействия неподрессоренной массы колеса на рельс определяется по выражению:

$$P^{B}_{\partial u \mu} = c_{n} z_{max} \tag{5.12}$$

Значения коэффициентов α и β приведены в Таблице 4.5 в зависимости от угла ψ, который определяется из выражения:

$$\cos\psi = \frac{\sqrt{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 + 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22})\cos 2\varphi}}{k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}}$$
(5.13)

где ϕ – угол между главными плоскостями кривизны тел, в которых расположены меньшие радиусы и равен 90°.

ψ, град	20	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
α	3,77	2,73	2,39	2,13	1,92	1,75	1,61	1,48	1,37	1,28	1,2
β	0,4	0,49	0,53	0,56	0,60	0,64	0,67	0,71	0,76	0,8	0,84

Таблица 5.1 – Табличная зависимость коэффициентов α и β от угла ψ [25]

148

Для характеристики напряженного состояния в точках, лежащих на поверхности площадки контакта соприкасающихся колеса и рельса, достаточно рассмотреть центр и точки контура эллиптической площадки [200, 211, 233, 234]. Исследования напряженного состояния точек у поверхности контакта показывают, что расположение максимальных касательных напряжений зависит от величины отношения геометрических параметров A и B определяемых формулами:

$$A = (5.14)$$

$$\frac{1}{4}[(k_{11} + k_{12}) + (k_{21} + k_{22}) - \sqrt{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 + 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22})\cos 2\omega}],$$

$$B = \frac{1}{4}[(k_{11} + k_{12}) + (k_{21} + k_{22})] + (k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22})\cos 2\omega.$$

$$E \subset A = \frac{A}{B} < 0.33, \text{ то большее значение имеет касательное напряжение в$$

центре эллипса, а при $\frac{A}{B} > 0,33 -$ по концам большой оси.

Пространственная эпюра распределения давлений по площадке контакта колеса и рельса ограничена поверхностью эллипсоида:

- наибольшее давление в центре площадки:

$$q_0 = \frac{3P_{\mathcal{F}}}{2\pi ab},\tag{5.16}$$

- давление в произвольной точке M(x, y) площадки контакта:

$$q = q_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2}.$$
 (5.17)

Центр контакта О на эллипсной площадке, нормальное давление:

Если принять направления осей ОХ и ОУ соответственно по полуосям α и b

площади контакта, а ось OZ направить в глубину материала колеса, то главные напряжения в центре площади контакта равны [200, 233]:

$$\sigma_{xu}^{q_0} = -2\mu q_0 - (1 - 2\mu) \frac{b}{a+b} q_0, \qquad (5.18)$$

$$\sigma_{y\mu}^{q_0} = -2\mu q_0 - (1 - 2\mu) \frac{a}{a+b} q_0, \qquad (5.19)$$

$$\sigma_{z\kappa a}^{q_0} = -q_0, \tag{5.20}$$

где µ=0,3 – коэффициент Пуассона.

Центр контакта О под эллипсной площадкой по оси Z.

Т.к. учитываются четыре радиуса кривизны и среди них есть пара параллельных, то для цилиндров с параллельными осями давление на глубине по оси координаты Z:

$$\sigma_{\mathrm{xu}(z)}^{q_0} = -\left[\frac{a^2 + 2z^2}{a\sqrt{a^2 + z^2}} - \frac{2z}{a}\right] q_0; \tag{5.21}$$

$$\sigma_{yu(z)}^{q_0} = \mu(\sigma_x + \sigma_z) = -2\mu \frac{\sqrt{a^2 + z^2} - z}{a} q_0;$$
(5.22)

$$\sigma_{zu(z)}^{q_0} = \frac{a}{\sqrt{a^2 + z^2}} q_0; \quad \tau_{xu(z)}^{q_0} = 0,$$
(5.23)

при
$$z_0 = (0,5 - 0,78)b, \quad \tau_{max} = 0,5q_{0.}$$
 (5.24)

На конце большого диаметра эллипса ОХ. Нормальное давление.

По координате X: x = a, y = 0, (опасная точка)

Главные напряжения:

$$\sigma_{x\kappa a}^{q_0} = -\sigma_{y\kappa a}^{q_0} = -(1-2\mu) q_0 \frac{\beta}{e^2} [1 - \frac{1}{e} \operatorname{Arth} e]; \qquad (5.25)$$

$$\tau_{x\kappa a\ (max)}^{q_0} = (1-2\mu)\ q_0 \frac{\beta}{e^2} \left(\frac{1}{e}\ Arth\ e - 1\right); \tag{5.26}$$

$$\tau_{xy}^{q_0} = 0, \tag{5.27}$$

где эксцентриситет эллипса $e = \sqrt{1 - \beta^2}$. $\beta = \frac{b}{a}$;

Эти наибольшие касательные напряжения возрастают по мере увеличения эксцентриситета эллипса, т. е. по мере приближения эллипса к вытянутой полоске (контакт цилиндров). При e<0,89 наибольшее τ_{max} получается в конце большой полуоси, а при e>0,89 – в центре площадки эллипса давления.

По координате Y: x = a, y = 0, (опасная точка)

Главные напряжения:

$$-\sigma_{x\kappa a}^{q_0} = \sigma_{y\kappa a}^{q_0} = (1-2\mu) q_0 \frac{\beta}{e^2} \left[1 - \frac{1}{e} \text{ Arth } e\right].$$
(5.28)

По координате Z.

Главные напряжения:
$$\sigma_{z\kappa a}^{q_0} = 0.$$
 (5.29)

На конце малого диаметра эллипса b (ОУ). Нормальное давление.

По координате X: x = 0, y = b.

Главные напряжения:

$$\sigma_{x\kappa b}^{q_0} = -\sigma_{y\kappa b}^{q_0} = -(1-2\mu) q_0 \frac{\beta}{e^2} \left[1 - \frac{\beta}{e} \operatorname{arctg} \frac{e}{\beta}\right],$$
(5.30)

$$\tau_{x\kappa b\ (max)}^{q_0} = (1-2\mu)\ q_0 \frac{\beta}{e^2} \left[1 - \frac{\beta}{e}\ arctg\ \frac{e}{\beta}\right].$$
(5.31)

По координате Y: x = 0, y = b

Главные напряжения:

$$\sigma_{x\kappa b}^{q_0} = -\sigma_{y\kappa b}^{q_0} = -(1-2\mu) q_0 \frac{\beta}{e^2} \left[1 - \frac{\beta}{e} \operatorname{arctg} \frac{e}{\beta}\right], \qquad (5.32)$$
$$\sigma_{x\kappa b}^{q_0} = 0$$

$$\sigma_{Z\kappa b}^{*,\circ} = 0. \tag{5.33}$$

По координате Z: x = 0, y = b.

$$\sigma_{z\kappa b}^{q_0} = 0. \tag{5.34}$$

(5 2 4)

Влияние тангенциальных сил на напряженное состояние в зоне контакта колеса и рельса. В случае исследуемой системы «колесо-рельс» необходимо учитывать действие на площадке контакта, кроме нормальной, также и касательную нагрузку. При проскальзывании величина касательных нагрузок ограничивается силой сцепления. В зависимости от условий работы касательная нагрузка может быть достаточно велика (зона суммы трения «покоя» и крипа) и при отсутствии относительного скольжения (зона трения «покоя»). Но значение действующего трения в пятне контакта «колесо-рельс» формируется суммой значений двух зон трения: «покоя» и крипа:

$$f_{\Sigma} = f_n + f_{\kappa p}.$$

В связи со сложностью точного решения контактной задачи при одновременном действии нормальных и касательных сил используется приближенное решение; основное его допущение заключается в том, что для нормальных сил

$$\frac{\mathbf{p}}{\mathbf{q}} = \frac{\mathbf{p}_0}{\mathbf{q}_0} = \frac{\mathbf{p}}{\mathbf{Q}} = f_{\Sigma} = \text{const},$$
(5.35)

где p – интенсивность касательных сил в произвольной точке площадки контакта, МПа;

р₀ – их наибольшая интенсивность, МПа;

q – интенсивность нормальных сил в произвольной точке площадки контакта, МПа;

q₀ – интенсивность нормальных сил в центре площадки контакта, МПа.

В случае тангенциальных сил для эллиптического контакта используется теория и формулы для случая двух параллельных цилиндров, контактирующих по контакту в виде полосы, ограниченной параллельными линиями, дано в работах [200].

Для определения тангенциального давления в зависимости от его места на площадке пятна контакта используются следующие соотношения.

Центр площади пятна контакта О в срединной её плоскости хOz.

При z=0 касательные напряжения в точках на средней линии полосы контакта равны:

$$\tau_{yz}^{p_0} = \tau_{zy}^{p_0} = p_0 = f_{\Sigma} q_0.$$
 (5.36)

Центр контакта O (под эллипсной площадкой) во всех точках срединной плоскости хOz:

$$\tau_{yz(z)}^{p_0} = \tau_{zy(z)}^{p_0} = p_0 \left[2\sqrt{1 + \left(\frac{z}{b}\right)^2} - 2\frac{z}{b} - \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{b}\right)^2}} \right].$$
 (5.37)

При z=0 касательные напряжения в точках на средней линии полосы контакта равны:

$$\tau_{yz}^{p_0} = \tau_{zy}^{p_0} = p_0. \tag{5.38}$$

На конце большого диаметра эллипса а по направлению ОХ: (Методика срединной плоскости, [200]).

По координате Х. Для нормальных сил сохраняется эллипсоидальный закон распределения, а касательные силы пропорциональны нормальным:

$$p_0 = f_{\Sigma} q_0.$$

Во всех точках срединной плоскости YOZ нормальные напряжения равны нулю:

152

$$\sigma_x^{p_0} = \sigma_y^{p_0} = \sigma_z^{p_0} = 0.$$
 (5.40).

Напряженное состояние в точках внутри площадки контакта (x < a) оценивается по следующей зависимости:

$$\sigma_y^{p_0} = 2p_0 \frac{x}{a}.$$
 (5.41).

Нормальные напряжения σ_x и σ_y достигают наибольших значений у контура площадки контакта (x=± a) (рисунок 5.20).

Эпюры напряжений вдоль оси ОХ по формулам (5.25-5.27) показаны на ри-



Рисунок 5.20 – Нормальные напряжения σ_x и σ_v [200]

сунке 5.20. Нормальные напряжения σ_x и σ_y достигают наибольших значений у контура площадки контакта (x=± α).

Во всех точках срединной плоскости уОz в контакте и под плоскостью контакта (срединная плоскость – это образующие соприкасающихся параллельных цилиндров, выводы которых используются и для случая эллиптического контакта) касательные напряжения определяют по зависимости:

$$\tau_{xz(z)}^{p_0} = \tau_{zx(z)}^{p_0} = p_0 \left[2\sqrt{1 + \left(\frac{z}{a}\right)^2} - 2\frac{z}{a} - \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{a}\right)^2}} \right].$$
 (5.42)

Касательные напряжения в точках внутри площадки контакта:

$$\tau_{xz}^{p_0} = \tau_{zx}^{p_0} = p_0 \sqrt{1 + \left(\frac{x}{a}\right)^2}$$
(5.43)

При z=0 касательные напряжения в точках на малой оси контакта ОУ (средней линии полосы) равны:

$$153 \\ \tau_{xz}^{p_0} = \tau_{zx}^{p_0} = p_0.$$

По координате Х.

Напряженное состояние в точках внутри площадки контакта (*x* < *a*) оценивается по следующей зависимости:

$$\sigma_x^{p_0} = 2p_0 \frac{x}{a}.$$
 (5.45)

По координате Ү.

Во всех точках срединной плоскости YOZ нормальные напряжения равны нулю

$$\sigma_y^{p_0} = 0.$$
 (5.46)

Напряженное состояние в точках внутри площадки контакта (x < a) оценивается по следующей зависимости:

$$\sigma_y^{p_0} = 2\mu p_0 \frac{x}{a}.$$
 (5.47)

По координате Z.

$$\sigma_{z\kappa b}^{p_0} = 0. \tag{5.48}$$

На конце малого диаметра эллипса ОУ а.

(Методика срединной плоскости [200]),

По координате X. Во всех точках срединной плоскости YOZ на площадке контакта нормальные напряжения равны нулю:

$$\sigma_x^{p_0} = \sigma_y^{p_0} = \sigma_z^{p_0} = 0.$$
 (5.49)

Во всех точках срединной плоскости уОz (срединная плоскость – это линии образующих контактирующихся параллельных цилиндров, выводы которых используются и для случая эллиптического контакта). Координата ОУ не рассматривается.

Касательные напряжения определяют по зависимости:

$$\tau_{xz(z)}^{p_0} = \tau_{xz(z)}^{p_0} = p_0 \left[2\sqrt{1 + \left(\frac{z}{a}\right)^2} - 2\frac{z}{a} - \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{a}\right)^2}} \right].$$
 (5.50)

Напряженное состояние в точках внутри площадки контакта (x < a) оценивается по следующим зависимостям:

$$\sigma_x^{p_0} = 2\mu p_0 \frac{y}{a}.$$
 (5.51)

Касательные напряжения в точках внутри площадки контакта

$$\tau_{xz}^{p_0} = \tau_{zx}^{p_0} = p_0 \sqrt{1 + \left(\frac{x}{a}\right)^2}.$$
 (5.52)

По координате Ү.

Во всех точках срединной плоскости YOZ нормальные напряжения равны нулю (5.52)

151

$$\sigma_{\gamma\kappa b}^{p_0} = 0. \tag{5.55}$$

В частном случае для точек, лежащих на оси ОУ (средние линии полосы контакта z=0 [200]), касательные напряжения:

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = 0. \tag{5.54}$$

Внутри площадки контакта (x < a):

$$\sigma_x^{p_0} = 2p_0 \frac{x}{a}.$$
 (5.55)

По координате Z.

Во всех точках срединной плоскости YOZ нормальные напряжения равны нулю:

-

$$\sigma_{z\kappa b}^{p_0} = 0. \tag{5.56}$$

Во всех точках срединной плоскости уОг:

$$\tau_{zx(z)}^{p_0} = \tau_{xz(z)}^{p_0} = p_0 \left[2\sqrt{1 + \left(\frac{z}{a}\right)^2} - 2\frac{z}{a} - \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{a}\right)^2}} \right].$$
 (5.57)

При z=0 касательные напряжения в точках на средней линии полосы контакта равны:

$$\tau_{yz}^{p_0} = \tau_{zy}^{p_0} = p_0. \tag{5.58}$$

Методика определения объемного напряженного состояния материала в точке контакта колеса и рельса. Как известно, в теории прочности производится замена сложного напряженного состояния материала на эквивалентное (равноопасное) ему линейным напряженном состоянием. Такая замена возможна, если принять какую-либо гипотезу о том какой фактор является решающим в наступДля объемного напряженного состояния материала в точке контакта колеса и рельса наиболее полно подходит третий или четвертый закон прочности. Так, [233, 226, 254] третья теория прочности, или теория наибольших касательных напряжений, предполагает прочность материала обеспеченной, если наибольшие касательные напряжения при сложном напряженном состоянии не превосходят допускаемого касательного напряжения, получаемого из опытов при осевом растяжении или сжатии, т. е.

$$\tau_{max} = \ll [\tau]. \tag{5.59}$$

Выразив касательные напряжения через нормальные и принимая во внимание формулу ($\tau_{max} = \frac{\sigma_y - \sigma_x}{2}$), условие прочности по третьей теории имеет следующий вид:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_y - \sigma_x}{2} \le \frac{[\sigma]}{2}.$$
(5.60)

Как видно из формулы (5.60), третья теория прочности учитывает лишь два главных напряжения из трех – наибольшее и наименьшее. Недостатком этой теории является то, что она не принимает во внимание промежуточного главного напряжения, влияющего на прочность материала. Результаты расчетов по третьей теории прочности подтверждаются результатами опытов для пластичных материалов, одинаково сопротивляющихся растяжению и сжатию. Она согласуется также и с результатами опытов для всестороннего сжатия. Для хрупких материалов результаты опытов не соответствуют третьей теории.

Четвертая теория прочности основывается на удельной потенциальной энергии формоизменения, которая предполагает, что наступление опасного состояния материала зависит не от величин отдельных видов напряжений или отдельных деформаций, а от совместного действия тех и других, т. е. от величины потенциальной энергии, накопленной в единице объема материала, или от равной ей по величине удельной работы деформации. Результаты опытов показали, что объемная деформация остается упругой даже при весьма высоких напряжениях. Это обстоятельство послужило основанием считать, что опасное состояние материала связано лишь с величиной удельной потенциальной энергии изменения формы. Поэтому эта теория называется энергетической теорией прочности. Таким образом, прочность материала, находящегося в сложном напряженном состоянии, считается обеспеченной, если наибольшая удельная потенциальная энергия формоизменения при сложном напряженном состоянии не превосходит допускаемого ее значения, определяемого из опытов на осевое растяжение или сжатие, т. е. $u_{\phi} \leq [u_{\phi}]$. Это условие в развернутом виде может быть представлено следующим выражением:

$$\sigma_{_{3\kappa}} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]} \ll [\sigma].$$
(5.61)

Условие прочности для плоского напряженного состояния выразится формулой:

$$\sigma_{_{\mathcal{H}}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1^2 \sigma_2^2} \ll [\sigma].$$
(5.62)

Четвертая теория прочности хорошо согласуется с результатами опытов над пластичными материалами, для которых она оказывается более точной, чем третья теория. Следует отметить, что настоящая теория, как и третья, может считаться *теорией прочности* при условии, что за опасное состояние материала принимается переход его в пластическое состояние. По опытным данным для пластичного состояния материала наиболее полно оправдала себя энергетическая теория прочности. Для хрупкого состояния материала в некоторых случаях можно применять теорию наибольших линейных деформаций.

При объемно напряженном состоянии в пятне контакта эквивалентные напряжения или интенсивность напряжений в данной точке определяются по следующей зависимости [200, 211, 233, 252]:

$$\sigma_{i} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{\left(\sigma_{x} - \sigma_{y}\right)^{2} + \left(\sigma_{y} - \sigma_{z}\right)^{2} + \left(\sigma_{z} - \sigma_{x}\right)^{2} + 6\left(\tau_{xy}^{2} + \tau_{yz}^{2} + \tau_{zx}^{2}\right)} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_{1} - \sigma_{2})^{2} + (\sigma_{2} - \sigma_{3})^{2} + (\sigma_{3} - \sigma_{1})^{2}}} = \frac{3}{\sqrt{2}} \tau_{oKT},$$
(5.63)

где токта - октаэдрическое напряжение - напряжение, действующее на

площадке, равнонаклоненной к трем главным площадкам (октаэдрической площадке)

$$\tau_{\rm OKT} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_1^2 + \sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 - \sigma_2 \sigma_3 - \sigma_3 \sigma_1},$$
(5.64)

$$\sigma_{\rm OKT} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3},\tag{5.65}$$

На основании закона о независимости действия сил и имея параметры напряженного состояния в зоне контакта колеса и рельса, как от нормальных, так и от тангенциальных сил, вполне обосновано, можно путем простого их наложения получить результаты от их совместного действия. Поэтому все напряжения, вызванные всеми учтенными силами, суммируются по соответствующим направлениям. В результате напряжения в точке октаэдрической площадки металла колеса или рельса может быть определено по следующей зависимости:

$$\sigma_{_{3KG}} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{\left(\sum \sigma_{x} - \sum \sigma_{y}\right)^{2} + \left(\sum \sigma_{y} - \sum \sigma_{z}\right)^{2} + \left(\sum \sigma_{z} - \sum \sigma_{x}\right)^{2} + 6\left(\sum \tau_{xy}^{2} + \sum \tau_{yz}^{2} + \sum \tau_{zx}^{2}\right)} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_{1} - \sigma_{2})^{2} + (\sigma_{2} - \sigma_{3})^{2} + (\sigma_{3} - \sigma_{1})^{2}}} = \frac{3}{\sqrt{2}} \tau_{oKT}.$$
(5.66)

Рекомендации по определению контактных напряжений, сил крипа, скорости проскальзывания. Представленные выше расчетные методики определения контактных напряжений, сил крипа, скорости проскальзывания ограничиваются из-за необходимости применения априорно выбираемых корректируемых поправок для устранения количественных различий в результатах теоретических расчетах и экспериментов. Поправка, на которую умножаются вычисленные контактные напряжения, коэффициенты крипа и спина, согласно рекомендациям Международного союза железных дорог составляет 0,7 [226]. Поэтому до сих пор теоретическое решение вопроса определения напряженного состояния в контакте колеса с рельсом остается открытым.

В представленной работе для оценки прочности пластичных материалов при контактных напряжениях стандартного и блочного колес использована четвертая теория прочности. Для этого определены наибольшие значения эквивалентных

напряжений. Согласно теории контактных напряжений [226], наиболее опасная точка находится на некоторой глубине под центром площадки. Поэтому часто расчет на прочность в пятне контакта производят по наибольшему давлению (q_0) по площадке контакта, сравнивая его с соответствующим допускаемым значением $[q_0]$. В этом случае условие прочности:

$$\sigma_{\scriptscriptstyle \mathcal{H}\!\mathcal{G}} = m \cdot q_0 \le \left[\sigma\right]_{\scriptstyle \mathsf{W}\!\mathsf{J}\!\mathsf{W}} q_0 \le \frac{1}{m} \left[\sigma\right] = \left[q_0\right], \tag{5.67}$$

где m – отношение наибольших эквивалентных напряжений по соответствующей теории прочности к давлению *q*₀ [25].

Величина m зависит от соотношения длин полуосей α и b эллиптического контура площадки контакта. Например, при соотношениях b/α, равных 1; 0,75; 0,5; 0,25 и 0 значения m по третьей теории прочности соответственно равны 0,620; 0,625; 0,649; 0,646; и 0,6.

Допускаемые значения $[q_0]$ для рельсовой стали 800–1000 МПа. Значения допускаемых наибольших давлений на площадке контакта для некоторых марок стали приведены в Таблице 5.2 [25, 226].

Марка стали	Временное сопро- тивление, МПа	Твердость по Бринеллю, НВ	Допускаемое давление на площадке контакта, МПа, $[p_0]$
50Γ	650 - 850	240	1100 - 1400
15X	620 - 750	240	1050 - 1600
20X	700 - 850	240	1200 - 1450
15XФ	1600 - 1800	240	1350 - 1600
Бандажная сталь 2	930 - 1110	269	_

Таблица 5.2 – Параметры марок рельсовой и бандажной сталей.

На рисунке 5.21 в соответствии с теорией Герца, распределение максимального статического напряжения сжатия на поверхности и максимальные касательные напряжения – на глубине 0,78α.

Расчеты распределения герцевских контактных напряжений в бесконечном полупространстве показывают, что непосредственно под площадкой контакта материал находится в трехосном напряженном состоянии. Три компоненты тензора напряжения примерно равны, в результате чего достигается высокий уровень несущей способности материала. Далее вглубь материала эти напряжения становятся неравными, и уровень касательных напряжений достигает своего наивысшего значения на глубине один-три миллиметра [226].



Рисунок 5.21 – Напряжения в бандаже под контактной площадкой при действии нормальной нагрузки [226]. σ_z/q_0 – нормальные напряжения;

- σ_X/q_0 и σ_Y/q_0 напряжения параллельные площадке контакта;
- ____ . _ τ_1/q_0 максимальное касательное напряжение.

Таким образом, подводя итоги анализа существующих методик по двум видам нагружений установлено, что в точке контакта «колесо-рельс» существует два объема материала, которые испытывают основную деформацию. Одним из них является очень тонкий слой у поверхности площадки контакта, другим – подповерхностный объем вблизи места максимальных касательных напряжений. Когда к поверхности прикладывается тангенциальное усилие, а с увеличением коэффициента трения растет и величина касательного напряжения, то точка с наибольшим касательным напряжением из глубины постепенно приближается к поверхности соприкасающихся тел. В этом же случае приближаются друг к другу и их объемы, которые могут образовывать одну область потенциального разрушения материала. Даже если при этом нормальная деформация на поверхности носит упругий характер, вблизи поверхности могут возникнуть пластические деформации. Кроме этого, под действием катящихся колес под поверхностью возникает циклическое напряжение сжатия-растяжения, приводящее к накоплению подповерхностной пластической деформации и возникновению остаточных напряжений в материале. Такое поведение материала является причиной различных видов контактно-усталостных дефектов в колесах и рельсах.

На рисунке 5.22 представлена диаграмма, так называемая диаграммой приспособляемости Джонсона [226], которая показывает влияние тангенциального усилия на несущую способность контакта и показывает границы различного поведения материала в виде зависимости фактора нагрузки $q_0/[\sigma_T]$ от коэффициента $\mu = P_x/Q_z$, где q_0 – нормальное контактное давление; $[\sigma_T]$ – предел текучести материала; P_x – тангенциальное усилие; Q_z – нормальная сила.





Рисунок 5.22 – Диаграмма приспособляемости материала

При сравнительно невысоких значениях коэффициента P_x/Q_z накопление пластического течения материала происходит под поверхностью катания колеса или рельса. Если же коэффициент P_x/Q_z становится большим, чем примерно 0,3, то наивысший уровень пластического течения достигается на поверхности ката-

ния. При накоплении большого числа однонаправленных пластических деформаций нагартовывает поверхностный слой до тех пор, пока его способность к пластической деформации не исчерпается. Степень повреждаемости поверхности зависит от коэффициента трения, максимального контактного напряжения и предела текучести стали.

Результаты расчетов прочности по контактному напряжению с учетом действий нормальных и тангенциальных сил. В рамках предлагаемой работы для получения объективной расчетной оценки напряженного состояния в зоне контакта «колесо-рельс» использован метод сравнения результатов расчетов для трех вариантов конструкций колесных пар: первый – стандартная колесная пара; второй и третий вариант – блочное колесо с опорным колесом с жестким и гибким бандажами с независимым вращением всех контактирующих поверхностей. Для всех вариантов конструкций колес приняты предельно возможные значения параметров внешних факторов, воздействующих на систему «колесо-рельс». Следует отметить, что воздействие внешних факторов на элементы исследуемых конструкций колес разделяются между ними по-разному. Так, например, стандартное колесо воспринимает вертикальную нагрузку, «паразитное» проскальзывание, а также направляющее усилие гребня и силу инерции необрессоренной массы. Опорное колесо в блочной конструкции – вертикальную нагрузку при отсутствии: «паразитного» проскальзывания колес по рельсам и направляющего усилия в горизонтальной плоскости, которое в этом случае действует на гребень направляющего колеса. Гибкий бандаж блочного колеса – вертикальную нагрузку и минимальную необрессоренную массу.

На напряженное состояние в точке контакта «колесо-рельс» влияют многочисленные внешние и внутренние факторы и их бесчисленные сочетания. На базе выполненных исследований динамического взаимодействия подвижного состава и пути и с использованием метода ранжирования (раздел 4.2) для дальнейших исследований контактных напряжений в системе «колесо-рельс» были выбраны следующие факторы. Главенствующие: К1 – жесткая посадка колес на оси колесной пары; К2 – разность диаметров колес колесной пары; К3 – осевая нагрузка; К5 – проскальзывание гребня бандажа колесной пары по головке рельса. Существенные: К7 – извилистое движение колесной пары в плане пути; К9 – параметры поперечного профиля бандажа; К11 – скорость движения поездов по криволинейной траектории; К12 – состояние верхнего строения пути. Значимые: К14 – кинематика взаимодействия гребня с боковой гранью головки рельса.

Следует отметить, что совокупность ряда перечисленных выше факторов таких как: К1, К2, К3, К7 и К9 формируют основную особенность траектории движения подвижного состава в горизонтальной плоскости (извилистое движение) и её характеристики. Боковой износ гребней и рельсов зависит от следующих факторов: К1, К2, К3, К5, К7, К9, К11, К12 и К14.

Распределение контактных напряжений в пятне контакта колеса и рельса и их величина и существенно зависят от профилей их поверхностей катания колеса и рельса и от того, какой имеет место контакт: одноточечный или двухточечный. При конформном профиле размер площадки контакта увеличивается, приводя к уменьшению уровня контактных напряжений по сравнению с неконформными профилями.

При контакте сильно изношенного рельса с новым или изношенным колесом изменяется и форма области распределения давлений. Высокие контактные напряжения возникают в случае, когда контактная зона не достигает внешнего края колеса, приводя к возникновению выступа (фальшивого гребня) в области наружной части поверхности катания колеса. В результате площадь контакта существенно уменьшается, приводя к увеличению контактных напряжений, уровень которых может достигать предела текучести, что вызывает пластическую деформацию головки рельса.

Для блочной конструкции колеса выполнены расчеты контактных напряжений по методике, представленной выше. По этой методике необходимо выполнить следующие решения:

 – задачи о распределении напряжений в металле колеса и о характере напряженного состояния в той или иной его точке;

- вопроса (задачи) о допустимости того или иного напряженного состояния

с точки зрения прочности металла колеса.

Для выполнения этих решений необходимо выбрать и обосновать значения параметров системы «колесо-рельс». Поэтому для определения допустимости напряженного состояния элементов конструкций колес в качестве значений параметров использованы предельные значения характеристик внешнего воздействия и максимально допустимые массогабаритные параметры элементов системы «колесная пара – рельсовая колея».

Основные параметры исследуемой системы, их обозначения и интервалы значений, а также их обоснования приведены ниже:

m_в=100-124 - масса грузового вагона, т;

V=0-40 - скорость поступательного движения вагона, км/ч;

h=2,0 – высота центра тяжести груженного полувагона, м;

2s=1,52 – номинальная ширина рельсовой колеи, м;

l_{из}=20-100 – длина волны криволинейного извилистого движения [44, 49, 245, 249, 250], м.

Для грузового вагона длина волны составляет 20 м, для грузового вагона с блочной конструкцией колесных пар длина волны извилистого движения зависит от параллельности колесных пар в тележке и может быть установлена на уровне значения 100 м [256];

t_{из}=5-20 – амплитуда волны криволинейного движения в прямом участке пути [257], мм.

Предельно максимальное значение амплитуды в 20 мм получено для предельного бокового износа гребней колес [245, 247, 256], равного восьми мм при толщине гребня 25 мм. Плюс допуски на ширину колесной колеи, равного ±3мм, и ширину рельсовой колеи: – 4 и +8 мм.

1_{ви}=0,06–1,0 – длина волны волнообразного износа [245, 247], м;

t_{ви}=0,05-3,0 – амплитуда волнообразного износа, мм.

с_п=100 и 300 – жесткость верхнего строения пути для летних и зимних условий, соответственно, МН/м [44, 49, 108, 250, 252, 254];

m_{пр}=100 – приведенная масса рельса [25, 44], кг ;

m_{кп}=50, 100 и 750 – необрессоренная масса колеса, кг.

Значения необрессоренной массы колеса, равные 50 и 100 кг, относятся к конструкции блочного колеса с опорным колесом, оснащенным подрессоренным бандажом, с использованием упругой прокладки, например, резины;

Рст=23-31 - статическая осевая нагрузка, т;

f _п=0,25–0,4 – коэффициент трение покоя;

f_{кач}=0,00001 – коэффициент трения качения, м.

Оценка сил взаимодействия в точке контакта колеса и рельса. На первом этапе решения прочностных задач предварительно определены состав и значения, действующих сил в пятне контакта «колесо-рельс». Кроме этого, учитывалось общепринятое правило, которое можно сформулировать следующим образом: если в системе действуют силы, которые в процессе динамического взаимодействия компенсируют друг-друга, то в расчетах такие силы все равно берутся с одинаковым знаком.

Анализ силового взаимодействия колеса и рельса выполнен для трех вариантов конструкций колесных пар: стандартной и двух вариантов блочной конструкций (опорное колесо жесткой конструкции и с гибким бандажом). Результаты расчетов для стандартной колесной пары приняты за базовую систему отсчета для оценок результатов расчетов динамического взаимодействия и напряжений для других конструкций колесных пар и установления степени адекватности расчетных значений относительно реальных условий эксплуатации.

При определении значений сил, действующих относительно пятна контакта по нормальному направлению, использованы зависимости (5.7–5.12), результаты расчетов которых приведены на графиках (рисунки 5.23–5.24). Так, на рисунках 5.23 и 5.24 показано влияние жесткости пути (зима – 300 МН/м и лето – 100 МН/м) и скорости движения на силы взаимодействия колеса и рельса при наличии на поверхности катания волнообразного износа в виде «рифли» (длина волны – $l_{ви} = 0,06$ м и высота волны – $h_{ви} = 0,1$ мм).

Согласно графикам, наибольшие силы от внешнего возмущения в зимних условиях (жесткость пути – 300 МН/м) получены на скоростях движения в интер-

вале 20 – 80 км/ч (рисунок 5.23) для соответствующих значений необрессоренной массы m_{нк}. В летних условиях (жесткость пути – 100 МН/м) уровень динамиче-



ских сил существенно снижается (рисунок 5.24).

Рисунок 5.23 – Силы динамического давления в контакте. Параметры: путь: c_n .= 300 МН/м и m_n =100 кг, неровность: $l_{ви}$ =0,06 м и $h_{ви}$ =0,1 мм; Линии: 1 – $m_{н\kappa}$ =750 кг; 2 – $m_{н\kappa}$ =100 кг, 3 – $m_{н\kappa}$ =50 кг.



Рисунок 5.24 – Силы динамического давления в контакте. Параметры: путь: $c_n=100$ МН/м и $m_n=100$ кг, неровность: $l_{ви}=0,06$ м и $h_{ви}=0,1$ мм. Линии: $1 - m_{HK}=750$ кг; $2 - m_{HK}=100$ кг, $3 - m_{HK}=50$ кг.

На рисунках 5.25 и 5.26 показано влияние жесткости пути (зима – 300 МН/м и лето – 100 МН/м, соответственно) при наличии на поверхности катания начального волнообразного износа: длина волны – $l_{Bu} = 0,5$ м и высота волны – $h_{Bu} = 0,5$ мм. Как известно, начальный волнообразный износ формируется на рельсах в процессе его изготовления на металлургических заводах.

На рисунках 5.27 и 5.28 показано влияние жесткости пути (зима – 300 МН/м и лето – 100 МН/м, соответственно) при наличии на поверхности катания рельса предельно допустимого волнообразного износа: длина волны – l_{Bu} =1 м и высота волны – h_{Bu} = 3 мм. Предельный по амплитуде волнообразный износ формируется на рельсах в процессе эксплуатации.

Согласно графикам (рисунки 5.25–5.26) для начальных геометрических неровностей рельсов (l=0,5 м и h=0,5 мм) и предельно допустимых параметров волнообразного износа (l=1,0 м и h=3,0 мм) максимальные динамические силы формируются в области скоростей движения 120–200 км/ч, как для зимних, так и летних условий жесткости верхнего строения пути.



Рисунок 5.25 – Силы динамического давления в контакте. Параметры: путь: c_{π} .= 300 МН/м и m_{π} =100 кг, неровность: $l_{\text{ви}}$ =0,5 м и $h_{\text{ви}}$ =0,5 мм. Линии: 1 – $m_{\text{нк}}$ =750 кг; 2 – $m_{\text{нк}}$ =100 кг, 3 – $m_{\text{нк}}$ =50 кг.



Рисунок 5.26 – Силы динамического давления в контакте. Параметры: путь – $c_n=100$ МН/м и $m_n=100$ кг, неровность: $l_{ви}=0,5$ м и $h_{ви}=0,5$ мм. Линии: $1 - m_{н\kappa}=750$ кг; $2 - m_{н\kappa}=100$ кг, $3 - m_{н\kappa}=50$ кг.



Рисунок 5.27 – Силы динамического давления в контакте Линии: $1 - m_{HK} = 750$ кг; $2 - m_{HK} = 100$ кг, $3 - m_{HK} = 50$ кг.



Рисунок 5.28 – Силы динамического давления в контакте Линии: $1 - m_{HK} = 750$ кг; $2 - m_{HK} = 100$ кг, $3 - m_{HK} = 50$ кг.

Следует отметить, что необрессоренные массы со значениями 50 и 100 кг могут быть реализованы только в конструкции блочного колеса с гибким банда-

жом.

На основании анализа динамических сил для исследований напряженного состояния в пятне контакта в дальнейших исследованиях в качестве возмущений динамической системы «колесо-рельс» были использованы параметры начальных геометрических неровностей (длина волны: l=0,5 м и амплитуда: h=0,5 мм) и предельно допустимые параметры волнообразного износа (l=1,0 м и h=3,0 мм) рельсов. Такой выбор обоснован тем, что эти неровности наибольшее влияние на динамическое взаимодействие колеса и рельса оказывают в зоне значений эксплуатационных скоростей движения. Кроме этого, короткие неровности «рифли» эффективно устраняют рельсошлифовкой.

Выполнен анализ влияния параметров извилистого движения колесной пары на перераспределение вертикальной нагрузки между колесами за счет перевалки экипажа под воздействием центробежной силы, которая формируется при криволинейном извилистом движении. Так, на рисунке 4.28 приведены зависимости значений добавочной динамической силы при перевалке кузова от скорости и параметров извилистого движения. Представленные кривые на графике (рисунок



Рисунок 5.29 – Влияние параметров извилистого движения на динамическую добавку силы в контакте колесо – рельс от перевалки экипажа.

Линии: 1 длина волны извилистого движения – l_{ud} =20 м и амплитуды h_{ud} =20 мм; 2 – l_{ud} =20 м и h_{ud} =5 мм; 2 – l_{ud} =20 м и h_{ud} =5 мм;

5.29) показывают, что более существенное влияние на снижение уровня динамического взаимодействия колеса и рельса от перевалки экипажа оказывает увеличение длины волны извилистого движения, чем уменьшение её амплитуды. Увеличение длины волны извилистого движения у стандартной колесной пары осуществляется за счет уменьшения конусности поверхности катания, которая имеет ограниченный интервал значений, поскольку необходимо требуемый обеспечивать ypoвень проскальзывания колес по рельсам для прохождения кривых участков пути подвижного

состава. Для блочной колесной пары за счет независимого вращения её колес уве-

личение длины волны криволинейного движения не связано с конфигурацией поперечного профиля поверхности катания колес и, соответственно, с обеспечением минимального проскальзывания при вписывании колесной пары в кривые участки пути. Поэтому длина волны извилистого движения для блочной колесной пары может быть установлена любой и может быть ограничена только точностью параллельной установки колесных пар в тележке.

При объемно напряженном состоянии в пятне контакта эквивалентные напряжения в данной точке октаэдрической плоскости определены по зависимости (5.66). На графиках (рисунки 5.30–5.31) представлены зависимости влияния размеров проката (ложный гребень) на объемные напряжения в точках пятна контакта «колесо-рельс».



Рисунок 5.30 – Объемные напряжения в точках пятна контакта стандартного колеса и рельса от нормальных и тангенциальных сил в зависимости от проката (ложного гребня) В зимних условиях (с_п = 300 МН/м). Линии: Эквивалентные объемные напряжения: 1 – в точке конца большого диаметра эллипса; 2 – в точке центра эллипса. В точке центра эллипса: 3 – от тангенциальных сил; 4 – от нормальных сил.



Рисунок 5.31 – Объемные напряжения в точках пятна контакта стандартного колеса и рельса от нормальных и тангенциальных сил в зависимости от проката (ложного гребня)

В летних условиях (с_п=100 МН/м). Линии: Эквивалентные объемные напряжения: 1 – в точке конца большого диаметра эллипса; 2 – в точке центра эллипса. В точке центра эллипса: 3 – от тангенциальных и 4 – от нормальных сил.

Расчеты выполнены при следующих значениях параметров. Путь: вертикальная жесткость рельса – с_п=100 и 300 МН/м (лето, зима, соответственно), приведённая масса рельса – m_п=100 кг; волнообразный износ рельсов: длина волны – l=1,0 м и высота неровности – h=3,0 мм. Колесо: неподрессоренная масса – $m_{HK}=750$ кг, осевая нагрузка – $P_c=25$ т/ось; прокат поверхности катания: ширина зоны проката (ложный гребень) – $l_{HK}=0,04$ м, высота проката – $h_{HK}=1-7$ мм. Параметры траектории извилистого движения подвижного состава: длина волны – $l_{HZ}=20$ м, амплитуда – $h_{HZ}=20$ мм, скорость поступательного движения – V=120 км/ч.

Как показывают расчеты, представленные на графиках (рисунки 5.30 и 5.31), наибольшие эквивалентные объемные напряжения действуют в точке на конце большого диаметра эллипса (линия 1), чем в точке центра эллипса (линия 2), как в летних, так и в зимних условиях. Наибольшее влияние на объемные эквивалентные напряжения оказывают нормальное давление в зоне контакта (линия 4), чем тангенциальные силы (линия 3). Следует отметить, что расчетные эквивалентные объемные силы (линия 3). Следует отметить, что расчетные эквивалентные объемные силы (линия 3). Следует отметить, что расчетные эквивалентные объемные напряжения в точке на конце большого диаметра эллипса имеют значения зимой – 9632 МПа и летом – 9830 МПа, что в три раза превышает пределы значений для границы упругой зоны приспособляемости материала колеса. Значения напряженности для летних условий выше, чем для зимних. Это превышение обусловлено близостью зоны резонансных колебаний системы «колесорельс». Аналогичные расчеты выполнены и для значений осевой нагрузки, равной 31 т, которые представлены на рисунке 5.32, линии: 2, 4, 6 и 8.

Согласно результатами расчетов (рисунок 5.32) значительное влияние на напряженное состояние в соответствующих точках пятна контакта стандартного колеса оказывает значение параметров проката (ложный гребень) поверхности катания колеса. Уже при значении высоты проката, равного двум мм, напряженное состояние на конце большого диаметра эллипса (рисунок 5.32, линии 7 и 8) выходит в зону подповерхностного течения металла рельса, а в центре пятна контакта – при высоте проката, равного трем мм (рисунок 5.32, линии 5 и 6). Влияние осевой нагрузки во всем исследуемом диапазоне значений оказывает значительно меньшее влияние.

Зависимость напряжений в точках пятна контакта блочного колеса и рельса от значений высоты проката (ложного гребня) и осевой нагрузки представлены на

графике (рисунок 5.33), согласно которому, в зону упругой приспособляемости и подповерхностного течения металла выходят только значения напряжения в центре пятна контакта q_0 при высоте ложного гребня больше трех мм. Остальные параметры объемных точечных напряжений, как в центре эллипса σ_{u_3} , так и на конце большого диаметра эллипса σ_{κ_3} находятся в зоне упругих деформаций во всем интервале допустимых высот проката (ложного гребня).



Рисунок 5.32 – Зависимость напряжений в точках пятна контакта стандартного колеса и рельса от значений высоты проката (ложный гребень) и осевой нагрузки, скорость поступательного движения – V = 120 км/ч

Линии: – 1 и 2 – напряжения от тангенциальных сил в центре пятна контакта р₀ при нагрузке 25 и 31 т/ось, соответственно;

– 3 и 4 – напряжения от нормальных сил в центре пятна контакта q₀ при нагрузке 25 и 31 т/ось, соответственно;

-5 и 6 – объемные напряжения в точке центра пятна контакта σ_{u_3} при нагрузке 25 и 31 т/ось, соответственно;

-7 и 8 – объемные напряжения в точке на конце большого диаметра эллипса пятна контакта σ_{κ_3} при нагрузке 25 и 31 т/ось, соответственно. Выполнены расчеты объемных напряжений в точке на конце большого диаметра эллипса (как самой напряженной) пятна контакта колесо-рельс, как для стандартного, так и для блочного колес с комфортным поперечным профилем поверхности катания колес. Результаты расчетов представлены на рисунке 5.34. Установлено, что применение комфортного профиля для обоих вариантов колеса позволило значительно снизить контактные напряжения (в четыре-пять раз).



Рисунок 5.33 – Зависимость объемных напряжений в точках пятна контакта блочного колеса и рельса от значений высоты проката (ложного гребня) и осевой нагрузки при V = 120 км/ч

Линии: -1 и 2 – напряжения в центре пятна контакта q_0 при нагрузке 25 и 31 т/ось, соответственно;

- 3 и 4 – объемные напряжения в точке центра пятна контакта $\sigma_{_{\rm Ц}^{\rm 3}}$ при нагрузке 25 и 31 т/ось, соответственно;

-5 и 6 – объемные напряжения в точке σ_{κ_3} на конце большого диаметра эллипса пятна контакта при нагрузке 25 и 31 т/ось, соответственно.

Увеличение осевой нагрузки для блочного колеса до 31 т (рисунок 5.34, линия 8) не привело к росту напряжения. Даже на высоких скоростях отмечено незначительное её снижение, которое получено за счет уменьшения динамической добавки при выходе за резонансную зону колебаний. При этом абсолютные расчетные значения напряжений находятся в упругой зоне реакций металла колес в диапазоне скоростей движения до 240 км/ч.



Рисунок 5.34 – Зависимость объемных напряжений в точке на конце большого диаметра эллипса пятна контакта колесо – рельс от скорости движения для комфортного профиля колеса

Общие значения: необрессоренная масса колеса – $m_{H,K}$ =750 кг; зимняя жесткость пути – c_{II} =300 MH/м.

Стандартное колесо. Общие значения: волнообразный износ: $l_B=1$ м, $h_B = 3$ мм; осевая нагрузка: $P_{cT}=25$ т. Линии:

- 1 - извилистое движение: l_{из}=20 м; h_{из}=20 мм; прокат: l_{пр}=0,1 м, h_{пр}=1 мм;

- 2 – извилистое движение: l_{из}=20 м; h_{из}=20 мм; прокат: l_{пр}=0,1 м, h_{пр}=2 мм;

- 3 - извилистое движение: 1_{из}=80 м; h_{из}=10 мм; прокат: 1_{пр}=0,1м, h_{пр}=2 мм.

Блочное колесо. Линии: 4 – извилистое движение: $l_{u_3}=20$ м; $h_{u_3}=20$ мм; волнообразный износ: $l_B=1$ м, $h_B=3$ мм; $P_{cr}=25$ т; прокат: $l_{np}=0,1$ м, $h_{np}=1$ мм;

-5 – извилистое движение: l_{u_3} =20 м; h_{u_3} =20 мм; волнообразный износ: l_{B} =1 м, h_{B} =3 мм; P_{cr} =25 т; прокат: l_{np} =0,1 м, h_{np} =2 мм;

-6 – извилистое движение: l_{u_3} =80 м; h_{u_3} =10 мм; волнообразный износ: l_{B} =1 м, h_{B} =3 мм; P_{cr} =25 т; прокат: l_{np} =0,1 м, h_{np} =2 мм;

-7 – извилистое движение: l_{u_3} =80 м; h_{u_3} =10 мм; волнообразный износ: l_{B} =1 м, h_{B} =3 мм; P_{cr} =31 т; прокат: l_{np} =0,1 м, h_{np} =2 мм;

-8 – извилистое движение: l_{u_3} =80 м; h_{u_3} =10 мм; волнообразный износ: l_{B} =1 м, h_{B} =1 мм; P_{cT} =31 т; прокат: l_{np} =0,1 м, h_{np} =2 мм.

172

5.7 Сравнительный износ в точках контактов колеса и рельса между классической и блочной конструкциями колесных пар

Поступательное движение подвижного состава осуществляется за счет взаимодействия в пятне контакта колеса и рельса. От процессов взаимодействия зависит состояние и износ поверхностей катания колеса и рельса, которые имеют две основные области изнашивания. Первая область — поверхность катания рельса и обода колеса. Вторая область – боковая поверхность головки рельса и гребень колеса. Формирование того или иного вида изнашивания зависит от количества энергии трения, которая образуется в процессе проскальзывания колеса по рельсу. Косвенная оценка изнашивания колеса и рельса пропорциональна произведению «паразитного» проскальзывания λ_n и эквивалентного давления на площадку контакта $p_{эк}$. В свою очередь износ в значительной мере зависит от свойств третьего тела, которое формируется при наличии лубрикации, окружающих условий (влажность, дождь, снег) и применения песка.

Для условий качения с проскальзыванием без смазывания установлены три основных типа изнашивания: нормальный, интенсивный и катастрофический [226]. На рисунке 5.35 представлена диаграмма с кривыми $p_{3\kappa}\lambda_{\Pi}$ = const, разделяющими различные типы изнашивания с указанием областей нормальных и ненормальных условий работы. Кривая p_{эк}λ_п = 40 является границей между нормальным и интенсивным типами изнашивания, а кривая $p_{\nu}\lambda_{\mu} = 120$ – граница между интенсивным и катастрофическим типами изнашивания. По результатам расчетов контактных напряжений стандартной и блочной конструкций колес с учетом нормальных и тангенциальных сил, действующих в точках контактов, установлено, что в пятне контакта стандартного колеса формируются объемные напряжения в точках центра и конца большого диаметра в интервале значений 2000-10000 МПа и зависит в основном от высоты проката ложного гребня: один-семь мм. Скорость относительного «паразитного» проскальзывания в режиме выбега составляет $\lambda_{n} = 0,001-$ 0,007 и также зависит от разности диаметров колес, которая формируется высотой проката ложного гребня.

Для блочной колесной пары при тех же условиях нагружения как и для стандартной колесной пары значения параметров объемной напряженности в точках пятна контакта не превышают 2000 МПа и находится в упругой зоне реакции металла. Кроме этого, ключевое отличие между этими конструкциями колесных пар состоит и в том, что движение блочного колеса по рельсу осуществляется в режиме чистого качения без «паразитного» проскальзывания.



Рисунок 5.35 – Диаграмма типов изнашивания для пары колесо-рельс [226]

На рисунке 5.36 приведены зависимости интенсивности изнашивания от высоты проката (ложный гребень) для двух вариантов конструкций колес. Согласно полученным расчетным значениям, блочная колесная пара имеет минимальный уровень интенсивности изнашивания в точке контакта за счет того, что в точке контакта действует трение качения и при значительно меньшем уровне максмальных объемных контактных напряжений, равные 1000–1800 МПа (рисунок 5.36).

Изнашивание поверхностей катания рельса и стандартного колеса. Как показали расчеты в представленной работе значения контактных напряжений для стандартного колеса с учетом «паразитного» проскальзывания в три-пять раз выше, чем было принято раньше (Например, 1300–1700 МПа в зависимости от осевой нагрузки при сравнительно небольших (менее 0,01–0,015) уровнях относительного проскальзывания). Полученные расчетным путём значения объемных напряжений находятся в точках на конце большого диаметра и в центре эллипса.



Рисунок 5.36 – Зависимости интенсивности изнашивания поверхности катания колес от высоты проката (ложный гребень)

Стандартная колесная пара. Линии: 1 и 2 – нижняя и верхняя граница интенсивностей изнашивания в точке на конце большого диаметра эллипса ($\sigma_{\kappa_3} \times \lambda_n$), соответственно;

3 и 4 – нижняя и верхняя граница интенсивностей изнашивания в центре площадки эллипса ($q_0 \times \lambda_n$), соответственно;

Зона: 5 – интенсивность изнашивания блочного колеса.

При неблагоприятных условиях эти напряжения в режиме выбега могут иметь значения до 10000 МПа при относительном проскальзывании 0,006–0,007 единиц. В этом случае параметр $p_{3\kappa}\lambda_{n}$ может принимать значений до 75 единиц, что соответствует уровню интенсивного изнашивания (рисунок 5.35) и пластической деформации типа поверхностного течения (рисунок 5.36).

К основным факторам, оказывающие влияние на уровни контактных напряжений и изнашивание стандартного колеса и рельса, относятся конструктивные особенности стандартной колесной пары: жесткая посадка колес на ось и конусная форма поверхностей катания. Для такой конструкции колесной пары характерно повышенное влияние на уровни контактных напряжений и изнашивания вертикальных и боковых сил, профиля колеса и рельса и «паразитного» проскальзывания, которое, в свою очередь, зависит от осевой нагрузки, динамики взаимодействия экипажа и пути и профилей колеса и рельса.

Простым перечислением приведем основные виды дефектов стандартного колеса и рельса, характерные для этой системы:

 износ в области выкружки головки рельса, который сопровождается значительной пластической деформацией и зависит от угла набегания колеса на рельс и от радиуса кривой;

– для стандартной колесной пары принято считать, что оптимальной интенсивностью изнашивания является ситуация, когда поверхностный слой материала изнашивается быстрее, чем контактно-усталостные поверхностные трещины развиваются в глубь колеса и рельса и, чтобы их развитие не приводило к разрушению. В среднем оптимальной интенсивности изнашивания составляет около 0,02 мм на 1 млн. т брутто пропущенной поездной накрутки [226];

 на поверхностях выкружек колеса и рельса при двухточечном контакте образуются раковины с выкрашиванием [226], развивающиеся под поверхностью обода колеса под действием нормальных и касательных напряжений;

– на поверхностях выкружек возникают наклонные параллельные трещины [33. 226,], которые формируются при больших значениях отношения нормальных герцевских напряжений к пределу текучести материала на сдвиг. Параллельные трещины могут разветвляться по направлению к поверхностям катания колеса и рельса, приводя к образованию выкрашиваний. На линиях с тяжеловесным движением этот вид дефекта может приводить и к излому рельса;

 в процессе «паразитного» проскальзывания колес по рельсам происходит формирование нагартовки металла. На этих участках поверхности развиваются трещины перпендикулярно преобладающему направлению сил трения (тангенциальные силы);

 – откол обода колеса вызывается большими усталостными трещинами, которые развиваются параллельно поверхности катания колеса на глубине примерно 10 мм под этой поверхностью [226]; – коротковолновые неровности на рельсах и колесах образуются в процессе фрикционных автоколебаний колесной пары;

– скрип (визг) колес является проблемой многих железных дорог включая дороги с тяжеловесным движением, которые проходят в пригородных зонах. Звук генерируется в результате сочетания трения и явления чередования сцепления и скольжения колеса по рельсу [226].

Колесная пара блочной конструкции по интенсивности образования дефектов колеса и рельса имеет следующие преимущества в сравнении со стандартной колесной парой:

– расчетные значения контактных напряжений опорного колеса блочной колесной пары значительно ниже, чем для стандартной колесной пары при полном отсутствии «паразитного» проскальзывания по рельсу. Поэтому значение параметра рλ практически равен нулю. В этом случае изнашивание будет определяться только уровнем интенсивности пластических деформаций, которые для колесной пары блочной конструкции находятся в упругой зоне диаграммы приспособляемости.

– имеет две контактирующие поверхности с рельсом (двухточечный контакт), которые вращаются независимо друг от друга. Кроме этого, между этими поверхностями отсутствует участок поверхности в виде выкружки. Поэтому при эксплуатации блочного колеса контактно-усталостные дефекты на этих участках поверхностей катания рельса будут отсутствовать;

– существенное снижение выщербинообразования обеспечивается за счет уменьшения в два-три раза контактных напряжений, которые получены путем устранения источников «паразитного» проскальзывания в точке контакта колеса и рельса и «перевалки» экипажа;

 – равномерное распределение нагрузок по контактирующим поверхностям катания и между ними (двухточечный контакт при отсутствии «паразитного» проскальзывания)

– использован комфортный профиль поверхности катания опорного колеса, стабильность очертания которого обеспечивается при значительно большем про-

177

беге за счет отсутствия «паразитного» проскальзывания колес блочной колесной пары по рельсам.

 – снижены боковые силы, действующие от блочных колес на рельс за счет автоматической установки в хордовое положение тележки с блочными колесными парами при прохождении кривых участков;

– скрип («визг») в блочной колесной пары не генерируется в результате независимого вращения колес в блочной конструкции колесной пары.

6 ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ БЛОЧНОГО И СТАНДАРТНОГО КОЛЕС

6.1 Разработка силовой расчетной схемы системы «гибкий бандаж – рельс» в вертикально-продольном направлениях

При составлении расчетной схемы нагружения колесной пары с гибкими бандажами учтен ряд её конструктивных особенностей, которые определяют состав действующих на неё сил и их значения. Простым перечислением напомним основные особенности блочной колесной пары с гибкими бандажами – это: независимое вращение всех поверхностей катания колесной пары и подрессоренность гибкого бандажа. Новые технические решения позволили исключить во взаимодействии гибкого бандажа с рельсом ряд сил, характерных для стандартной колесной пары такие как: направляющие силы рельсовой колеи; взаимное проскальзывание колес в колесной паре и значительная необрессоренная масса.



Рисунок 6.1 – Расчетная исходная схема гибкого бандажа блочной конструкции колесной пары

179

Гибкий бандаж является лимитирующим элементом колесной пары, поэтому на первом этапе расчетов прочностных параметров новой конструкции колесной пары достаточно исследовать прочность гибкого бандажа [252, 262, 272]. На рисунке 6.1 представлена расчетная схема силового нагружения гибкого бандажа.

Обоснование преобразования статически неопределимой системы «гибкий бандаж – рельс» в статически определимую. Гибкий бандаж имеет криволинейный замкнутый контур и является кинематически неизменяемой системой, для которой реакции и внутренние силовые факторы не могут быть определены при помощи уравнений равновесия и метода сечений, поэтому он относится к стати-



которое представлено на рисунке 6.2, является трижды статически неопределимым внутренним образом (один замкнутый контур дает три степени статической неопределимости). Для её разрешения требуется дополнительно составить так называемые уравнения совместности деформаций.

чески неопределимым системам. Гибкий бан-

даж, который имеет вид замкнутого кольца,

Рисунок 6.2 – Эквивалентная статически определимая схема замкнутого кольца

Положение гибкого бандажа в пространстве задается колесным центром 2 (рисунок 6.1) блочной колесной пары через посредство упругой прокладки 3, которая установлена по всему периметру между колесным центром и гибким бандажом 1 с преднатягом q_{Π} . Величина преднатяга q_{Π} для резинового материала составляет 5 МПа [18, 20, 25, 27, 253]. Вертикальная сила P_Z , которая равна половине осевой нагрузки и силы инерции масс колесной пары P_Z^{un} , передается через упругую прокладку на внутреннюю поверхность гибкого бандажа в виде распределенной нагрузки q_Z^P , которая в нижней половине гибкого бандажа складывается с величиной преднатяга q_{Π} , а в верхней части вычитается.

Характерной особенностью статически неопределимых систем (в отличие от статически определимых) является то, что распределение усилий в них зависит
не только от внешних сил, но и от соотношений между жесткостями поперечных сечений отдельных элементов. Поэтому принято обязательное условие в расчетах на прочность, что жесткость в поперечном сечении по всему периметру гибкого бандажа одинаковая.

При действии внешних пространственных сил в системе «гибкий бандаж – рельсь», возможны самые различные соотношения между главными напряжениями и внутренними силами. Для того чтобы их установить необходимо провести очень большое число натурных испытаний. Практически осуществить такие эксперименты невозможно не только из-за большого их числа, но также в связи с трудностью их проведения. Поэтому в такой ситуации целесообразно использовать известные расчетные схемы, которые зарекомендовали себя в практике расчетов. Но при этом должно быть выполнено обязательное требование к основной расчетной схеме статически неопределимой системы – быть геометрически неизменяемой, а выбор основной системы должен быть рациональным, так как это упрощает расчет.

Кроме статической неопределимости, второй проблемой при определении напряжений в гибком бандаже, является то, что он имеет криволинейный контур. Определение напряжений в конструкции с криволинейным контуром зависит от того, является обод малой или большой кривизны. Если высота поперечного сечения обода h составляет менее (0,20-0,25)×г (г – радиус оси, проходящей через центр тяжести поперечного сечения обода гибкого бандажа), то обод имеет малую кривизну, если более (0,20-0,25)×г, то обод имеет большую крутизну. Для гибкого бандажа возможное максимальное соотношение между высотой и радиусом составляет h/r $\approx 0,25$. Поэтому гибкий бандаж обоснованно можно отнести к брусьям малой кривизны и нормальные и касательные напряжения с достаточной для практики точностью можно определить по формулам, полученным для прямых балок [116, 173, 200, 233, 252].

Для гибкого бандажа на основании выполненного выше анализа методов исследований статически неопределимых систем принята расчетная схема в виде прямой статически определимой балки. В качестве расчетных уравнений использованы зависимости, которые построены на основании экспериментальных исследований и показали хорошую сходимость с эксплуатационными результатами [233]. Такой подход дает возможность выполнить расчеты прочности гибкого бандажа с необходимой точностью и надёжностью и существенно упростить вычисления.

Выбор и обоснование метода определения прочностных характеристик гибкого бандажа. Оценка прочности материала, находящегося в тех или иных условиях напряженного состояния решается с использованием одной из шести теорий прочности в зависимости от конкретных условий нагружения и перечня определяемых параметров прочности. На основании анализа существующих теорий прочности можно сделать вывод о том, что в каждом частном случае следует выполнять расчет по той теории прочности, которая является наиболее достоверной для данного типа напряженного состояния выбранного материала, которое имеется в опасном сечении, и исходя из наличия возможностей экспериментальных исследований.

В рамках представленной работы возможности проведения натурных экспериментальных исследований прочности гибкого бандажа являются весьма ограниченными. Поэтому расчеты прочности выполнены с использованием имеющихся данных, полученных из натурных исследований и научных источников, посвященных исследованию прочности стандартного бандажа. По мнению автора, для расчета прочности гибкого бандажа, как и в расчетах контактных напряжений раздел 4.7, наиболее рациональным является использование четвертой теории прочности, которая основана на том, что опасное состояние материала наступает, когда удельная потенциальная энергия (u) изменения формы достигает опасного значения ($|u_{\phi}|$), определяемого опытным путем для одноосного напряженного состояния. Четвертая теория прочности широко используется при расчетах конструкций из пластичных материалов и имеет вид:

$$\sqrt{0,5\left[\left(\sigma_1-\sigma_2\right)^2+\left(\sigma_2-\sigma_3\right)^2+\left(\sigma_3-\sigma_1\right)^2\right]} \le [\sigma]$$
(6.1)

Достоинством энергетической теории является то, что она учитывает все три главных напряжения. Она, как и третья теория прочности, объясняет высокую прочность материала при всестороннем равномерном сжатии, но не может объяснить причины разрушения материала при всестороннем равномерном растяжении. Поэтому для хрупких материалов она неприменима. Кроме этого нагрузка, рассчитанная по четвертой теории прочности, либо равна допускаемой нагрузке, установленной по третьей теории прочности, либо превышает её (но не более чем на 15%) [51, 173, 200].

Для обеспечения надежности расчетов прочности гибкого бандажа использован метод сравнения результатов расчетов гибкого бандажа и стандартного, выполненных по одинаковым методикам. Дополнительно в качестве контрольных значений использованы результаты теоретических и экспериментальных исследований, полученных другими авторами. Такой подход позволяет повысить объективность расчетных оценок прочности гибкого бандажа.

6.2 Анализ структуры внешних и внутренних сил, действующих в системе «колесный центр – упругая прокладка – гибкий бандаж – рельс»

В системе «колесный центр – упругая прокладка – гибкий бандаж – рельс» действует комплекс внешних и внутренних сил, которые имеют сложную и мало изученную механическую природу формирования. Деформация гибкого бандажа мала и подчиняется закону Гука, поэтому при исследовании воздействия сил на гибкий бандаж применен принцип суперпозиции. Этот метод применим во всех случаях малых деформаций, и позволяет определять все силы комплекса внешнего и внутреннего воздействия по отдельности с последующим их суммированием в любой последовательности. Это значительно упрощает задачу расчетов прочности.

Формирование расчетной модели внешних сил в точке контакта К «колесо – рельс» (рисунок 6.3) имеет свои особенности: за счет больших удельных нагрузок в точке контакта образуется площадка, имеющая внешний контур в виде эллипса. Величина площади эллипса составляет 18*мм*² и более. Давление на площадке эллипса распределяется неравномерно (раздел 5.6).

В точке контакта «гибкий бандаж – рельс» действуют силы по всем координатным направлениям (рисунок 6.3). В вертикальном направлении O_CZ :– сила веса экипажа P_Z и сила инерции необрессоренных масс P_{uh} . В горизонтальнопоперечном направлении O_CY : сила бокового относа L_Y^{om} и направляющая сила $R_Y^{\Gamma p}$. В горизонтально-продольном направлении O_CX : силы тяги и торможения V_X^T . Вращение вокруг оси O_CZ : спин-момент M_Z^C . Вращение вокруг оси O_CX : боковая качка M_X^{EK} .



Рисунок 6.3 – Исходная расчетная схема сил, действующих в сечении точки контакта К гибкий бандаж – рельс»

Силы тяги и торможения V_X^T , V_X^Π приложены в центре контактного эллипса и определяются по уравнению:

$$V_X^{\Pi} = V_X^{\Pi} = \mathbf{f} \cdot \mathbf{P}_Z \tag{6.2}$$

где f – коэффициент трения в точке контакта гибкого бандажа и рельса, максимальное значение которого принято равным 0,33.

Для оценки влияния направляющей силы $R_Y^{\Gamma p}$ на характеристики прочности гибкого бандажа используется второй вариант его конструкции, который отличается от первого наличием гребня. Максимальное значение направляющего усилия $R_Y^{\Gamma p}$ определено из условия момента вползания гребня стандартного колеса на головку рельса. Это условие задается коэффициентом запаса устойчивости, которое определяется выражением, предложенное Надалем [44, 49, 251, 263]:

$$\kappa_{y} = \frac{tg\xi - f}{1 + ftg\xi} \left(\frac{P_{Z}}{R_{Y}^{\Gamma p}}\right) \succ 1, \qquad (6.3)$$

где ξ – угол наклона боковой поверхности гребня, равный 65[°], град;

f – коэффициент трения в точке контакта гребня и рельса, максимальное значение для которого принято равным 0,33.

После преобразования уравнения (6.3) относительно $R_Y^{\Gamma_p}$ получим максимальное значение направляющего усилия, приложенного к гребню колеса:

$$R_Y^{\Gamma p} = \frac{tg\xi - f}{1 + ftg\xi} P_Z, \tag{6.4}$$

В точке контакта скольжения гребня по боковой поверхности головки рельса формируются силы трения в продольном $R_X^{\Gamma_p}$ и вертикальном $R_Z^{\Gamma_p}$ направлениях, которые зависят от коэффициента трения f и рамной силы нажатия гребня на рельс:

$$R_z^{\Gamma p} = R_x^{\Gamma p} = f \cdot R_y^{\Gamma p} \tag{6.5}$$

Для всех направлений сил, действующих в точке контакта «гибкий бандаж – рельс», составлены соответствующие расчетные схемы, которые приведены в следующих параграфах этого раздела.

Выбор геометрических и силовых параметров гибкого бандажа и обоснование конфигурации его поперечного сечения. Тип конфигурации поперечного сечения определяет прочность и долговечность гибкого бандажа, резиновой прокладки и надежность их соединения с колесным центром. Поэтому поперечный профиль сечения гибкого бандажа должен отвечать следующим требованиям:

1) внутренняя поверхность гибкого бандажа в поперечном сечении должна иметь такое очертание, которое бы обеспечивало прочное соединение резиновой прокладки с внутренней поверхностью гибкого бандажа и внешней поверхности колесного центра при воздействии всего комплекса сил, действующих в точке контакта;

2) поперечный профиль сечения должен иметь равнопрочное очертание для вертикальной нагрузки;

3) в поперечном профиле сечения не должны присутствовать геометрические элементы, которые могли бы стать источником формирования концентраторов напряжений;

4) профиль внешней поверхности гибкого бандажа должен обеспечивать качение гибкого бандажа по рельсу с минимальным проскальзыванием.



Рисунок 6.4 – Поперечное сечение гибкого бандажа

В соответствии с приведёнными требованиями в предлагаемой работе разработан поперечный профиль сечения гибкого бандажа [186, 262, 287], который представлен на рисунке 6.4. Конфигурация поперечного сечения гибкого бандажа составлена из двух простых фигур: прямоугольника и кругового сектора, хорда которого совмещена с верхним ребром прямоугольника.

Для упрощения расчетов при варьировании геометрических параметров поперечного сечения гибкого бандажа между параметрами его простых фигур (прямоугольника и кругового сектора) установлены определенные геометрические связи. Так, кривизна кругового сегмента р устанавливается в зависимости от условий необходимой прочности соединения гибкого бандажа посредством резиновой прокладки с колесным центром. Поэтому для всех значений ширины бандажа b радиус кругового сегмента р должен быть постоянным. Поскольку хорда кругового сегмента является одновременно горизонтальным ребром прямоугольника, то стрела изгиба f при постоянном значении радиуса дуги сегмента р зависит от ширины гибкого бандажа b по следующему соотношению:

$$f = \frac{b^2}{8R} \tag{6.6}$$

где f – стрела изгиба от хорды кругового сектора, мм.

Моменты инерции поперечного сечения гибкого бандажа. Для определения моментов инерции поперечного сечения гибкого бандажа выполнены следующие необходимые для этого расчеты. Расстояние от центра образующей окружности О_ц до центра тяжести сегмента О_{к.сегм} определяется по следующему уравнению:

$$z_{KCer} = \frac{4}{3} \cdot \frac{\rho \sin^3 \alpha}{2\alpha - \sin^2 \alpha}$$
(6.7)

где $\alpha = arctg \frac{8 \cdot f_C \cdot b}{b^2 - 4 \cdot f_C^2}$ – половина угла сектора кругового сегмента, град.

Площадь сечения кругового сегмента равна площади сектора $O_{\mu}K\mathcal{K}C$ за вычетом площади треугольника $O_{\mu}KC$:

$$F_{K.Cerm} = F_{K.Cerm} - F_{mpeyr} = \frac{\pi \left(\frac{b^2}{8f_c} + 0.5f_c\right)^2 \left(arctg \frac{8 \cdot f_c \cdot b}{b^2 - 4 \cdot f_c^2}\right)^\circ}{360^\circ} - \frac{1}{2} \cdot b \cdot (\rho -)f_c.$$
(6.8)

где $F_{K.Cekm} = \frac{\pi \rho^2 \alpha^\circ}{360^\circ} = \frac{\pi \left(\frac{b^2}{8f_c} + 0.5f_c\right)^2 \alpha^\circ}{360^\circ} -$ площадь сечения кругового сектора, мм²;

 $F_{mpeye} = \frac{1}{2} \cdot b \cdot d = \frac{1}{2} \cdot b \cdot (\rho - f_C)$ – площадь сечения треугольника $O_{ij}KC$ – нижней части кругового сектора, мм².

Расстояние центра тяжести кругового сегмента от произвольной оси (нижнего горизонтального ребра *ВД* прямоугольника – ДВСК) находится по следующему выражению:

$$z_{1} = h + f_{c} - \left(\rho - \frac{4}{3} \cdot \frac{\left(\frac{b^{2}}{8 \cdot f_{c}} + 0.5 \cdot f_{c}\right) \cdot \sin^{3}a}{2 \cdot a - \sin^{2}a}\right)$$
(6.9)

Расстояние от ВД до центра тяжести прямоугольника равно:

$$z_{\Pi p} = \frac{h}{2} \tag{6.10}$$

Центр тяжести поперечного сечения гибкого бандажа определяется по соотношению:

$$z_{C} = \frac{S_{\Gamma u \delta Ea \mu}}{F_{\Gamma u \delta Ea \mu}}$$
(6.11)

где $S_{\Gamma u \delta E a H} = F_{\Pi p} \cdot z_{\Pi p} + F_{K p C e c M} \cdot z_1$ – статический момент сечения гибкого бандажа, мм³;

 $F_{\Gamma u \delta E a \mu} = F_{\Pi p} + F_{K p C e c m}$ – площадь поперечного сечения гибкого бандажа,, мм² где $F_{\Pi p} = hb$ – площадь прямоугольника *ВКСД*, мм²;

 F_{KpCerm} – площадь сечения сегмента, мм²:

$$F_{K.Cerm} = \frac{\pi \left(\frac{b^2}{8f_C} + 0.5f_C\right)^2 \left(arctg\frac{8 \cdot f_C \cdot b}{b^2 - 4 \cdot f_C^2}\right)^\circ}{360^\circ} - \frac{1}{2} \cdot b \cdot (\rho - f_C).$$
(6.12)

С использованием выражений (6.7–6.9 и 6.12) уравнение статического момента сечения гибкого бандажа принимает следующий вид:

$$S_{\Gamma u \delta \mathcal{E} a u.} = h b \frac{h}{2} + \left(\frac{\pi \left(\frac{b^2}{8f} + 0.5f_c \right)^2 \left(arctg \frac{8f_c b}{b^2 - 4f_c^2} \right)^{\circ}}{360^{\circ}} - \frac{1}{2} b(\rho - f_c) \right) \times$$

$$\times \left(h + f_c - \left(\rho - \frac{4}{3} \frac{\left(\frac{b^2}{8f_c} + 0.5f_c \right) \sin^3 a}{2a - \sin^2 a} \right) \right)$$
(6.13)

Окончательное выражение для центра тяжести поперечного сечения гиб-кого бандажа:

$$z_{c} = \frac{hb\frac{h}{2} + \left(\pi \left(\frac{b^{2}}{8f} + 0.5f_{c}\right)^{2} \left(arctg\frac{8f_{c}b}{b^{2} - 4f_{c}^{2}}\right)^{\circ}/360^{\circ} - \frac{1}{2}b(\rho - f_{c})\right)}{hb + \pi \left(\frac{b^{2}}{8f_{c}} + 0.5f_{c}\right)^{2} \left(arctg\frac{8f_{c}b}{b^{2} - 4f_{c}^{2}}\right)^{\circ}/360^{\circ} - \frac{1}{2}b(\rho - f_{c})} \times \left(h + f_{c} - \left(\rho - \frac{4}{3}\frac{\left(\frac{b^{2}}{8f_{c}} + 0.5f_{c}\right)\sin^{3}a}{2a - \sin^{2}a}\right)\right)\right)$$
(6.14)

Моменты инерции поперечного сечения гибкого бандажа равны сумме моментов инерции простых фигур: прямоугольника ВКСД и кругового сегмента (КЖС), которые относительно координатных осейO_CY и O_CZ представлены следующими уравнениями соответственно:

$$I_{Y,\Gamma u \delta, \mathcal{E} a \mu} = I_{Y,\Pi p} + I_{Y,\mathcal{K} p,\mathcal{C} e \kappa m} + a_{np}^2 F_{\Pi p} + k_{\mathcal{K} p \mathcal{C} e \kappa}^2 F_{\mathcal{K} p,\mathcal{C} e \kappa m}$$

$$I_{Z,\Gamma u \delta,\mathcal{E} a \mu} = I_{Z,\Pi p} + I_{Z,\mathcal{K} p,\mathcal{C} e \kappa m}.$$
(6.15)

где $J_{y,\Pi p} = \frac{bh^3}{12}$ – момент инерции прямоугольника относительно O_CY, мм⁴;

$$J_{z.\Pi p} = \frac{b^3 h}{12}$$
 – момент инерции прямоугольника относительно O_CZ, мм⁴;
 $J_{\rho \circ \Pi p} = J_{y\Pi p} + J_{z\Pi p} = \frac{bh}{12} (b^2 h + bh^2)$ – полярный момент инерции прямоугольника

относительно центра главных координатных осей O_CY и O_CZ, мм⁵;

 $\alpha_{y,\Pi p} = z_{\Gamma E} - z_{\Pi p} = z_{\Gamma E} - \frac{h}{2}$ – расстояние центра тяжести прямоугольника от центра тяжести поперечного сечения гибкого бандажа по оси O_CZ, мм;

 $F_{\Pi p} = hb$ – площадь прямоугольника, мм²;

$$J_{zK.Cez} = \frac{\left(\frac{b^2}{8f_C} + 0.5f_C\right)^4}{8} \left(2\alpha - \frac{4}{3}\sin 2\alpha + \frac{1}{6}\sin 4\alpha\right)$$
$$J_{yK.Cez} = \frac{\left(\frac{b^2}{8f_C} + 0.5f_C\right)^4}{8} \left(2\alpha - \frac{1}{2}\sin 4\alpha\right)$$
$$J_{\rho\circ K.Cez} = \frac{\left(\frac{b^2}{8f_C} + 0.5f_C\right)^4}{8} \left(2\alpha - \frac{2}{3}\sin 2\alpha - \frac{1}{6}\sin 4\alpha\right)$$

– моменты инерции кругового сегмента относительно главных координатных осей $O_C Y$ и $O_C Z$ и полярный относительно центра O_C соответственно, мм⁵;

$$k_{KCeem} = z_1 - z_C = = h + f_C - \left(\rho - \frac{4}{3} \frac{\left(\frac{b^2}{8f_C} + 0.5f_C\right) \sin^3 a}{2a - \sin^2 a}\right) - z_{\Gamma E} - \text{расстояние центра}$$

тяжести кругового сегмента O_{KC} от центра тяжести поперечного сечения гибкого бандажа O_{C} , мм;

$$F_{K.Cerm} = \frac{\pi \left(\frac{b^2}{8f_C} + 0.5f_C\right)^2 a^\circ}{360^\circ} - \frac{1}{2}b(\rho - f_C) -$$
площадь кругового сегмента, мм².

Выбор и обоснование значений параметров гибкого бандажа. Основными параметрами бандажа являются диаметр и ширина поверхности катания, толщина бандажа, коэффициент запаса прочности и допустимая осевая нагрузка. Для выполнения расчетов прочности гибкого бандажа в качестве минимально допустимых значений толщины h и ширины обода b (гибкого бандажа) приняты предельные значения, установленные для стандартной колесной пары: 40 и 140 мм соответственно. От диаметра поверхности катания колеса зависит допустимое значение напряжения в точке контакта «колесо-рельс» и осевая нагрузка.

Минимальное значение диаметра поверхности катания гибкого бандажа принято равным D = 600 мм. Колеса такого диаметра используются в городском рельсовом транспорте (трамваях), и на железнодорожных путеремонтных машинах. Для этих же параметров гибкого бандажа по такому же принципу приняты и

максимальные значения. Наименования и диапазоны значений основных параметров гибкого бандажа, используемых при выполнении прочностных и динамических расчетов гибкого бандажа, представлены в Таблице 6.1.

В расчетах прочности в качестве материала для гибкого бандажа приняты параметры стали, из которой изготовлен стандартный бандаж, механические свойства которых представлены в Таблице 6.2.

Таблица 6.1 – Диапазон значений основных размеров гибкого бандажа для исследований его прочности

	Радиус поверхности ката- ния бандажа D, (мм)	Ширина бандажа b, мм	Толщина бандажа h, мм
1	600	100–200	30-80
2	700	100-200	30-80
3	800	100-200	30-80
4	900	100–200	30-80
5	1000	100-200	30-80
6	1200	100-200	30-80

Таблица 6.2 – Механические свойства термически упрочненных бандажей ГОСТ 398-96

	Марка стали	
паименование параметров	2	3
1. Временное сопротивление разрыву $\sigma_{\scriptscriptstyle B}, {\it H/MM}^2$	930–1110	1000–1270
2. Предел текучести σ_T , $H/_{MM^2}$	785	840
3. Относительное удлинение, %	10	8
4. Относительное сужение, %	14	12
5. Твердость, НВ	269	275
6. Ударная вязкость при 20° <i>С.Дж/см</i> ²	0,25	0,20
7. Предел выносливости $\sigma_{B}, H/_{MM}^{2}$	770	_
8. Предел выносливости $\sigma_{-1}, H/_{MM^2}$	840	—

6.3 Силовая расчетная схема системы «гибкий бандаж – рельс» в вертикально-продольном направлении

В вертикально-продольной расчетной схеме сосредоточенная сила осевой нагрузки экипажа P_Z передается через резиновую прокладку, которая преобразует

её в распределенную нагрузку q_z^p и действует на внутреннюю поверхность гибкого бандажа. Как известно, для задания реакции распределённой упругой связи необходимо иметь значения коэффициента упругого основания, который можно определить только по результатам натурных экспериментов. Поэтому для оценки влияния этой нагрузки на внутренние силы гибкого бандажа использована расчетная схема, заимствованная из источника [179, 188, 233, 252, 256]. На рисунке 6.5 представлена расчетная схема действия распределенной вертикальной нагрузки q_z^p на внутреннюю поверхность кольца и реакции со стороны опоры. Согласно «Таблица 13 [233, с. 88]», в кольце под действием распределенной силы q_z^p в плоском радиальном сечении формируются следующие внутренние силы: M_z^q – изгибающий момент, Нм, действующий в плоскости кольца, N_x^q – продольная сила, Н, касательная контуру кольца и Q_z^q – поперечная сила, Н, перпендикулярная касательной.

Заимствованная расчетная схема адекватна конструкции гибкого бандажа по следующим основным геометрическим и силовым параметрам:

1) кольцевая конструкция;



Рисунок 6.5 – Вертикальная расчетная схема гибкого бандажа «Таблица 13 [233, с. 88]»

2) сосредоточенная внешняя реакция R_Z^P , направленная вверх и приложенная в крайней нижней точке наружной поверхности кольца;

внешняя нагрузка q_z^P распределена на две части по внутреннему периметру кольца (верхнюю и нижнюю), которые равны и одинаково направлены.

На основании эмпири-

ческих исследований «В Таблице 13 [233, с. 88]» для сил N_X^q , M_{Z-X}^q и Q_Z^q составлена система уравнений в зависимости от их месторасположения на кольце, которое задается углом наклона β секущей плоскости. Заимствованная система уравнений адаптирована к используемым в данной работе обозначениям, применяемым в системе «гибкий бандаж – рельс», и в окончательном варианте имеет следующий вид:

$$M_{Z}^{q} = \frac{R_{Z}}{2\pi} r(1 + \frac{\cos\beta}{2} - \pi \sin\beta + \beta \sin\beta);$$

$$N_{X}^{q} = \frac{R_{Z}}{2\pi} (\beta \sin\beta + \frac{\cos\beta}{2} - \pi \sin\beta);$$

$$Q_{Z}^{q} = \frac{R_{Z}}{2\pi} (\beta \cos\beta + \frac{\sin\beta}{2} - \pi \cos\beta);$$
(6.16)

где M_{Z}^{q} – момент чистого изгиба в расчетном сечении, Н·м;

 N_{X}^{q} – продольная сила растяжения в расчетном сечении, H;

 Q_z^q – поперечная сила в расчетном сечении, H;

R_Z – сила реакции рельса от вертикальной нагрузки гибкого бандажа, в точке контакта К, Н;

 $r_{\rm o}-paдuyc$ осевой линии гибкого бандажа, м;

 β – угол наклона плоскости расчетного сечения к вертикальной оси симметрии, град.

6.4. Расчетные силовые схемы системы «гибкий бандаж – рельс» в горизонтально-поперечном направлении

В горизонтально-поперечном направлении силы бокового относа и извилистого движения от колесного центра передаются на гибкий бандаж через резиновую прокладку в виде распределенной нагрузки. Как и в случае с заданием вертикальной нагрузки, горизонтально-поперечные распределенные силы гибкой прокладки заменены на сосредоточенные силы и для каждой из них использована соответствующая расчетная схема [233, 252]. В точке контакта «гибкий бандаж – рельс» в горизонтально-поперечном направлении действует реакция в виде распределенной силы трения, которая по тем же соображениям заменена на две равные по величине сосредоточенные силы L_{Y}^{om} , которые определяются по следующему уравнению:

$$L_{Y}^{om} = f P_{Z}/2, (6.17)$$

где f – коэффициент трения в точке контакта колесо-рельс, максимальное значение которого составляет 0,33;

*P*_{*Z*} – сила давления гибкого бандажа на рельс, Н.

Векторы сил L_Y^{om} приложены в крайних точках большого диаметра 2 α контактного эллипса и имеют два варианта взаимного направления. В первом варианте оба вектора L_Y^{om} имеют одинаковое направление и расположены симметрично относительно центра К и их действие задаётся выражением:

$$R_Y^L \left(L_Y^{om} \right) = 2L_Y^{om} \tag{6.18}$$

Во втором варианте реакция в точке контакта образуется парой асимметричных сил L_{y}^{om} (спин-момент), которая определяется по уравнению:

$$M_{Z}^{C}\left(L_{Y}^{om}\right) = 2nL_{Y}^{om} \tag{6.19}$$

где n – плечо момента, равное величине большого диаметра эллипса 2α , пары асимметричных сил L_{Y}^{om} в точке контакта К гибкого бандажа и рельса.

В расчетных схемах статически неопределимая в горизонтальнопоперечном направлении система «гибкий бандаж – рельс» представлена в виде полукольца [252, 254], концы которого имеют опоры в виде глухих заделок, размещенных на горизонтальном диаметре (рисунок 6.4.6 а). Нагрузка состоит из двух равных сил (L_Y^{om}), приложенных в двух крайних точках пятна контакта (точка К) поверхностей катания гибкого бандажа и рельса. Все коэффициенты, необходимые для определения внутренних сил в гибком бандаже от действия горизонтально-поперечной нагрузки приведены в таблицах 15,16 [233, с. 90]. Для каждого варианта направления горизонтальных сил (симметричное – боковой относ и антисимметричное – спин-момент) приняты отдельные расчетные схемы, которые подробно рассмотрены ниже.

Расчетная силовая схема для симметричной горизонтально-поперечной нагрузки (боковой относ). Лишняя неизвестная (рисунок 6.6) – изгибающий момент M_Z в средней точке балки. Уравнения изгибающих моментов $M_{Y-X}^L(L_Y^{Om})$ и крутящих моментов $M_X^L(L_Y^{Om})$ при ($\theta \prec \beta \prec \alpha$):

$$M_{Y-X}^{L}(L_{Y}^{Om}) = M_{Z}\cos\beta - L_{Y}^{om}r_{O}\sin(\beta-\theta);$$

$$M_{X}^{L}(L_{Y}^{Om}) = M_{Z}\sin\beta - L_{Y}^{om}r_{O}[1-\cos(\beta-\theta)].$$
(6.20)

Неизвестный изгибающий момент M_z определяется по формуле:

$$M_{Z} = k_{x} L_{Y}^{om} \mathbf{r}_{O}, \tag{6.21}$$

где λ – отношение жесткостей изгиба и кручения определяется по выражению:

$$\lambda = \frac{EJ}{GT}.$$

$$M_{Y-X}^{C} (L_{Y}^{om}) = -\sin\beta (M_{X} + P_{Y}r_{O}) + L_{Y}^{om}r_{O}\sin(\beta - \theta);$$

$$M_{X}^{C} (L_{Y}^{om}) = (M_{X} + P_{Y}r_{O})\cos\beta - P_{Y}r_{O} + L_{Y}^{om}r_{O}[1 - \cos(\beta - \theta)].$$
(6.22)

Уравнение изгибающих моментов $M_{Y-X}^{c}(L_{Y}^{Om})$ и крутящих моментов $M_{X}^{c}(L_{Y}^{Om})$ при $\theta < \beta < \alpha$. Лишние неизвестные M_{X} , P_{Y} определяются по формулам соответственно:

$$M_{X} = k_{y} L_{Y}^{om} \mathbf{r}_{O}$$

$$P_{Y} = k_{z} L_{Y}^{om},$$
(6.23)

где $\lambda = \frac{EJ}{GI_{\rho}} = \frac{3}{\frac{h^2}{h^2} + 1} = 1,79$ – отношение жесткостей изгиба и кручения гибко-

го бандажа,

где
$$I_{\rho} = I_x + I_y = \frac{bh^3}{12} + \frac{b^3h}{12} = \frac{bh}{12} (bh^2 + b^2h) -$$
полярный момент инерции, мм⁴.



Рисунок 6.6 – Симметричная нагрузка горизонтально-поперечных сил

а – векторная диаграмма вертикальной нагрузки;

б – векторная диаграмма неизвестного изгибающего момента;

в – векторная диаграмма симметричной нагрузки;

 Γ – эпюра изгибающего момента $M_{Y-X}^{L}(L_{Y}^{Om});$

д – эпюра крутящего момента $M_X^L(L_Y^{Om})$.

Расчетная силовая схема антисимметричной горизонтально-поперечной нагрузки (спин-момент). Лишние неизвестные (рисунок 6.7) – крутящий момент M_X и поперечная сила P_Y в средней точке балки.



Рисунок 6.7 – Антисимметричная нагрузка горизонтальнопоперечных сил:

а – векторная диаграмма вертикальной нагрузки;

б – векторная диаграмма антисимметричной нагрузки;

в – векторная диаграмма неизвестного изгибающего момента;

 Γ – эпюра изгибающего момента $M_{Y-X}^{C}(L_{Y}^{C});$

д – эпюра крутящего момента $M_{X}^{C}(L_{Y}^{C})$.

Значения коэффициентов k_x, k_y и k_z приведены «Таблицы 15 и 16. [233, с. 90]», согласно которым при λ =1,79; α =90° и θ =0° коэффициенты имеют следующие значения: k_x =0,6366; k_y =0 и k_z =1.

Принятые расчетные схемы для горизонтально-поперечного направления адекватны системе «гибкий бандаж – рельс» по следующим основным геометрическим и силовым параметрам:

1) расчетная схема и гибкий бандаж относятся к статически неопределимым системам;

2) контуры обеих систем имеют кольцеобразный вид;

3) внешние нагрузки, как в расчетных схемах, так и в реальной системе имеют одинаковые месторасположения;

4) в расчетных схемах и в реальной системе эпюры изгибающих моментов имеют одинаковое очертание и расположение.

К недостаткам принятых расчетных схем для горизонтально-поперечного направления следует отнести то, что в них не учитываются влияния верхнего полукольца гибкого бандажа, и распределённая реакция резиновой прокладки в



Рисунок 6.8 – Расчетная схема гибкого бандажа при действии распорных сил преднатяга

нижней части кольца в горизонтальнопоперечном направлении. Это приводит к завышению (до 20%) значений расчетных напряжений в гибком бандаже.

Расчетная силовая схема распорных внутренних сил гибкого бандажа Кроме рассмотренных выше внешних сил в точке контакта К, на внутреннюю поверхность гибкого бандажа действуют силы от предварительного натяга резиновой прокладки.

Внутренние силы от преднатяга рези-

новой прокладки, согласно [233], определяются через внутренние напряжения в металле гибкого бандажа.

При расчете внутренних сил принят ряд допущений. В связи с тем, что толщина h гибкого бандажа мала по сравнению с радиусом r, a его очертания и меридиональные кривые не имеют резких перегибов, то нормальные напряжения при действии непрерывного внутреннего давления, симметричного относительно оси вращения, распределяются по толщине равномерно (мембранные напряжения).

Следует учитывать тот факт, что деформации, возникающие от мембранных напряжений, вызывают некоторый изгиб тела бандажа. Напряжения изгиба существенны в местах резкого изменения толщины гибкого бандажа, неравномерности в нагрузке, возле опорного контура и в местах разрыва непрерывности меридиональных кривых (меридиан состоит из пересекающихся или касательных друг к другу кривых). Напряжения изгиба весьма быстро затухают при удалении от зоны указанного нарушения непрерывности [233]. Поскольку гибкий бандаж через резиновую прокладку имеет равномерное распределение нагрузки и одинаковую толщину по всему периметру, то нет условия для существенных скачков напряжений внутри материала гибкого бандажа.

Напряжения по меридиональному и кольцевому направлениям в материале гибкого бандажа, вызванного преднатягом резиновой прокладки, определяются по следующим выражениям [233 – с. 276]:

- нормальные напряжения:

$$\sigma_N = \frac{q_{pe_3}r}{h}; \tag{6.24}$$

- касательные напряжения:

$$\tau_N = \frac{q_{pes}r}{2h},\tag{6.25}$$

где q_{pes} – давление распределенной нагрузки на единицу площади, обусловленное преднатягом резины, МПа;

h – высота поперечного сечения гибкого бандажа, м;

г – радиус поверхности катания бандажа, м.

Внутренние силы от преднатяга резиновой прокладки по соответствующим направлениям равны:

– относительно оси $X_{\Gamma E}$:

$$N_X^{\Pi} = \frac{\sigma_N}{F_{\Gamma \mathcal{B}}} \tag{6.26}$$

где $F_{\Gamma E}$ – площадь поперечного сечения гибкого бандажа, мм²; – относительно оси $Z_{\Gamma E}$:

$$N_Z^{\Pi} = \frac{\tau_N}{F_{\Gamma \mathcal{B}}} \tag{6.27}$$

Для оценки надежности расчетов выполнены соответствующие расчеты внутренних напряжений в бандаже стандартной колесной пары, который устанавливается на стальной колесный центр с натягом, равным 1,2 мм [25]. Внутренние напряжения в стандартном бандаже определяются по закону Гука:

$$\sigma = E\varepsilon \tag{6.28}$$

где Е – модуль упругости (для стали $E=1,96\times10^{11}\Pi a$);

ε – относительное удлинение и находится по уравнению:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\pi \Delta}{l} = \frac{\pi \Delta}{2\pi (r - 0.5h)} \tag{6.29}$$

Касательные напряжения в стандартном бандаже, которые обусловлены нормальным растяжением, согласно [233], равны:

$$\tau = \frac{\sigma}{2} = 0,5 E\varepsilon \tag{6.30}$$

Нормальное эквивалентное напряжение с использованием уравнения (6.1) вычислено по четвертому закону прочности по следующему выражению:

$$\sigma_{\scriptscriptstyle \mathcal{H}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \tag{6.31}$$

Рекомендуемое давление преднатяга резины не должно превышать 50% от допустимой нагрузки, которая составляет 10 МПа [25, 95, 233]. Расчеты эквивалентных внутренних напряжений для двух вариантов конструкции бандажей: гибкого и стандартного представлены на рисунке 6.9. Согласно графику (рисунок 6.9), внутренние напряжения, обусловленные преднатягом резиновой прокладки гибкого бандажа в пять-шесть раз меньше, чем у стандартного. Кроме этого, внутренние напряжения стандартного бандажа в пределах допуска посадки с натягом (1,2–1,6 мм) отличаются на 30 %, а для верхней величины допуска 1,6 мм составляют 75 % от допустимого значения напряжения для стали бандажа. Следует отметить, что напряжения в стандартном бандаже для поля допусков на натяг находится вблизи границы допустимых значений напряжений (рисунок 6.9) и с высокой степенью вероятности может превысить её за счет погрешностей измерений и т.д.



Рисунок 6.9 – Зависимость внутренних эквивалентных напряжений стандартного бандажа от величины натяга и диаметра бандажа D

Лини: 1 – 0,7 м; 2 – 0,9 м; 3 – 1,1 м; 4 – 1,3 м и 5 – гибкого бандажа с преднатягом резиновой прокладки, равного 5 МПа.

Таким образом, в эквивалентной расчетной схеме «гибкий бандаж – рельс» (рисунки 6.5–6.7) определены зависимости для внешней нагрузки и избыточных неизвестных, заменяющие действие отброшенных внутренних связей в статически неопределимой системе «гибкий бандаж – рельс». Далее на основе этих зависимостей формируется следующий тип системы, которая называется основной расчетной схемой системы «гибкий бандаж – рельс». Для соблюдения эквивалентности основной системы с исходной должно быть выполнено условие: деформация основной системы не должна отличаться от деформации исходной (статически неопределимой системы). Для этого составляются уравнения совместности деформации и на их базе методом Мора или по правилу Верещагина находятся неизвестные.

Поскольку в данной работе использовался проверенный метод нахождения сил, действующих в лишних связях, то результаты этих вычислений использованы в качестве значений сил, заменяющих отброшенные связи. Дальнейшая технология решения поставленной задачи (определение прочности и деформации гиб-

201

кого бандажа) соответствует общепринятой для статически определимых систем, которая носит название метода сил.

6.5 Составление и обоснование основной силовой расчетной схемы системы «гибкий бандаж – рельс»

Представленные выше уравнения напряженного состояния системы «гибкий бандаж – рельс» составлены для внешних и внутренних сил, которые действуют только в одной вертикально-продольной плоскости, проходящей через ось симметрии гибкого бандажа. В реальных условиях внешняя реакция со стороны рельса, которая действует в точках К и В (рисунок 6.1), в процессе продольного движения колесной пары перемещаются в горизонтально-поперечном направлении по поверхности катания гибкого бандажа в пределах зазора Δ_s между колесной и рельсовой колеями. Для того, чтобы учесть эти перемещения точек К и В все внешние силы приведены к центру тяжести O_c геометрической фигуры поперечного сечения.

При приведении сил к центру тяжести поперечного сечения гибкого бандажа использована исходная векторная диаграмма (рисунок 6.1). Результаты приведения всех сил показаны на основной векторной диаграмме (рисунок 6.3), а выражения для приведения к центру тяжести O_c соответствующих сил и моментов представлены ниже.

Относительно осей X и Z приведение тягового или тормозного усилия к центру сечения дает два момента:

– в координатной плоскости $Y_C O_C X_C$:

$$M_{Y-X}^{T} \left(V_{X}^{T} \right) = V_{X}^{T} \Delta_{S}, \qquad (6.32)$$

– в координатной плоскости $Z_C O_C X_C$:

$$M_{Z-X}^{T} \left(V_{X}^{T} \right) = V_{X}^{T} z_{C}$$

$$(6.33)$$



Рисунок 6.10 – Основная векторная диаграмма приведённых к центру сечения O_C сил и моментов сил, действующих в точке контакта К.

От внецентренного приложения реакции рельса R_Z^P , формируется вращательный момент относительно оси $O_C X_C$, который имеет следующую зависимость:

$$M_{OX}^{P}\left(R_{Z}^{P}\right) = R_{Z}^{P}\Delta_{S}$$

$$(6.34)$$

Горизонтально-поперечная реакция бокового относа $2L_Y^{om}$, кроме кольцевого изгибающего момента $M_{Y-X}^L(L_Y^{Om})$ и кольцевого момента кручения $M_X^L(L_Y^{Om})$, которые определяются по уравнениям (6.20), при приведении её к центру сечения O_c формирует дополнительный крутящий момент относительно оси O_CX_C:

$$M_{OX}^{Kp}\left(L_{Y}^{Om}\right) = 2L_{Y}^{Om}z_{S}$$

$$(6.35)$$

При набегании гребня на головку рельса направляющая реакция рельса $R_Y^{\Gamma_p}$ в точке контакта В (рисунок 6.10), складывается с силой трения L_Y^{om} в точке контакта К, действующей в горизонтально-поперечном направлении. С учетом крутящего момента (6.35) и направляющей реакции рельса $R_Y^{\Gamma_p}$ при ($\theta \prec \beta \prec \alpha$) система уравнений изгибающего и крутящего моментов (6.20) принимает следующий вид:

$$M_{Y-X}^{L}\left(L_{Y}^{Om}\right) = M_{Z}\cos\beta - \left(L_{Y}^{om} + R_{Y}^{\Gamma p}\right)\mathbf{r}_{O}\sin(\beta \neq \theta);$$

$$M_{X}^{L}\left(L_{Y}^{Om}\right) = M_{Z}\sin\beta - \left(L_{Y}^{om} + R_{Y}^{\Gamma p}\right)\mathbf{r}_{O}\left[1 - \cos(\beta \neq \theta)\right].$$
(6.36)

Кроме этого, направляющая реакция рельса $R_Y^{\Gamma_p}$ формирует вращающий момент относительно центра сечения O_C :

$$M_{OX}^{\Gamma p} \left(R_Y^{\Gamma p} \right) = (x_S + m) R_Y^{\Gamma p}$$
(6.37)

где m – высота точки контакта В относительно поверхности катания гибкого бандажа, равная 0,014 м.

При скольжении гребня по боковой поверхности головки рельса в точке контакта В в направлении осей $O_C X_C$ и $O_C Z_C$ образуются силы трения $R_X^{\Gamma_P}$ и $R_Z^{\Gamma_P}$, которые при приведении к центру сечения O_C формируют следующие приведённые моменты:

– крутящий момент от $R_Z^{\Gamma_p}$ относительно оси $O_C X_C$:

$$M_{OX}^{\Gamma_p} \left(R_Z^{\Gamma_p} \right) = 0.5bf R_Y^{\Gamma_p}$$
(6.38)

– изгибающий момент от $R_X^{\Gamma_p}$ в координатной плоскости $Y_C O_C X_C$:

$$M_{Y-X}^{\Gamma p}\left(R_X^{\Gamma p}\right) = 0.5bfR_Y^{\Gamma p}$$
(6.39)

– изгибающий момент от $R_X^{\Gamma_p}$ в координатной плоскости $Z_C O_C X_C$:

$$M_{Z-X}^{\Gamma p} \left(R_X^{\Gamma p} \right) = \left(z_C + m \right) f R_Y^{\Gamma p}$$
(6.40)

Приведённый крутящий момент относительно оси $O_C X_C$ от вертикальной составляющей $R_Z^{\Gamma_p}$ силы $R_Y^{\Gamma_p}$ определяется по уравнению

$$M_{OX}^{\Gamma p} \left(R_Z^{\Gamma p} \right) = 0,5bf R_Y^{\Gamma p}$$
(6.41)

Для приведенных к центру тяжести поперечного сечения гибкого бандажа сил и моментов построены эпюры. На рисунке 6.11 а показаны эпюры продольных сил относительно оси $O_{c}X_{c}$:

 V_Z^q – эпюра распределенной вертикальной нагрузки q_{pesuh} от резиновой прокладки;

 V_{X}^{T} – эпюра продольной силы тяги, приведённой к центру сечения;

V^{*П*}_{*X*} – эпюра продольной составляющей силы преднатяга резиновой прокладки.

На рисунке 6.11 б показаны эпюры приведённых изгибающих моментов, действующих в координатной плоскости $Y_CO_CX_C$:

 $M_{Y-X}^{L} (L_{Y}^{Om} + R_{Y}^{\Gamma p} + L_{Y}^{C})$ – эпюра момента от реакций горизонтальнопоперечного скольжения и спин-момента $(L_{Y}^{Om}; L_{Y}^{C})$ и направляющей реакции рельса $(R_{Y}^{\Gamma p});$

 $M_{Y-X}^{T}(V_{X}^{T})$ – эпюра момента от силы тяги $(V_{X}^{T});$

 $M_{Y-X}^{\Gamma_p}(R_X^{\Gamma_p})$ – эпюра момента горизонтальной составляющей $(R_X^{\Gamma_p})$ от направляющей реакции рельса.

На рисунке 6.12 показаны эпюры приведённых изгибающих моментов, действующих в координатной продольной плоскости $Z_c O_c X_c$:

 M_{Z}^{q} – эпюра момента от распределенной нагрузки резиновой прокладки; $M_{Z-X}^{T}(V_{X}^{T})$ – момент от силы тяги (V_{x}^{T}) ;



Рисунок 6.11 – Эпюры приведённых продольных сил (а) и изгибающих моментов (б)

 $M_{Z-X}^{\Gamma_p}(R_X^{\Gamma_p})$ – эпюра момента от горизонтальной составляющей $(R_X^{\Gamma_p})$ направляющей реакции рельса $R_Y^{\Gamma_p}$.

На рисунке 6.13 а построены эпюры для вертикальных сил:

Q_q – эпюра вертикальной составляющей внутренней силы, обусловленная распределенной нагрузкой резиновой прокладки;

V_Z^П – эпюра вертикальной составляющей силы, обусловленной преднатягом резиновой прокладки;

 $M_{OX}^{K_p}(L_Y^{Om}; R_Y^{\Gamma_p}; L_Y^C)$ – эпюры крутящих моментов относительно центра тяжести O_C поперечного сечения от сил:

L^{*Om*}_{*Y*} – реакция бокового скольжения поверхности катания гибкого бандажа по рельсу в точке контакта К;

R^{*Гр*}_{*Y*} – направляющая реакция гребня при контакте с боковой поверхностью головки рельса в точке В.

206

На рисунке 6.13 б показаны эпюры крутящих моментов относительно оси $O_c X_c$:

L^{*C*}_{*Y*} – реакция спин-момента при повороте гибкого бандажа вокруг своей вертикальной оси в точке контакта К;

 $M_{X}^{L}(L_{Y}^{Om}; R_{Y}^{\Gamma p}; L_{Y}^{C})$ – эпюры крутящих моментов относительно центра вращения гибкого бандажа $O_{\Gamma b}$ от сил $L_{Y}^{Om}; R_{Y}^{\Gamma p}; L_{Y}^{C};$

 $M_{OX}^{P}(R_{Z}^{P})$ – эпюра крутящего момента относительно центра тяжести поперечного сечения O_{C} от внецентренного приложения вертикальной реакции (R_{Z}^{P}) в точке контакта К.



Рисунок 6.12 – Эпюры приведённых изгибающих моментов гибкого бандажа, относительно оси O_CZ_C

На основании закона суперпозиции и для формирования предельно допустимой нагрузки силы и их моменты, принадлежащие одной координатной оси или плоскости, просуммированы с одинаковыми знаками в следующей системе уравнений:

- по координате X_C :

$$\sum X_{c} = N_{X}^{q} + V_{X}^{T} + V_{X}^{\Pi}$$
(6.42)



Рисунок 6.13 – Эпюры приведённых сил: а – поперечной силы; б – приведенных крутящих моментов относительно оси X_C

– по координате Y_C :

$$\sum Y_C = 2L_Y^{om} + R_Y^{\Gamma p} \tag{6.43}$$

– по координате Z_C :

$$\sum Z_C = Q_Z^q + V_Z^{\Pi} \tag{6.44}$$

Суммарный приведённый изгибающий момент, действующий в координатной плоскости $Z_c O_c X_c$:

$$\sum M_{ZOX}^{H} = M_{Z}^{q} + M_{Z-X}^{T} \left(V_{X}^{T} \right) + M_{Z-X}^{\Gamma_{p}} \left(R_{X}^{\Gamma_{p}} \right).$$
(6.45)

Суммарный приведённый изгибающий момент, действующий в координатной плоскости $Y_CO_CX_C$:

$$\sum M_{YOX}^{H} = M_{Y-X}^{L} \left(L_{Y}^{Om}; R_{Y}^{\Gamma p} \right) + M_{Y-X}^{C} \left(L_{Y}^{Om} \right)$$

+ $M_{Y-X}^{T} \left(V_{X}^{T} \right) + M_{Y-X}^{\Gamma p} \left(R_{X}^{\Gamma p} \right)$ (6.46)

Суммарный приведённый крутящий момент относительно оси $O_C X_C$ равен:

$$\sum M_{X}^{K} = M_{X}^{L} \left(L_{Y}^{Om}; R_{Y}^{\Gamma p} \right) + M_{X}^{L} \left(L_{Y}^{C} \right) + M_{OX}^{K p} \left(L_{Y}^{Om} \right) + M_{OX}^{\Gamma p} \left(R_{Y}^{\Gamma p} \right) + M_{OX}^{P} \left(R_{Z}^{P} \right) + M_{OX}^{\Gamma p} \left(R_{Z}^{P} \right) + M_{OX}^{P} \left(R_{Z}^{P} \right) + M_{OX}^{P} \left(R_{Z}^{P} \right)$$
(6.47)

Таким образом, в этом разделе сформирована и представлена исходная модель комплекса внешних и внутренних сил, действующих в системе «гибкий бандажа – рельс».

209

Определение опасного сечения в гибком бандаже. Расчет по первому предельному состоянию (по несущей способности) является обязательным для всех конструкций. Поэтому после обоснования методов расчета гибкого бандажа необходимо определить месторасположение опасного сечения. На этом этапе расчетов, как и в других подобных случаях, использован принцип независимости действия сил.



['] Рисунок 6.14 – Эпюры внешних сил, приведенных к центру поперечного сечения гибкого бандажа O_C и распределенных по развернутой длине его осевой линии.

При установлении положения опасного сечения достаточно учитывать силы и моменты сил, значения которых зависят от их места расположения на периметре

гибкого бандажа. Эти силы вычисляются по уравнениям (6.42–6.47), а их эпюры распределения по развернутой длине гибкого бандажа представлены на рисунке 6.14. Внутренние напряжения от остальных внешиних сил равномерно распределены, как по поперечному сечению, так и по периметру гибкого бандажа, поэтому при определении опасных сечений они не учитываются.

В качестве критерия определения положения опасного сечения использовано значение эквивалентного нормального напряжения, которое определено по энергетической (четвертой) теории прочности.

6.6 Расчет напряженного состояния гибкого бандажа в опасном сечении

По результатам расчетов уравнений (6..42–6.47) и в зависимости от угла наклона плоскости сечения β с использованием уравнения (6.1) построена эпюра эквивалентных напряжений, которая представлена на рисунке 6.15. На эпюре эквивалентных напряжений выявлено два опасных сечения. Из этих двух опасных сечений самым напряженным является сечение в точке контакта К гибкого бандажа и рельса.

В дальнейшем все расчеты прочности гибкого бандажа ведутся для опасного сечения с учетом действия всех внешних и внутренних сил, модель которых представлена на рисунке 6.1.



Рисунок 6.15 – Распределение эквивалентных напряжений по развернутому периметру гибкого бандажа

В основном при расчете на прочность влияние поперечных сил в подавля-

ющем большинстве случаев не учитывается [25, 51, 233, 252]. С учетом тяжелых условий работы гибкого бандажа и то важное место, которое он занимает в обеспечении безопасности движения, в представленных расчетах учтены все силы, действующие в точке контакта колеса и рельса.

В общем случае нагружения бруса в его поперечных сечениях действуют силы по шести направлениям N, Q_y, Q_z, M_y, M_z, M_{Kp}. Совместное действие указанных силовых факторов приводит к напряженному состоянию, которое можно получить суммированием напряженных состояний, определённых для каждой отдельной силы комплекса нагрузки.

Для получения гарантированных результатов расчетов прочности гибкого бандажа все силы приравнены к максимально возможным значениям. Кроме этого, часть сил имеют противоположные направления и тем самым компенсируют друг-друга, что приводит к снижению уровня внутреннего напряжения в гибком бандаже. В выполненных расчетах для надежности расчетов все силы в соответствующих координатных направлениях взяты с одинаковым знаком. По двум главным напряжениям, действующим в плоском сечении гибкого бандажа, определяется эквивалентное напряжение по энергетической теории прочности:

$$\sigma_{\mathcal{H}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \tag{6.48}$$

где *о* – главное нормальное напряжение, МПа;

τ – главное касательное напряжение, МПа.

Развернутое уравнение (6.48) для эквивалентного напряжения имеет следующий вид

$$\sigma_{\mathcal{H}} = \sqrt{\left(\frac{N_{X}^{q} + V_{X}^{T}}{F} + \sigma_{X}^{T} + \frac{M_{Z}^{C} + M_{Z}^{T} + M_{Z}^{Tp}}{W_{Z}} + \frac{M_{Y}^{q}}{W_{Y}} + \frac{M_{Y}^{T}}{W_{Y}}\right)^{2} + \left(\frac{Q_{Z}^{q}}{F} + \tau_{Z}^{T} + \frac{M_{X}^{R} + M_{X}^{L} + M_{X}^{Tp}}{2W_{X}}\right)^{2}}{1-1} \leq (6.49)$$

Согласно графика (рисунок 6.15), расчетные значения эквивалентных напряжений в опасном сечении составляют 125 МПа, что значительно меньше допускаемых значений напряжений.

6.7 Анализ прочности элементов блочной конструкции колеса с использованием метода конечных элементов.

Анализ прочности элементов блочной конструкции колеса с использованием метода конечных элементов с учетом следующих особенностей конструкции блочной колесной пары – отсутствие «паразитного» проскальзывания всех колес колесной пары по рельсам и извилистой траекторией движения колесной пары, уменьшенное сопротивление поступательному движению подвижного состава и, как следствие, пониженное воздействие на путь.

Ось колесной пары. В качестве оси в колесной паре новой конструкции использована стандартная ось РУ1-950. На данный момент эта ось показала высокую надёжность при длительном сроке эксплуатации, отработана технология ее изготовления и ремонта. Применение проверенной в эксплуатации и серийно выпускаемой оси колесной пары и букс положительно скажется на надежности блочной конструкции колесной пары в целом.

Колесный блок. Колесо в новой конструкции колесной пары выполнено в виде колесного блока, который состоит из двух элементов: опорного (OK) и направляющего (HK) колес. Опорное колесо состоит из колесного центра и гибкого бандажа, который установлен на колесном центре посредством упругой прокладки (резина). Поверхность катания гибкого бандажа опорного колеса имеет цилиндрическую форму, на которой отсутствует гребень. Опорное колесо установлено на оси колесной пары посредством двух подшипников и предназначено для передачи осевых нагрузок на рельс. Направляющее колесо блочного колеса по периметру имеет форму гребня стандартного колеса и по индикаторной диаграмме напрессована на ось колесной пары. Возможность независимого вращения всех колес колесной пары устранила необходимость в выравнивании пройденного пути опорных колес и позволила заменить коническую поверхность катания на цилиндрическую.

Материалы деталей колесного блока Элементы опорного и направляющего колес изготовлены из той же марки стали, что и стандартное колесо колесной па-

ры. В качестве материала упругой прокладки между колесным центром и гибким бандажом используется резина, которая применяется в сайлент-блоке поводка буксы колесной пары электровоза.

Расчетная модель. Созданы макетные и имитационные модели для трёх вариантов конструкций опорного колеса, которые рассмотрены ниже. Для всех вариантов исполнений предлагаемой конструкции колесной пары основные геометрические размеры и прочностные параметры материалов соответствуют параметрам стандартной колесной пары и требованиям ГОСТ [67].

Для оптимизации формы новых элементов конструкции колесной пары использовались эпюры объемно-напряженного состояния, полученные методом конечных элементов. Расчетная модель представляет собой половину исследуемого элемента, полученную отсечением вертикальной плоскостью, проходящей через ось и центр пятна контакта колеса с рельсом. В расчете принято, что продольная вертикальная плоскость симметрии колеса совпадает с вертикальной плоскостью симметрии рельса. С целью снижения размерности задачи значение площади пятна контакта колеса с рельсом была принята постоянной. Влияние рельса в расчетах не учитывалось.

Граничные условия, наложенные на модель, ограничивают ее свободное перемещение как единое целое и заменяют детали, не участвующие в расчете, силами взаимодействия с ними. Так как в расчетах рассматриваются только половина колеса, то на грань, полученную сечением исходной модели вертикальной плоскостью, накладываются ограничения типа «*Симметрия*», которые запрещают нормальные перемещения к грани. На отверстие под установку наружного кольца подшипника наложены ограничения, запрещающие радиальные и осевые перемещения для цилиндрической грани.

В месте пятна контакта «колесо-рельс» приложена радиальная сила 112,8 кН. Так как расчет выполняется для половинки колеса, то эту силу необходимо разделить надвое, получим 56,4 кН. Кроме этого, к пятну контакта приложена сила поперечного проскальзывания колеса по головке рельса, которая определяется по следующему выражению:

213

$$F_{\rm oc}^{max} = F_{\rm Tp} = \mu \cdot N, \tag{6.50}$$

где µ=0,2 – коэффициент трения скольжения стали по стали;

N=112,8 – сила реакции от веса подвижного состава, приходящаяся на одно колесо, кН.

214

После подстановки значений в уравнение (6.50) получено значение осевой силы для половины колеса, равное 22,56 кН.

Приложение нагрузки во время расчета выполнено поэтапно – сначала радиальная нагрузка возрастает от 0 до 112,8 кН, а затем к ней постепенно добавляется осевая нагрузка от 0 до 22,56 кН. Подобное сочетание нагрузки на колесо соответствует наиболее неблагоприятным условиям работы, которые могут возникнуть во время эксплуатации. Поскольку решающая программа не допускает приложения сил с различными графиками возрастания усилия по времени к одной и той же грани (площадке пятна контакта), то осевую силу приложили к другой грани малой площади, выделенной на поверхности катания гибкого бандажа и примыкающей к условной площади пятна контакта с рельсом.

Так как в расчетную модель входят три детали (колесный центр, гибкий бандаж и упругая прокладка), то необходимо накладывать условия контакта *Связанные* на соприкасающиеся грани отдельных деталей, что соответствует склеиванию металла и резины при вулканизации. При решении задачи использован «*Нелинейный»* решатель. Этот выбор обусловлено тем, что имеются значительные деформации в резиновой прокладке, модуль упругости которой на несколько порядков меньше чем у стальных деталей, а также тем, что нагрузка является временной функцией.

Сходимость вычислительного процесса было обеспечено при следующих настройках решателя программы:

1. Использовался более устойчивый и ресурсоемкий прямой решатель Direct Sparse;

2. Использование алгоритма для нелинейной геометрии учитывающего большие смещения и деформации во время решения;

3. Упрощенные несовместимые параметры связи;

- 4. Метод повторов Ньютона-Рафсона;
- 5. Допуск сходимости 0,001;
- 6. Коэффициент устранения особой точки функции-ноль.

При вычислениях использовалась сетка конечных элементов, построенная на основе кривизны, и конечных элементов с 16 точками Якобиана, позволяющими кромкам конечных элементов иметь параболическую форму. Кроме этого, использован элемент управления сеткой в местах предполагаемой концентрации напряжений металла колесного центра и гибкого бандажа, а также резиновой прокладки, которая подвергается наибольшим деформациям.





Рисунок 6.16 – Расчетная модель опорного колеса (вариант 1)

Рисунок 6.17 – Сетка конечных элементов и граничные условия модели опорного колеса (вариант 1)

Общий вид и сетка конечных элементов с нанесенными граничными условиями для колеса первого варианта исполнения представлена на рисунок 6.16 и 6.17. В результате расчета были получены эпюры объемно-напряженного состояния (рисунок 6.18) и результирующих перемещений (рисунок 6.19). На всех эпюрах деформации элементов опорного колеса представлены в реальном масштабе 1:1.

На эпюре объемно-напряженного состояния (рисунок 6.18) можно увидеть, что в результате приложения радиальной и внецентровой осевой нагрузки наибольшие напряжения возникают в области перехода внутреннего кольца обода колесного центра к более тонкой его средней части. Напряжения достигают значения 268 МПа, что меньше допустимого значения 291,2 МПа. Напряжения в резиновой прокладки достигают 2,6 МПа, что меньше предела прочности для этой марки резины, равной 17 МПа.





сунок 6.18 – Эпюра объемно-напряженного стояния опорного колеса (вариант 1) ти

Рисунок 6.19 – Эпюра результирующих перемещений опорного колеса (вариант 1)

Из эпюры результирующих перемещений (рисунок 6.19) видно, что наибольшему смещению подвержена нижняя часть гибкого бандажа, к которой приложено сдвигающее усилие. Деформации резиновой прокладки приведены в реальном масштабе 1:1 и осевое смещение нижней точки гибкого бандажа составляет шесть мм. Это необходимо учитывать при компоновке колесного блока при выборе значения зазора между опорным и направляющим колесами, который должен быть не менее семи мм для избегания их контактирования во время движения.

На основании выше изложенного опорное колесо с резиновой прокладкой прямоугольного сечения имеет следующие преимущества:

- простая и технологичная форма элементов конструкции опорного колеса;

- простота монтажа;
– значительное рассеивание энергии деформации, что снижает уровень напряжений в колесном центре и позволяет снизить значение необрессоренной массы, приведённой к пятну контакта с рельсом.

Существенными недостатками первого варианта конструкции опорного колеса являются:

 малая жесткость резиновой прокладки в осевом направлении, что приводит к существенным её деформациям и, соответственно, избыточному выделению тепла;

ускоренное старение резиновой прокладки;

 при разрушении резиновой прокладки возможен сход гибкого бандажа с колесного центра.

Для повышения безопасности движения колесной пары блочной конструкции было рассмотрено два других варианта формы сопрягаемых поверхностей колесного центра и гибкого бандажа, которые исключали бы их разделение при разрушении резиновой прокладки.

Во втором варианте исполнения конструкции опорного колеса использована система шип-паз [179] (рисунок 6.20), которая устраняет возможность сползания гибкого бандажа с колесного центра при разрушении упругой прокладки. Такая



Рисунок 6.20 – Соединение колесного центра и гибкого бандажа

конструкция имеет ряд существенных недостатков. К ним относится наличие сложного нагружения сжатия и сдвига в области изгиба резины упругой прокладки, что является причиной неравномерного формированию жесткости по её краям. Это неизбежно приводит к перекосу гибкого бандажа относительно колесного центра, а также к увеличению деформации и концентрации области напряжений В металле В скругления системы шип-паз.

Третий вариант и более рациональный – это, если поверхности гибкого бандажа, контактирующей с резиновой прокладкой, придать выпуклую форму, а поверхности колесного центра – вогнутую [179]. Тогда резиновая прокладка тоже примет соответствующую форму (рисунок 6.21), но без резких загибов, и будет постоянно удерживать в заданном положении гибкий бандаж относительно продольной плоскости колесного центра. При разрушении резиновой прокладки гарантированное осевое перекрытие между краями сопрягаемых поверхностей гибкого бандажа и колесного центра препятствует сходу гибкого бандажа с колесного центра.





Рисунок 6.21– Расчетная модель опорного колеса (вариант 3).

Рисунок 6.22 – Сетка конечных элементов и граничные условия модели опорного колеса (вариант 3).

Осевое перекрытие между краями сопрягаемых поверхностей обеспечивается за счет перекрытия значений их радиусов и предварительного нагрева гибкого бандажа с последующей установкой его на колесный центр. Затем свободное пространство между их сопрягаемыми поверхностями заполняется резиновой смесью и вулканизируется.

Радиус краёв внутренней поверхности гибкого бандажа определяется из выражения:

$$R' = \frac{L + \Delta L}{2\pi},\tag{6.51}$$

где *R'* – значение радиуса при максимальном значении температуры допустимого нагрева гибкого бандажа, мм;

 $L = 2\pi R$ – длина окружности внутренней поверхности гибкого бандажа при температуре 20 °C, мм;

R – радиус внутренней поверхности гибкого бандажа при температуре
 20 °C, мм;

Удлинение гибкого бандажа при нагреве определяется по уравнению

$$\Delta L = K \cdot L \cdot \Delta \mathrm{T}, \tag{6.52}$$

где ΔT – разница температур до и после нагрева. °С, град;

К – коэффициент теплового расширения для стали, равный 13 · 10⁻⁶.

Для минимального перекрытия внутренней поверхности гибкого бандажа и колесного центра, равного пяти миллиметрам с использованием зависимости (6.6) была определена кривизна внутренней вогнутой поверхности гибкого бандажа и выпуклой внешней поверхности колесного центра, которая равна 75 мм.

Общий вид расчетной схемы и сетки конечных элементов с нанесенными граничными условиями для опорного колеса исполнения по третьему варианту представлена на рисунках 6.21 и 6.22. По результатам расчетов были получены эпюры объемно-напряженного состояния (рисунок 6.23) и результирующих перемещений рисунок 6.24. На эпюрах значения деформаций представлены в реальном масштабе 1:1.

При действии радиальной и внецентровой осевой нагрузок наибольшие напряжения возникают в области перехода внутреннего кольца обода к более тонкой средней части колесного центра. Напряжения достигают значения 253,5 МПа, что меньше допустимого значения 291,2 МПа. Напряжения в резиновой прокладке выросли до 2,5 МПа, что на много меньше предела прочности для этой марки резины – 17 МПа.

Увеличилась жесткость гибкого бандажа в осевом направлении, так как резиновая прокладка стала работать не только на сдвиг, но и на сжатие под действием сдвигающей силы. Это привело к незначительному росту напряжений в колесном центре, поэтому потребовалось увеличить радиусы скругления в местах перехода внутреннего кольца обода колесного центра к его средней части и уменьшить технологические отверстия в средней части. Масса колеса осталась на прежнем уровне относительно первого варианта исполнения.



Рисунок 6.23 – Эпюра объемно-напряженного состояния опорного колеса (вариант 3) Рисунок 6.24 – Эпюра результирующих перемещений опорного колеса (вариант 3)

Согласно эпюре результирующих перемещений (рисунок 6.24) наибольшему смещению подвержена нижняя часть гибкого бандажа, к которой приложено сдвигающее усилие. При этом осевое смещение нижней точки гибкого бандажа уменьшилось по сравнению с первым исполнением до 4,4 мм. Поэтому зазор между направляющим и опорным колесами можно уменьшить с семи до пяти мм. Таким образом, за счет придания сопрягаемым поверхностям гибкого бандажа и колесного центра криволинейной формы удалось значительно повысить уровень осевой жесткости гибкого бандажа без увеличения уровня напряжений в нем и массы опорного колеса, а также повысить надёжность и безопасность движения. Для снижения массы колесного блока и колесной пары в целом было принято решение разработать колесный блок с диаметром поверхности катания гибкого бандажа, равным 780 мм. Этот размер диаметра поверхности катания корреспондируется с мировым опытом конструкций высокоскоростного подвижного состава.

Общий вид и сетка конечных элементов с нанесенными граничными условиями для колеса исполнения по третьему варианту с диаметром поверхности катания бандажа, равным 780 мм, представлены на рисунках 6.25 и 6.26.





Рисунок 6.25 – Расчетная модел: опорного колеса (вариант 3) с диаметром, равным 780 мм

Рисунок 6.26 – Сетка конечных элементов и граничные условия модели опорного колеса (вариант 3) с диаметром, равным 780 мм

По результатам моделирования построены эпюры объемно-напряженного состояния (рисунок 6.27) и результирующих перемещений (рисунок 6.28). Согласно эпюрам (рисунок 6.27) установлено, что под действием радиальной и внецентровой осевой нагрузки наибольшие напряжения возникают в области перехода внутреннего кольца обода к более тонкой средней части колесного центра. Напряжения составляют 159 МПа, что меньше допустимого значения (291,2 МПа). Напряжения в резиновой прокладки достигают 2,5 МПа, что меньше предела прочности для этой марки резины (17 МПа).



Рисунок 6.27 – Эпюра объемно-напряженного состояния опорного колеса (вариант 3), с диаметром, равным 780 мм.

Рисунок 6.28 – Эпюра результирующих перемещений опорного колеса (вариант 3), с диаметром, равным 780 мм.

Жесткость опорного колеса в осевом направлении стала выше за счет уменьшения плеча действия сдвигающей силы, а напряжения в элементах опорного колеса ниже, чем в других вариантах исполнения. Из эпюры результирующих перемещений (рисунок 6.28) видно, что наибольшему смещению подвержена нижняя часть гибкого бандажа, к которой приложено сдвигающее усилие. При этом осевое смещение нижней точки гибкого бандажа уменьшилось до 4,1 мм. В этом случае зазор между опорным и направляющим колесами достаточно выполнить со значением в пять мм. Из приведённых выше выкладок можно сделать заключение, что третье исполнение с уменьшенным диаметром поверхности катания гибкого бандажа, равным 780 мм, имеет наименьшую массу по сравнению с другими вариантами, при наибольшей осевой жесткости и наименьшим уровнем напряжений в элементах колесного блока.

Для наглядного сравнения всех вариантов исполнения новой конструкции колесной пары их основные прочностные характеристики представлены в Таблице 6.3. Таблица 6.3 – Технические характеристики конструкций опорного колеса

Ис- полне- ние	Диаметр круга катания гибкого бандажа, мм	Максим. напряжения, МПа	Максим. напряжения в резиновой про- кладке, МПа	Максим. осевое смещение гибкого бандажа, мм	Масса, кг
1	950	268	2,6	6	279
2	950	253,5	2,5	4,4	270,8
3	780	159	2,5	4,1	212,6

Гребень НК воспринимает только направляющее усилие со стороны упорного рельса, приложенное к пятну контакта с боковой поверхностью рельса и направленная вдоль оси колесной пары.

Учитывая максимально возможную величину непогашенного ускорения равной $a_{\mu}=0,7-1,0$ м/с², определена максимально возможная в эксплуатации значение направляющей силы, равная 80 кН. Инженерный анализ объемнонапряженного состояния направляющего колеса проводился в программе SolidWorks Simulation 2015 методом конечных элементов. Расчетная 3D модель представлена на рисунке 6.29 б. На ободе гребня выделена условная малая область, которая иммитировала место контакта гребня с боковой поверхностью рельса. Так как граничные условия и приложенная нагрузка симметричны относительно вертикальной плоскости, проходящей через центр пятна контакта с боковой поверхностью рельса и ось гребня, то для сокращения размерности задачи и повышения его точности в расчете рассматривалась только половина направляющего колеса с наложением на полученные грани граничных условий, запрещающие нормальные перемещения к плоскости симметрии. Так как в расчете рассматривается только половина модели, то и сила, действующая в пятне контакта направляющего колеса (гребня) с рельсом, будет равна половине от расчетной 80/2=40 кН. Ступица направляющего колеса установлена на оси по тугой прессовой посадке. Механические свойства и ударная вязкость сталей, используемых для изготовления цельнокатаных колес, представлены в Таблице 6.3.

Таблица 6.4 – Механические свойства, твердость и ударная вязкость колес.

Марка стали	Временное со- противление $\sigma_{\rm B}, {\rm H}/{\rm MM}^2$	Относительное	Относитель-	Твердость	Ударная вязкость
		удлинение	ное сужение	на глубине	КСU при темпе-
		δ, %	ψ, %	30 мм, НВ ратуре 20°	
		не менее	Дж/см ² , не менее		
1	880-1080	12	21	248	30
2	910–1110	8	14	255	20
3	980-1130	8	14	285	16





Рисунок 6.29 – Расчетная модель гребня; *а* – граничные условия, *б* – сетка конечных элементов.

Колесная сталь 2-ой марки является легированной высокоуглеродистой сталью и имеют нормальный модуль упругости (модуль Юнга) равный 2,1·10⁵ МПа,

модуль сдвига 8,1·10⁴ МПа, а коэффициент Пуансона 0,28. Эти значения механических свойств использованы в расчетной модели направляющего колеса.

Направляющее колесо подвергается динамическому изгибному нагружению с симметричным циклом. При таком нагружении без усталостного разрушения материал направляющее колесо имеет следующие допустимые напряжения [18]: при изгибе – $[\sigma_{-1}] = (0,45-0,55) \cdot \sigma_B$; при растяжении-сжатии – $[\sigma_{-1p}] = (0,7-0,9) \cdot \sigma_{-1}$; при кручении – $[\tau_{-1}] = (0,5-0,65) \cdot \sigma_{-1}$. Для колесных пар подвижного состава используется коэффициент динамичности, равный k_{d} =0,8. Согласно Таблице 3 временное сопротивление разрыву σ_B для колесной стали марки T не ниже 980 МПа. Для этих параметров допустимые значения:

- для изгибных напряжений – $[\sigma_{-1}] = 0,45 \cdot 980 \cdot 0,8 = 352,8 MПa;$

– для напряжений растяжения-сжатия – $[\sigma_{-1p}] = 0,65 \cdot 352,8 \cdot 0,8 =$ 197,6 *МПа*;

- для напряжений при кручении – $[\tau_{-1}] = 0,5 \cdot 352,8 \cdot 0,8 = 141,1 MПa$.

Результаты расчетов методом конечных элементов объемно-напряженного состояния направляющего колеса представлены эпюрами результирующих напряжений (рисунок 6.30 а) и результирующих перемещений (рисунок 6.30 б).

По первой эпюре рисунке 6.30 *а* получено, что наибольшие напряжения локализуются в области с обратной стороны от поверхности контакта направляющего колеса с рельсом и ближе к оси в области перехода тонкой средней части диска к более массивной ступице.

Уровень напряжений в первой области завышен и обусловлен погрешностью метода при сочетании ограничения типа Симметрия с приложенной нагрузкой. В реальных условиях напряжения в этой области будут ближе к средним значениям по всему диску направляющего колеса.

Напряжения во второй области не превышает 290 МПа, что для стали Т укладывается в рамки допустимых напряжений при изгибе. Поэтому деформации находятся зоне упругих реакций с достаточным коэффициентом запаса. Эпюра перемещений рисунок 6.30 *б* показывает характерную деформацию диска НК при

внецентровом приложении силы. Максимальные перемещения составляют 3,3 мм, что учитывалось при проектировании БКП.



Рисунок 6.30 – Эпюры объемно-напряженного состояния НК БКП; *a* – результирующих напряжений, *б* – результирующих перемещений.

Направляющее колесо установлено на оси по прессовой посадке с натягом. Необходимость размещения на подступичной части оси подшипникового узла опорного колеса привела к тому, что длина сопрягаемых поверхностей ступицы направляющего колеса была уменьшена по сравнению со стандартным колесом. Для обеспечения необходимой прочности соединения направляющего колеса с осью была выполнен более тугой натяг.

Для оценки прочности соединения направляющего колеса на оси колесной пары выполнен расчет. Для определения наибольшей осевой силы, которое сможет выдержать соединение P_{oc} необходимо определить три коэффициента c_1 , c_2 и Θ :

$$c_{1} = \frac{1 + \left(\frac{d_{1}}{d}\right)^{2}}{1 - \left(\frac{d_{1}}{d}\right)^{2}},$$
(6.53)

$$c_{2} = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_{2}}\right)^{2}}{1 - \left(\frac{d}{d_{2}}\right)^{2}},$$
(6.54)

$$\theta = \frac{1}{\frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}},\tag{6.55}$$

где d_1 и d_2 – соответственно внутренний диаметр охватываемой детали и наружный диаметр охватывающей детали, мм;

*E*₁, *E*₂ и μ₁, μ₂ – соответственно модули нормальной упругости и коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей.

Тогда согласно (6.53) и (6.54) получено:

$$c_{1} = \frac{1 + \left(\frac{0}{194}\right)^{2}}{1 - \left(\frac{0}{194}\right)^{2}} = 1$$

$$c_{2} = \frac{1 + \left(\frac{194}{266}\right)^{2}}{1 - \left(\frac{194}{266}\right)^{2}} = 3,27$$

При $E_1 = E_2 = 210000$ МПа и $\mu_1 = \mu_2 = 0,28$ по (6.55) получено:

$$\theta = \frac{1}{\frac{1-0.28}{210000} + \frac{3.27+0.28}{210000}} = 49180.3$$

Давление на посадочных поверхностях согласно формуле Ламе:

$$k = \frac{\Delta}{d}\theta,\tag{6.56}$$

где Δ – средний натяг, мм.

При допуске вала z8 на диаметре d=194 мм натяг составит 0,23 мм. Давление *k* согласно (6.56) будет равно:

$$k = \frac{0,23}{194} \cdot 49180,3 = 58,3 \, M\Pi a.$$

Наибольшая осевая сила, которую может выдержать соединение составит:

$$P_{oc} = kFf, \tag{6.57}$$

где $F = \pi dl$ – площадь посадочной поверхности, мм²;

f =0,10...0,15 – коэффициент трения между сопрягаемыми поверхностями. Тогда

 $P_{oc} = 58 \cdot 3,14 \cdot 194 \cdot 95 \cdot 0,1 = 335647 H = 335,6 \kappa H$

Полученное расчетное значение более чем в четыре раза превосходит расчетную осевую силу, действующую на гребень (НК) при движении.

Далее выполнена проверка прессовой посадки направляющего колеса на оси на предмет появления избыточных напряжений в металле оси. Расчетная схема представлена направляющим колесом, внешний обод которого неподвижен, а к посадочной поверхности приложено давление k=58,3 МПа, рассчитанное по формуле (6.56). Так как трехмерная модель, граничные условия и нагрузка симметричны относительно оси направляющего колеса, а материал является изотропным, то это позволяет снизить размерность задачи и увеличить плотность сетки. Полученная в результате упрощения расчетная модель с нанесенными граничными условиями, нагрузкой и конечно-элементной сеткой представлена на рисунке 6.31



По результатам расчетов получена эпюра результирующих напряжений в металле (рисунок 6.32), которая показывает, что наибольшие напряжения возникают на внешней кромке посадочной поверхности. Напряжения достигают величины 223 МПа. Это напряжения смятия т. к. они быстро убывают по мере удаления от посадочной поверхности. При действии направляющей силы со стороны пути (рисунок 6.32), напряжения в материале гребня не превысят допустимых значений в прессовом соединении.

6.8 Расчет усталостной прочности бандажа

Механизм разрушения бандажа определяется многими факторами: неоднородностью структуры материала, наличием дефектов кристаллической решетки, примесей, включений и т. п. Наиболее опасным местом зарождения и роста трещины является поверхностный слой бандажа, который из-за наличия шероховатостей и поверхностных напряжений сам является концентратором напряжений. Исходными данными для расчетов в области случайных нагружений является кривая напряжений или нагрузки, записанная в процессе наблюдения в течение некоторого промежутка времени (рисунок 6.33 а). Экспериментальные исследования показывают, что из всех известных методов схематизации наиболее полно отражают физическую сущность процесса разрушения метод «дождя» и метод полных циклов [238, 252, 254]. Эти два метода приводят к близким результатам.



Рисунок 6.33 – Кривая случайных напряжений.

Процесс обработки кривой напряжений по методу полных циклов начинается с нахождения максимумов и фиксации размахов локальных высот (рисунок 6.33 a) с их последующим отбрасыванием (рисунок 6.33 б). Результаты подсчета количества циклов и соответствующих им амплитуд заносятся в таблицу. Все эти данные позволяют представить кривую случайного нагружения как совокупность блочных режимов. Дальнейшая обработка блочного режима нагружения дает возможность свести его к режиму симметричного знакопеременного нагружения и затем к постоянному, которое вызывает процесс разрушения, аналогичный процессу разрушения при случайном нагружении.

Выбор формы приведения переменного режима к постоянному с эквивалентным напряжением или с эквивалентным значением числа циклов, зависит от характера решаемой задачи и предпочтений разработчиков конкретных методик [238, 252, 254]. Для периодического нагружения важной характеристикой является цикл. Цикл характеризуется следующими параметрами:

- среднее (постоянное) напряжение цикла:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \tag{6.56};$$

- амплитудное напряжение цикла:

$$\sigma_{am} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \tag{6.57};$$

- коэффициент асимметрии:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$
(6.58).

С практической точки зрения наибольшее значение имеют следующие виды циклов:

- симметричный:

$$\sigma_{am} = \sigma_{max} = -\sigma_{min} \qquad \sigma_{m} = 0, \quad R = -1 \tag{6.59};$$

- асимметричный:

$$abc(\sigma_{\max}) \neq abc(\sigma_{\min})$$
 (6.60);

– постоянный (случай статического нагружения):

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \sigma_{m}, \quad \sigma_{\min} = 0, \qquad R = 1; \tag{6.61}$$

На практике наибольшее распространение получил вид симметричного нагружения. Он является базовым и лежит в основе исследований на выносливость при любых видах нагружения. Кривая выносливости, определяющая зависимость допустимого напряжения σ от числа циклов нагружения N, строится по результатам испытания цилиндрических образцов на изгиб и требует довольно

Аналитическое уравнение этой кривой может быть записано в виде:

$$\sigma^{m} N = const, \qquad N \le N_{G} \\ \sigma = \sigma_{-1} = const, \qquad N \succ N_{G}$$

$$(6.62)$$

где m – показатель степени, зависящий от материала и термообработки. При отсутствии более достоверных сведений для оценки показателя m можно использовать следующее выражение [238, 252, 254]:

$$m = 5 + \frac{\sigma_b}{80} \tag{6.63}$$

где σ_{b} – предел прочности, МПа.



Рисунок 6.34 – Кривая выносливости.

Установлено, например, что предел усталостной прочности по нормальным изгибным напряжениям для сталей лежит в пределах $\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001\sigma_b)\sigma_b$, где σ_b – предел прочно-сти материала, МПа.

Предел усталостной прочности по касательным напряже-

ниям для углеродистых и низколегированных сталей:

$$\tau_{-1} = (0,5 \div 0,6) \sigma_{-1} \cong 0,25 \sigma_b \tag{6.64}$$

Опытным путем для сталей установлено, что базовое число циклов лежит в интервале $N_G = (1 \div 3) \cdot 10^6$. При отсутствии более достоверных сведений используют понятие условного предела прочности, под которым понимают напряжение, которое выдерживает образец при $N_G = 10^8$ циклах нагружения.

Значение предела выносливости в сильной степени зависит от размеров бандажа и состояния его поверхности, наличия местных напряжений, асимметрии цикла и т.п. Остановимся на каждом из этих факторов более подробно.

Влияние местных напряжений. Местные напряжения появляются в областях резкого изменения конфигурации детали, в качестве которых могут выступать галтели, канавки, отверстия, шпоночные пазы, шлицевые участки и т. д. В конструкции гибкого бандажа перечисленные элементы предусмотрительно не используются.

Кроме этого, как показали исследования, чувствительность материала к концентрации напряжений зависит исключительно от его химического состава, и для практических расчетов можно воспользоваться усредненными ориентировочными зависимостями для определения эффективных коэффициентов концентрации напряжений: K_{σ} – для нормальных напряжений и K_{τ} – для касательных. Для предварительной оценки (ошибка достигает 25 %) коэффициентов концентрации K_{σ} и K_{τ} при отсутствии резких концентраторов напряжений для бандажа с чисто обработанной поверхностью допустимо использовать следующую приближенную формулу:

$$K_{\sigma} = 1,2+0,2\frac{\sigma_{b} - 400}{1100};$$

$$K_{\tau} = K_{\sigma}.$$
(6.65)

Влияние размеров детали. С увеличением линейных размеров бандажа вероятность появления усталостных трещин также увеличивается, что учитывается введением масштабного коэффициента:

$$\beta_{m\sigma} = \frac{\sigma_{-1m}}{\sigma_{-1}}; \quad \beta_{m\tau} = \frac{\tau_{-1m}}{\tau_{-1}} \tag{6.66}$$

где $\sigma_{_{-lm}}$, $\tau_{_{-lm}}$ – предел выносливости образца заданного диаметра, МПа;

 $\sigma_{_{-1}}, \ \tau_{_{-1}}$ – предел выносливости эталонного образца диаметром 7–10 мм.

Как показали многочисленные эксперименты, для работающих на изгиб геометрически подобных образцов имеют место зависимости, приведенные на ри-

сунке 6.35. В тех случаях, когда сведения о значении масштабного фактора отсутствуют, можно принимать $\beta_{m\sigma} = \beta_{m\pi} = 1$.

Влияние состояния поверхности. Влияние состояния поверхности на величину предела усталостной прочности характеризуется коэффициентом качества поверхности, который численно равен отношению предела выносливости образца с фактическим состоянием поверхности к пределу выносливости геометрически подобного образца с полированной поверхностью:



Рисунок 6.35 – Зависимость коэффициента размера от диаметра Линии: 1 – углеродистые стали; 2 – легированные стали.

Экспериментально установлены следующие соотношения для расчета коэффициентов качества поверхности стальных образцов ($Rz \cong 4Ra$ – высота шероховатости поверхностного слоя):

$$Rz \succ 1_{MKM}; \qquad \beta_{s\sigma} = 1 - 0.221 g Rz \left(1g \frac{\sigma_b}{20} - 1 \right),$$

$$\beta_{s\tau} = 0.575 \beta_{s\sigma} + 0.425. \qquad (6.68)$$

$$Rz \prec 1_{MKM}; \qquad \beta_{s\sigma} = 1,$$

Чем прочнее материал, тем более он чувствителен к состоянию поверхности (рисунок 6.36). В том случае, если нет достоверных сведений относительно коэф-

фициентов β, при расчете следует принимать их равными единице, а приближенность выбора компенсировать соответствующим подбором коэффициентов запаса.



Рисунок 6.36 – Зависимость напряжения от состояния поверхности Линии: 1 – полирование; 2 – шлифование; 3 – тонкое точение; 4 – грубое точение.

Влияние асимметрии цикла при при переменном во времени нагружение бандажа представлено гистограммой относительного нагружения, показанной на рисунке 6.37. Здесь по вертикальной оси отложено значение текущего напряжения, вызванного внешними силовыми факторами, а по горизонтальной – число циклов действия этих напряжений.

Этот график нагружения построен для проектируемого гибкого бандажа исходя из характера внешнего нагружения, и нагружения работающего стандартного бандажа. Использование прототипа значительно облегчает аналитический рас-



Рисунок 6.37 – Гистограмма относительного нагружения гибкого бандажа

чет долговечности при переменном характере нагружения.

Согласно гипотезы линейного суммирования, усталостное повреждение, вносимое напряжением σ_i , составляет некоторую долю, равную N_i/N_{0i} , от полного, соответствующего появлению усталостных трещин и разрушению (рисунок 6.37). Здесь под N_i понимается фактическое число циклов нагружения при напряжении σ_i , а под N_{0i} – предельное при данном уровне напряжений число циклов нагружения, определяемое из кривой выносливости. Разрушение наступает тогда, когда выполняется условие:

$$\sum_{i=1}^{k} \frac{N_{i}}{N_{0i}} = 1,$$
(6.69)

где k – полное число уровней напряжений.

Выражение (6.69) представляет собой аналитическое выражение гипотезы суммирования повреждений. Суть метода расчета заключается в приведении рассматриваемого переменного режима к эквивалентному постоянному с напряжением σ_e (рисунок 6.37) и числом циклов нагружения $N_0 = \sum_{i=1}^k N_i$, равным сумме чи-

сел циклов переменного режима. Под эквивалентным понимается такой режим постоянного нагружения, который вызывает за одинаковый период времени такое же усталостное разрушение, что и рассматриваемый переменный.

С использованием уравнения кривой выносливости, окончательное уравнение для эквивалентного постоянного напряжения имеет следующий вид:

$$\boldsymbol{\sigma}_{e} = \left[\frac{1}{N_{0}}\sum_{i=1}^{k}N_{i}\boldsymbol{\sigma}_{i}^{m}\right]^{\frac{1}{m}}, \qquad (6.70)$$

где m – показатель степени для любых деталей рассчитывается по выражению $m = \frac{1}{K_{\perp}} (5 + \frac{\sigma_b}{80}).$

На основании методики построения диаграммы предельных амплитуд, окончательное выражение для определения коэффициента запаса усталостной прочности с учетом асимметрии цикла имеет следующий вид:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d} \sigma_{am} + \psi_{\sigma} \sigma_{m}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{e}};$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d} \tau_{am} + \psi_{\tau} \tau_{m\tau}} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{e}},$$
(6.71)

где ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты асимметрии цикла.

Значения коэффициентов асимметрии цикла определяются экспериментально, а для аналитического описания рекомендуются следующие зависимости:

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_{b}; \qquad \psi_{\tau} = 0,01 + 10^{-4} \sigma_{b}; \qquad (6.72)$$

При этом величины эквивалентных напряжений σ_e и σ_{τ} равны

$$\sigma_e = K_{\sigma d} \sigma_{am} + \psi_{\sigma} \sigma_m; \tag{6.73}$$

$$\tau_e = K_{\tau d} \tau_{am} + \psi_{\tau} \tau_{m\tau}. \tag{6.74}$$

В результате асимметричное нагружение при расчете сведено к симметричному.

Условие прочности в общем виде записывается как:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma}(\sigma_{e1} - \sigma_{e3})}, \qquad (6.75)$$

где σ_{e1} и σ_{e3} – наибольшее и наименьшее эквивалентные напряжения, действующие в наиболее опасной точке, определяются по следующим уравнениям:

$$\sigma_{e1} = K_{\sigma d} \sigma_{am1} + \psi_{\sigma} \sigma_{m1};$$

$$\sigma_{e3} = K_{\sigma d} \sigma_{am3} + \psi_{\sigma} \sigma_{m3}$$
(6.76)

Следует отметить, что условие прочности (6.75) считается выполненным, если значение коэффициента запаса лежит в пределах n=1,5–2,5. Выбор значений внутри указанного интервала определяется степенью ответственности детали, для которой выполняется указанный расчет.

Построены зависимости от скорости движения колесной пары для всех составляющих напряженного состояния системы «колесная пара – рельсовая колея», которые представлены на рисунке 6.38 а–в для предельных интервалов значений следующих параметров:

1 – зависимость коэффициента усталостной прочности (*n*_y) при D=0,7 м;

2 – зависимость коэффициента усталостной прочности (n_y) при D=1,25 м;

- 3 предел по коэффициенту усталостной прочности (n_y) при l = 0,06 м;
- 4 предел по коэффициенту усталостной прочности n_y при l=0,125 м;



Рисунок 6.38 – Зависимость напряженного состояния системы «бандажрельс» от скорости движения: а – гибкий бандаж с независимым вращением поверхностей катания; б – гибкий бандаж; в – стандартный бандаж.

5 – сила давления колеса на рельс с учетом динамической составляющей при D=1,25 м;

6 – сила давления колеса на рельс с учетом динамической составляющей при D=0,7 м;

7 – зависимость контактных напряжений при D=0,7; R=0,5; l=0,06 м;

8 – зависимость контактных напряжений при D=0,7; R=1,0; l=0,06 м;

9 – зона допустимых скоростей движения при l=0,06 м;

10 – зона допустимых скоростей движения при l=0,125 м;

11 – зона допустимых скоростей движения при l=0,25 м.

Интервал значений диаметра поверхности катания бандажа (D=0,7–1,25 м) представляет весь диапазон значений, применяемых в эксплуатации. Вычисления производились при осевой нагрузки 245 кН с учетом динамического воздействия от геометрических неровностей на поверхности катания рельса начиная с самой короткой длины волны, равной 0,06 м.

По условиям усталостной прочности гибкий бандаж с независимым вращением поверхностей катания (третий вариант конструкции колеса) с диаметром в указанных пределах может работать до скоростей 300 км/ч (рисунок 6.38 а).

Для диаметров меньше одного метра допустимая скорость движения может быть реализована до 500 км/ч. В тоже время контактные напряжения при малых диаметрах (0,95–0,7 м) гибкого бандажа с независимым вращением поверхностей катания значительно превышают допустимые пределы (рисунок 6.38 а – в, кривая 5). Эти предельные значения получены для неизношенных поверхностей катания гибкого бандажа и головки рельса, которая имеет кривизну, равную r=0,5м.

При увеличении кривизны поперечного сечения рельса с 0,5 до 1,0 м контактные напряжения (рисунок 6.38 а–в, кривые 7 и 8, соответсвенно) находятся в зоне допустимых значений до скоростей движения, равных 350 км/ч.

Другой фактор, который ограничивает скорость движения гибкого бандажа с независимым вращением поверхностей катания, это неровности с малой длиной волны (1=0,06 м – кривая 3 и при 1=0,125 м – кривая 4), которые ограничивают

скорость движения до 100 км/ч. Неровности с такой длиной волны эффективно устраняются шлифовкой рельсов.

Для первых двух вариантов конструкций колес (рисунок 6.38 б, в) в тех же самых условиях напряженное состояние значительно хуже. Например, допустимая скорость движения для этих двух вариантов в два раза ниже по сравнению с гибким бандажом с независимым вращением поверхностей катания.

Для варианта подрессоренного бандажа (второй вариант конструкции колеca) такая ситуация обусловлена воздействием направляющего усилия, а для стандартного колеса (первый вариант конструкции) дополнительно и большой величиной необрессоренной массы.

Общим выводом расчетов прочности, усталостной прочности и контактных напряжений трех вариантов конструкций колес показал значительное преимущество третьего варианта конструкции колеса – гибкий бандаж с независимым вращением поверхностей катания.

6.9 Основные принципы конструирования резиновой прокладки и обоснование метода её расчета

Резиновая прокладка гибкого бандажа воспринимает нагрузки по четырем направлениям: радиальную нагрузку от веса экипажа; скручивание, которое возникает при передаче силы тяги или торможения; силы поперечного сдвига и перекоса.

Основные свойства и характеристики резины установлены исследованиями ряда авторов [20, 65, 74, 116, 197, 198, 253]. Получено, что решающее влияние на работоспособность и долговечность РТИ, в частности сайлент-блоков (СБ), оказывают степень поджатия п резиновых втулок, твердость резины H, внутренние напряжения, температурное состояние, процесс без светового старения в воздушной среде и др. Твердость резины используется для приближенного определения многих свойств резины, в частности её модуля упругости. Это дает возможность провести приближенный расчет характеристик упругости резинового амортизатора.

На рисунке 6.39 графически изображена зависимость модуля сдвига G резины при статическом нагружении от ее твердости H по ГОСТ 11053-75. Модуль упругости резины примерно в три раза больше ее статического модуля сдвига, т. е.

$$E = 3G \quad (6.77)$$

Практические измерения показывают, что коэффициент Пуассона для резины составляет 0,5 при относительных деформациях, не превышающих 20–25 % [197].

Сжатие и степень поджатия резины являются наиболее сложными характеристиками упругости резины и резиновых изделий и менее изучены, чем характеристики при других видах деформаций. Однако значительная часть резиновых амортизаторов работает на сжатие. Эти характеристики приходится определять косвенным путем по другим свойствам резины (например, по ее твердости) или проведением испытаний образцов резины.



Рисунок. 6.39 – Зависимость модуля сдвига G резины от твердости

Кривая зависимости удельной нагрузки σ от величины относительного сжатия ε стандартного образца изображена на рисунке 6.40. На жесткость резиновых

амортизаторов существенное влияние оказывают предварительные механические воздействия. Если последовательно, следуют несколько циклов нагружения и разгружения резины, кривая нагружения становится все более пологой и приближается к некоторому равновесному положению, зависящему от частоты нагружения и степени деформации, а также от качества резины.





$$n = \frac{\delta}{\delta_0} \tag{6.78}$$

где δ_0 – толщина резиновой втулки в свободном состоянии, мм;

δ – толщина резиновой втулки в поджатом состоянии, мм.

Согласно [74, 197, 252, 253] диапазон оптимальной степени поджатия (n) зависит от твердости резины, максимального условного напряжения σ_{ycn} в сжатой резине, модуля упругости (E), и степени деформации резинового элемента:

$$\sigma_{ycn} = EK(1-n) \tag{6.79}$$

Теоретически и экспериментально установлены значения оптимального поджатия резиновых втулок СБ, которое должно соответствовать 0,46–0,48 [197]. Минимальное поджатие определено условным напряжением σ_{vcn} , чтобы резина не

имела перемещений относительно металла и во втулке отсутствовали растягивающие напряжения при ее радиальном нагружении силой Р:

$$\sigma_{ycn} = \frac{P}{F} \cdot n \tag{6.80}$$

где F – площадь сечения деформированного (поджатого) образца, мм².

Максимальная степень поджатия резины также ограничивается допускаемыми напряжениями $[\sigma]_{ycn}$ в наиболее напряженной части втулки по направлению действия силы. В связи с тем, что твердость резиновых втулок имеет разброс в интервале ±20 % и зависит от типа резины, то при формировании СБ необходимо оценивать степень поджатия, которая в зоне малых деформаций имеет линейный характер. При повышении нагрузки Р значение минимально допустимой степени поджатия смещается в сторону ее увеличения, а значение максимальной степени



Рисунок 6.41 – Зависимость экстремальных значений степени поджатия от твердости резины

Таким образом, происходит сужение области возможных значений n и каждому значению твердости резиновой втулки должна соответствовать требуемая степень ее поджатия, чтобы не превышать пределы деформации (ε<15–20 %).

С повышением температуры от нормальной (20 °С) прочность резины резко падает, а при понижении температуры возрастает. Модуль упругости и модуль сдвига большинства видов резины сохраняют примерно постоянное значение при повышении температуры до 150 °C, а при дальнейшем повышении температуры понижаются, а резина размягчается. Примерно при 230 °C резина (почти всех видов) становится липкой, а при 240 °C полностью теряет свои упругие свойства.

Кривые зависимости жесткости и предела прочности резины от температуры изображены на рисунке 6.42. Эти кривые показывают лишь приближенную за-



Рисунок 6.42 – Изменение жесткости и предела прочности резины: 1 и 2 – кривая изменения жесткости; 3 – кривая изменения предела прочности.

висимость, поскольку отклонения для резины различных марок очень велики.

Коэффициент объемного расширения резины примерно в 10–20 раз больше коэффициента объемного расширения стали, равного 3·10⁵. Плохая теплопроводность резины приводит к малому рассеиванию тепла, образующегося в резиновых амортизаторах при вибрационном нагружении. Последнее обстоятельство в некоторых случаях является решающим фактором, определяющим срок службы резиновых амортизаторов.

Возможность прочного крепления резины к металлам и другим материалам имеет большое значение. При сухой поверхности в контакте резины по металлу,

стеклу, дереву и другим материалам коэффициент трения может достигать значения 0,5 и выше. Низкий коэффициент трения резины по стали (0,005–0,08) достигается смачиванием соприкасающихся поверхностей водой.

Резина хорошо и легко крепится к низкоуглеродистой стали, латуни, чугуну к сплавам алюминия. Труднее крепится резина к нержавеющей стали, бронзам, магниевым сплавам и особенно трудно к оловянистым бронзам. Вследствие влияния размеров и формы изделий на прочность крепления резины к металлу, результаты различных испытаний нельзя сравнивать.

Технологически наиболее просто и удобно крепление резины к металлам с помощью клея. При применении клея достигается достаточно высокая прочность крепления резины из разных каучуков. К числу недостатков следует отнести неустойчивость и токсичность клея некоторых сортов.

При всех деформациях резины проявляется очень важное для техники свойство резины – способность гашения механической энергии, особенно толчков и вибраций высоких частот. О способности резины поглощать механическую энергию можно судить по удельным значениям полной энергии деформации (в кгм/кг) для разных материалов [74, 252, 253], которая приведена в Таблице 6.5. Степень гашения резиной колебаний равна рассеянной в ней за цикл нагружения энергии, которая составляет обычно для резиновых амортизаторов 10–65 %. Способность резины гасить механическую энергию связана с гистерезисными явлениями. Последние существенно зависят от степени механической стабилизации резины. При повторных циклах растяжения – сжатия площадь петли гистерезиса постепенно уменьшается, пока после нескольких циклов не стабилизируется. Соответственно стабилизируется и степень гашения колебаний [74, 252, 253].

Наименование материала	Энергия деформации кгм/кг
Серый чугун	0,11
Сталь	0,93
Отожженная пружинная сталь	29,04
Резина	4450

- <i>-</i>	<u> </u>	~ `	П	. 1			U	
	h		/	ANITO	TIM	TOTITIO	ODOUOTDO	ΜΟΤΑΝΙΟΠΟΡ
аолина	U.,) —	/ 1	CIVITU	ינואנ		своиства	матспиалов
	· · ·	~ /			· · · · · .	,	• • • • • • • • • •	

Поглощенная резиной механическая энергия превращается в тепловую энергию, что приводит к повышению температуры резины; частично тепловая энергия рассеивается резиной в процессе колебаний путем теплоизлучения и теплопередачи, но ввиду малой теплопроводности температура резины может достигнуть большой величины. По этой причине допустимые для резины вибрационные нагрузки должны быть ниже допустимых статических нагрузок.

В области резонанса амплитуда колебаний на резиновых амортизаторах меньше амплитуды колебаний на стальных пружинах в несколько раз (в 50 раз и более). Степень гашения колебаний в резине резко возрастает с повышением частоты колебаний. Более мягкая резина лучше поглощает колебания и звук, однако влияние твердости резины слабее, чем влияние её толщины.

Для оценки результата процесса старения используется коэффициент старения изделия:

$$K_C = \frac{\delta_z}{\delta_0} \tag{6.81},$$

где δ_z – размер изделия после старения, мм;

δ₀ – размер изделия до старения, мм.

У резиновых втулок – заготовок сайлент-блоков поводков букс коэффициент (К_с) должен соответствовать значению 0,7–0,8.

В процессе бессветового старения в воздушной среде происходит сшивание цепей молекул каучука, что приводит к стабилизации геометрических размеров резины. В процессе старения уменьшаются внутренние напряжения, которые изменяются пропорционально коэффициенту:

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_t}{\sigma_0} \tag{6.82},$$

где σ_0 – первоначальное напряжение в резине, Па;

σ_t, – напряжение после теплового старения в течение времени t при заданной температуре, МПа.

Зависимости изменения напряжений от температуры t по данным [74, 198] приведены на рисунке 6.43. Эти данные позволяют путем экстраполяции находить значения K_{σ} для других температур и конкретных марок резин, определять время t, за которое обеспечиваются необходимые допускаемые значения напряжения $\sigma_{\text{доп}}$, нагрузки P, твердости H, до заданной величины по уравнению:



$$\lg \frac{\sigma_t}{\sigma_0} = -K_{\sigma} \cdot t \tag{6.83}.$$

Рисунок 6.43 – Кинетика релаксации напряжения K_{σ} в процессе теплового старения резины в воздушной среде Линии: 1 - 70 ⁰ C; 2 - 90 ⁰ C; 3 - 100 ⁰ C.

Влияние температуры и срока старения резиновых втулок учитывается коэффициентом:

$$K'_{B\mathcal{K}90} = 1 + 0.15a^{0.55}; \quad K'_{B\mathcal{K}50} = 1 + 0.05a^{0.59}$$
(6.84),

где t_{okp} – температура окружающей среды, °С;

α – продолжительность старения резины, сутки.

При учете срока и температуры старения динамический модуль упругости определяется по формуле:

$$E_{\partial C} = E \cdot K_T', \tag{6.85}.$$

Процесс бессветового старения резины с одной до десяти суток приводит к снижению деформации на 25 %, а предел допускаемых нормальных напряжений [σ]_{доп} при этом увеличивается на 19–21 %.

С понижением температуры, начиная с t = минус 10 °C, деформация резины y_0 уменьшается. При температуре t = минус 50 °C деформация резиновой втулки уменьшается в 2,2–2,3 раза, а нормальные напряжения возрастают в 1,77–1,86 раза по сравнению с их значениями при t=20 °C.

Резина набухает в маслах и в бензине, и поэтому соприкасающиеся с маслами или бензином резиновые детали меняют свой объем и форму, теряют упругость и прочность [74, 198]. Для предотвращения воздействия агрессивных веществ на резину её покрывают тонкой упругой маслоупорной лаковой или другой маслостойкой пленкой.

Основные принципы конструирования резиновых амортизаторов и обоснование метода расчета имеют свои особенности. Поскольку при деформации резины её объём сохраняется постоянным, а изменяется только форма, то важнейшим принципом конструирования резиновых амортизаторов является обеспечение возможности изменения формы резиновых элементов. Для предупреждения появления очагов концентрации напряжений соприкасающаяся с резиной поверхность арматуры не должна иметь острых углов, выступов, отверстий и канавок, являющихся главными концентраторами напряжений.

Известно, что многорядные резино-металлические изделия, в которых толщина отдельных слоев резины между металлической арматурой сравнительно невелика, обладают перед массивными монолитными резиновыми изделиями рядом преимуществ, из которых следует отметить следующие. Малая толщина отдельных слоев резины требует меньше времени для вулканизации и обеспечивает более однородные свойства резины, а при нагружении деформация отдельных слоев резины более однородна. Металлические прокладки этих амортизаторов обеспечивают лучшие условия для отвода тепла, возникающего в резине при вибрационном нагружении амортизатора. Приближенно расчетные зависимости для резиновых амортизаторов могут быть получены сравнительно простыми методами сопротивления материалов. Степень приближения таких решений к действительным зависимостям может быть установлена сравнением с экспериментальными данными. В качестве основных рабочих гипотез для расчетов методами сопротивления материалов принимаются следующие:

 отдельные малые элементы резиновой прокладки при нагружении и деформациях ведут себя как самостоятельные;

 коэффициент формы при сжатии-растяжении является величиной постоянной, определяемой не для отдельных малых элементов, а для всей прокладки в целом;

 при сдвиге между деформациями и напряжениями имеется линейная зависимость;

 при сжатии-растяжении предполагается, как правило, линейная зависимость между деформациями и «истинными» напряжениями.

Установлено [74, 157, 197, 198], что применение для инженерных расчетов резиновых амортизаторов более точных формул не оправдано, поскольку характеристики упругости резины как материала очень нестабильны и задаются в технических условиях с широкими допусками. Характеристики резиновых амортизаторов рассчитываются отдельно для каждого из четырех видов нагружения, соответствующих двум перемещениям и двум вращениям. При рассмотрении совместного действия двух видов нагружения предполагается справедливым принцип независимости действия сил. Строго говоря, этот принцип применим лишь в случае малых деформаций резиновых элементов, когда влиянием деформаций, вызванных одной из нагрузок, на результаты действия остальных нагрузок можно пренебречь. Вследствие этого расчетные формулы при совместном действии нескольких нагрузок могут давать более или менее точные результаты лишь при малых деформациях, не превышающих 15–20 %.

Характеристики резиновых амортизаторов могут быть использованы как для решения прямой задачи определения усилий, необходимых для достижения

заданной деформации резины, так и для решения обратной задачи определения деформаций резины под заданной нагрузкой. Решение прямой задачи более просто, поскольку уравнение характеристики амортизатора всегда разрешимо относительно усилия. Решение обратной задачи в некоторых случаях затрудняется тем, что уравнение характеристики не удается разрешить относительно деформации. В этом случае удобно пользоваться графическим изображением характеристики амортизатора, являющимся не только наглядным, но и удобным для простого и быстрого решения обеих задач: прямой и обратной.

Определение напряжений сжатия является более трудной задачей, чем амортизаторов растяжения. Применяемая часто оценка напряженного состояния резины амортизаторов сжатия величиной удельной нагрузки, рассчитанной по начальной площади сечения, не отражает действительной сложной картины распределения напряжений в сжатом резиновом амортизаторе и не может считаться удовлетворительной. При такой оценке не учитываются следующие существенные факторы: увеличение площади поперечного сечения резины при сжатии, неравномерное распределение напряжений в резине вследствие выпучивания боковых поверхностей, различия в деформациях и изменении первоначальной формы резиновых образцов разной твердости. Эти факторы приводят к тому, что величины максимальных напряжений при сжатии в отдельных точках резинового элемента значительно превосходят величину средней удельной нагрузки. Вследствие увеличения площади сечения резинового образца при сжатии в его поперечных сечениях действуют растягивающие напряжения, а из-за выпучивания боковых поверхностей возникают касательные напряжения, особенно в углах, на пересечении боковых и опорных поверхностях резины. Так при заданной нагрузке деформация образца из мягкой резины больше деформации образца из твердой ре-ЗИНЫ.

В отечественной литературе [25, 74, 253] для резиновых деталей рекомендуются следующие величины допускаемых напряжений: для сжатия 1,1 МПа, для сдвига 0,25 МПа. Однако во многих случаях резиновые амортизаторы длительно хорошо работают при значительно больших напряжениях. В иностранной литературе для резины, применяемой в амортизаторах, рекомендуются более высокие допускаемые напряжения. Например, в английской литературе [25], рекомендуются допускаемые напряжения: для сдвига 1–2 МПа, для растяжения 1–2 МПа, для изгиба 0,2–0,25 МПа, для сжатия 3–5 МПа. При длительной динамической нагрузке для наиболее широко применяемой в амортизаторах резине средней твердости: для сдвига 0,3–1,0 МПа, для растяжения 0,5–1,0 МПа, для сжатия 1,0–1,5 МПа.

Допускаемые напряжения при параллельном сдвиге и кручении ниже допускаемых напряжений при растяжении, особенно при длительной динамической нагрузке. Возможность появления кратковременной ударной нагрузки в большинстве случаев не приводит к снижению допускаемых напряжений, если резина работает при нормальной температуре.



Рисунок 6.44 – Характеристики сжатия и растяжения цилиндрического резинового образца Линии:

1 – опытная кривая; 2 – зависимость по закону Гука; 3 – зависимость по «исправленному» закону Гука; 4 – «уточненная» характеристика.

Расчет при статическом нагружении представлен на рисунке 6.44, где совмещенная характеристика сжатия и растяжения (кривая 1) цилиндрического резинового образца, которая не является прямолинейной ни в области сжатия, ни в области растяжения, но имеет общую касательную в нулевой точке, т. е. при переходе от сжатия к растяжению. Поэтому при больших деформациях пользование законом Гука дает очень неточные результаты, и возникает задача отыскания второго приближения к действительным характеристикам.

Пределы применимости за-

кона Гука значительно расширяются, если напряжения рассчитывать не по начальной площади F образца, а по величине площади F₁ поперечного сечения деформированного образца [74, 157, 197]. Характеристики, рассчитанные для этих условий, называют «исправленным» законом Гука. Достаточная для практики точность расчетов деформаций сдвига сохраняется вплоть до 100 % относительных деформаций этого типа.

Несмотря на многочисленные исследования, общепризнанного решения задачи о виде аналитической зависимости между σ и ε для сжатия-растяжения резины до настоящего времени не найдено. Поскольку при существующем уровне технологии изготовления резины ее механические свойства не являются стабильными даже в пределах одной партии с допуском, меньшим +10 %, то более точные расчеты не могут быть признаны целесообразными.

Упругость резинового амортизатора сжатия-растяжения зависит не только от перечисленных выше факторов, но и формы резинового элемента, а также способа его крепления к арматуре.

Для определения коэффициента формы к принято выражение [25]

$$k = 1 + mk_0,$$
 (6.86),

где m – коэффициент, не зависящий от k₀.

Величина коэффициента m в формуле (6.83) зависит от вида соединения резиновых элементов с арматурой, а так же коэффициента трения опорных поверхностей резины по арматуре при условии отсутствия крепления резины к арматуре. Коэффициента m может изменяться в широких пределах. Максимальное значение коэффициент m принимает в случае крепления резины к арматуре. Оно не зависит от марки резины и материала арматуры и составляет m_{max}=4,67.

При радиальном нагружении амортизатора-прокладки напряженное состояние резины является очень сложным и характеризуется сочетанием напряжений сдвига, сжатия и растяжения, которые представлены на рисунке 6.45 а.

Характер деформаций резины амортизатора-прокладки с плоскими торцами и прикрепленной к арматуре резиной при радиальном нагружении схематично изображен на рисунке 6.45 б. В каждом сечении, перпендикулярном оси втулки, напряжения сжатия и растяжения достигают экстремальных значений в точках на диаметре действия внешней нагрузки; напряжения сдвига максимальны в точках диаметра, перпендикулярного к направлению внешней силы.

При радиальном нагружении резиновой прокладки в выделенном секторе, представленном на рисунке 6.45 а с малым углом Δφ, расположенный под углом φ к диаметру, перпендикулярному внешней силе возникают внутренние силы от сжатия и сдвига.



Рисунок 6.45 – Схема деформации резины при радиальном нагружении амортизатора-прокладки гибкого бандажа.

Если z₀ – деформация амортизатора-прокладки, то выделенный сектор будет



Рисунок 6.46 – Расчетная схема радиального нагружения амортизатора-прокладки.

испытывать деформацию сжатия $z_0 \sin \varphi$ и деформацию сдвига $z_0 \cos \varphi$.

Для выделенной в этом секторе узкой полоски толщиной Δr , находящейся на радиусе r от центра колеса можно написать:

$$\sigma = Ek \frac{\Delta h}{\Delta r - \Delta h} = Ek \frac{\Delta h}{\Delta r} \cdot \frac{\Delta r}{\Delta r - \Delta h}, \qquad (6.87)$$

где Δh – деформация сжатия полоски толщиной Δr, мм;

k – коэффициент формы, постоянный
для всей прокладки.

После интегрирования обеих частей последнего равенства по г в пределах от r₂ до r₁, получено (учитывая симметричность конструкции и нагружения) уравнение для расчета характеристик радиального нагружения амортизатора- прокладки с плоскими торцами, в виде:

$$P = \frac{\pi \cdot l \cdot z_0}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \left(2 \cdot E \cdot k \frac{1 - \cos \xi}{\sin^2 \xi \cdot \cos \xi} + G \right)$$
(6.88)

где ξ – вспомогательный угол, характеризующий максимальную величину относительной деформации сжатия резины r_0/δ , которая всегда меньше единицы и определяется равенством:

$$\frac{z_0}{\delta} = \sin \xi \tag{6.89}$$

Формула (6.85) остается справедливой и для верхней половины амортизатора-прокладки, в которой действуют напряжения растяжения и сдвига.

Коэффициент формы k амортизатора-прокладки при ее радиальном нагружении может быть определен по формуле (6.83), в которой в качестве отношения площадей принято отношение внутреннего диаметра резиновой прокладки 2r₂, с толщиной слоя резины δ. В этом случае:

$$k = l + m \frac{r_2 \cdot l}{\left(2 \cdot r_2 + l\right) \cdot \delta} \tag{6.90}$$

В случае крепления резины к металлу максимальное значение коэффициента m равно 4,67 в остальных случаях следует руководствоваться ранее изложенными рекомендациями.

Зависимость коэффициента формы k₀, рассчитанного по формуле (6.87) от отношения длины к толщине l/δ резиновой прокладки, изображена на рисунке 6.82. Эта зависимость дана для пяти различных значений отношения r_2/δ внутреннего радиуса к толщине резиновой втулки; резиновая втулка предполагается прикрепленной к арматуре, т. е. считается m = 4,67.

Нелинейная зависимость между усилиями и деформациями амортизаторапрокладки при радиальном нагружении учтена в формуле (6.91) наличием при модуле упругости множителя, который называется коэффициентом нелинейности:

$$\eta = 2 \frac{1 - \cos \xi}{\sin^2 \xi \cos \xi},\tag{6.91}$$



Рисунок 6.47 – Зависимость коэффициента формы k_0 амортизаторапрокладки и поправочного коэффициента k_1 от величины отношения ширины амортизатора-прокладки к ее толщине.

Коэффициент нелинейности η в силу равенства (6.91) зависит от величины отношения деформации амортизатора к толщине стенки резиновой втулки в свободном состоянии. Эта зависимость графически изображена на рисунке 6.48. Результаты расчета характеристик амортизатора-прокладки при радиальном нагружении по формуле (6.91), согласно [74], хорошо согласуются с опытными данными.

Рассчитать усилия Р по заданным радиальным деформациям z₀ амортизатора-прокладки можно по формуле (6.88). Некоторые затруднения представляет расчет по этой формуле деформаций, соответствующих заданному усилию, так как уравнение неразрешимо относительно деформации z_0 . Для упрощения расчета рекомендуется, пользуясь графиком для η (рисунок 6.48), построить график зависимости P от z_0 , представленный на рисунке 6.49, после этого решается любая задача. Удобно на этом же графике строить зависимости условных напряжений сжатия σ_{ycn} и сдвига τ от деформаций y_0 ; эти напряжения рассчитывают по формулам:



Рисунок 6.48 – Зависимость коэффициента нелинейности η и поправочного коэффициента k₂ от величины относительной деформации амортизатора-прокладки.

Тогда расчет деформаций и напряжений в резине при заданной нагрузке сводится к проведению нескольких прямых линий; ход расчета изображен на рисунке 6.49 стрелками.

При соосном вращении гибкого бандажа и колесного центра резина амортизатора-прокладки испытывает деформации сдвига с поворотом. Схема нагружения и деформаций резины амортизатора-прокладки с плоскими торцами изображена на рисунке 6.49. Под действием внешнего момента М радиально расположенное в свободном состоянии волокно резины АВ занимает в деформированном состоянии положение A₁B, При этом гибкий бандаж поворачивается на угол ϕ относительно диска колеса. Для вывода зависимости угла поворота φ гибкого бандажа от величины внешнего момента выделим в прокладке тонкостенную трубку с толщиной стенки Δr и внутренним радиусом r. За счет деформации резины этой трубки гибкий бандаж повернется на малый угол:

$$\Delta \varphi = \frac{M}{2\pi G l} \cdot \frac{\Delta r}{r^3} \tag{6.93}$$



где 1 – длина втулки, мм

Рисунок 6.49 – Характеристики амортизатора-прокладки гибкого бандажа (при D=0,78 м; z₀=0,01 м; δ=0,04 м; l=0,01 м; m=0,2; E=2,3 МПа; G=0,73 МПа) Линии: 1 – сила радиальной нагрузки Р; 2 – условное напряжение сжатия σ_{усл}; 3 – напряжение сдвига τ с учетом сил тяги и торможения.

Интегрируя это равенство в пределах от внутреннего до наружного радиуса прокладки, получим уравнение характеристики вращения амортизаторапрокладки с плоскими торцами:

$$\varphi = \frac{M}{4\pi G l} \left(\frac{1}{r_2^2} - \frac{1}{r_1^2} \right). \tag{6.94}$$

Максимальные напряжения сдвига в резине действуют на поверхности крепления резины к диску колеса. Величина этих напряжений определена по формуле:

$$=\frac{M}{2\pi r_2^2 l}.$$



Рисунок 6.50 – Схема нагружения амортизатора-прокладки вращающим моментом.

После подстановки максимальных значений параметров в уравнение (6.95) получено значение для касательного напряжения в режиме тяги и торможения, которое равно 0,125 Мпа [252, 253].

(6.95)

Для получения амортизатора-прокладки вращения с равными напряжениями сдвига во всех точках резины необходимо увеличивать продольный размер ре-

зиновой втулки по мере уменьшения радиуса (рисунок 6.45).

τ

При этом должно выполняться равенство:



Рисунок 6.51 – Зависимость характеристик амортизатора-прокладки от толщины резиновой прокладки δ (при D=0,9 м; $z_0 = 0,006$ м; l=0,01 м; m=2; E=5,7 МПа; G=1,9 МПа) Линии: 1 – сила радиальной нагрузки P; 2 – условное напряжение сжатия σ_{ycn} ; 3 – напряжение сдвига τ .

$$\tau = \frac{M}{4\pi r^2 a} = const,\tag{6.96}$$

где r – радиус произвольно выбранной точки резиновой втулки;

α – половина длины втулки на радиусе r.

На основании представленной выше методики определения напряженного состояния резины прокладки-амортизатора построены графики их зависимостей от основных параметров резины, предсталенных в Таблице 6.5: внутреннего диаметра бандажа D (рисунок 6.52); величины вертикальной деформации бандажа z_0 (рисунок 6.53); толщины прокладки δ (рисунок 6.51) [253]. Все представленные на графиках зависимости имеют существенные нелинейности. Значения конструктивных параметров прокладки (D и *l*) соответствуют параметрам колесных пар грузового вагона. Упругие характеристики резиновой прокладки-амортизатора (z_0 , δ , m, E и G) подобраны по графику для интервала амплитуды упругих перемещений, равного $z_0=\pm2,5$ мм, который установлен на основании результатов измерений геометрических неровностей поверхностей катания рельсовых нитей, представленных в разделе 3.1.

258



Рисунок 6.52 – Зависимость характеристик амортизатора-прокладки от диаметра D₁ (при $z_0 = 0,006$ м; $\delta = 0,04$ м; l = 0,01 м; E = 5,7 МПа; m = 0,2; G = 1,9 МПа) Линии: 1 – сила радиальной нагрузки Р; 2 – условное напряжение сжатия σ_{ycn} ; 3 – напряжение сдвига τ .

13010003 - 10000000000000000000000000000	птизационных пезин ппимендемых в саилент-олоках	
	ризационных резин, применлемых в саилени олоках	••

Тип и мар-	Завод из-	Предел	Твер-	Температу-	Статиче-	Динами-	Модуль	Вынос-	Коэфф. динам.	Коэффици-	Коэффици-
ка резины	готовитель	прочности	дость	ра хрупко-	ский мо-	ческий	внутр. тре	- ливость,	выносливости	ент старения	ент старения
		при раз-	по ТМ-	сти при за-	дуль	модуль	ния при	и количе-	(знакопере-	по относи-	за 144 ч. при
		рыве.	2	моражива-	сдвига, G,	при удар-	ударном	ство цик-	менная ам-	тельному	70 ⁰ С по от-
			y.e.	нии, ⁰ С не	$\frac{\kappa \Gamma c}{\Gamma}$	ном рас-	растяже-	ЛОВ	плит. дефор-	удлинению	носит. удли-
				выше	CM^2	тяжении	нии, К		мации 30%,	(атм. старе-	нению
						Е, <u>кГс</u>	$\frac{\kappa \Gamma c}{\Gamma}$		3000 цик-	ние 100сут.)	
						см ²	см ²		лов/мин.)		
6620		160	50-60	-60		49		$7,5 \cdot 10^4$		—	0,7
7-1847	Курск РТИ	160	35–50	-50 (+80)	4—6	48	10	$6,0.10^{6}$	4,8	0,89	—
7-4611	Казань РТИ	45	50–65	-50 (+100)		_	_	_	_		_
7-ИРП- 1346	Курск РТИ	160	35–50	-65	4—6	60	11	5,0·10 ⁶	4,8	0,96	_
ИРП-1354	Курск РТИ	—		-70		—	—	_	_	—	—
7-2959	Екатерин.	160	45-60	-52	5—9	85	33	$3,0.10^{6}$	5,1	0,81	0,7
2959-Б	Екатерин.	140	56	-60		—		—		—	—
7842	—	140	60–70	-55	9—11	141	48	$1,0.10^{6}$	5,8	1,33	0,48
7-6218	—	90-98	65–75	—	9,2—14,7	—	28—44,1	$6,0.10^4$	_	—	0,8
7-ИРП- 1347	Курск РТИ	170	45-60	-65 (+30)	5—9	56—75	19	5,0·10 ⁶	5,5	0,84	0,7
ИРП-1352	Курск РТИ	_	55-60	-55 (+30)	6,5	_	21	$6,8 \cdot 10^5$	—	—	—
7-B-14-1	Казань РТИ		75–85	-50 (+100)	14,7—26		44,1—78		_		0,6-0,7
7-2462	Курск РТИ	100	60–75	-55 (+80)	10—16	190	99	$8,0.10^4$	_	0,69	—

Согласно выполненным графическим построениям (рисунок 6.49) в пределах принятых амплитуд перемещений напряженное состояние резиновой прокладки-амортизатора в два раза меньше допустимых значений.

Окончательный вывод о прочности и долговечности резиновой прокладкиамортизатора может быть получен лишь после её испытаний в эксплуатационных условиях.



Рисунок 6.53 – Зависимость характеристик амортизаторапрокладки от величины деформации z_0 (при D=0,9 м; δ =0,04 м; l=0,01 м; m=2; E=5,7 МПа; G=1,9 МПа;): 1 – сила радиальной нагрузки P; 2 – условное напряжение сжатия $\sigma_{усл}$; 3 – напряжение сдвига т.

Для выполнения динамических расчетов движения гибкого бандажа по рельсу использованы выражения жесткостей, предложенных в работе [74, 253], для следующих направлений:

– радиальная жесткость (вертикальная нагрузка Z):

$$C_{p} = \frac{P_{1}}{y_{0}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\pi \cdot l \cdot G}{\delta^{3}} \cdot \frac{l^{2} + 6 \cdot \delta^{2}}{l^{2} + 3 \cdot (r_{1} + r_{2})^{2}} \cdot (r_{1} + r_{2})^{3}$$
(6.97)

- жесткость на скручивание:

$$C_{c\kappa} = \frac{M_{\varphi}}{\varphi'} = \frac{4 \cdot \pi \cdot G \cdot l \cdot r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$$
(6.98)

- жесткость при перекосе:

$$C_{\Pi} = \frac{M_{\Pi}}{\alpha} = \frac{\pi \cdot E \cdot k \cdot l^{3}}{12 \cdot \ln \frac{r_{1}}{r_{2}}} + \frac{\pi \cdot G \cdot l}{\ln \frac{r_{1}}{r_{2}}} \cdot \left(\frac{l^{2}}{12} + r_{1}^{2}\right)$$
(6.99)

- жесткость при сдвиге:

$$C_{c\partial} = \frac{P_y}{y} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot G \cdot l}{\ln \frac{r_1}{r_2}}$$
(6.100)

С использованием уравнений (6.97–6.100) построены зависимости жесткости амортизатора-прокладки от внутреннего диаметра гибкого бандажа (рисунок 6.49). Согласно графикам с ростом значения диаметра значения жесткостей при перекосе и скручивании увеличиваются на порядок. Зависимости для жесткостей использованы при определении динамических характеристик, которые рассчитаны в следующем разделе.



Рисунок 6.54 – Зависимость жесткости амортизатора-прокладки от диаметра гибкого бандажа (при δ =0,04м; E = 2,37 МПа; *l* = 0,01м; m=2) Линии: 1 – радиальная жесткость С_P; 2 – жесткость при перекосе С_П; 3 – жесткость скручивания С_{Cк}; 4 – жесткость при сдвиге С_{Сд}.

Очень ценным для выбора значений допускаемых напряжений и их оценки принято считать наличие результатов эксплуатации подобных резиновых деталей в аналогичных условиях, которые представлены ниже.

Для сравнения результатов расчетов и опытных данных, полученные для сайлент-блоков буксовых поводков в качестве предварительной оценки резиновой прокладки-амортизатора гибкого бандажа были использованы результаты исследований работы сайлент-блока буксовых поводков тепловозов [214], расчеты параметров которого выполнены по такой же методике, как и расчеты прокладки-амортизатора гибкого бандажа. Такой выбор обоснован тем, что сайлентблок буксовых поводков находится в таких же условиях эксплуатации, что и колесная пара: температура окружающей среды, спектры частот колебаний по всем координатным направлениям, воздействие окружающей среды. Отличие состоит в том, что на амортизатор-прокладку гибкого бандажа не действуют силы перекоса, формируемые направляющими усилиями гребневого диска. По результатам исследований, приведенных в работе [214, 253], значение главных напряжений в резине сайлент-блока поводка могут достигать 6 МПа, что в два раза превышает допустимые значения, а напряжения сдвига т находятся в зоне допустимых значений (2,0 МПа) и выше.

При сравнении этих данных с результатами расчетов для резины амортизатора-прокладки гибкого бандажа (рисунок 6.49) можно сделать вывод о том, что напряженное состояние резины амортизатора-прокладки гибкого бандажа значительно ниже, чем у резины сайлент-блока поводка тепловоза, который находится в эксплуатации несколько десятков лет и обеспечивает надежную работу тележки во всех режимах движения, несмотря на ряд серьёзных недостатков конструкции. Такой уровень напряженного состояния резины амортизатора-прокладки гибкого бандажа обусловлен следующими факторами: во-первых, наличие значительно меньшей по величине деформации перекоса, которая формируется на гребне направляющими усилиями рельсовой колеи и, во – вторых, большим значением диаметра опорной поверхности резиновой прокладки-амортизатора гибкого бандажа относительно к величине его нагрузки.

7 МАКЕТНЫЕ СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТРЕХ ВАРИАНТОВ КОНСТРУКЦИЙ КОЛЕСНЫХ ПАР

7.1 Общее положение

Значительные трудности проведения экспериментальных исследований динамики нового подвижного состава в эксплуатационных условиях не позволяют получить исчерпывающих данных и установить влияние отдельных факторов на его работу.

Метод моделирования является эффективным средством экспериментального исследования прочности, устойчивости и колебаний элементов машин и конструкций. Этот метод в ряде случаев позволяет заменить изучение натурного объекта исследованием характеристик уменьшенной, механически подобной модели с последующим переходом от параметров модели к соответствующим параметрам конструкции. Основанием применения модели для изучения работы экипажа является теория подобия механических систем.

Опыт работы, накопленный в настоящее время в проектных организациях и лабораториях моделирования, показывает, что решение экспериментальных задач механики конструкций на моделях может быть разделено на следующие этапы:

1) подготовительные мероприятия;

2) постановка задачи исследования;

3) установление условий подобия модели и натуры;

4) проектирование эксперимента на модели;

5) изготовление модели и приспособлений для осуществления динамического движения;

6) проведение эксперимента;

7) обработка экспериментальных данных;

8) переход от модели к натуре;

9) анализ результатов моделирования и рекомендации для проектирования натурного объекта.

Как показывает многолетний опыт [106, 166, 169, 128, 223, 264–268], не всегда результаты теоретических и модельных исследований совпадают с данными, полученными в эксплуатации. Основной причиной таких расхождений, как правило, являются некорректные условия их выполнения. В предлагаемой работе при разработке, изготовлении и испытаниях уменьшенных моделях тележек методическое обеспечение основывалось на материалах и сведениях, приведенных в работах [168, 169, 236, 251].

7.2 Подготовительные мероприятия

Начальным этапом в разработке любой конструкции является основная научная проблема – обеспечить достаточную адекватность новой конструкции реальной ситуации его применения [251]. Поэтому можно выделить центральные задачи начального этапа создания нового объекта:

 изучение характеристик воздействия внешних возмущений на разрабатываемый объект;

идентификация статистических и динамических параметров объекта;

– оценка эффективности функционирования новой конструкции и проверка
 его на соответствие заданным требованиям.

Все перечисленные выше задачи были решены в предыдущих разделах предлагаемой работы.

Вторым этапом подготовительных мероприятий является выбор основной конструктивной схемы и главных узлов, определяющих характер работы изделия. Если конструкция сложная, то уже на этом этапе полезно изготовить ее простейшую качественную модель из доступного материала и проверить соответствие модели действительному характеру работы отдельных узлов. Качественное моделирование позволяет внести начальные коррективы в разрабатываемую систему и наметить пути ее дальнейшего совершенствования.

На основании приведённых выше положений было принято решение о создании модели двухосной тележки для проведения модельных испытаний. В качестве конструктивной схемы принята схема конструкции двухосной тележки грузового локомотива ВЛ10. Движение модельной тележки реализуется на модели верхнего строения пути, конструкция которой позволяет моделировать изменения основных геометрических параметров рельсовой колеи.

Как известно, важнейшей характеристикой моделей является их точность, адекватность действительности. При этом необходимо учитывать, что все модели представляют собой приближенные описания реальных объектов (процессов) и поэтому принципиально неточны. Интегральная оценка модели может быть получена путем сравнения результатов моделирования и экспериментальных данных движения для конкретного экипажа и его модели.

С другой стороны, когда истинная природа движения конструкции неизвестна, для его описания могут быть предложены конкурирующие модели, основанные на различных технических решениях, а сравнение результатов моделирования на качественном уровне позволяет отдать предпочтение одной из конструкций. Таким образом, переход к использованию моделей в известной мере приводит к ослаблению требований к математическому описанию, делает его более гибким, сближает с вербальным описанием объекта. Поэтому для получения интегральной оценки изготовлена вторая модель тележки с такой же конструктивной схемой, что и первая, но оснащенная моделями колесных пар стандартной конструкции.

При оценке адекватности и различий всегда должны учитываться цели, которые преследует исследователь при построении модели, причем на этом втором шаге сделан больший упор на формализованное описание.

7.3 Постановка цели и задач модельных исследований

После установления необходимого объема сведений о стандартной и новой конструкций колесных пар, прежде всего, необходимо правильно представлять основные цели модельных испытаний, которыми являются [250, 251, 256, 261, 264]:

а) выявление общего характера поведения новой конструкции колесной пары в рельсовой колее; б) проверка правильности принятых методов расчета, отдельных допущений или исходных гипотез;

в) экспериментальное определение характеристик новой конструкции колесной пары взамен теоретического расчета.

Центральной задачей при испытании новой конструкции колесной пары являются установление допустимых пределов изменений её геометрических и динамических параметров и оценка влияния на неё факторов, связанных с состоянием геометрических параметров рельсовой колеи. На уровне конструкции тележки (блока) в процессе испытаний производятся оценка взаимодействия взаимосвязанных в ней колесных пар.

При проверке правильности технических решений и предположений, на основе которых построен расчет, модель необходимо проектировать на основе анализа подобия, исходя из рассмотрения более общих зависимостей для технических решений. Поэтому на данном этапе от экспериментатора требуется известная гибкость и осторожность в процессе принятия решения.

Поскольку система «колесная пара – путь» является достаточно сложной динамической системой и её состояние зависит от более 60 факторов, то нет возможности представить исходные динамические параметры в виде достоверных математических зависимостей. Поэтому в этом случае при моделировании тележки с новой конструкцией колесной пары основное внимание уделено анализу размерностей.

7.4 Установление условий подобия модели и натуры

Структурная иерархия модельных испытаний имеет четыре уровня: элементы, блоки, подсистемы, система. Так как моделирование неотделимо от процесса создания систем, то для процесса модельных испытаний принимают ту же декомпозицию, что и для самой проектируемой системы [168, 218, 236, 256, 263]. В предлагаемой работе предметом исследований является новая конструкция колесной пары, которая в структурной иерархии является блоком, а колеса – её элементами. Для получения адекватных оценок макетных испытаний новой конструкции колесной пары изготовлена вторая тележка, оснащенная стандартными колесными парами. Эта тележка используется для получения динамических параметров, которые используются в качестве базовой системы отсчета значений соответствующих динамических параметров тележки с новой конструкцией колесной пары. В структурной иерархии обе тележки являются подсистемами экипажа.

Установление связи между количеством основных параметров, структурой их размерностей и числом независимых безразмерных комбинаций переменных исследуемой системы составляет содержание фундаментальной теоремы, так называемой « π -теоремы» анализа размерностей в её классическом варианте.

Для того чтобы системы (оригинал и модель) были механически подобны, необходимо чтобы они были подобны геометрически, материально и кинематически. Рассмотрим каждое из этих условий отдельно.

Геометрическое подобие. Две системы точек A_i и A_m или два геометрических тела будут тогда геометрически подобными, когда между соответствующими точками этих двух систем можно установить, что соответственные отрезки их находятся в постоянном отношении, т. е.:

$$\frac{A_{\rm i}}{A_{\rm k}} = \lambda = const, \tag{7.1}$$

где i, k=1, 2,....,n.

Из определения геометрического подобия вытекает, что углы между соответственными отрезками равны между собой. Кроме этого, очевидно, что фигуры, составленные из соответствующих точек первой и второй систем, будут геометрически подобны.

Отношение соответственных площадей будет $-\frac{F}{F_1} = \lambda^2$, объемов $-\frac{Q}{Q_1} = \lambda^3$, статических моментов площадей $-\frac{S}{S_1} = \lambda^3$ и моментов инерции $-\frac{I}{I_1} = \lambda^4$.

Материальное подобие. Если массы m_i и m_m точек A_i и A_m двух геометрически подобных систем находятся в постоянном отношении, т. е.:

$$\frac{m_{\rm i}}{m_{\rm m}} = \mu = const, \tag{7.2}$$

то такие системы материальных частиц называются материально подобными.

Если при изготовлении соответственных частей оригинала и модели использовать один и тот же материал, то значение µ будет равно единице.

Для соблюдения материального подобия необходимо, прежде всего, наличие геометрического подобия и, кроме того, определенное соотношение масс, т. е. требуется выполнение условий, выраженных уравнениями (7.1 и 7.2).

Кинематическое подобие. Геометрическое подобие механических систем, установленное для соответственных моментов времени t_1 и t_2 , не может служить основанием кинематического подобия этих систем, так как две геометрически подобные системы могут двигаться относительно некоторой системы отсчета совершенно произвольными траекториями, скоростями и ускорениями соответствующих тел. Поэтому устанавливается от одного и того же начального момента непрерывная последовательность соответственных моментов времени t_1 и t_2 , для которых системы S_1 и S_2 будут геометрически подобны, с постоянным, не зависящим от времени отношением подобия λ . При этом соответственные моменты времени t_1 и t_2 связаны между собой соотношением:

$$\frac{t_1}{t_2} = \tau, \tag{7.3}$$

При τ = const движущие системы *S*₁ и *S*₂ будут кинематически подобны. Из определения кинематического подобия вытекают следствия:

1. Траектории соответственных точек двух кинематически подобных систем геометрически подобны с отношением λ.

2. В соответственные моменты времени модули скоростей υ соответственных точек двух кинематически подобных систем находятся в постоянном отношении $\lambda \cdot \tau^{-1}$, а модули ускорений w – в постоянном отношении $\lambda \cdot \tau^{-2}$, т. е.

$$\boldsymbol{\upsilon}_{1} = \boldsymbol{\lambda} \cdot \boldsymbol{\tau}^{-1} \cdot \boldsymbol{\upsilon}_{2} \quad \boldsymbol{\mathsf{M}} \quad \boldsymbol{\mathsf{W}}_{1} = \boldsymbol{\lambda} \cdot \boldsymbol{\tau}^{-2} \cdot \boldsymbol{\mathsf{W}}_{2}$$

где U_1 и W_1 – соответственно скорость и ускорение точек первой системы;

 v_2 и w_2 – соответственно скорость и ускорение точек второй системы.

Системы векторов скоростей и ускорений для различных моментов времени представляют собой геометрически подобные фигуры.

Механическое подобие. Механическое подобие двух систем есть совокупность кинематического и материального подобия. Из кинематического подобия следует $w_1 = \lambda \cdot \tau^{-2} \cdot w_2$, из материального подобия $m_1 = \mu \cdot m_2$, где m_1 – масса первой системы; m_2 – масса второй системы.

Перемножив эти равенства, получим:

$$m_1 \cdot w_1 = \lambda \cdot \tau^{-2} \cdot m_2 \cdot w_2 \tag{7.4}$$

где $m_1 \cdot w_1 = F_1$ и $m_2 \cdot w_2 = F_2$ есть модули сил, действующих в определенные моменты на соответствующие частицы двух механически подобных систем.

Если обозначим $\lambda \cdot \tau^{-2} \cdot \mu = \varphi$, где φ – постоянная величина, то выражение (7.4) можно переписать в виде:

$$F_1 = F_2 \cdot \varphi \tag{7.5}$$

Так как

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{m_1 \cdot w_1}{m_2 \cdot w_2} = \frac{\lambda \cdot \tau^{-2} \mu \cdot m_1 \cdot w_1}{m_2 \cdot w_2} = \lambda \cdot \tau^{-2} \mu = \varphi$$
(7.6)

то, следовательно, в механически подобных системах в соответствующие моменты времени соответственные длины, модули скоростей, ускорений и сил находятся в постоянных отношениях, равных λ , $\lambda \cdot \tau^{-1}$; $\lambda \cdot \tau^{-2}$ и $\lambda \cdot \tau^{-2} \mu$, а векторы сил и ускорений одинаково ориентированы.

Согласно теореме Ньютона две системы будут механически подобны, если в соответствующие начальные моменты t_{01} и t_{02} :

1) системы будут материально подобны;

 скорости соответствующих точек имеют пропорциональные модули и подобно расположены; 3) силы, действующие на соответствующие точки, имеют пропорциональные модули и подобно расположены.

Свойства механически подобных систем, которые определяет теорема Ньютона, получим исходя из соображений размерности механических величин. Так, для получения уравнений движения второй системы, которая в λ раз меньше по размерам; время, в течение которого система переходит из одного положения в другое – в τ раз; массы элементов системы – в μ раз меньше и силы, действующие на точки системы, – в ϕ раз меньше, т. е. сделаны следующие преобразования:

$$\begin{aligned} x_{K\Pi 1} &= \lambda \cdot x_{K\Pi 2}; & y_{K\Pi 1} = \lambda \cdot y_{K\Pi 2}; & z_{K\Pi 1} = \lambda \cdot z_{K\Pi 2}; \\ Q_{X1} &= \varphi \cdot Q_{X2}; & Q_{Y1} = \varphi \cdot Q_{Y2}; & Q_{Z1} = \varphi \cdot Q_{Z2}; \\ m_{K\Pi 1} &= \mu \cdot m_{K\Pi 2}; & t_1 = \tau \cdot t_2 \\ \vdots \\ x_{K\Pi 1} &= \lambda \cdot \tau^{-2} \cdot \ddot{x}_{K\Pi 2}; & \ddot{y}_{K\Pi 1} = \lambda \cdot \tau^{-2} \cdot \ddot{y}_{K\Pi 2}; & \ddot{z}_{K\Pi 1} = \lambda \cdot \tau^{-2} \cdot \ddot{z}_{K\Pi 2}; \end{aligned}$$
(7.7)

Выражения (7.7) подставляются в соответствующие системы уравнений динамики (4.17 – 4.20; 5.7 – 5.12). Из-за ограниченности объема представленной работы напряжения, деформации (5.11) и контактные напряжения, представляющие напряженное состояние второй системы (уменьшенной модели тележки), в рамках модельных испытаний не исследовались.

7.5 Основные параметры динамического состояния механической системы «экипаж – верхнее строение пути»

Изучение динамического состояния системы «экипаж – верхнее строение пути» проникновение в его физическую сущность начинается с перечисления величин, существенных с точки зрения исследователя для описания данного динамического процесса исследуемой системы. В этом случае, весьма важным является выделение основных факторов данного состояния исследуемой системы, определяющих класс явления [236, 169, 249, 251, 265], и его правильная схематизация, требующая зачастую предварительных качественных исследований.

К определяющим параметрам относятся геометрические и физические характеристики материального объекта, а также независимые переменные, включая координаты пространства и времени. Помимо определяющих параметров, среди характеристик процесса выделяют также искомые величины. Их количество определяется экспериментатором, исходя из физических представлений и возможностей эксперимента. К искомым величинам относятся все зависимые переменные, являющиеся функциями определяющих параметров. Таким образом, полный список основных параметров напряженного состояния динамической системы «колесная пара – рельсовая колея» с учетом рассмотренных выше условий имеет следующий вид:

$$z_{1}, z_{2}, \eta_{1}, \eta_{2}, z_{01}, z_{02}, 2s, 2b, R, h, y_{K\Pi}, \psi_{K\Pi}, \ddot{x}_{K\Pi}, \ddot{z}_{K\Pi}, \ddot{y}_{K\Pi}, \ddot{\psi}_{K\Pi}$$
(7.8)
$$\rho, t, \omega, \sigma_{IE}, \sigma_{KK}$$
(7.9)

В списке основных параметров (7.1) содержится последовательность физических величин, определяющие класс явления, и дополнительная сопутствующая последовательность (7.2). Обозначения параметров системы «блочная конструкция колесной пары – рельсовая колея» приведены в предыдущих разделах. В общем случае динамические параметры механической системы могут быть представлены следующим выражением:

$$C = k \cdot [C] = k \cdot L^{\alpha} \cdot T^{\beta} \cdot M^{\gamma}$$
(7.10)

где k – коэффициент пропорциональности;

L – длина, мм;

Т – время, с;

М – масса, кг;

α, β, γ – действительные числа, в частном случае отдельные из них могут равняться нулю.

Таким образом, для всех механических величин единицы меры выразятся в основных единицах l, t, m и общая формула размерности будет

$$\left[C\right] = l^{\alpha} \cdot t^{\beta} \cdot m^{\gamma} \tag{7.11}$$

Если в частном случае $\gamma = 0$, то величина [C] будет кинематической, если $\gamma = 0$ и $\beta = 0$, то геометрической, а если $\gamma = \beta = \alpha = 0$, то величина [C] будет безразмер-

ной или отвлеченной. Следовательно, характер зависимости какой-либо механической величины от основных единиц определяется размерностью этой величины.

На основании формулы размерности основные соотношения между соответствующими величинами оригинала и модели для наглядности сведены в Таблицу 7.1. С использованием соотношений (Таблица 7.1) получены значения геометрических и весовых параметров модели тележки и верхнего строения пути, для соответствующих значений оригинала [264, 266].

Поскольку истинная природа движения новой конструкции колесной пары в реальных условиях эксплуатации неизвестна, для её оценки используется вторая конкурирующая модель тележки со стандартными колесными парами. Это дает возможность сравнить результаты моделирования на качественном уровне, что позволяет рельефно выявить преимущества и недостатки двух конструкций колесных пар. Таким образом, переход к использованию физических моделей в известной мере приводит к ослаблению требований к результатам теоретических исследований, делает их более гибкими, сближает с вербальным описанием объекта и дает более точную оценку адекватности проведенных макетных исследований к реальным условиям эксплуатации.

7.6 Планирование эксперимента на модели

При планировании испытаний на моделях решаются следующие задачи научно-технического обеспечения: выбор критериев оценки эффективности испытаний, разработка методического обеспечения экспериментов, разработка моделей системы испытаний с учетом, как объекта испытаний, так и используемых вспомогательных средств, выбор видов, объемов и последовательности этапов испытаний (разработка программ), выбор контролируемых параметров, планирование материально-технического обеспечения. Таблица 7.1 – Соотношения подобия между соответствующими величинами

оригинала и модели.

	050	Пере-	Значение	Значение	Значение
Наименорацие релиции	2112112	ходный	переходных	парамет-	парамет-
Паименование величин	значс-	коэффи-	коэффици-	ров ори-	ров мо-
	нис	циент	ентов	гинала	дели
1. Габаритные, линейные размеры, мм: Колесная пара: 1 диаметр колеса, мм 2 толщина колеса, мм 3 ширина колеса, мм 3 ширина колесной колеи, мм Тележка: длина, мм ширина, мм высота, мм Путь: Ширина рельсовой колеи, мм	1, 2s, 2δ	λ	20	1250 140 1506 3200 2200 1215 1520	62,5 7 75,3 160 110 67,5 76
Радиус кривой, м				112	5.62
2. Сила, вес, момент сопротивления: Вес тележки с учетом части кузова, кН Осевая нагрузка, кН	F, G, W	λ^3	8·10 ³	450 225	0,056 0,028
3. Момент инерции площади, мм	Ι	λ^4	16.10^{4}	_	_
 4. Время, скорость, период колебаний: Скорость движения тележки, м/с Частота колебаний: 1 буксы, с⁻¹	t, v, T	$\sqrt{\lambda}$	4,472	3	13,41
5. Жесткость рессор, Н/м	С	λ^2	400	_	—
6. Угловая скорость, рад/с	ω	$\lambda^{-\frac{1}{2}}$	0,224	_	_
 7. Линейное ускорение 1 буксы, м/с² 2 рельсошпальной решетки, м/с² 	W	λ^{0}	1	_	_
8. Угловое ускорение, рад/с2	3	λ^{-1}	0,05	_	—
9. Объемный момент инерции, мм ⁴	Ι	λ^{5}	32.10^{5}	_	_
10. Мощность, Дж	Р	$\lambda^{\frac{7}{2}}$	1,28.10 ⁵	_	-
11. Плотность, кГ/м3	q	$\lambda^{^{0}}$	1	_	—

Важным при планировании эксперимента является обоснованный выбор необходимого количества моделей для получения полной и достоверной информации о работоспособности технических решений – блочной конструкции колесной пары. Вопрос о количестве моделей зависит от степени сложности и стоимости модели, от вида испытаний и целей эксперимента. Проектирование эксперимента существенно зависит от выбора основных масштабов. На эксперимент накладывается меньше ограничений, если в качестве основных назначаются геометрический масштаб и масштабы динамических характеристик конструкции подвижного состава [236, 264, 266]].

При моделировании механических явлений, имеющих преимущественно детерминированный характер, число моделей данного типа обычно невелико и составляет 3–5 экземпляров. При варьировании отдельных конструктивных размеров и с учетом статистических характеристик явления число моделей возрастает пропорционально количеству вариаций.

В предлагаемой работе выбрано три модели конструкций колесной пары и две абсолютно одинаковые модели конструкции тележек (модель тележки грузового электровоза ВЛ10). Модели колесных пар представлены следующими вариантами: блочная конструкция, которая трансформируется в два варианта: первый – с подрезиненными бандажами и второй – с независимо вращающимися подрезиненными бандажами; третий вариант модели – стандартная конструкция. Колесная пара с подрезиненными бандажами является моделью колесной пары высокоскоростного поезда ICE-2 фирмы Siemens. Такой выбор количества и типов моделей колесных пар и тележек позволяет уже в процессе модельных испытаний получить сравнительные характеристики трех вариантов конструкций колесных пар.

При изготовлении модели верхнего строения пути из-за малости размеров моделей рельсов и шпал не было возможности выполнить их точные уменьшенные копии, как по геометрическим параметрам, так и по динамическим. В результате динамические параметры модели верхнего строения пути выполнены с заранее неопределенными динамическими характеристиками. Поэтому использование модели стандартной конструкции колесной пары позволило в процессе макетных испытаний эмпирическим путем подобрать жесткость пути (по частоте собственных колебаний), выполнить переход от результатов модельных испытаний к натуре по всем геометрическим и динамическим характеристикам системы «колесная пара – рельсовая колея».

При подготовке эксперимента одновременно выбраны методы измерений ускорений, перемещений, траекторий, сопротивления движению и шума и соответствующее приборное обеспечение. Так, для измерений виброускорений элементов моделей тележки и пути, а также шума в процессе их движения использовался измеритель шума и вибрации ВШВ-003-М2. Оценка сопротивления движению всех моделей колесных пар при вариации геометрических параметров системы «колесная пара – рельсовая колея» производилась по величине пройденного тележками длины пути, который измерялся стандартной метровой линейкой. Регистрация траекторий движения моделей тележек производилась с использованием лазерного излучателя, луч которого проецировался на экран. Параметры и методы измерений используемых измерительных устройств приведены в соответствующих паспортных данных.

На основании целей и задач, которые поставлены для проведения модельных экспериментов, и с учетом списка основных параметров системы «колесная пара – рельсовая колея» модельные сравнительные испытания производились при варьировании следующих параметров системы «колесная пара – рельсовая колея»:

 количество волн горизонтальных неровностей на одной из рельсовых нитей в прямом участке пути;

- значения ширины рельсовой колеи в прямом участке пути;

 – значения непараллельности колесных пар в тележке при движении в кривом и в прямом участках рельсовой колеи.

Регистрировались следующие выходные параметры модельной системы «колесная пара – рельсовая колея»:

- значения пройденного пути тележки в режиме выбега;

вертикальные ускорения буксы колесной пары;

- уровень шума;

- траектории движения тележек.

7.7 Изготовление моделей тележек и полигона

Техника изготовления моделей, особенно при малых размерах, приспособлений для их установки и работа с измерительной аппаратурой требуют специальных навыков и приемов. Не во всех случаях в модели полностью воспроизводится натура. Поэтому модель воспроизводит оригинал в исследуемой части, а форма оригинала воспроизводится упрощенно. Поэтому конструктивные элементы модельных тележек подвижного состава и пути, которые не оказывают влияния на результаты модельных испытаний, не представлены в конструкциях моделей или выполнены с отступлениями от размеров и конфигурации. Упрощение связано с возможностями эксперимента. Собственно сам эксперимент на модели сводится к воспроизведению заданных режимов движения и других условий работы модельного образца, запланированных программой исследований, и соответствующими измерениями контролируемых выходных параметров.

Конструкция модели рельсового пути. Модель верхнего строения пути выполнена в масштабе геометрического подобия, который принят равным λ =20. Как показывает мировой опыт исследований методом моделирования, модели, выполненные в масштабе λ =20, позволяют исследовать основные физические явления, происходящие в создаваемой системе. Не вдаваясь в подробности второстепенных элементов конструкции, приведем основные особенности и возможности регулирования основных параметров модели пути (рисунок 7.1, фото).

Модели рельсов 12 (рисунок 7.1, фото) выполнены в виде полосок с боковыми отверстиями, предназначенных для крепления к шпалам 11 и стыковым креплениям. Поверхность катания рельсов выполнена с закруглением, соответствующим оригиналу. Модель шпалы 11 состоит из горизонтальной пластины и приваренных к ней двух кронштейнов. В вертикальной полочке кронштейнов выполнено резьбовое отверстие для крепления с помощью винтов 13 моделей рельсов.

276



Рисунок 7.1 – Модели полигона верхнего строения пути и тележки экипажа, фото

Расстояние между двумя кронштейнами на шпале позволяет посредством соответствующего набора количества шайб в винтовом соединении 13 рельса и шпалы задать на модели любое значение ширины рельсовой колеи. Шпалы шурупами прикреплены к деревянному основанию 18, которое в продольном направлении состоит из трех частей, соединенных между собой шарнирами с вертикальной осью. Шарнирное соединение частей рельсового основания позволяет формировать траекторию рельсовой колеи, соответствующей прямому или кривому участку пути. Рельсовое основание 18 устанавливается посредством горизонтальных кронштейнов 15 на вертикальных стойках 16, на цилиндрической части которых выполнена резьба. Пара вертикальных стоек 16, расположенных в одном вертикально – поперечном сечении по разные стороны пути, крепятся к основанию стоек 17, которое служит опорой модели пути и обеспечивает его стабильное положение. С помощью барашка 14 регулируется по высоте положение кронштейна 15 и соответственно положение прилегающей к ней части рельсового основания.

277

Общее количество опор, расположенных по обеим сторонам полигона, составляет 18 штук. Посредством этих опор на макете пути имеется возможность формирования любого профиля рельсовой колеи по двум направлениям: продольном и поперечном.

По обоим концам рельсовой колеи модели установлены две горки 19: одна предназначена для разгона и отдачи тележки, вторая только для отдачи. Обе горки имеют одинаковый угол наклона. На разгонной горке установлено спусковое устройство 20, которое обеспечивает абсолютно одинаковые условия для приведения в движение всех модельных тележек. С наружной стороны рельсовой колеи по всей её длине закреплены измерительные линейки 21, с помощью которых регистрируется длина пройденного тележками пути.

Конструкция модели рамы тележки 1 и её конфигурация полностью подобны оригиналу тележки грузового электровоза ВЛ10. Буксы 5 колесных пар соединены с рамой тележки посредством поводков 4, выполненных в виде гибких пластин. Один конец поводка жестко соединен с корпусом буксы 5, второй конец – с рамой тележки через устройство крепления 3 (рисунки 7.1–7.4, фото), с помощью которого возможна регулировка положения колесной пары в тележке. Буксы 5 оснащены подшипниками качения. Конструкция стандартной колесной пары полностью подобна оригиналу (рисунок 7.5. фото).

Конструкция колесной пары с гибкими бандажами с независимым вращением (рисунок 7.5, фото) (блочная конструкция колесной пары) имеет геометрическое подобие со стандартной колесной парой, но отличается отсутствием жестких связей между поверхностями катания бандажей 8 (рисунок 7.1, фото) и гребнями 7 по координате вращения колес. Диск гибкого бандажа 8 оснащен парой подшипников качения, которые жестко задают его положение относительно оси колесной пары.



Рисунок 7.2 – Общий вид макета полигона с измерительной аппаратурой, фото



Рисунок 7.3 – Модель полигона (вернее строение пути и тележки). Первая (I) модель тележки оснащена колесными парами блочной конструкции, вторая (II) – стандартной, фото



Рисунок 7.4 – Модель тележки с новой конструкцией колесной пары с независимо вращающимися гибкими бандажами, фото

279

Блокировочные винты 24 при вкручивании блокируют диск гибкого бандажа 8 с диском гребня 7. Аналогичная операция выполняется и на втором колесе колесной пары. В результате получается второй вариант конструкции колесной пары с гибкими бандажами, в которой имеется жесткая связь по координате вращения между всеми поверхностями катания гибких бандажей 8 и гребней 7 колесной пары. Такое техническое решение подобно конструкции колесной пары высокоскоростного поезда ICE – 3.

При отсутствии модели кузова для обеспечения материального подобия модели тележек оригиналу на каждой из них установлен груз 2 общей массой в пять кг. С учетом массы конструкции модели тележки общий вес модели составляет шесть кг, что соответствует коэффициентам материального подобия к оригиналу экипажа. В качестве упругого элемента буксового подвешивания используется резиновый столбик 9 (рисунок 7.4, фото). На рисунке 7.5 представлена фотография модели стандартной колесной пары. На рисунке 7.6 показан участок рельсового пути с волнообразным износом поверхности катания рельсовой нити.



Рисунок 7.5 – Модель тележки со стандартной колесной парой, фото



Рисунок 7.6 – Модель верхнего строения пути с волнообразным износом на поверхности катания рельсовой нити, фото



Рисунок 7.7 – Модель верхнего строения пути с пьезодатчиком виброускорений на шпале, фото

В качестве прибора 22 для измерений виброускорений и шума использован измеритель ВШВ-003-М2 (рисунок 7.2, фото) с пьезодатчиком виброускорений (рисунок 7.7, фото).

7.8 Методика проведения модельных испытаний

Процесс испытаний имеет эвристический характер, поэтому в модельных испытаниях предполагается, что исследователь должен активно воздействовать на решения, анализировать результаты и, если необходимо, менять критерии и состав модели, пересматривать методы, обеспечивая сходимость процесса поиска лучшего решения [250, 256, 264–266]. В соответствии с целью и планом модельных и натурных испытаний была составлена методика и система документирования результатов измерений в виде специальных таблиц.

Перед началом испытаний тележка устанавливалась на разгонную горку и стопорилась спусковым механизмом. Нажатием спускового крючка тележка приводилась в движение. Для каждой комбинации значений параметров модельной системы «колесная пара – рельсовая колея» выполнялось до десяти заездов каждого их трех вариантов конструкций колесных пар. Расхождение результатов измерений для одной комбинации значений не превышало одного процента, что указывает на высокую надежность и стабильность работы моделей.

Формирование горизонтальных неровностей производилось за счет установки различной толщины набора шайб в соединениях шпал с рельсами. Волнообразный износ с заданными параметрами волн формировался методом снятия металла с поверхности катания рельсов.

7.9 Результаты макетных испытаний

Обработка экспериментальных данных составляет самостоятельное направление экспериментальной механики и зависит от принятого способа измерений и типа аппаратуры. Поскольку испытания сложных систем представляют собой совокупность статистических экспериментов, то при обработке результатов и оценки значимости совпадения или несовпадения модельных и экспериментальных результатов широко используются методы математической статистики (см. раздел 3.1). Хорошее совпадение модельных и экспериментальных данных не доказывает точности физической модели, а лишь подтверждает ее функциональную пригодность для моделирования. Поэтому всегда может быть предложена модель, обеспечивающая лучшее совпадение с экспериментом.

Как известно, с увеличением количества факторов, влияющих на процесс колебаний системы, значения параметров движения стремятся к нормальному закону распределения [23, 82, 164, 247, 264–266, 271]. Значения дисперсий динамических параметров, полученных в реальных условиях, значительно превышают соответствующие значения, полученных для моделей. Поэтому сравнение результатов исследований динамики подвижного состава на моделях и в реальных условиях производилось по средним значениям максимальных величин.

На первом этапе модельных испытаний исследовалось влияние на сопротивление движению колесных пар следующих параметров: ширины рельсовой колеи, горизонтальных неровностей рельсовых нитей, непараллельности колесных пар в тележке при движении, как в прямом, так и в кривом участках пути. В каждом заезде в качестве оценки использовалась величина пройденного пути тележками в режиме выбега. При этом результаты для каждой конструкции колесной пары сравнивались с результатами стандартной конструкции колессной пары. Это даёт обоснованную возможность проецирования параметров новых технических решений на реальные условия в эксплуатации.

На рисунке 7.8 показаны зависимости пройденного пути от количества горизонтальных неровностей на рельсовой нити в прямом участке пути. Так, при отсутствии горизонтальных неровностей (рисунок 7.8, кривая 1, первая точка) у тележки с колесной парой с независимым вращением гибких бандажей пройденный путь в два раза больше, чем у тележек со стандартными колесами и гибкими бандажами (кривые 2 и 3, первая точка).

По мере увеличения количества горизонтальных неровностей величина пройденного пути у первого варианта тележки имеет постоянное значение до середины участка пути (отметка 50 %). На этой отметке наблюдается снижение пройденного пути, которой на кривой 1 (рисунок 7.8) соответствует ступенька. Снижение пройденного пути обусловлено тем, что гребень касается боковой поверхности рельса в сечении, в котором сформирована горизонтальная неровность.

В аналогичных условиях выполнены заезды тележек с остальными двумя вариантами колесных пар. Установлено, что с увеличением количества горизонтальных неровностей, сопротивление движению у этих вариантов конструкций колесных пар растет и превышает в два раза сопротивление движению тележки с блочной конструкцией колесной пары.

283



Рисунок 7.8 – Зависимость пройденного пути тележками, оборудованных тремя вариантами конструкций колесных пар, от количества горизонтальных неровностей рельса Линии: 1 – с блочная конструкцией колесной пары; 2 – с гиб-кими бандажами; 3 – стандартная колесная пара.

Кроме этого, наличие горизонтальных неровностей на всей длине рельсовых нитей в два раза увеличивают сопротивление движению колесных пар: стандартной и с гибкими бандажами.

На рисунке 7.9 показаны зависимости пройденного тележками пути от величины уширения рельсовой колеи в прямом участке пути. Увеличение ширины рельсовой колеи в интервале от 2 до 5мм не оказывает влияние на величину пройденного пути тележки с независимо вращающимися гибкими бандажами (рисунок 7.9, кривая 1).



Рисунок 7.9 – Зависимость пройденного пути тележками, оборудованных тремя вариантами конструкций колесных пар, от величины уширения 2s рельсовой колеи

Линии: 1 – блочная конструкция колесной пары; 3 – с жесткой связью по координате вращения и гибкими бандажами; 5 – стандартная колесная пара. Соответственно, 2, 4 и 6 после разворота тележек на 180°.

Такая же картина наблюдается и при непараллельной установке колесных пар в тележке при прохождении кривого участка пути с радиусом, соответствующего в оригинале R=120 м (рисунок 7.10). Кривые 2, 4 и 6 на рисунке 7.10 показывают те же зависимости, что и кривые 1, 3 и 5 только для движения тележек, предварительно развернутых на 180° по ходу движения. Наличие разности между кривыми (1, 3 и 5) и (2, 4 и 6) обусловлено относительным взаимным расположением центров кривизны собственных траекторий движения тележек и рельсовой колеи, которые имеют два варианта: либо центры кривизны расположены с одной стороны, либо по разные стороны продольной оси рельсовой колеи.



Рисунок 7.10 – Зависимость пройденного пути тележками, оборудованных тремя вариантами конструкций колесных пар, от величины непараллельности колесных пар в тележке є Линии: 1 – с независимо вращающимися гибкими бандажами; 3 – с гибкими бандажами; 5 – стандартная колесная пара. Соответственно, 2, 4 и 6 после разворота тележек на 180°.

Проведены исследования траекторий продольного профиля рельсовой колеи и траекторий движения тележек со стандартной колесной парой и с независимо вращающимися гибкими бандажами, которые приведены на рисунке 7.11 а, б и в, соответственно. Траектории движения зарегистрированы с помощью лазерного излучателя по двум угловым координатам: галопирования φ_T и виляния ψ_T .

Согласно рисункам 7.11 а–в, траектория движения в горизонтальной плоскости тележки со стандартными колесными парами по координате ψ_T имеет стандартное отклонение относительно траектории оси рельсовой колеи, равное $\delta_{\psi_T} = 0,86^0$, а у тележки с колесными парами с независимо вращающимися гибкими бандажами – $\delta_{\psi_T} = 0,487^0$. Таким образом, амплитуды траекторий в горизонтальной плоскости отличаются в два раза.

286



Рисунок 7.11 – Траектории оси рельсовой колеи и центра масс тележек в процессе движения, а – траектория рельсовой колеи; б – траектория тележки со стандартными колесными парами; в – траектория тележки с независимо вращающимися гребнями и гибкими бандажами.

Кроме этого, траектория тележки с блочной конструкцией колесных пар имеет значительно меньшую кривизну и количество замкнутых петель по сравнению с траекториями профиля рельсовой колеи и движения тележки со стандартной колесной парой. Это указывает на значительно более низкий уровень горизонтальной динамики и большую степень устойчивости движения тележки с колесными парами с независимо вращающимися гибкими бандажами. С использованием измерителя шума и вибрации (ВШВ-003-М2) произведены измерения виброускорений с установкой пьезодатчиков на буксах колесных пар тележек и шпале верхнего строения пути. Виброускорения на буксе измерялись в режиме свободных колебаний, которые возбуждались методом сброса колесных пар с «клиньев» на рельсы (рисунок 7.12), и в процессе движения тележек по рельсовой колее (рисунок 7.13).

Свободные колебания букс с независимо вращающимися гибкими бандажами колес имеет три явно выраженных пика амплитуды спектра ускорений на частотах 125, 500 и 2000 Гц, а свободные колебания стандартной колесной пары – только один пик на частоте 250 Гц. В режиме вынужденных колебаний спектр ускорений для новой конструкции колеса увеличивается по амплитуде без изменения частотного состава. В тех же условиях спектр ускорений для стандартной колесной пары изменяет свой частотный состав: вместо одного пика на частоте 250Гц появляются дополнительно два пика на частотах 125 и 500Гц. Такое различие между спектрами свободных и вынужденных колебаний стандартной колесной пары обусловлен влиянием на колебания колесной пары распределительных свойств верхнего строения пути.

В колебаниях колесных пар с независимо вращающимися гибким бандажом и стандартной конструкции выявлено равенство амплитуд спектров ускорений на частоте 28 Гц. Это обусловлено конструктивной особенностью крепления резиновой прокладки гибкого бандажа, которая состоит в том, что на боковых плоскостях гибкого бандажа установлены дополнительные шайбы, предназначенные для фиксации резиновой прокладки в заданном положении. Дополнительные шайбы плотно прижаты к боковым поверхностям колесного центра колеса и гибкого бандажа и являются дополнительным каналом между ними для прохождения колебаний с частотой 28 Гц.

Согласно графикам (рисунок 7.12 и 7.13, линии 1 и 2), уровень амплитуд виброускорений на высоких частотах для блочной конструкции колеса в 1,5–2 раза меньше, чем у стандартной колесной пары.


Рисунок 7.12 – Спектр виброускорений свободных колебаний колесной пары: 1 – ускорения буксы с новой конструкцией колеса; 2 – ускорения буксы стандартной конструкции колеса.



Рисунок 7.13 – Спектр виброускорений колесной пары при движении тележки в прямом участке пути Линии: 1 – блочная конструкция колесной пары; 2 – стандартная колесная пара; 3 – спектр ускорений стандартной колесной пары в реальных условиях эксплуатации.

На этом же графике представлен спектр виброускорений буксы стандартной колесной пары (рисунок 7.13, линия 3), полученный в реальных условиях эксплуатации. Этот спектр частот имеет несколько пиков, что указывает на наличие в реальных условиях широкого спектра длин неровностей на поверхностях катания

289

рельсов и колес. Задача моделирования широкого спектра длин неровностей на модели на данном этапе исследований не ставилась.

Выполнены замеры виброускорений на шпале (рисунок 7.7, фото) при прохождении колесных пар двух вариантов конструкций: стандартной и новой конструкции. Значения амплитуд воздействие колесной пары новой конструкции на высоких частотах (500 и 2000Гц) (рисунок 7.14, кривая 1) в два раза меньше по сравнению со стандартной колесной парой (рисунок 7.14, кривая 2). Частотный состав двух спектров колебаний шпалы (рисунок 7.14) имеет три пика, численное соотношение между которыми показывает динамические качества верхнего строения пути модели, как системы с распределенными параметрами, что соответствует свойствам реальной конструкции верхнего строения пути.



Рисунок 7.14 – Спектр виброускорений шпалы при прохождении Линии: 1 – блочная конструкция колеса; 2 – стандартной колесной пары.

Спектр частот звукового давления соответствует спектру частот виброускорений на буксе, но уровень звукового давления при движении колесной пары новой конструкции в области высоких частот ниже на 5 АдБ по сравнению со стандартной колесной парой (рисунок 7.15).



Рисунок 7.15 – Спектр шума при движении тележек в прямом участке пути Линии: 1 – новая конструкция колеса; 2 – ускорения буксы стандартной конструкции колеса.

7.10 Анализ результатов моделирования и рекомендации для проектирования натурного объекта

Как известно, глубокий и правильно поставленный анализ модельных испытаний открывает возможности для теоретических обобщений и разработки новых методов расчета. Он позволяет также в дальнейшем избежать в аналогичных случаях экспериментальной проверки конструкций данного типа [169, 236, 267, 268, 271, 275]. Анализ эксперимента на моделях, должен быть направлен на обобщение полученных результатов для класса механически подобных явлений и в первую очередь, должен дать представление о запасах устойчивости, динамических свойствах и других характеристиках натурного объекта.

Так, анализ эксперимента на моделях трех вариантов конструкций колесных пар показал, что для всех полученных спектров виброускорений (рисунок 7.11–7.13, линии 1, 2 и 3) характерно совпадение зон частот собственных колебаний исследуемых моделей и оригинала (рисунок 7.13, линии 1, 2 и 3), которые находятся в области частот 25–30 Гц. Это указывает на выполнения кинематического критерия подобия модели и оригинала системы «колесная пара – рельсовая ко-

291

лея». Установлено, что новая конструкция колесной пары имеет сопротивление движению в два раза меньше по сравнению со стандартной как в прямых, так и в кривых участках рельсовой колеи.

На основании полученных данных сравнительных макетных испытаний можно сделать вывод о том, что использование новой конструкции колесной пары в эксплуатируемых вагонах позволит уменьшить расходы энергии на тягу поездов на 70–100 %. За счет уменьшения необрессоренной массы новой конструкции колесной пары и снижения уровня высоких частот колебаний в системе «колесо – рельс» появляется возможность увеличить осевую нагрузку до 30–35 т и скорости поступательного движения на 30–50 %. При этом износ пути и подвижного состава будет снижен на 30–50 %.

Так, в результате выполненного в процессе моделирования обобщений для трех вариантов технических решений колесных пар при одних и тех же условиях движения получены сравнительные оценки основных динамических характеристик. Использование в модельном ряде стандартной колесной пары позволило установить связь с реальными условиями эксплуатации и дать представление о запасах устойчивости, динамических свойствах и других характеристиках натурного экипажа, оснащенного новыми конструкциями колесных пар.

7.11 Переход от модели к натуре

После проведения экспериментов с моделями формируются параметры и характеристики реальных прототипов системы. Этот процесс обратен моделированию, поскольку реальный объект – это

физическая система, которая должна адекватно отображать полученные формализованные соотношения.

Условия подобия, полученные на третьем этапе процесса моделирования, позволяют не только перейти от модели к натуре, но и обобщить результаты единичного эксперимента на всю группу подобных явлений. Указанное обобщение достигается путем представления результатов эксперимента на модели в критериальной форме (раздел 7.4).

В соответствии с располагаемыми результатами моделирования (раздел 7.9), переход к параметрам реальной новой конструкции колесной пары осуществляется простым пересчетом – умножением экспериментальных характеристик модели на соответствующие масштабы.

8 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ НАТУРНЫЕ СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА С ДВУМЯ ВАРИАНТАМИ КОНСТРУКЦИЙ КОЛЕСНЫХ ПАР

8.1 Общее положение

Объектом исследования является блочная колесная пара (БКП) [179–189, 262, 263] в сравнении со стандартной колесной парой. БКП предназначена для применения в стандартных тележках грузовых и пассажирских вагонов

Цель работы – проверка функциональных, прочностных, динамических качеств блочной колесной пары, оценка соответствия ее требованиям действующей в ОАО «РЖД» нормативной документации, а также требованиям Технического регламента ТР ТС 001/2011 «О безопасности железнодорожного подвижного состава».

В процессе работы проводились стендовые и ходовые испытания колесных пар БКП на ЭК АО «ВНИИЖТ».

В результате исследований установлено, что представленные на испытания колесные пары БКП №№ 1, 2, 3, в основном, соответствуют действующим в ОАО «РЖД» нормативам и черт. ШВВ 100.00.000 СБ и могут быть допущены после конструктивной доработки к пробеговым испытаниям. Геометрические и прочностные характеристики колесных пар БКП обеспечивают возможность их эксплуатации в тележках грузовых вагонов на путях ОАО «РЖД» колеи 1520 мм.

Нормативные ссылки:

ТР ТС 001/2011 Технический регламент «О безопасности железнодорожного подвижного состава».

ГОСТ 427-75 Линейки измерительные металлические. Технические условия (с Изменениями № 1, 2, 3).

ГОСТ 2405-88 Манометры, вакуумметры, мановакуумметры, напоромеры, тягомеры и тягонапоромеры. Общие технические условия.

ГОСТ 4835-2013 Колесные пары железнодорожных вагонов. Технические условия.

ГОСТ 9246-2013 Тележки двухосные трехэлементные грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм. Общие технические условия.

ГОСТ 9833-73 Кольца резиновые уплотнительные круглого сечения для гидравлических и пневматических устройств. Конструкция и размеры (с Изменениями N 1, 2, 3).

ГОСТ 10791-2011 Колеса цельнокатаные. Технические условия.

ГОСТ 18321-73 (СТ СЭВ 1934-79) Статистический контроль качества. Методы случайного отбора выборок штучной продукции (с Изменением N 1).

ГОСТ 18572-2014 Подшипники качения. Подшипники буксовые роликовые цилиндрические железнодорожного подвижного состава. Технические условия.

ГОСТ 33200-2014 Оси колесных пар железнодорожного подвижного состава. Общие технические условия.

ГОСТ 33211-2014 Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам.

ТУ 25-1819.0021-90 Секундомеры механические «Слава» СДСпр-1-2-000, СОСпр-6а-1-000.

Обозначения и сокращения:

БКП – блочная колесная пара – колесная пара с независимо вращающимися колесами, изготовленная по черт. ШВВ 100.00.000 СБ;

НК – направляющее колесо блочной колесной пары НКБКП;

ОК – опорное колесо блочной колесной пары ОКБКП;

ЭК – экспериментальное кольцо АО «ВНИИЖТ».

8.2 Конструкция опытного образца блочной колесной пары

Разработана и запатентована инновационная блочная колесная пара с независимо вращающимися колесами (далее – блочная колесная пара). Разработанная блочная конструкция значительно отличается от стандартных колесных пар по ГОСТ 4835. В блочной колесной паре (рисунок 8.1) колеса представляют собой сборную конструкцию из направляющего и опорного колес. Направляющее колесо жестко закреплено на оси, как в стандартной конструкции, а опорное колесо устанавливается на оси с помощью конических подшипников и может вращаться независимо от направляющего колеса и от второго опорного колеса. За счет этого значительно уменьшается сопротивление движению, особенно в кривых участках, и износы колес и рельсов.



Рисунок 8.1 – Общий вид колесной пары БКП по черт. ШВВ 100.00.000 СБ

По разработанной конструкторской документации на блочную колесную пару – ШВВ100.00.00.000 СБ [175, 179–189 262, 263, 283] изготовлены опытные образцы блочных колесных пар в количестве трех экземпляров, которые были доставлены на экспериментальное кольцо АО «ВНИИЖТ» для проведения комплекса испытаний.

Целью данных испытаний являлась проверка функциональных, прочностных, динамических качеств блочной колесной пары, оценка соответствия ее требованиям действующей в ОАО «РЖД» нормативной документации, в том числе требованиям Технического регламента ТР ТС 001/2011 «О безопасности железнодорожного подвижного состава».

Испытания блочных колесных пар проводились по утвержденной программе и в следующем объеме: стендовые прочностные, стационарные тормозные, обкатка грузового вагона с блочными колесными парами по тракционным путям, ходовые испытания на кольцевых путях.

Основные параметры разработки представлены в Таблице 8.1.

N⁰	Параметр	Значение
1.	Прототип	«Колесо рельсового транспортного средства» по
		патенту РФ №2207250 от 2003 года.
2.	Тип вагона	Грузовой
3.	Ширина колеи, мм	1520
4.	Максимальная ско-	120
	рость движения, км/ч	
5.	Нагрузка на ось	230,5 кН (23,5 тс)

Таблица 8.1 – Параметры колесной пары новой конструкции

В колесной паре блочной конструкции (рисунок 8.1) применена ось 1 типа РУ1Ш по ГОСТ 33200-2014 с чистовой обработкой подступичных частей. Направляющее колесо 2 получено обточкой стандартного цельнокатаного колеса по ГОСТ 10791-2011 с плоскоконическим диском и диаметром по кругу катания 957 мм, из колесной стали Т, 2-го класса точности. Опорное колесо 3 получено вытачиванием из стальной поковки (сталь 65Г), которая идентична по механическим свойствам колесной стали Т. Опорное колесо опирается на ось посредством двух конических подшипников 4 марки ТІМКЕN 32944 с разделительными кольцами 5 и 6. Для монтажа подшипников на оси, подступичная часть которой имеет диаметр 194 мм, используется переходная втулка 7 из стали 45. Подшипники были выбраны с большим запасом прочности, так как критерием отбора было ближайшее значение диаметра внутреннего кольца, которое позволяло установить его на подступичную часть оси.

Внешнее щелевое четырехуровневое («лабиринтное») уплотнение образовано сочетанием радиальных выступов и впадин на внешней торцевой крышке

ОК8 и уплотнением оси 9, которое также используется для регулировки осевого зазора в подшипниках за счет поджатия прижимным кольцом 10. Это же кольцо вместе с резьбовой M200×3 втулкой 15 обеспечивает торцевое крепление подшипников TIMKEN.

Для внутреннего уплотнения подшипникового узла было применено торцевое контактное уплотнение. Кольцо 11 выполнено из износостойкого пластика ZEDEX ZX-410. Постоянное прижатие обеспечивает пружина 12, шлицы, нарезанные на кольце и задней крышке 13, страхуют его от проворота. Протечки масла через пружину по внешнему диаметру уплотнительного кольца предотвращает резиновое кольцо 14 по ГОСТ 9833-73.

Колесная пара предназначена для применения в стандартных тележках грузовых вагонов. Для установки колесных пар в тележках использованы серийные буксовые узлы с цилиндрическими роликовыми подшипниками по ГОСТ 18572. На ЭК АО «ВНИИЖТ» были проведены измерения геометрических параметров доставленных ООО «Гибкое колесо» колесных пар БСГК. Результаты измерений (Таблица 2) показали, что БСГК №№ 1, 2, 3 соответствуют действующим в ОАО «РЖД» нормативам и черт. ШВВ 100.00.0000 СБ и могут быть допущены к испытаниям.

8.3 Стационарные испытания

Из представленных ООО «Гибкое колесо» на испытания колесных пар методом случайной выборки по ГОСТ 18321-73 отобрана для стендовых испытаний колесная пара БКП № 3.

В соответствии с утвержденной программой испытаний блочная колесная пара БКП №3 была оборудована тензорезисторами, соединенными в измерительные схемы. Были использованы сертифицированные тензорезисторы типа ТКБ0-10-200(12). Схема установки тензорезисторов и приложения испытательных нагрузок представлены на рисунке 8.2. На рисунке 8.3 показана БКП № 3 на испытательном стенде.

Таблица 8.2 – Геометрические параметры БКП

No		Renuuuua no IIIRR	Фактическая величина				
л⊴	Контролируемый параметр	100.00.00.000СБ	БСГК	БСГК	БСГК		
			Nº 1	<u>№</u> 2	<u>№</u> 3		
1	Расстояние (А) между внутренними боковыми поверхно-	1440^{+2}	1439.0	1440.0	1442.0		
1	стями НК, мм		1439.5	1439.0	1441.0		
2	Разность размеров (А) в одной БКП, мм	не более 1,5	0.5	1.0	1.0		
3	Диаметр ОК по кругу катания, мм	890±7	Правое – 889 левое - 890	Правое – 888 левое – 889	правое - 889 левое - 889		
4	Разность диаметров ОК на одной оси, мм	не более 1,0	1.0	1.0	0.0		
5	Овальность ОК по кругу катания, мм	не более 0,5	0.0	0.0	0.0		
			правое	правое	правое		
6	Ширина ОК риссте с гребнем, ми	130-138	135,2 –135,1	135,8–135,4	137.6 - 137.2		
0		150 150	левое	левое	левое		
			133,0–133,1	133,5–135,4	133.4 - 133.6		
7	Толшина гребня НК мм	32-36	правое – 35	правое – 34	правое – 34		
			левое – 35	левое – 34.5	левое – 33		
8	Разность толщин гребней НК на одной оси, мм	не более 1,0	0.0	0.5	1.0		
9	Высота гребня, мм	28+1, мм	28 / 28,5	28 / 28	29 / 28		
	Зазор между профилем поверхности катания колеса и ра-						
10	бочей поверхности шаблона:	- 10					
10	– по вершине гребня	не оолее 1,0 мм	0,6	0,4	0,5		
	– по поверхности катания гребня	не оолее 0,5 мм	0,3	0,2	0,3		
11	Разность расстояний от внутренних боковых поверхно-						
	стей НК до торцов предподступичных частей оси, мм	не более 3,0	2,5	2,0	2,5		



Рисунок 8.2 – Схема приложения испытательных нагрузок и расположение тензорезисторов при стендовых испытаниях БКП [179–189, 262, 263]



Рисунок 8.3 – Нагружение БКП [179–189, 262, 263] испытательными нагрузками

300

Нагрузки к шейке оси прикладывались ступенями в диапазоне от 30 до 200 кН, нагрузки к гребню направляющего колеса также прикладывались ступенями в диапазоне 20–30 кН. При каждой ступени нагрузки выдерживались три-пять секунд. После приложения нагрузок производилось измерение расстояния между внутренними боковыми поверхностями направляющих колес. Результаты измерений представлены в Таблице 8.3.

Вертикальная	Foropag	Расстояние L между внутренними боковыми							
нагрузка на	БОКОВАЯ	поверхностями направляющих колес, мм							
одну буксу	нагрузка Н . кН	До	Под нагруз-	٨I					
Р ст, кН	$\mathbf{H}_{60K}, \mathbf{K}_{11}$	нагрузки	кой	ΔL					
30	20	1441,5	1441,3	0,2					
45	25	1441,5	1441,2	0,3					
70	40	1441,5	1440,5	1,0					
100	73	1441,5	1440,0	1,5					
200	70	1441,5	1440,0	1,5					

Таблица 8.3 – Результаты измерений при статических стендовых испытаниях

Полученные результаты измерений показывают, что изменение расстояния между внутренними боковыми поверхностями направляющих колес было не более 1,5 мм при допускаемом значении не более 2,1 мм [167]. Остаточные деформации в конструкции отсутствовали. Напряжения в наиболее нагруженных зонах колес и оси составили 70–90 МПа при допускаемых 290 МПа.

Прочностные и жесткостные характеристики представленных для испытаний блочных колесных пар соответствуют действующим в ОАО «РЖД» нормативам и позволяют установить БКП в тележке грузового вагона для проведения комплекса испытаний по утвержденной программе.

Стационарные тормозные испытания проведены на полувагоне №62451026, в тележке которого были установлены блочные колесные пары [179–189, 262, 263] по черт. ШВВ.100.00.000 СБ. При проведении стационарных испытаний зарядное давление в тормозной магистрали составляло 0,535 МПа. Плотность тормозной магистрали (при выключенном воздухораспределителе) проверялась по величине снижения давления в тормозной магистрали с момента

отключения магистрали от источника питания сжатым воздухом. Снижения давления в магистрали не происходило (при норме не более 0,01 МПа за пять минут).

Плотность заряженной тормозной системы вагона с включенным воздухораспределителем проверялась по величине снижения давления в тормозной магистрали с момента отключения магистрали от источника питания сжатым воздухом. Снижения давления в тормозной магистрали с включенным воздухораспределителем не происходило.

Плотность тормозного цилиндра проверялась после снижения давления в тормозной магистрали до 0,35 МПа. Давление в тормозном цилиндре после полного служебного торможения составило 0,14 МПа. Падение давления в тормозном цилиндре за три минуты составило 0,005 МПа при нормативном значении не более 0,01 МПа.

При проверке действия пневматического тормоза порожнего вагона на ступени торможения после снижения давления в тормозной магистрали на 0,08 МПа:

- тормоз пришел в действие;

– давление в тормозном цилиндре составило 0,09 МПа;

- в течение пяти мин тормоз не отпустил;

после повышения давления в магистрали до 0,535 МПа (зарядное давление) тормоз полностью отпустил.

Проверка действия пневматического тормоза после полных служебных торможений с последующим отпуском проводилась на порожнем вагоне и с имитацией его полной загрузки (при помощи установки под упор авторежима металлической подкладки толщиной 40±1 мм). При этом определялись:

 время наполнения тормозного цилиндра до 95 % и до максимальной создаваемой величины – T_{0,95} и T_{max}, соответственно;

максимальные величины создаваемого давления в тормозном цилиндре Р,
Па;

выход штока тормозного цилиндра L_{шт}, мм;

– время отпуска тормозного цилиндра до 0,04 МПа – $T_{0.04}$, с;

 – силы нажатия четырех тормозных колодок на колеса с одной стороны вагона – К_д1, К_д2,. К_д3, К_д4, кгс;

Результаты выполненных измерений и проверки действия тормоза порожнего вагона приведены в Таблице 8.4.

Таблица 8.4 – Результаты проверки действия пневматического тормоза в порожнем режиме

№	Р МПа	T _{0,95} c	T _{max} c	L _{IIIT} MM	К _Д 1 кгс	К _д 2 кгс	К _д 3 кгс	К _д 4 кгс	T _{0,04} c
1	0,14	9	11	74	772/784	804/812	802/809	770/780	53
2	0,14	9	11	74	772/784	804/812	802/809	770/780	53
3	0,14	10	12	74	772/784	804/812	802/809	771/782	53

Примечание: в числителе – действительные силы нажатия тормозных колодок на колеса без обстукивания тормозной рычажной передачи, в знаменателе – то же с обстукиванием.

По результатам испытаний установлено, что время наполнения тормозного цилиндра до 95 % создаваемой величины давления при полном служебном торможении составляет девять-десять секунд при выходе штока тормозного цилиндра 74 мм. Значения действительных сил нажатия тормозных колодок на колеса с одной стороны полувагона (Кд1–Кд4) после обстукивания составили 796 кгс при давлении 0,14 МПа. Измеренные действительные силы нажатия колодок на отдельной оси после обстукивания одинаковы.

При давлении в тормозном цилиндре 0,13 МПа нажатие композиционной колодки на колесо составило 739 кгс.

Расчетный коэффициент силы нажатия композиционных тормозных колодок порожнего вагона составил 0,2748 (при нормативном значении не менее 0,22), что соответствует расчетному коэффициенту силы нажатия чугунных тормозных колодок от 0,637 (при скорости 60 км/ч) до 0,700 (при скорости 90 км/ч).

Результаты проверки действия тормоза при имитации загруженного вагона приведены в Таблице 8.5.

По результатам испытаний установлено, что время наполнения тормозного цилиндра до 95 % максимальной величины давления при полных служебных торможениях составляет 13–14 с, до максимального давления – 15–16 с. Выход штока

тормозного цилиндра составил 93 мм. В тормозном цилиндре реализовано максимальное давление 0,30 МПа.

Таблица 8.5 – Результаты проверки действия пневматического тормоза в груженом режиме

N⁰	Р МПа	T 0,95 c	Tmax c	Lшт мм	КД1 кгс	Кд2 кгс	Кд3 кгс	Кд4 кгс	T0,04 c
1	0,30	13	15	93	1782/1791	1869/1873	1863/1872	1771/1782	58
2	0,30	14	15	93	1782/1791	1869/1873	1863/1871	1771/1781	58
3	0,30	14	16	93	1782/1791	1869/1872	1863/1872	1771/1782	58

Примечание: действительные силы нажатия тормозных колодок на колеса в числителе – без обстукивания тормозной рычажной передачи, в знаменателе – то же с обстукиванием.

Время отпуска до 0,04 МПа на груженом режиме составило 58 с. Значения действительных сил нажатия тормозных колодок на колеса с одной стороны вагона после обстукивания составили от 1782 кгс до 1873 кгс при давлении 0,30 МПа. Измеренные действительные силы нажатия колодок на колеса на отдельной оси одинаковы. При давлении в тормозном цилиндре 0,30 МПа нажатие композиционной колодки на колесо в среднем составило 1829 кгс. Расчетный коэффициент силы нажатия композиционных тормозных колодок при груженом режиме составил 0,151 (при нормативном значении не менее 0,14), что соответствует расчетному коэффициенту силы нажатия чугунных колодок от 0,352 (при скорости 60 км/ч) до 0,386 (при скорости 90 км/ч).

Для проверки работы выпускного клапана произведено полное служебное торможение, при этом давление в тормозных цилиндрах груженого вагона составило 0,30 МПа. При воздействии на поводок выпускного клапана произошел выпуск воздуха из рабочей камеры воздухораспределителя, после чего тормоз полностью отпустил. По результатам стационарных испытаний полувагон с блочными колесными парами [179–189] по черт. ШВВ.100.00.0000 СБ был допущен к ходовым испытаниям на путях Экспериментального кольца АО «ВНИИЖТ».

8.4 Результаты экспериментальных исследований динамических параметров экипажа с блочной конструкцией колесных пар

Для оценки функциональных возможностей колесной пары новой конструкции проводилась обкатка полувагона по тракционным путям экспериментального кольца. В одной тележке грузового полувагона установлены опытные колесные пары. Колесные пары БКП [179–189] были установлены в тележке модели 18-2128 первой по ходу движения полувагона модели 12-296-01 №62451026. Обкатка проведена с локомотивом ЧМЗ №6036 со скоростями до 20 км/ч. Перед обкаткой в первой тележке вагона №62451026 были проведены регулировочные работы по установке колесных пар параллельно друг другу. Для этого в буксовые проемы боковых рам были установлены регулировочные пластины. Первоначально в тележке были установлены БКП №1 и №2. Однако после поездок в груженом режиме по тракционным путям в БКП №2 был зафиксирован сдвиг на оси правого направляющего колеса внутрь колеи на 15 мм. Сдвиг произошел из-за нарушения технологии при изготовлении БКП №2. В связи с этим для дальнейших испытаний в тележку полувагона были установлены БКП №1 и №3 вместо №2.

До обкатки и после нее были проведены измерения геометрических параметров колесных пар БКП №1 и №3. Результаты измерений представлены в Таблице 8.6. Полученные результаты показали, что изменение ширины колес не превысило двух мм, а расстояния между ступицами направляющих колес – 0,5 мм. Эти величины находятся в пределах погрешности измерений и допусков на изготовление БКП. Признаки сдвига направляющих колес на оси отсутствовали.

Толщина гребней колес составила 33–35 мм при допускаемых значениях не более 38 мм и не менее 25 мм. Расстояние между внутренними гранями направляющих колес в колесной паре №1 равно 1438 мм, в колесной паре №3 – 1441 мм. В целом, геометрические параметры колесных пар БКП №1 и №3 соответствуют действующим в ОАО «РЖД» требованиям.

По результатам обкатки полувагона №62451026 установлено следующее:

305

- толщина гребней составила 32-35 мм при допускаемых значениях не более

38 мм и не менее 25 мм;

 – расстояние между внутренними гранями направляющих колес соответствует нормативному значению 1440±3 мм;

- признаки сдвига направляющих колес на оси отсутствуют.

Таблица 8.6 – Результаты измерения геометрических параметров блочных колесных пар БКП

B 14-	-11				Состояние к	олесных пар				
ТК ДВ	ДB		До обкатки			После обкатки				
SCI	λ Γ	la	Ширина н	колеса*, мм	Расстояние	Ширина к	олеса*, мм	расстояние		
le]	БИН	HOC	Cer	іение	между сту-	Сеч	Сечение			
жени ке пс же	Стој	I–I	II–II	пицами направляю-	I–I	II–II	пицами направля-			
OILC	ξ.				щих колес,			ющих ко-		
ПС	B				MM			лес, мм		
H		пра-	135,0-	135,0-134,5	1191,5	135,0–134,5	133,0-134,0	1192,0		
Bas		вая	134,5							
Iep		левая	132,5-	133,0-132,0		132,0-133,0	133,0-132,0			
Ι			133,5							
В		пра- 137,0- 137,0-1		137,0–136,0	1192,5	137,5–135,0	136,5–136,5	1192,0		
pa		вая	135,0							
3TC		левая	133,0-	132,5–133,0		133,0-133,0	132,0–133,0			
			132,5							

*Ширина колес измерялась в двух взаимноперпендикулярных сечениях I–I и II–II

По результатам обкатки полувагон №62451026, в первой тележке которого установлены колесные пары БКП №1 и №3 [179–189], был допущен к дальнейшим испытаниям – поездкам по кольцевым путям со скоростями до 120 км/ч.

Ходовые динамические испытания полувагона №62451026, в первой тележке которого установлены колесные пары БКП №1 и №3, проведены на 1-ом кольцевом пути. При подготовке к испытаниям производилась выкатка тележек, наклейка тензорезисторов и сборка их в измерительные схемы, изоляция их от влаги средствами с сопротивлением изоляции не менее 50 МОм. Схемы наклейки тензорезисторов представлены на рисунке 8.4. Схемами для измерения горизонтальных (рамных) сил и коэффициентов вертикальной динамики оборудовались обе боковые рамы тележек.



Рисунок 8.4 – Схема установки и соединения тензодатчиков для измерения горизонтальных (рамных) сил (сечение «I_г–I_г») и коэффициента вертикальной динамики (сечения «I_в–I_в»)

Производились тарировки измерительных которым схем, ПО масштабы устанавливались записи процессов. Схемы для определения коэффициентов вертикальной динамики тарировались путем подъемки кузова на домкратах до полной обезгрузки тележек. Схемы для определения рамных сил тарировались путем приложения фиксированной горизонтальной нагрузки к боковой раме тележки. Испытания опытного полувагона №62451026 проводились в порожнем и груженом режимах.

Для осуществления поездки в груженом режиме полувагон №62451026 был загружен сыпучим инертным грузом, вес вагона составил 91655 кг. Поездки проводились со скоростями от 40 до 120 км/ч. Результаты обработки опытных данных представлены на графиках (рисунки 8.5–8.8).

Оценка ходовых качеств опытного вагона производилась путем сравнения максимально зарегистрированных в поездках величин динамических показателей с действующими в ОАО «РЖД» нормативами. Результаты приведены в Таблице 8.7. Для сравнения в этой же таблице приведены показатели, зарегистрированные на тележке со стандартными колесными парами. В целом, показатели динамики находятся в допускаемых пределах.

308





Рисунок – 8.7 Вертикальные ускорения подпятников кузова порожнего вагона.



– – стандартная колесная пара;
– блочная колесная пара.
Рисунок – 8.6 Коэффициенты горизонтальной динамики необрессоренных масс порожнего вагона



Для оценки динамических показателей тележек с БКП и со стандартными колесами в соответствии с уровнями оценок, приведенных в ГОСТ 33211-2014, таблица 14. Результаты такой оценки представлены в Таблице 8.8. Как следует из представленных данных, в порожнем режиме динамические показатели тележки с БКП соответствуют оценке «хорошо», а тележки со стандартными колесами – оценки «удовлетворительно», в груженном режиме динамические показатели обоих тележек соответствуют оценки «хорошо».

Таблица 8.7 – Максимально зарегистрированные величины динамических показателей

	Пор	южний	режим	Груженый режим				
	Допусти-	Зареги	істрированное	Допусти-	Зареги	стрированное		
Показатели	мое	значен	ие у тележек с	мое	значение у тележе			
показатель	значение	колес	ными парами	значение	колесн	ными парами		
		БКП	Стандартны-		ЕКП	Стандарт-		
		DKII	МИ		DKII	ными		
Коэффициент ди-	не более	0,83	0,83 0,89 1		0,39	0,47		
намики Kd,	0,9			0,85				
Hp/Po,	не более	0,36	0,38	не более	0,26	0,29		
	0,4			0,38				
Zk, доли g,	не более	0,38	0,56	не более	0,29	0,42		
	0,75			0,65				
Yk, доли g,	не более	0,29	0,31	не более	0,18	0,2		
	0,55			0,45				
Коэффициент запа-	не менее	1,47	1,34	не менее	1,88	1,52		
са устойчивости,	1,3			1,3				

На основании результатов ходовых испытаний на Экспериментальном кольце АО «ВНИИЖТ» установлено, что динамические показатели тележки опытного вагона при установке в первой по ходу движения тележке колесных пар БКП, черт. ШВВ100.00.00.00 СБ, в порожнем и груженом режимах при движении с различными скоростями вплоть до конструкционной (120 км/ч) соответствуют требованиям «Норм расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм [167]» и РД 24.050.37 [201].

Результаты стационарных и ходовых испытаний показали, что прочностные и жёсткостные характеристики колёсных пар БКП №1 и №3 соответствуют действующим в ОАО «РЖД» нормативам. Это позволило провести пробеговые испытания БКП №1 и №3 в составе опытного поезда, эксплуатирующемся на 2-м кольцевом пути, и с отдельным локомотивом по первому кольцевому пути. Целью пробеговых испытаний являлась проверка работоспособности опытных образцов колесных пар БКП и взаимодействия всех их комплектующих (колеса направляющие и опорные, буксовые узлы, подшипники цилиндрические и конические и др.).

Таблица 8.8 – Сравнение динамических показателей тележек с БКП и со стандартными колесными парами

		Порожн	ий режи	IM	Груженый режим				
	Уровни	оценки	Зарег	истриро-	Уровни	оценки	Зарегистрирован-		
Показатони	по ГОС	T 33211	ванное значение		по ГОСТ	Г 33211	ное значение у		
Показатель			у теле	ежек с ко-			тележек с колес-		
			лесны	ми парами			ными парами		
	хорошо	Удовл.	БКП	Стандарт.	хорошо	Удовл.	БКП	Стандарт.	
Коэффициент	0,75	0,85	0,83	0,83 0,89		0,8	0,39	0,47	
динамики Kd,									
Hp/Po,	0,30	0,38	0,36	0,38	0,25	0,3	0,26	0,29	
Zk, доли g,	0,6	0,7	0,38	0,56	0,35	0,45	0,29	0,42	
Yk, доли g,	0,25	0,4	0,29	0,31	0,15	0,3	0,18	0,2	

Объектом испытаний являлся порожний полувагон № 62451075 производства АО «Алтайвагон», у которого в первой по ходу движения тележке установлены колёсные пары БКП №1 и №3. При установке БКП в тележке были произведены регулировочные работы по обеспечению параллельного положения колёсных пар относительно друг друга. После подкатки тележки с БКП под вагон проводились измерения ширины колёс и расстояний между торцами ступиц и внутренними боковыми поверхностями направляющих колёс. Результаты измерений приведены в Таблице 8.8.

Подготовленный к испытаниям порожний полувагон № 62451075, оборудованный БКП №1 и №3, был включен хвостовым в состав опытного поезда, эксплуатирующегося на втором кольцевом пути. Испытания проведены до пробега ~ 770 км, при этом сотрудниками лаборатории колёсных пар и буксового узла осуществлялся регулярный контроль за техническим состоянием БКП №1 и №3. Техническое обслуживание остальных узлов и систем вагона №62451075 осуществлялось установленным на экспериментальном кольце порядком в соответствии с Инструкцией осмотрщику вагонов.

Контролировались ширина колёс БКП №1 и №3, расстояние между внутренними гранями направляющих колёс, температура подшипниковых узлов. Результаты измерений регистрировались в табличной форме (Таблица 8.8) и заносились в журнал испытаний. Расстояние между внутренними гранями колёс должно быть в пределах 1437–1443 мм. Температура корпусов букс в верхней части должна быть не более 60 °C без учёта температуры наружного воздуха. Температура подшипников опорного колеса допускается не более 70 °C без учёта температуры наружного воздуха.

Измерения расстояния между внутренними гранями направляющих колес и между торцами ступиц колес осуществлялись лазерным дальномером Bosch Zamo, а температура подшипников и наружного воздуха – инфракрасным термометром «Кельвин КБ Диполь».

Таблица 8.9 – Контролируемые параметры колесных пар БКП при пробеговых испытаниях

Колесная пара	БКГ	[№ 1			БКП № 3				3				
Колесо	левс)e		правое л			левс	левое			правое		
Время измерений	до поездки	во время ТО	после по- езлки	до поездки	во время ТО	после по- ездки	до поездки	во время ТО	после по- езпки	до поездки	во время ТО	после по- ездки	
Температура окружающего													
воздуха, ⁰ С	-9	-10	-9	-9	-10	-9	-9	-10	-9	-9	-10	-9	
Температура верхней части													
корпуса буксы, ⁰ С	-9	1,5	3,2	-9	2,0	3,7	-9	1,8	3,6	-9	1,2	2,6	
Температура наружного кольца подшипника опорного колеса, ⁰ С.	-9	2,3	3,8	-9	3,4	4,3	-9	2,4	4,1	-9	2,6	3,1	
Ширина колеса, мм	135	135	135	137	137	137	132	132	132	133	133	133	
Расстояние между внутренними	до	П0-	во	вре-	посл	e	до	П0-	BO	вре-	посл	e	
боковыми поверхностями		И	мя Т	Ō	поез	дки	ездк	И	мя 🛛	Ο	поез	дки	
направляющих колес, мм	1438	3	1438	3	1438	1438		1439		1440)	
Расстояние между торцами													
ступиц направляющих колес, м	1192	2	1192	1192 1		1192		1193		1193		5	

Результаты испытаний порожнего полувагона № 62451075 пути показали, что параметры БКП №1 и № 3 находились в допускаемых пределах. Это позволило осуществить перекатку БКП под груженый полувагон № 62451018 модели 12-196-01 для проведения пробеговых испытаний с отдельным локомотивом по первому кольцевому пути. Как и у порожнего полувагона №62451075 во время поездки груженого вагона контролировались параметры, приведенные в Таблице 8.9. Из полученных результатов следует, что параметры колесных пар БКП № 1 и № 3 практически не изменились после проведенных поездок, а температурные режимы подшипниковых узлов находились в установленных пределах. Однако при осмотре БКП после поездок был выявлен серьезный конструктивный недостаток – ослабление затяжки торцевого крепления подшипника 32944 (рисунок 8.1, поз. 10). Всего в порожнем режиме пробег колесных пар БКП составил 770 км, в груженом – 177 км.

9. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВНЕДРЕНИЯ ПРОЕКТА «ГИБКОЕ КОЛЕСО»

Реализацию проекта «гибкое колесо» на территории Западной Сибири, в качестве опытного полигона, национальной инновационной транспортнотранзитной стратегии, где Омская область позиционирует себя как главный мультимодальный транспортно-торговый узел широтного и меридионального транспортно-транзитных коридоров Евразии.

Амбициозность. Проект не догоняет западные технологии, а опережает их, по нашим подсчетам на 20–30 лет. В настоящее время на западе рассматривается возможность осуществления скоростного грузового движения (до 160 км/ч), тогда как предлагаемый проект – смешанное грузо-пассажирское движение до 200–250 км/ч и с использованием существующей конструкции верхнего строения пути. В мировой практике транспортные системы с такими параметрами пока не существуют и, как нам известно, не рассматриваются.

Доля транспортных расходов в конечной стоимости продукции народного хозяйства РФ составляет 30–40 % по сравнению с 10 % в развитых странах. Задача проекта довести транспортные расходы в РФ до 10–15 %.

Состояние проблемы транспортных перевозок. Как известно, от динамических параметров системы "колесная пара – рельсовая колея" зависят основные технико-экономические показатели железнодорожных перевозок. Поэтому уровень востребованности новых высокоэффективных конструкций колесных пар можно определить по результатам анализа динамики основных техникоэкономических показателей железнодорожных перевозок в РФ за последние 40 лет. Так, например: участковая скорость выросла с 39 до 42 км/ч, осевая нагрузка – с 21–23 до 23–25 т, средний вес поезда с 3500 до 4300 т, скорость доставки грузов – с 12 до 14,8 км/ч, порожний пробег вагонов вырос с 20 до 42 %, максимальная пропускная способность двупутного участка находится на одном уровне – 120–130 пар поездов в сутки. По оценке экспертов существующая транспортная инфраструктура уже с трудом справляется даже с сокращенными грузопотоками. В данный момент на 7000 км магистральных линий РЖД исчерпана провозная способность. К 2020 г. такая ситуация будет уже на 20000 км. Как показывает опыт железнодорожных перевозок, при достижении предельных значений по пропускной способности снижаются технико-экономические показатели, например, в настоящее время участковая скорость снизилась на 17%.

Расходы топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) составляют в последние годы в целом по сети 11–12 % общесетевых эксплуатационных расходов по основной деятельности, или около 170 млрд. руб. (2010 г.), из них непосредственно на тягу поездов расходуется 72,8 % (123,7 млрд. руб) и на нетяговые нужды 27,2%.

Как показывает мировой опыт, перевозки пассажиров высокоскоростными поездами в вагонах с местами для сидения конкурентоспособны на маршрутах протяженностью до 800 км. Кроме этого, стоимость строительства одного километра скоростных специальных магистралей (свыше 160 км/ч) может составить до 25 млн. евро, а эксплуатационные расходы в семь раз превышают эксплуатационные расходы обычных магистралей.

В России общая длина железнодорожных магистралей составляет 100000 км. Если на этих линиях строить высокоскоростные магистрали по существующим технологиям, то стоимость такого строительства оценивается более 300 трл. руб. И эти линии могут быть использованы только для высокоскоростных электропоездов. С учетом распределения плотности населения в РФ и значительных расстояний между крупными городами экономическая эффективность ВСМ остается под большим сомнением.

При многомиллиардных вложениях в инфраструктуру железнодорожного транспорта конечные показатели транспортных услуг растут в размере единиц процента (рентабельность РЖД находится на уровне 0,4 %, а срок окупаемости – 20 лет). Например, для повсеместного повышения веса поезда на 500 т необходимо вложить 80 млрд. руб. со сроком окупаемости 20 лет.

Противопоставить этой позиции можно достижения системы "автомобильное колесо – дорога", которая за последние 40 лет показала следующие выдающи-

314

еся результаты: рекордная скорость движения по поверхности высохшего соленого озера – 1500 км/ч, осевая нагрузка карьерных самосвалов – 250 т/ось, повышение конкурентной способности грузовых перевозок в сравнении с железнодорожным транспортом на расстояние с 300 до 2500 км. И это при том, что на одну единицу т/км пути автотранспорт потребляет топлива в десять раз больше, чем железнодорожный транспорт. Если сравнить прочностные и динамические характеристики автомобильных и карьерных дорог, и поверхности соленого озера с рельсовой колеёй, то последняя имеет гораздо больше преимуществ.

Основные направления растущих транзитных товаропотоков – это Север-Юг и Европа – Юго-Восточная Азия. Ежегодно между Западной Европой и Восточной Азией перевозятся 7 млн. контейнеров с товарной массой общей стоимостью 280 млрд. долларов США. Россия, занимающая более 30 % территории Евразийского континента, является сухопутным «мостом» для перевозки этих контейнеров. Однако сегодня в лучшем случае только два процента потока контейнерных перевозок в Европу проходит по территории России. Эту ситуацию можно проиллюстрировать следующим наглядным примером: современный теплоход-контейнеровоз может перевезти 10000 контейнеров в 20-футовом исчислении. Для перевозки этого объема контейнеров потребовалось бы такое количество поездов, которые бы заняли всю протяженность Транссиба. Россия на рынке экспортных услуг занимает 31-е место, а экспорт транспортных услуг приносит лишь 3 млрд. долларов в год.

Поэтому соседи России, которые являются нашими конкурентами, планируют строительство своих транспортных коридоров. Самым «опасным» на сегодня соперником Транссиба можно считать Трансазиатскую железнодорожную магистраль, которая должна протянуться от побережья Желтого моря в Китае через Казахстан, с выходом в Россию и далее в Европу. Она короче Транссиба на две тысячи километров, и хотя частично проходит по территории России, основную долю Транссиба минует.

Таким образом, существуют обоснованные опасения, что при выполнении программы «Стратегия – 2030 года» к 2030 году железнодорожный транспорт бу-

дет не способен полностью выполнять потребности в обеспечении быстро растущих объёмов перевозок при запланированном увеличении промышленного производства.

Предложения. У авторского коллектива «за плечами» столетняя история теоретических и практических исследований взаимодействия подвижного состава и пути. На базе этого опыта наработан ряд технических решений, которые стали основой амбициозного проекта с рабочим названием «Высокоскоростная гибкая транспортная система», внедрение которого позволит на порядок увеличить провозную способность железнодорожного транспорта.

Значительными конкурентными преимуществами предлагаемого нового подвижного состава являются:

 – динамические параметры новой блочной конструкции колесной пары сопоставимы с параметрами таких транспортных систем как: на воздушной подушке и магнитном подвешивании;

– использование существующей конструкции верхнего строения пути позволит в три-четыре раза снизить капитальные вложения при создании новой высокоскоростной системы, а также значительно сократить сроки её внедрения, которые определяются сроками изготовления нового подвижного состава.

– уменьшение на порядок эксплуатационных расходов (в два раза снижение расхода энергии на тягу поездов, что в денежном выражении составляет экономию в 30 млр. руб/год, и в два раза – износа пути и подвижного состава, что в денежном выражении составляет экономию в 80 млр. руб/год,);

– снижение в три-четыре раза потребного количества подвижного состава,
за счет увеличения скорости его обращения;

 – увеличение на порядок провозной способности существующих железных дорог, а скорости доставки грузов в 3–5 раза;

– значительное снижение транспортной составляющей в себестоимости конечного продукта народного хозяйства РФ с 30 % до 10–15 %, что позволит повысить её конкурентоспособность. – отсутствие необходимости строительства вторых, третьих и четвертых путей, за счет значительной интенсификации перевозок на существующих линиях. Это позволит высвободившие капитальные средства направить на строительства дорог на новых направлениях.

При внедрении предлагаемых новых конструктивных решений подвижного состава стоимость перевода на высокоскоростное смешанное движение (грузопассажирское) находится в пределах стоимости поставки нового подвижного состава, которая составляет 15 % от стоимости проекта строительства железнодорожного транспорта по существующей в настоящее время технологий. Внедрение высокоскоростного движения поездов на всей территории страны значительно укрепит межрегиональные связи, повысит национальную безопасность страны. Срок окупаемости проекта – от 5 до 7 лет.

9.1 Энергетическая эффективность блочной конструкции колесной пары

В данном разделе разработана методика расчета удельных энергетических затрат, затрачиваемых на перемещение грузов в зависимости от скорости движения. Дана сравнительная оценка энергетической эффективности транспортных систем в том числе и колесной паре новой конструкции

Анализ направлений развития транспортных систем показал, что в настоящее время у ряда специалистов сформировалась позиция, что система "колесорельс" исчерпала полностью свои резервы для дальнейшего повышения скорости движения и эффективности перевозок. Поэтому на повестку дня они ставят задачу строительства транспортной системы на магнитном подвешивании ("Маглев"), которая будет двигаться в тоннеле. Для снижения аэродинамического сопротивления движению планируется из тоннеля откачивать воздух.

Авторами разработана новая конструкция колесной пары, подробное описание которой представлено в работах [179–189 и 246–256]. Основными особенностями новой конструкции колесной пары это реализация независимого вращения всех поверхностей колес, контактирующих с головками рельсов, и подрессоренные бандажи.

Целью данной работы является обоснование энергетической эффективности новой конструкции колесной пары и сравнение её с другими транспортными системами.

Оценка энергетической эффективности транспортных систем [269, 273, 275,



Рисунок 9.1 – Зависимости удельных затрат энергии на перевозку одной тонны массы груза от скорости движения

<u>Транспортная система "Маглев":</u> 1 – зона для диапазона значений затрат энергии (1–3 кВт/т) для удержания одной тонны массы на весу;

<u>Новая конструкция колесной пары:</u> 4 – зона для значений непараллельности колесных пар – 0–2 мм. Линии: 2 – при непараллельности колесных пар – 0 мм и 3,0–2,0 мм.

<u>Стандартная колесная пара:</u> 5 – зона для значений ширины колеи 1512–1516 мм. Линии: 6 – при ширине рельсовой колеи – 1512 мм и 7 – 1516 мм.

Автомобильный транспорт Линия: 8.

276]. Сравнительная оценка удельных затрат энергии на транспортировку груза Q (расход одного кВт энергии на перемещение груза весом в одну тонну на один километр, кВт/т·км) выполнена для следующих четырёх транспортных систем: железнодорожный транспорт со стандартной и блочной конструкциями колесных пар, система на магнитном подвешивании (типа "Маглев") и автомобильный транспорт.

При расчете удельных потерь энергии Q приняты ряд общих упрощений одинаковых для всех видов транспортных средств. Не учитывались следующие факторы: неровности на опорных поверхностях, колебания верхнего строения экипажа и пути, контактная жесткость в точке контакта колеса и рельса. Поперечные профили поверх-

ностей катания имеют номинальный неизношенный профиль.

В расчетных оценках удельных потерь энергии для рельсового транспорта из общего сопротивления движению учитывались следующие усредненные составляющие: трение качения и паразитное скольжение колес по рельсам в режиме выбега в прямом участке пути, сопротивление от прогиба рельсов, сопротивление в буксовых подшипниках и аэродинамическое сопротивление. Для магнитного подвешивания ("Маглев") – затраты энергии на поддержание подвижного состава на весу (1 кВт/т – значительно завышенные показатели «Маглев») и аэродинамическое сопротивление. Для автомобильного транспорта затраты энергии на преодоление сопротивления движению были получены через коэффициент расхода удельной энергии относительно рельсового транспорта со стандартными колесными парами, который равен 1:10. Расчет аэродинамического сопротивления для всех видов транспорта, которое пропорционально квадрату скорости движения V^2 , производился по единой методике с одинаковыми значениями параметров миделевого сечения. Для железнодорожного транспорта в виду значительной длины поезда дополнительно учитывалось аэродинамическое трение боковых стенок кузовов. Остальные составляющие общего сопротивления не учитывались в виду их малости в сравнении с перечисленными.

Результаты расчетов удельных энергетических затрат Q по видам транспорта приведены на рисунке 9.1. Для системы "Маглев" (рисунок 9.1, кривая 1) минимальный расход удельной энергии имеет место в диапазоне скоростей 100–200 км/ч. На низких скоростях движения увеличенный расход обусловлен затратами энергии на поддержание транспортного средства на весу, а на высоких скоростях движения – увеличением аэродинамического сопротивления.

На высоких скоростях для стандартной колесной пары сопротивление от движения по извилистой траектории сопоставимо или превышает аэродинамическое и существенно зависит от значений ширины рельсовой колеи и конусности поверхности катания бандажа (рисунок 9.1, зона 7). Следует отметить, что для подвижного состава со стандартной колесной парой за последние 40 лет общее удельное сопротивление движению увеличилось с 2,2 до 6–8 Н/кН. Это обусловлено зауживанием ширины рельсовой колеи с 1524 до 1520 мм, повышением осевой нагрузки (с 22 до 23-25 т) и веса поезда (максимальный вес поезда до 14000 т). Среди транспортных систем существенно меньшие затраты энергии во всем диапазоне скоростей движения имеет железнодорожный подвижной состав с блочной конструкцией колесной пары (рисунок 9.1, зона 4). На высоких скоростях (свыше 100 км/ч) для всех видов транспортных систем, кроме подвижного состава со стандартными колесами, аэродинамическое сопротивление преобладает над остальными составляющими общего сопротивления движению.

Для полноты общей картины экономической эффективности приведены данные по капитальным вложениям в строительство транспортных систем. Представленные на рисунке 6 данные стоимости строительства путей сообщений относятся к странам с теплым умеренным климатом. Если экстраполировать эти расходы в условия РФ, то, как показывает опыт строительства подобных сооружений, они будут в два-три раза выше и находятся в диапазоне 50–100 млн. евро за один километр.



Рисунок 9.2 – Стоимость капитального строительства ж.д. пути общего пользования, ВСМ и "Маглев" [73]

Это объективно и обусловлено климатическими и географическими факторами: значительными по протяженности болотистыми, вечномерзлыми и горными местностями, широким диапазоном межсезонной температуры (100 °C), а в зимний период большой глубиной промерзания грунта (два-три метра).

Основные результаты оценки технико-экономической эффективности БКП:

1. Во всем диапазоне скоростей движения у подвижного состава с блочной конструкцией колесной пары самые низкие удельные расходы энергии на перевозку грузов.

2. Подвижной состав с блочной конструкцией колесной пары, как по капитальным вложениям, эксплуатационным расходам, так и срокам внедрения, значительно эффективнее (срок окупаемости 3,5 года) в сравнении с другими видами транспортных средств (срок окупаемости 20,5 и более лет).

3. Строительство линии "Маглев" требует значительных капитальных вложений и эксплуатационных расходов. С учетом климатических условий и географических масштабов РФ в ближайшем будущем этот проект экономически не оправдан.

4. Внедрение блочной конструкции колесной пары значительно повысит технико-экономическую целесообразность строительства ВСМ.

5. Предложенная блочная конструкция колесной пары является первоначальным базовым вариантом для создания следующего поколения высокоэффективных конструкций колесных пар и подвижного состава.

9.2 Жизненный цикл использования колесных пар с гибкими независимо вращающимися бандажами

Согласно данным Росстата, с 2000 по 2010 г. протяженность железнодорожных путей промышленного железнодорожного транспорта сократилась почти на 30%, или на 15 тыс. км. При этом нагрузка на железнодорожную сеть возросла более чем в 35 раз (с 59 млрд до 2111 млрд т-км). Работа железнодорожного транспорта России, начиная с 1990 г., проходила в условиях спада объема перевозок, в т. ч. из-за сокращения объема межотраслевых перевозок грузов, и общеэкономического кризиса. По данным Росстата, к 2012 г. грузооборот российских железных дорог увеличился до 2222 млрд т-км, а автотранспорта – до 249 млрд т-км.

За последние 20 лет изменились кооперационные связи промышленных предприятий; увеличилось количество товаров, поставляемых на внешние рынки сбыта, а также поставки из-за рубежа. Однако рост дальности грузоперевозок поднимает проблему скорости. Рост нагрузки при сохранении существующей инфраструктуры требует увеличения формирования тяжеловесных составов или грузоподъемности грузовых вагонов. Загрузка железнодорожной сети в целом крайне высока – по этому показателю российские железные дороги находятся на одном из первых мест в мире. Пропускная способность трети линий, обеспечивающих 80% всех грузовых перевозок, исчерпана, и по мере роста экономики ситуация будет усугубляться. Пропускные способности инфраструктуры практически исчерпаны в направлении Дальнего Востока. Кроме того, к категории дефектных отнесены 6 тыс. км путей и 50% объектов энергетической инфраструктуры. Более 15% железнодорожных путей имеют просроченный срок службы. Так, доля путей с просроченным капитальным ремонтом путей (более 20 тыс. км на 2011 г.) превышает 20% общей протяженности железнодорожных линий. Подчеркнем, что свыше 50% контактной сети эксплуатируется более 40 лет. В настоящее время на сети железных дорог эксплуатируется 82,6 тыс. искусственных сооружений, из них около 7,7 тыс. дефектных (9,3%), не соответствуют современным нормам – 50,9 тыс. (62%), превысили нормативный срок эксплуатации – 40,3 тыс. мостов (49%). В ОАО «РЖД» отмечают, что при текущих объемах обновления инфраструктуры к 2015 г. износ путей достигнет 85%.

Как уже упоминалось, одно из направлений сокращения эксплуатационных расходов ОАО «РЖД» – формирование и вождение тяжеловесных и соединенных грузовых поездов. Средний вес грузовых поездов предусматривается увеличить за счет более широкого использования параллельных весовых норм грузовых поездов для маршрутов с тяжелыми грузами (углем, рудой, нефтью и нефтепродуктами, металлом, удобрениями и минерально-строительными грузами), а также за

счет удлинения приемо-отправочных путей на основных направлениях сети железных дорог для пропуска груженых поездов, состоящих из 71 вагона, и порожних поездов, состоящих из 100 вагонов. Заметим, что сейчас средний вес грузового поезда составляет 3868 т.

Но на многих участках пути повышение веса поезда ограничивается дефицитом электроэнергии. Кроме того, как уже указывалось, около 60% мостов не рассчитаны на увеличение нагрузки. В предреформенные 1990-е гг., в целях снижения эксплуатационных издержек, была сокращена провозная и перерабатывающая способность железнодорожного транспорта: на 9% уменьшена длина станционных путей, на 19% – число приемо-отправочных путей, на 20% – число сортировочных путей, в 2 раза сократилось число сортировочных станций.

Совмещенность инфраструктуры для грузового и пассажирского движения представляет исторически сложившуюся особенность российской железнодорожной сети, обусловленную ее большой протяженностью. Однако в настоящее время требования пассажирских и грузовых перевозок к инфраструктуре все более различаются, и в первую очередь на участках с наиболее интенсивным движением. Для грузового сообщения все большую роль играет увеличение осевой нагрузки для повышения провозной способности, а для пассажирского сообщения – увеличение скорости поездов [280].

Можно отметить еще одну важную тенденцию. В связи со снижением тарифной составляющей и сокращением парка собственных вагонов (до 60 тыс. ед.) произошло выпадение доходов ОАО «РЖД». На первый план выходит сокращение расходов на содержание инфраструктуры, в т. ч. на ремонт пути. В этих условиях ОАО «РЖД» заинтересовано во внедрении новых технических решений, позволяющих повысить скорость движения поездов без увеличения воздействия на инфраструктуру.

ВНИИЖТ в 2010 г. разработал технические требования к тележкам грузовых вагонов с улучшенными ходовыми и динамическими параметрами. Выполнение технических требований позволит повысить скорость движения как в груженом, так и в порожнем состоянии до 120 км/ч при сохранении содержания пути в соответствии с действующими нормативами.

Еще одна тенденция – рост парка вагонов – создает дополнительные нагрузки на инфраструктуру, требует увеличения пропускных способностей и тяговых ресурсов, повышения скорости грузовых вагонов. Сегодня вагонный парк превосходит число вагонов пикового 1988 г. при сокращении протяженности дорог. «Сложилась ситуация, когда общая длина всего подвижного состава, а он постоянно возрастал, составляет примерно 18 тыс. км, а общая длина полотна – около 85 тыс. км, что само по себе может приводить к проблемам передвижения. Более того, увеличение количества вагонов в 2008 г. привело к росту уровня загруженности железнодорожной инфраструктуры до 84%, а в 2010 г. – уже до 91%. Существующая инфраструктура железных дорог страны, сформировавшаяся еще 30 лет назад, была рассчитана, по данным начальника отдела разработок новых вагонов департамента технической политики ОАО «РЖД» Д. Шпади, на обслуживание 1,6 млн единиц подвижного состава. Эксплуатируемый в России парк вагонов по своей численности вплотную приблизился к этой предельной величине.

Протяженность «узких мест» железнодорожного транспорта может составить к 2015 г. около 13 тыс. км и создать инфраструктурные ограничения при транспортировке 80% грузов. По данным Института проблем естественных монополий (ИПЕМ), к 2020 г. протяженность «узких мест» на российских железнодорожных магистралях может составить более 14–20 тыс. км в зависимости от роста перспективной погрузки. Из-за того что у производителей не будет возможности перевозить дополнительные грузы, падение объема промышленного производства в России через 3–5 лет может быть соизмеримо 0,22% от общего объема ВВП (на это указал руководитель департамента исследования железнодорожного транспорта ИПЕМ В. Савчук) [256].

Таким образом, можно сделать следующий вывод: с одной стороны, сложилась тенденция к увеличению веса поезда. С другой стороны, исходя из пропускной способности станций и искусственных сооружений, будет происходить увеличение грузоподъемности вагонов. В то же время выпадение части доходов вы-
двигает требование по сокращению затрат на ремонт и содержание рельсового хозяйства со стороны ОАО «РЖД». Учитывая инфраструктурные ограничения, руководство компании говорит о целесообразности приобретения полувагонов большей грузоподъемности с нагрузкой на ось до 25 т. Действительно, нагрузка в 25 т вместо традиционных 23,5 т на ось позволяет повысить грузоподъемность вагона на 8%. Это распространяется не на все типы грузов из-за габаритных ограничений, но верно для основных видов грузов (угля, руды, металлов). Таким образом, возможно увеличить пропускную способность дорог без строительства дополнительных путей. Технико-экономические расчеты показывают, что использование таких полувагонов на замкнутых маршрутах позволит уменьшить затраты на закупку подвижного состава и снизить срок окупаемости капитальных вложений на 2–3 года.

Причем выдвигается требование к вагонам нового поколения – они должны собираться из унифицированных блоков, нормализованных и стандартных узлов и модулей, что позволит производить многоцелевые вагоны на базе одной основной конструкции, а также повышать уровень специализации и кооперирования в области производства не только в пределах отрасли вагоностроения, но и вагоноремонтных предприятий.

Приведенные характеристики текущего состояния отрасли позволяют сделать следующие выводы.

Один из важнейших факторов, сдерживающих рост эффективности грузоперевозок, – отсутствие значимых инноваций в российском железнодорожном транспорте на протяжении всего постсоветского периода. Исчерпание возможностей экстенсивного роста требует перехода на модернизированные вагоны. Потенциально только за счет новых вагонов и транспортных технологий можно увеличить эффективность железных дорог на 40–50%, при этом сопоставимое повышение пропускной способности за счет развития инфраструктуры потребует капитальных затрат в размере около 10–12 трлн руб. Переход на вагоны улучшенной конструкции соответствует стратегии развития российских железных дорог. Таким образом, для повышения эффективности железнодорожных грузоперевозок необходимо:

- увеличить грузоподъемность;

 увеличить скорость движения в груженом и порожнем состоянии на существующем верхнем строении пути без увеличения воздействия на него;

– повысить энергоэффективность (снизить расходы на тягу поездов).

Совмещенность инфраструктуры для грузового и пассажирского движения также выдвигает требование создания высокоскоростного движения на существующем верхнем строении пути.

Объективные ограничения по габаритам кузова вагона приводят к необходимости конструктивных изменений в вагонной тележке и/или в колесных парах.

В научных СМИ неоднократно освещался вопрос о принципиально новом изобретении омских ученых под руководством В.В. Шилера [256].

Вкратце, новая конструкция колеса состоит из двух дисков, вращающихся независимо друг от друга. Первый диск жестко насажен на ось, которая имеет возможность вращаться в буксовых подшипниках. По периметру диск имеет форму гребня бандажа и воспринимает горизонтальные направляющие силы от боковой поверхности рельсов. Второй диск посредством пары подшипников установлен на оси колесной пары и передает вертикальную нагрузку веса подвижного состава на бандаж, который катится по поверхности катания рельса. Пространство между вторым диском и бандажом заполнено упругим материалом, в качестве которого может быть использована резина, а также материалы нового поколения – упругие композиты и нанокомпозиты. Применение высокотехнологичных материалов нового поколения существенно улучшит характеристики данной конструкции, однако ее реализация возможна и с использованием уже существующих материалов, что обеспечивает широкие возможности дальнейшей поэтапной модернизации.

Новая конструкция колеса дает возможность на существующей конструкции верхнего строения пути (рельс P65, железобетонные шпалы, щебеночная призма) реализовать высокоскоростное движение (160–250 км/ч) при уменьшении

326

расходов на тягу поезда. Кроме того, это позволяет увеличить вес поезда на 30-40% [274].

Областью назначения является использование в подвижном составе (магистральные и промышленные вагоны) без каких-либо конструктивных видоизменений в самом подвижном составе или инфраструктуре и пути. Следует особо обратить внимание на то, что предлагаемая конструкция сочетает в себе использование стандартизированных элементов тележки и при этом обеспечивает качественное улучшение параметров одного из важнейших узлов – колесной пары. Предложенная конструкция позволяет всем точкам на поверхностях бандажей и гребней обоих колес колесной пары, контактирующим с поверхностями головок рельсов, вращаться свободно и независимо друг от друга. Таким образом, в новой конструкции устранены жесткие связи при вращении между всеми точками поверхностей бандажей колес, которые могут контактировать с поверхностями головок рельсовых нитей. За счет независимого вращения всех поверхностей катания, повышается устойчивость и безопасность движения подвижного состава.

Кроме этого, подрессоренный упругий бандаж в точке контакта колесо – рельс имеет в 30 раз меньшую величину необрессоренной массы. За счет полученного снижения массы и уровня динамических сил в системе «колесо-рельс» можно увеличить осевую нагрузку до 30–35 т, а скорость поступательного движения – в 2,3 раза. При этом износ пути и подвижного состава будет ниже существующего уровня износа.

Сопротивление движению в два раза меньше, чем у стандартной колесной пары, позволяет снизить расход энергии на тягу поездов в 1,7–2 раза. Уменьшение сопротивления движению тележки снижает износ поверхностей катания колес и рельсов, а следовательно, снижает расходы на ремонт подвижного состава и пути. В высокочастотной области колебаний уровень динамического воздействия новой конструкции колесной пары на путь в два раза ниже по сравнению со стандартной колесной парой [277].

Полученные динамические параметры новой конструкции колесной пары будут практически сопоставимы с такими транспортными системами, как систе-

327

мы на воздушной подушке и магнитном подвешивании, при использовании существующей конструкции верхнего строения пути.

Конструкция гибкого бандажа, как элемента нового колеса, позволяет увеличить площадь касания в контакте «бандаж – головка рельса» на 5–10%. Увеличение площади касания приводит к снижению напряжений в толщине металла головки рельса и колеса и тем самым препятствует образованию внутренних дефектов в виде трещин, расслоений и т. д., тем самым снижает количество повреждений тележки в целом и, как следствие, снижает количество отказов подвижного состава.

В ходе первого, модернизационного, этапа реализации стратегических направлений научно-технического развития на железнодорожном транспорте на период до 2015 г. было запланировано ликвидировать ограничения пропускных способностей на основных направлениях перевозок, осуществить коренную модернизацию инфраструктуры, обновить подвижной состав. Приоритетными задачами перечисленных документов являются разработка и внедрение новаций в сфере подвижного состава, направленных на решение проблемы взаимодействия в системе «колесо – рельс». Поэтому в данном продукте могут быть заинтересованы собственники железнодорожного транспорта и непосредственно ОАО «РЖД». При поддержке фонда прямых инвестиций ученые приступили к разработке опытного образца и перспективному внедрению нового продукта на рынок.

Расчетная цена реализации колеса нового типа – 407,10 тыс. руб./шт. в текущих ценах в сравнении со стандартной колесной парой – 98 тыс. руб./шт. Поэтому колесные пары новой конструкции, казалось бы, значительно удорожают стоимость вагона. Но необходимо учитывать экономический эффект в долгосрочной перспективе.

Мы провели расчеты, позволяющие оценить стоимость жизненного цикла (ЖЦ) вагона на новой колесной паре и на стандартном образце [275,276].

В качестве примера для сравнения расчетов стоимостей ЖЦ вагонов на обычных и на новых колесных парах был взят полувагон со сроком эксплуатации 22 года. Все цены (закупа, ремонта, лома металлов и пр.) приведены к уровню

2016 г. (с учетом индекса инфляции), когда планируется выпуск новых колесных пар, для сопоставимости цен и корректного сравнения стоимости ЖЦ полувагонов с разными колесными парами. В дальнейшем учет инфляции не производился из-за отсутствия сведений об инфляции на указанный период.

Согласно методике ОАО «РЖД» от 27.12.2007 в расчеты включаются первоначальная стоимость вагона, эксплуатационные затраты, уменьшенные на ликвидационную стоимость вагона:

$$C\mathcal{K}\mathcal{U} = \mathcal{U}_{np} + \sum_{t=1}^{T} (\mathcal{U}_t + \Delta K_t - \mathcal{I}_t) \Box \alpha_t, \qquad (9.1)$$

где *Ц_{пр}* – первоначальная стоимость объекта;

 M_t – годовые эксплуатационные расходы;

Δ*K*_t – сопутствующие единовременные затраты, связанные с внедрением техники в эксплуатацию;

 Π_t – ликвидационная стоимость объекта;

t – текущий год эксплуатации;

Т – конечный год эксплуатации;

α – коэффициент дисконтирования.

В качестве эксплуатационных затрат в расчеты включены плановые и внеплановые ремонты, исходя из среднегодового пробега грузового вагона 109 500 км. Согласно российским нормативам межремонтного пробега – 160 тыс. км, или примерно раз в два года, предусматривается плановый капитальный ремонт, средняя стоимость которого 110–210 тыс. руб. (цены на уровне 2013 г. с НДС) без учета стоимости крупных деталей: колесных дисков (замена каждые 5 лет) и осей (замена каждые 20 лет или один раз за ЖЦ вагона). В полувагонах с новой колесной парой плановый ремонт и замена колесных дисков осуществляются в два раза реже при аналогичной стоимости. Кроме того, в эксплуатационные расходы входит неплановый ремонт стоимостью 55–120 тыс. руб. (в ценах 2013 г. с НДС), осуществляемый от двух до семи раз в год в зависимости от износа вагона (количество ремонтов в расчетах возрастает пропорционально износу). Использование инновационной разработки предполагает уменьшение числа неплановых ремонтов от пяти до семи раз (в расчетах количество ремонтов снижено в шесть раз). По выбранной методике стоимость ЖЦ объектов дисконтируется.

Стоимость ЖЦ полувагона со стандартными колесными парами составляет 12,2 млн руб. с НДС или 10,4 млн руб. без НДС без учета дисконтирования (рисунок 1), в то время как стоимость ЖЦ полувагона с новыми колесными парами – 6,7 млн руб. (5,7 млн руб. без НДС), что говорит о существенной, двукратной разнице. По мнению экспертов, оценивших средневзвешенную стоимость капитала (WACC), для ОАО «РЖД» в 2013 г. актуальной является примерная ставка 10%. При таком дисконте расчетная стоимость ЖЦ полувагона с новыми колесными парами ниже на 1,2 млн руб., чем стоимость ЖЦ полувагона со стандартными колесными парами ниже 9.3–9.4).



Рисунок 9.3 – Стоимость жизненных циклов полувагонов на стандартных и на новых колесных парах по годам, без учета дисконтирования



Рисунок 9.4 – Стоимость жизненных циклов полувагонов на стандартных и на новых колесных парах по годам, с учетом дисконтирования, при ставке 10%

Как видно из графиков, вагоны на новых колесных парах начинают демонстрировать снижение стоимости ЖЦ по сравнению со стандартными уже на шестом году эксплуатации или на седьмом с учетом дисконтирования.

Исходя из полученных данных, представляется возможным расчет удельной стоимости ЖЦ полувагонов:

$$LLC_{yo} = \frac{C\mathcal{K}\mathcal{U}}{\sum_{i=1}^{T} PL},$$
(9.2)

где $\sum_{t=1}^{T} PL$ - суммарный грузооборот по годам.

Используя усредненные расчетные данные, мы получили показатели, представленные в таблице 9.1.

331

стандартных колесных парах

Показатели	Вагон на новой колесной паре	Вагон на стан- дартной колес- ной паре
Среднее значение пробега, км	109500	109500
Процент порожнего пробега	40	40
Максимальная загрузка вагона, т	23,5	30,5
$LLC_{y\partial}$		
без учета дисконта с НДС, руб./т-км	0,22	0,54
без учета дисконта и НДС, руб./т-км	0,19	0,47
с учетом дисконта (10%) без НДС, руб./т-км	0,15	0,25

Несмотря на усредненность показателей и некоторую теоретизированность расчетов, налицо превышение всех показателей эффективности использования инновационной разработки по сравнению с действующим аналогом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации представлены разработанные автором новые научно обоснованные технические, конструкторские, технологические и методологические решения и разработки, применение которых позволит снизить напряженное состояние элементов механической системы «колесная пара – рельсовая колея», повысить эффективность эксплуатации подвижного состава железных дорог общего пользования на всех этапах жизненного цикла.

Основные научные и практические результаты диссертационной работы состоят в следующем:

1. Разработан и изготовлен переносной путеизмерительный комплекс «Изген-3» с повышенной точностью регистрации контролируемых параметров возмущений в системе «колесная пара – рельсовая колея», создана методика высокоточных измерений параметров рельсовой колеи с преобразованием косвенных результатов в абсолютные значения координат траекторий рельсовых нитей и критерии их оценки.

2. Выполнен анализ существующих конструкций колесных пар и разработана их классификация, с учетом которого созданы эффективные технические решения для блочных колесных пар и их обобщенные математические и имитационные модели.

3. Предложена новая конструкция блочной колесной пары грузового вагона, имеющая независимое вращение всех поверхностей, контактирующих с рельсом.

4. Проведены прочностные расчеты, которые показали что значения контактных напряжений блочной колесной пары значительно ниже, чем для стандартной колесной пары за счет отсутствия «паразитного» проскальзывания колеса по рельсу.

5. Разработан «комфортный» профиль поверхности катания опорного колеса, стабильность очертания которого обеспечивается на всем значительно увеличенном межремонтном пробеге.

333

6. Изготовлены физические модели двух конкурирующих двухосных тележек с учетом теории «π – подобия»: первая тележка оборудована стандартной, а вторая – блочной конструкцией колесных пар.

7. Обоснованы методы сравнительного физического моделирования и выбора параметров макетов колесных пар и рельсошпальной решетки и критерии их оценки.

8. Разработаны технология и методика проведения сравнительных натурных испытаний двух вариантов конструкций колесных пар (стандартная и жесткая конструкция блочной колесной пары) и анализ их результатов.

9. Составлены рекомендации и критерии для разработки конструкторской и технологической документация для изготовления блочной колесной пары жест-кой конструкции для грузовых вагонов.

10. Изготовлена опытная партия блочной колесной пары жесткой конструкции в количестве трех экземпляров.

11. Проведен комплекс натурных испытаний блочной колесной пары жесткой конструкции для грузового вагона в порожнем и груженом режимах с общим пробегом, равным 1000 км. Комплексные натурные испытания подтвердили результаты имитационного и физического моделирования и представленные критерии для параметров, а также показали преимущество блочных конструкций колесных пар в сравнении с другими конструкциями. В порожнем режиме обобщенные динамические параметры жесткой конструкции блочной колесной пары имеет оценку хорошо, стандартная колесная пара – удовлетворительно, в груженом режиме обе конструкции имеют оценку удовлетворительно, но на 25% динамические параметры стандартной колесной пары хуже.

12. Разработано и представлено обоснование использования блочных конструкций колесных пар, которые обеспечат значительное повышение техникоэкономической эффективности железнодорожных перевозок с повышенным уровнем безопасности движения.

334

13. Выполнена оценка стоимости жизненного цикла грузового вагона, показавшая снижение стоимости на 25%, по сравнению со стоимостью жизненного цикла вагона со стандартными колесными парами.

Анализ результатов моделирования, рекомендации и критерии для проектирования натурного объекта и натурные испытания открыли новые возможности для теоретических обобщений и новых методов расчета, которые дали представление о запасах устойчивости, прочности, контактных напряжений, параметрах комфортного поперечного профиля поверхности катания и других характеристик блочной конструкции колесной пары. Блочная конструкция колесной пары является базовым элементом для создания нового высокоэффективного поколения железнодорожного транспорта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

А.С. 1209956, МКИ В60В.35Д4. Упругая муфта / Е.В.Михайлов,
 Н.И.Горбунов, А.Н.Коняев, А.Л.Голубенко, Ю.И.Осенин, В.П.Ткаченко,
 Н.М.Крамарь; Ворошиловгр. машиностр. ин-т. – Приоритет 22.06.84.

2. А.С. 1243960, МКИ В 60 В 9/12. Упругое колесо для рельсового экипажа / А.Л. Голубенко, В.П. Ткаченко, Н.М. Крамарь, А.С.Филонов; Ворошиловгр. машиностр. ин-т. – Приоритет 15.06.83.

3. А.С. 1347322, МКИ В 60 В 9/I2. Упругое колесо для рельсового экипажа / Ю.И. Осенин, А.Л. Голубенко, Н.М. Крамарь, В.П. Турчин, В.П.Ткаченко; Ворошиловгр. машиностр. ин-т. – Приоритет 30.08.84.

4. А.С. 384695, МКИ В 60 В 9/12. Упругое колесо для рельсового экипажа / А.Л. Голубенко, А.Н. Коняев, С.М. Куценко, В.В. Науменко, В.М. Новиков; Ворошиловгр. машиностр. ин-т. – Приоритет 14.06.71.

5. А.С. 447305, МКИ В 60 В 9Д2. Упругое колесо для рельсового экипажа / А.Л. Голубенко, А.Н. Коняев, С.М. Куценко, С.П. Филонов, А,,И. Гибалов, В.В. Науменко, В.М. Новиков, В.П. Турчин; Ворошиловгр, машиностр. ин-т. – Приоритет 30.06.72.

 А.С. 55I20I, МКИ В 60 В 9Л2. Упругое колесо для рельсового экипажа / В.П.Турчин, А.Н.Коняев, А.Л.Голубенко, Г.Г.Сахаров; Ворошиловгр. машиностр. ин-т. – Приоритет 15.04.75.

 А.С. 662380, МКИ В 60 В 9/12. Упругое колесо для рельсового экипажа /В.П. Турчин, А.Л. Голубенко, А.Н. Коняев, Г.Г. Сахаров, С.М. Голубятников, В.А. Лысак; Ворошиловгр. машиностр. ин-т и Всесо-юз. ин.-т. тепловозный институт. – Приоритет 25.11.77.

 А.С. 109684I, МКИ В 60 В 9/12, Упругое колесо для рельсового экипажа / А.Л. Голубенко, В.П. Турчин, А.Н. Коняев, И.Н. Сухов, Н.Н. Калюжный, А.С. Филонов, А.П. Коропец, М.Л. Пиновский; Ворошиловгр. машиностр. ин-т и Ворошилогр. тепловозостр. 3-д. – Приоритет 07.07.82. А.С. II84699, МКИ В 60 В 9/12. Упругое колесо для рельсового экипажа / А.Л. Голубенко, А.С. Филонов, Н.Н, Калюжный, А.Н.Коняев, В.П. Ткаченко, Н.М. Крамарь, И.Н. Сухов; Ворошиловгр. машиноотр. ин-т и Ворошиловгр. тепловозостр. 3-д. – Приоритет 15.06

 А.С. II87375, МКИ В 60 В 9/12. Упругое колесо для рельсового экипажа / А.Л. Голубенко, А.С. Филонов, Н.Н. Калюжный, А.Н. Коняев, В.П. Ткаченко, Н.М. Крамарь, И.Н. Сухов; Ворошиловгр. машиноотр. ин-т и Ворошиловгр. тепловозостр. 3-д. – Приоритет 15.06.83.

 А.С. № 678121 (СССР) Измеритель геометрических неровностей железнодорожного пути/ Г. А. Чистяков, В. Н. Ушак, В. В. Шилер. – Опубл. в БИ, 1979, № 29.

 А.С. № 949030 (СССР) Измеритель геометрических неровностей железнодорожного пути/ М. П. Пахомов, Г. А. Чистяков, В. Н. Ушак, В. В. Шилер. – Опубл. в БИ, 1982, № 29.

13. Алифов, А. А. Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источниками энергии / А. А. Алифов, К. В. Фролов. — М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. 328 с.

14. Альбрехт, В. Г. Бесстыковой путь / В. Г. Альбрехт, Н. П. Виногоров, Н. Б. Зверев и др.; Под ред. В.Г. Альбрехта, А.Я. Коган. – М.: Транспорт, 2000. – 408 с.

Андреев, А.И. Износ рельсов и колёс подвижного состава / А.И. Андреев,
 К.Л. Комаров, Н.И. Карпущенко // Железнодорожный транспорт. – 1997. – № 7. –
 С. 31 -36.

 Андреев, Г. Е. Влияние горизонтальных неровностей рельсовых нитей на боковые силы в прямой части пути / Г. Е. Андреев // Тр./ ЛИИЖТ. – 1972. Вып. 344. – С. 25 – 60.

Андриевский, С. М. Боковой износ рельсов на кривых.- Научн. тр. / С. М. Андриевский // ЦНИИ. – 1961. – вып. 207. – С. 126.

Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3т. Т.1./ В. И.
 Анурьев; под ред. И. Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2001. 920 с.

19. Балух, Х. Диагностика верхнего строения пути / Х. Балух. – М.: Транспорт.
– 1981. – С. 414.

20. Бартенев, Г. М., Статическое сжатие резиновых плоских кольцевых прокладок / Г. М. Бартенев и др. – «Докл. АН СССР», т. 93. – 1953. – С. 56 – 78.

21. Басилов В. В. Справочник инженера-путейца / Басилов В. В, М. А. Чернышева. Т. 1. «Транспорт», 1972, 768 с.

22. Беляев, А.И. Как устранить преждевременный износ бандажей подвижного состава / А.И. Беляев, Ю.В. Емельянов, В.Л. Шишакин // Железнодорожный транспорт. – 1997. – № 1. – С. 38 – 41.

23. Бендат, Дис., Измерение и анализ случайных процессов / Дис. Бендат, А. Пирсол. – М.: Мир, 1974. – 464 с.

24. Бжицкий, В.Н. Износ бандажей и рельсов можно снизить / В.Н. Бжицкий // Локомотив. – 1993. – № 7. – С. 2 – 3.

25. Бирюков, И.В. Механическая часть тягового подвижного состава: Учебник для вузов ж.-д. трансп. /И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак и др.; Под ред. И.В. Бирюкова. – М.: Транспорт, 2013. – 440 с.

26. Блехман, И. И. Синхронизация в природе и технике / И. И. Блехман. – М.: Наука, 1981. – 351 с.

27. Блинова, З.А. Амортизаторы с резиновыми деталями для подвижного состава / З.А. Блинова, Л.Е. Винницкий, Г.М. Деркасов // Всесоюзное издательскополиграфическое объединение МПС, 1962. – 24 с.

Богданов, В.М. Снижение интенсивности износа гребней колес и бокового износа рельсов / В.М. Богданов // Железнодорожный транспорт. – 1992. – №12. – С. 30 – 34.

29. Бороненко, Ю.П Кусочно-непрерывное измерение сил между колесом и рельсом по касательным напряжениям в двух сечениях рельса / Ю.П. Бороненко, Р.В. Рахимов, А.А. Петров // Транспорт Российской Федерации. –2018. – № 3 (76). – С. 58-64.

30. Буйносов, А.П. Влияние разности диаметров колёсных пар на их износ с учётом средств технической диагностики / А.П. Буйносов, К.А. Стаценко // Сбор-

ник трудов "Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте", ЧИПС УрГУПС. Челябинск, 2002. – С. 24 – 33.

31. Буйносов, А.П. Влияние условий эксплуатации на износ бандажей / А.П.
Буйносов // Локомотив. – 1995. – № 1. – С. 33 – 34.

32. Буйносов, А.П. Влияние чистоты обработки сопрягаемых поверхностей "бандаж-обод" на ослабление посадки бандажей колесных пар / А.П. Буйносов // Передовой производственный опыт и научно-технические достижения в тяжелом машиностроении: Реф. сб./ ЦНИИТЭИ тяжмаш. 1991. 15-1-91-06. С. 12-18.

33. Буйносов, А.П. Износ бандажей и рельсов: причины и возможности сокращения / А.П. Буйносов // Железнодорожный транспорт. – 1994. – № 10. – С. 39 – 41.

34. Буйносов, А.П. Исследование величины овальности бандажей колесных пар электровозов / А.П. Буйносов, К.А. Стаценко // Материалы научно - технической конференции, посвященной 125-летию Свердловской железной дороги: Екатеринбург: УрГУПС, 2003. – С. 264 – 266.

 Буйносов, А.П. Повышение ресурса бандажей колёсных пар электровозов в условиях эксплуатации: Дисс.канд. техн. наук: 05.22.07. Защищена 04.12.92.; Утв. 05.06.93 г.-. М.: 1992 – 214 с.

36. Буйносов, А.П. Повышение ресурса бандажей колёсных пар электровозов в условиях эксплуатации: Дисс...канд. техн. наук: 05.22.07. Защищена 04.12.92.; утв.05.06.93 г.-.М.:1992. 214 с.

37. Буйносов, А.П. Расчёт оценки разности диаметров бандажей колёсных пар электровозов / А.П. Буйносов, К.А. Стаценко // Тезисы докладов Российской школы по проблемам науки и технологий. - Миасс, МНУЦ, 2002. С 61 – 62.

38. Буйносов, А.П. Снизить интенсивность износа гребней / А.П. Буйносов // Локомотив. – 1995. – № 6. – С. 31 – 32.

39. Бутенин, Н. В. Введение в аналитическую механику / Н. В. Бутенин. – Главная редакция физико-математической литературы издательства «Наука», 1971. – 264 с. 40. Бухарин, М.Н. Снижаем боковой износ рельсов и вертикальный подрез гребней (Опыт Южно-Уральской ж.д.) / М.Н. Бухарин // Локомотив. – 1993. –№ 8. – С. 27 – 28.

41. Бухин, М.В. Вагоны со свободновращающимися колесами / М.В. Бухин //Железнодорожный транспорт, 1965. – №2. – С. 94–95.

42. Вакуленко, С.П. Высокоскоростная магистраль Санкт-Петербург – Москва: проблемы и перспективы / С.П. Вакуленко, А.В. Колин // Железнодорожный транспорт, 2006. – №6. – С. 47-51.

43. Вербек, Г. Современное представление о сцеплении и его использовании / Г. Вербек // Железные дороги мира. – 1974. – № 4. – С. 23–53.

44. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго,
А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.

45. Вериго, М. Ф. Динамические исследования пути и корректировка правил расчета железнодорожного пути на прочность / М. Ф.Вериго, С. С. Крепкогорский // Тр. ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1978. Вып. 466. – С. 3 – 51.

46. Вериго, М. Ф. Основные принципиальные положения разработки новых правил расчета железнодорожного пути на прочность с использованием ЭВМ / М. Ф. Вериго // Тр./ ВНИИЖТ. – 1967. – вып. 347. – С. 106 – 150.

47. Вериго, М. Ф. Основные требования к подвижному составу по воздействию на путь / М. Ф. Вериго, С. С. Крепкогорский // Науч. тр. ВНИИЖТ, 1962. – вып. 248. – С. 210 – 302.

48. Вериго, М.Ф. Причины роста интенсивности бокового износа рельсов и гребней колес / Вериго М.Ф. – М., Транспорт, 1992. 56 с.

49. Вершинский, С. В. Динамика вагона / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, И.
И. Челноков // Учебник для вузов ж.-д. транспорта. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.:
Транспорт, 1978. – 352 с.

50. Вершинский, С. В. Обеспечение безопасности движения при скорости грузовых поездов 25 м/с. / С. В. Вершинский, К. А. Сергеев, А. Д. Хамоев // Тр./ ВНИИЖТ. – Вып. 639. – С. 24 – 32. 51. Власов, В. З. Балки, плиты и оболочки на упругом основании / В. З. Власов,
Н. Н. Леонтьев. – М.: Физматгиз, 1960. – 402 с.

52. Возникновение и оценка динамического взаимодействия груза и вагона // Современные Технологии. Системный Анализ. Моделирование. 2018. № 1 (57). С. 8–15.

Вромберг, Е. М. Взаимодействие пути и подвижного состава / Е. М. Бромберг, М. Ф. Вериго, В. Н. Данилов, М. А. Фришман. — М.: Трансжелдориздат, 1956. – 280 с.

54. Выгодский, М. Я. Справочник по высшей математике / М. Я. Выгодский. – М.: 1977. – 872 с.

55. Галиев, И. И. О движении колесной пары по неравноупругому пути / И. И. Галиев, В. А. Нехаев // Взаимодействие подвижного состава и пути, динамика ло-комотива и вагонов/ Темат. сб. науч. тр. – Омск, 1981.– С. 48 – 57.

56. Галиев, И.И. Тележки грузовых вагонов: переход к новому поколению / И.И. Галиев, В.А.Нехаев, В.А. Николаев // Железнодорожный транспорт, 2006. – №5. – С. 55 – 58.

57. Гальченко, А. А. О характере функции прогибов бесконечной балки, полученных при использовании различных изделий основания / А. А. Гальченко // Тр./ ДИИТ, 1980. – Вып. 210/27. – С. 132 – 138.

 Ганиев, Р. Ф. Колебания твердых тел / Р. Ф. Ганиев, В. О. Кононенко. – М.: Наука, 1976. – 430 с.

59. Ганиев, Р. Ф. Об измерении пространственных колебаний твердого тела / Р.
Ф. Ганиев, В. Г. Крамарев, А. П. Кононов // Прикладная механика. – Т. 3, 1967. –
Вып. 12. – С. 42 – 75.

 60. Гасанов, А. И. О приведенной массе пути / А. И. Гасанов // Вестник ВНИИЖТ, 1968. – № 6. – С. 52 – 54.

61. Гель, Г. Д. Определение напряжений в пластической области по распределению твердости / Г. Д. Дель. – М., «Машиностроение», 1971. –194 с.

62. Глухов, В.И. Методика технических измерений в машиностроении: Учебное пособие для вузов / В.И. Глухов. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2001. – 248 с.

63. Голубенко, А.Л. Зацепление колеса з рейков: Монографія / А.Л. Голубенко.
– К.: Фірма «ВіПОЛ», 1983, – 448 с. – Рос. мовою.

64. Голунов, В.Т. Срок службы железнодорожных колес / В.Т. Голунов // Железные дороги мира, 2003. – №7. – С.47 – 52.

65. Горелик, Б.М. К вопросу о выборе и назначении допускаемых напряжений и деформаций для резиновых деталей машин / Б.М. Горелик // Каучук и резина. – 1967. – № 3. – С. 27 – 31.

66. Горонович, П. И. О целесообразности применения свободновращающихся колес в ходовой части железнодорожных экипажей / П. И. Горонович и др. // Ло-комотивостроение, Харьков, 1972. – С. 20 – 26.

67. ГОСТ4835-80 Колесные пары для вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524) мм. Технические условия.

68. Грановский, В. А. Динамические измерения основы метрологического обеспечения / В. А. Грановский. – Л.: Энергоиздат, 1984. – 214 с.

69. Грановский, Р. Б. Моделирование задачи о движении экипажа по инерционному пути / Р. Б. Грановский, И. А. Литвин // Некоторые задачи механики скоростного транспорта. – Киев: Наукова думка, 1970. – С. 80 – 87.

70. Грачева Л.О., Певзнер В.О., Анисимов П.С. Экспериментальные исследования грузовых вагонов с максимальными износами ходовой части при наличии отступлений от норм в содержании пути // ВНИИЖТ. 1947. № 519. С. 175–188.

71. Грачева, Л. О. Взаимодействие вагонов и железнодорожного пути / Л. О. Грачева // Тр./ ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1968. – Вып. 356. – 207 с.

72. Грачева, Л. О. Влияние неровностей в кривых участках пути на динамику и воздействие на путь грузовых вагонов при различном состоянии тележек / Л. О. Грачева, В. О. Певзнер, П. С. Анисимов // Тр./ ВНИИЖТ, 1976. – Вып. 549. – С. 26 – 47.

73. Грачева, Л. О. Показатели динамики и воздействия на путь грузовых четырехосных вагонов при различных износах тележек и отступления от норм содержания в прямых участках пути / Л. О. Грачева, В. О. Певзнер, П. С. Анисимов // Тр./ ВНИИЖТ, 1976. – Вып. 549. – С. 4 – 25. 74. Е.Т. Григорьев. Расчет и конструирование резиновых амортизаторов. Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы.
 М.- 1960. 156 с.

75. Данилов, В. Н. Динамические расчетные характеристики железнодорожного пути в линейчатых схемах для вертикальной плоскости / В. Н. Данилов, В. Ф. Яковлев, В. И. Полетаев, А. И. Саутин // Вестник ВНИИЖТ, 1974. – № 16. – С. 37 – 41.

76. Данилов, В. Н. Железнодорожный путь и его взаимодействие с подвижным составом / В. Н. Данилов. – М.: Трансжелдориздат, 1961. – 112 с.

77. Данович, В. Д. О связи между параметрами континуальной и дискретной моделей пути / В. Д. Данович // Исследование взаимодействия пути и подвижного состава. – Науч. тр. ДИИТ. – Вып. 198/20. – С. 45 – 50.

Данович, В. Л. Пространственные колебания грузового вагона при движении по пути с детерминированными и случайными неровностями / В. Л. Данович,
 Р. С. Липовский, Р. Б. Грановский // Механика надземного транспорта. – Киев: Наукова думка, 1977. – С. 37 – 41.

79. Данович, В. Л. Пространство колебания двухосного скоростного вагона на инерционном (по В. В. Власову) основании / В. Л. Данович, Е. Ю. Трубицкая // Некоторые задачи механики скоростного рельсового транспорта. – Киев: Наукова думка, 1973. – С. 102 – 116.

80. Демин, Ю. В. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей / Ю. В. Демин, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко и др. – Киев: Наукова думка, 1984.
151 с.

Демкин, Н.Б. Фактическая площадь касания твердых поверхностей / Н.Б.
 Демкин. – М.: Изд. АН. СССР, 1962. – 110 с.

 Диментберг, М. Ф. Нелинейные стохастические задачи механических колебаний / Диментберг М. Φ. – М.: Наука, 1980. – 368 с.

83. Динамика и прочность перспективных вагонов// Тр./ ВНИИЖТ. - М.: Транспорт, 1976. Вып. 548. 179 с.

84. Еазава Е. К. Измерение неровностей пути инерционным методом смещения в середине хорды // Железные дороги мира. 2004. №8. С. 63-68.

85. Евстратов, А. С. Динамические нагрузки экипажа тепловоза от колебаний необрессоренных частей и их уменьшение / А. С. Евстратов. – М.: ВНИКТИ 1983. – 376. с.

 Евстратов, А. С. Улучшение воздействия тележек тепловоза ТЭ-3 на путь в кривых / А. С. Евстратов. – М.: ГОСИНТИ, 1958. – 39. с.

87. Евстратов, А. С. Экипажные части тепловозов / А. С. Евстратов. – М.: Машиностроение, 1987. – 134. с.

88. Ершков, О. П. Анализ накопленных остаточных деформаций рельсовых нитей в профиле и плане / О. П. Ершков, А. А. Ильяшенко, Е. Д. Ткачев, Б. С. Шинкарев // Тр./ ВНИИЖТ, 1980. – Вып. 628. – С. 50 – 67.

89. Ершков, О. П. Вопросы подготовки железнодорожного пути к высоким скоростям движения / О. П. Ершков // Тр./ ВНИИЖТ, 1959. – Вып. 176. – 122 с.

90. Ершков, О. П. Горизонтальные поперечные силы, действующие на путь в железнодорожных кривых при прохождении подвижного состава / О. П. Ершков // М./ ВНИИЖТ, 1966. – 32 с.

91. Ершков, О. П. Построение графиков удельных характеристик и графиков паспортов вписывания железнодорожных экипажей в кривые / О. П. Ершков // Тр./ ВНИИЖТ, 1963. – Вып. 268. – С. 34 – 56.

92. Ершков, О. П. Причины и характер расстройств рельсовой колеи железнодорожного пути и особенности его проверки / О. П. Ершков, Б. Н. Евдаев, Г. П. Влагенкова, М. Г. Зак // Тр./ ВНИИЖТ, 1980. – Вып. 628. – С. 5 – 41.

93. Ершков, О. П. Расчет поперечных горизонтальных сил в кривых / О. П. Ершков // Тр./ ВНИИЖТ, 1966. – 235 с.

94. Желнин, Г. Г. Боковые силы, действующие на путь при виляющем движении экипажей / Г. Г. Желнин // Вестник ВНИИЖТ, 1964. – № 8. – С. 7 – 9.

95. Жеребков, С. К. Крепление резины к металлам / С. К. Жеребков // Госхимиздат, 1956. – 57 с. 96. Зайцев, А. Т. Расчет железнодорожного пути на вертикальную динамическую нагрузку / А. Т. Зайцев // Тр./ ВНИИЖТ, 1973. – Вып. 502. – 78 с.

97. Зак, М. Г. Теоретический анализ влияния расстройств рельсовой колеи на динамическое воздействие подвижного состава и пути и оценка неравножесткости рельсовых нитей / М. Г. Зак, О. П. Ершков, Е. Д. Ткалов // Тр./ ВНИИЖТ, 1980. – Вып. 628. – С. 67 – 101.

98. Зензинов, Б. Н. Измерение кривизны рельсовых нитей инерционным устройством / Б. Н. Зензинов // Вестник ВНИИЖТ, 1981. – № 1. – С. 52 – 56.

99. Иванов А.В. Конструкция и динамика тепловоза/ А.В. Иванов. – М.: Транспорт, 1974. – 332 с.

100. Иванов, В.Н. Экспериментальное определение оценок вероятностных характеристик случайного процесса вертикальной нагрузки колеса и колесной пары на путь / В.Н. Иванов, А.И. Беляев // Исследование работы узлов и деталей тепловоза и совершенствование их конструкций: Межвуз. сб, науч. трудов Моск, ин-та инк. ж.-д. транспорта. - М., 1979. – Вып.627. – С. 66-76.

101. Игнатенко, В. П. Определение динамических характеристик железнодорожных экипажей в горизонтальной плоскости на прямых участках пути / В. П. Игнатенко, С. М. Куценко, В. А. Слащев // Науч. тр./ Харьковский политехнический ин-т, 1972. – Вып. 2. № 65. Локомотивостроение. – С. 24 – 28.

102. Иккол, В. С. О взаимодействии скоростного рельсового экипажа и пути/ В. С. Иккол, И. А. Литвин, Е. Ю. Трубицкая// Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта. – Киев: Наукова думка, 1976. – С. 34 – 45.

103. Инструкция по расшифровке лент и оценке состояния рельсовой колеи по показаниям путеизмерительного вагона ЦНИИ – 2 и мерам по обеспечению безопасности движения поездов. ЦП-515: утв. от 30.06.99 / М - во путей сообщения Российской Федерации. – М.: Транспорт, 1999. 89 с.

104. Инструкция по текущему содержанию железнодорожного пути с изменениями и дополнениями в соответствии с Указанием МПС России №С-950. ЦП-774 (23456789): утв. от 30.05.00 / М - во путей сообщения Российской Федерации.– М.: Транспорт, 2000. 135 с. 105. Инструкция по формированию, ремонту и содержанию колесных пар тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм с изменениями и дополнениями, утвержденными указанием МПС России от 23.08.2000 № К-2273у: ЦТ/329. - М.: Транспорт, 2000. 78 с.

106. Исаев, И. П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами / И. П. Исаев, Ю. М. Лужнов. — М.: Машиностроение, 1985. – 240 с.

107. Исаев, И. П. Случайные факторы и коэффициент сцепления / И. П. Исаев.–
 М.: Транспорт, 1970. – 147 с.

108. Исследование взаимодействия подвижного состава и пути с целью установления причин подреза гребней колесных пар электровоза ВЛ10у и предупреждение этого явления: /Отчет о НИР / Омский институт железнодорожного транспорта; Руководитель М.П. Пахомов. № Г.Р 0184.0031648; Инв. № 0286. 035612. Омск, 1985. 109 с.

109. Исследование взаимодействия подвижного состава и пути с целью установления причин подреза гребней колесных пар электровозов ВЛ10у и предупреждения этого явления: Отчет о НИР / Омский институт железнодорожного транспорта ; Руководитель М.П. Пахомов. № ГР 81016542;; Инв. № 1991. Омск, 1980.

110. Исследование динамики и прочности вагонов/ Под ред. С. И. Соколова. –
 М.: Машиностроение, 1976. 224 с.

111. Исследование динамических свойств электровозов при внедрении электрической тяги. Изучение и оценка уровня горизонтальной и вертикальной динамики тепловозов и электровозов на Забайкальской железной дороге: Отчет о НИР (заключительный)/ Отчет о НИР / Омский институт железнодорожного транспорта ; Руководитель М.П. Пахомов. № ГР 73005445; Инв. № 1941. Омск, 1977. 167 с.

112. Исследование путей повышения провозной способности Забайкальской железной дороги: Отчет о НИР (заключительный)/ Отчет о НИР / Омский институт железнодорожного транспорта ; Руководитель М.П. Пахомов. № ГР 81017842; Инв. № 2040 .Омск, 1983. 156 с.

113. Казаков, И. Е. Статистическая теория систем управления в пространстве состояний / И. Е. Казаков – М.: Наука, 1975. – 432 с. 114. Камаев, А.А. Воздействие на путь в круговых кривых тележек со свободно вращающимися колесами / А.А. Камаев, М. И. Сорока, Ф. И. Колпаков // Динамика подвижного состава железных дорог: науч. труды Брянского ин-та трансп. маш-ния. Брянск, 1971. – Вып. 23. – С.156 – 159.

115. Каменев, Н. Н. Эффективное использование песка для тяги поездов / Н. Н. Каменев // Тр. ЦНИИ МПС. М.: Транспорт, 1968. – С 25–37.

116. Каргин, В.А. Релаксационные явления в полимерах / В.А. Каргин. – Л.; Химия, 1972. – 373 с.

117. Кирилюк, К.Х. Прочность насадки бандажей колёсных пар (влияние технологии обработки посадочных поверхностей): Дис. канд. техн. наук: 05.22.07; Утв. 01.07.54; Хс13. - Томск, 1953. –165 с.

118. Кобызев, В. К. Коренное улучшение технологии прокатки железнодорожных рельсов / В. К. Кобызев, Д. С. Качурин, Л.Малентьев // Сталь, 1976. – № 2. – С. 146 – 149.

119. Коган, А. Я. Вертикальные динамические силы, действующие на путь / А.
Я. Коган // Тр./ ВНИИЖТ, 1969. – Вып. 402. – 206 с.

120. Коловский, М. 3. Динамика машин / М. 3. Коловский. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 263 с.

121. Коротенко, М. Л. Исследование устойчивости движения рельсовых экипажей и определение их рациональных параметров. – Автореф. дисс. на соискание учен. степ. доктора тенх. наук, ДИИТ, 1974. – 34 с.

122. Костецкий, Б. И. Структурно-энергетическая теория трения, смазки и износа
/ Б. И. Костецкий // Надежность и долговечность машин и сооружений. 1986. – №
9. – С. 3 — 11.

123. Кравченко, Н. Д. Об условиях взаимодействия элементов пути в поперечногоризонтальном направлении / Н. Д. Кравченко // Вестник ВНИИЖТ, 1973. – № 2. – С. 39 – 41.

124. Крагельский, И В. Фрикционные автоколебания / И В. Крагельский, Н. В. Гиттис. – М.: Наука, 1987. – 171 с.

125. Крейнис, З. Л. Анализ спектрального состава очертаний рельсовых нитей в плане / З. Л. Крейнис, Л. В. Зеленая // Тр./ ВЗИИТ, 1979. – Вып. 99. –С. 36 – 50.

126. Крейнис, З. Л. Спектральные характеристики очертаний рельсовых нитей в плане / З. Л. Крейнис // Тр./ ДИИТ, 1980. – Вып. 209/22. – С. 35 – 39.

127. Крейнис, З. Л. Ширина рельсовой колеи и общее состояние железнодорожного пути / З. Л. Крейнис // Тр./ ВЗИИТ, 1969. – Вып. 34. – С. 25 – 37.

128. Креттек, О. Современные достижения в исследовании проблемы сцепления
/ О. Креттек // Железные дороги мира, 1974. – № 10. – С. 3 — 16.

129. Круга, Г.К. Планирование эксперимента / Г.К. Круга. – М.: Наука, 1966.– 198 с.

130. Крысанова Л.Г. Повышение надежности работы верхнего строения пути в современных условиях эксплуатации/ Л.Г. Крысанова, М.: Интекст, 2000. 142 с.

131. Кудрявцев, Н. Н. Исследование динамики необрессоренных масс вагонов /
Н. Н. Кудрявцев // Тр./ВНИИЖТ, 1965. – Вып. 287. – 168 с.

132. Кудрявцев, Н. Н. Корреляционно-спектральный анализ вертикальных ускорений, зарегистрированных на буксе пассажирского вагона / Н. Н. Кудрявцев, Л. А. Кудрявцев // Вестник ВНИИЖТ, 1972. – № 5. – С. 16 – 20.

133. Кулагин, М. И. Волнообразный износ рельсов / М. И. Кулагин, Н. Н. Лесовицкий, Д. С. Науменко, Е. С. Овсянников. – М.: Изд-во Министерства коммунального хозяйства РСФСР, 1963. – 178 с.

134. Куприянов, Н.В. Рождение путеизмерителя / Н.В.Куприянов // Путь и путевое хозяйство, 2004. – № 05. – С 5 – 11.

135. Курасов, Д.А. Повышение долговечности бандажей колёсных пар подвижного состава / Д.А. Курасов. – М.: Транспорт, 1981. – 160 с.

136. Кучин А. А., Обрадович К. А. Оптические приборы для измерения шероховатости поверхности. – Л.: Машиностроение, 1981. 197 с.

137. Лазарян, В. А. Влияние параметров пути и тележки на силы взаимодействия / В. А. Лазарян, Р. С. Липовский, Л. А. Манашкин, В. Д. Данович, Р. Б. Грановский // Науч. тр./ ДИИТ, 1968. – Вып. 88. Исследование взаимодействия пути и подвижного состава. – С. 26 – 30.

138. Лазарян, В. А. Вынужденные колебания вагонов при движении по периодическим неровностям пути / В. А. Лазарян, В. Д. Данович, Л. А. Манашкин // Тр./ ДИИТ, 1969. – Вып. 99. – С. 26 – 31.

139. Лазарян, В. А. Динамика вагонов. Устойчивость движения и колебания / В.
 А. Лазарян. – М.: Трансжелдориздат, 1964. – 255 с.

140. Лазарян, В. А. Дифференциальные уравнения плоских колебаний экипажа, движущегося по инерционному пути / В. А. Лазарян, И. А. Литвин // Некоторые задачи механики скоростного транспорта. – Киев: Наукова думка, 1970. – С. 61 – 73.

141. Лазарян, В. А. Измерение динамического профиля пути / В. А. Лазарян, Л.
А. Манашкин и др. // Некоторые задачи механики скоростного транспорта. – Киев: Наукова думка, 1970. – 78 с.

142. Лазарян, В. А. Колебания надрессорных частей грузовых вагонов / В. А. Лазарян, В. Ф. Ушкалов // Тр./ ДИИТ, 1965. – Вып. 55. – С. 8 – 32.

143. Лазарян, В. А. О математической модели рельсового экипажа, движущегося в кривой произвольного очертания / В. А. Лазарян, М. А. Мацур, В. И. Зинченко // Некоторые задачи механики скоростного надземного транспорта. – Киев: Наукова думка, 1974. – С. 13 – 20.

144. Лазарян, В. А. О математическом моделировании движения поезда по переломам продольного профиля пути / В. А. Лазарян, С. П. Блохин // Тр./ МИИТ, 1975. – Вып. 444. – С. 83 – 123.

145. Лазарян, В. А. О стационарных режимах и устойчивости движения рельсовых экипажей в круговых кривых / В. А. Лазарян, Н. А. Радченко, В. И. Зинченко // Тр./ ДИИТ, 1976. – Вып. 182/22. – С. 3 – 14.

146. Лазарян, В. А. Экспериментальное определение характеристик неупругого сопротивления железнодорожного пути / В. А. Лазарян, М. А. Фришман, Л. Я. Воробейчик, Р. С. Липовский // Исследование взаимодействия пути и подвижного состава/ Тр./ ДИИТ, 1968. – Вып. 88. – С. 3 – 11.

147. Лазарян, В.А. Исследование устойчивости движения некоторых типов грузовых вагонов / В.А. Лазарян, М. Л. Коротенко, А. А. Львов. — Тр. ДИИТ, 1963. – вып. 44. – С. 32 — 48.

148. Ланда, П. С. Автоколебания в системах с конечным числом степеней свободы / П. С. Ланда. – М.: Наука, 1980. – 359 с.

149. Леванков, И. С. Влияние неравножесткости пути на шпалах в междушпальных пролетах на силы взаимодействия пути и подвижного состава / И. С. Леванков // Тр./ ДИИТ, 1965. – Вып. 57. – С. 63 – 79.

150. Леванков, И. С. К вопросу определения величины вертикальной силы, действующей от колеса на рельс в динамике / И. С. Леванков // Тр./ ДИИТ, 1973. – Вып. 142. – С. 95 – 103.

151. Липовский, Р. С. Определение динамических параметров пути по эксплуатационным частотным характеристикам / Р. С. Липовский, В. Л. Данович // Науч. тр./ ДИИТ, Исследование взаимодействия пути и подвижного состава, 1979. – Вып. 204/21. – С. 70 – 77.

152. Лисицын, А.Л. Базируясь на достижениях науки и высоких технологий /
 А.Л. Лисицын // Железнодорожный транспорт, 2002. – №9. – С. 2-10.

153. Логинов, В. Н. Электрические измерения механических величин / В. Н. Логинов. – М.: Энергия, 1976. – 99 с.

154. Лужнов, Ю. М. Сцепление колес с рельсами (природа и закономерности) /
Ю. М. Лужнов. – М.: Ин-текст, 2003. – 144с.

155. Лысюк, В. С. Влияние неравножесткости пути на его напряженное состояние / В. С. Лысюк // Вестник ВНИИЖТ, 1983. – № 4. – С. 41 – 43.

156. Лысюк, В. С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов. — 2-е изд., перераб. и доп / Ю. М. Лужнов. — М.: Транспорт, 2002. – 215 с.

157. Лысюк, В.С. Прочный и надежный железнодорожный путь / В.С. Лысюк,
В.Н. Сазонов, Л.В. Башкатова. — М.: ИКЦ «Академкнига», 2003. – 589 с.: ил.
I5BN 5-94628-112-7.

158. Львов, А. А. Устойчивость движения восьмиосного полувагона / А. А. Львов. — Тр. ВНИИЖТ, 1965. – вып. 296. – С. 161—190.

Майоров, Э. Г. Корреляционные функции ширины рельсовой колеи / Э. Г.
 Майоров // Тр./ ВЗИИТ, 1972. – Вып. 60. – С. 94 – 103.

160. Макеев, В. П. Статистические задачи динамики упругих конструкций / В. П. Макеев, Н. И. Граненко, Ю. С. Павлюк. – М.: Наука, 1984. – 230 с.

161. Манькин, Н. А. Вертикальные колебания экипажа, возникающие при движении по неравноупругому пути / Н. А. Манькин, И. М. Стесин, Ю. Г. Беленькая // Тр./ МИИТ, 1979. – Вып. 640. – С. 24 – 32.

162. Марье, Г. Взаимодействие пути и подвижного состава. — Тр. Науч.эксперимент. конструкт, ин-та ЦНТУ НКТ1С / Марье Г. – М.: Госжелдориздат, 1933. – вып. 2. – 336 с.

163. Медведев, Н.Ф. Анализ и некоторые причины ослабления бандажей колёсных пар электровозов / Н.Ф. Медведев // Тр. ВНИИЖТ. 1974. – Вып. 516. – С. 122 – 131.

164. Менли, Р. Анализ и обработка записей колебаний / Р. Менли. – М.: Машиностроение, 1972. – 363 с.

165. Методика НЗП – 8 от 19.05.2005 и распоряжение «Об организации работы и эксплуатации путеизмерительных тележек ПТ-7МК в путевом хозяйстве» №2464р от 03.06.2004 г. являются руководящими документами для производства измерений путеизмерительными тележками ПТ – 7МК.

166. Москва Т.З. Справочник по триботехнике/ Т.З. Москва, Варшава: Машиностроение, 1992. – 278 с.

167. Найденко, О. К. Амортизация судовых двигателей и механизмов / О. К. Найденко. – Л.: Судпромгиз, 1962. – 285 с.

168. Налимов, В.В. Теория эксперимента / В.В. Налимов. – М.: Наука, 1971. – 260с.

169. Натурный эксперимент: Информационное обеспечение экспериментальных исследований/А. Н. Белюнов, Г. М. Солодихин, В. А. Солодовников и др.; Под ред. Н. И. Баклашова. — М.: Радио и связь, 1982. 304 с. 170. Николаенко, А. А. Исследование взаимодействия пути и подвижного состава на просадках и перекосах / А. А. Николаенко // ВНИИЖТ, 1969. – Вып. 74. – С. 123 – 136.

171. Новицкий П. В. Оценка погрешностей результатов измерений / П. В. Новицкий, П. А.З ограф. – Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 242 с.

172. Об организации работы рельсошлифовальных поездов типа РШП-48 на Западно-Сибирской железной дороге : Приказ 91-Н от 24.05.2005.

173. Пановка, Я.Г. Механика деформируемого твердого тела / Я.Г. Пановка. –
М.: Наука, 1985. – 284 с.

174. Панькин, И. А. Природа силы трения твёрдых тел / И. А. Панькин // Железнодорожный транспорт. – 1992. – № 7. – С. 52 - 56.

175. Панькин, Н.А. Причины интенсивного износа гребней колёс и рельсов и пути его устранения / Панькин Н.А. // Железнодорожный транспорт. – 1991. – №11.
–С. 57 – 59.

176. Певзнер, В.О. Влияние ширины колеи / В.О. Певзнер //Железнодорожный транспорт. – 1996. – №12. – С.36-39.

177. Пат. 2135372 Российская федерация, МПК В 60 В 9/I2. Колесная пара транспортного средства / Винник Л.В., Фридберг А.М. №92022342/11 (023251) от 01.07.94. Бюл. 7 – 96.

178. Пат. 2195524 Шилер, А.В. Измеритель износа рельса / А.В. Шилер, В.В. Шилер, А.Н. Головаш, А.А. Горохов // №2195524 по заявке №20001103179 от 02.02.2001. Дата приоритета 02.02.2001.

179. Пат. № 2207250 Российская федерация, Колесо рельсового транспортного средства/ Шилер В.В., Шилер А.Н., Головаш А.Н., Рубежанский П.Н. – Опубл. в БИ, 2003, № 18.

180. Пат. 2375202 Российская Федерация, МПК В60В 17/02 В61F 13/00. Колесо рельсового транспортного средства / Галиев И.И., Белоглазова Н.А., Плосков А.В., Шилер В.В., Шилер, А.В., Шипилов П.А.; патентообладатель государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Ом-

ский государственный университет путей сообщения. – №2008127919/11; заявл. 08.07.2008; опубл. 10.12.2009, Бюл. № .34 – 4 с.

181. Пат. 2375203 Российская Федерация, МПК В60В 17/02 В61F 13/00. Профиль гребня упорного диска колеса рельсового транспортного средства / Галиев И.И., Шилер В.В., Белоглазова Н.А., Шилер, А.В., Шипилов П.А., Швецов С.В.; патентообладатель государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Омский государственный университет путей сообщения. – №2008131363/11; заявл. 29.07.2008; опубл. 10.12.2009, Бюл. № .34 – 4 с.

182. Пат. 2375204 Российская Федерация, МПК В60В 17/02 В61F 13/00. Колесо рельсового транспортного средства / Шилер В.В., Белоглазова Н.А., Горбунов П.И., Горохов А.А., Гуреев А.Н., Нехаев В.А., Шилер, А.В., Швецов С.В.; патентообладатель государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Омский государственный университет путей сообщения. – №2008131364/11; заявл. 29.07.2008; опубл. 10.12.2009, Бюл. № .34 – 4 с.

183. Пат. 2375205 Российская Федерация, МПК В60В 17/02 В61F 13/00. Колесо рельсового транспортного средства / Галиев И.И., Шилер В.В., Васякин М.В., Климович М.А., Швецов С.В., Шилер, А.В.; патентообладатель государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Омский государственный университет путей сообщения. – №2008131366/11; заявл. 29.07.2008; опубл. 10.12.2009, Бюл. № .34 – 4 с.

184. Пат. 2375206 Российская Федерация, МПК В60В 17/02 В61F 13/00. Колесо рельсового транспортного средства / Шилер В.В., Шилер, А.В., Белоглазова Н.А., Горохов А.А., Моисеенок Е.М., Плосков А.В., Саркенов С.С.; патентообладатель государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Омский государственный университет путей сообщения. – №2008131367/11; заявл. 29.07.2008; опубл. 10.12.2009, Бюл. № .34 – 4 с.

185. Пат. 2376150 Российская Федерация, МПК В60В 17/02 В61F 13/00. Колесо рельсового транспортного средства / Шилер В.В., Белоглазова Н.А., Вильгельм А.С., Привалов А.В., Швецов С.В., Шилер, А.В.; патентообладатель государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Омский государственный университет путей сообщения. – №2008131375/11; заявл. 29.07.2008; опубл. 20.12.2009, Бюл. № .35 – 4 с.

186. Пат. 2378127 Российская Федерация, МПК В60В 17/02 В61F 13/00. Поперечный профиль поверхности катания подрессоренного бандажа колеса колесной пары / Галиев И.И., Шилер В.В., Горбунов П.И., Кычаков К.А., Николаев В.А., Таловский Д.В., Шилер, А.В.; патентообладатель государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Омский государственный университет путей сообщения. – №2008131365/11; заявл. 29.07.2008; опубл. 10.01.2010, Бюл. № .1 – 5 с.

187. Пат. 2518989 Российская Федерация, МПК В60В 17/02 В61F 13/00. Колесо рельсового транспортного средства / Шилер В.В., Шилер, А.В.; патентообладатель государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Омский государственный университет путей сообщения. – №2011154291/11; заявл. 28.12.2011; опубл. 10.07.2014, Бюл. № .16 – 5 с.

188. Пат. 2522225 Российская Федерация, МПК В60В 17/02 В61F 13/00. Поперечный профиль поверхности катания подрессоренного бандажа колеса колесной пары / Шилер В.В., Шилер, А.В.; патентообладатель государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Омский государственный университет путей сообщения. – №2011154293/11; заявл. 28.12.2011; опубл. 10.07.2014, Бюл. № .19 – 6 с.

189. Пат. 2582564 Российская Федерация, МПК В60В 17/02 В61F 13/00. Уравнитель скоростей вращения упорного диска и колеса / Шилер В.В., Шилер, А.В.; патентообладатель государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Омский государственный университет путей сообщения. – №2014113878/11; заявл. 08.04.2014; опубл. 20.10.2016, Бюл. № .12 – 4 с.

190. Пат. 2687177 Шилер, А.В. Способ обнаружения и классификации сигнала в системах контроля / А.В. Шилер, В.А. Комаров, Ю.Н. Кликушин, А.А. Федотов // №2687177 от 25.05.2019 по заявке №2018126439 от 17.07.2018

191. Пахомов, М. П. Сравнительная оценка упругих параметров пути для летних и зимних дорог Сибири/ М. П. Пахомов, Н. П. Буйнова, И. И. Галиев, Г. А. Чистя-

ков и др.// Науч. тр./ Омский институт инж. ж.-д. транспорта, 1970. – Т. 225. – С. 10 – 12.

192. Пименов А. И. Механизмы настройки РЗА. – М.: Высшая школа, 1977. 218с.

193. Першин, С. П. Железнодорожный путь для высоких скоростей движения /

С. П. Першин // Путь и путевое хозяйство. – 1967. – № 31. – С. 3 – 19.

194. Пехтерев, Ф.С. Перспективы развития отрасли / Ф.С. Пехтерев // Железнодорожный транспорт. – 2004. – №04. – С. 2-6.

195. Положение о системе ведения путевого хозяйства на железных дорогах Российской Федерации. Приказ МПС №12 Ц от 16.08.1994 г., М.: МПС РФ, 1994. 50с. 196. Порцелан, А. О. Определение коэффициента адсорбционного внешнего «сухого» трения скольжения сталь по стали. Сб. тезисов XVIII научнотехнической конференции ЛИИЖТа, 1956 / Порцелан А. О. // Сб. трудов ЛИИЖТ, 1957. – вып. 154. – С 34– 46.

197. Потураев, В.Н. Прикладная механика резины / В.Н. Потураев, В.М. Дырда,И.И. Круш. – Киев: Наукова думка. – 1975. – 214 с.

198. Потураев, В.Н. Резиновые детали машин / В.Н. Потураев, В.И. Дырда. –М.: Машиностроение. – 1977. – 216 с.

199. Приказ 91-Н «Об организации работы рельсошлифовальных поездов типа РШП-48 на Западно-Сибирской железной дороге» от 24.05.2005.

200. Прочность, устойчивость, колебания: справочник. В 3 т. Т. 2 / под общ. ред.
И.А. Биргера и Я.Г. Пановка. – М.: «Машиностроение», 1968. –463 с.

201. Ромен, Ю. С. Исследование на АВМ Движения четырехосного грузового вагона с износами ходовых частей по пути с отступлениями / Ю. С. Ромен, В. Е. Николаев // Тр./ ВНИИЖТ, 1976. – Вып. 549. – С. 77 – 92.

202. Ромен, Ю. С. Определение траектории движения буксы железнодорожного экипажа / Ю. С. Ромен // Проблемы механики наземного транспорта. – Днепропетровск: Изд-во ДИИТ, 1982. – С. 88 – 90.

203. Сальман, Б.М. Технологические и эксплуатационные факторы, определяющие прочность посадки бандажей колёсных пар подвижного состава железных дорог: Дисс... канд. техн. наук: 05.22.07; Утв. 26.06.63 г.; Д-7358-63. - Ростов на Дону, 1962. 226 с.

204. Свешников А. А. Прикладные методы теории случайных функций. – М.: Наука, 1968. 723 с.

205. Сидоров И.И. Оптимизация взаимодействия колеса и рельса / И.И. Сидоров // Железные дороги мира, 2003. – №1. – С.66-70.

206. Смольянинов, А.В. Сравнительный анализ методик расчета устойчивости колесной пары от схода с рельсов / А.В. Смольянинов, А.Р. Якупов // Транспорт Урала, 2016. – № 2 (49). – С. 48-54.

207. Соболев, В. И. Техника измерений и обеспечение качества: Справочная книга / В. И. Соболев. – М.: Энергоиздат, 1983. – 462 с.

208. Соколов М. М. Динамическая нагруженность вагона / М. М. Соколов, В. Д. Хусидов, Ю. Г. Минкин. – М.: Транспорт, 1981. – 202 с.

209. Соколов М.М. Развитие путеизмерительной техники / М.М. Соколов // Железные дороги мира. – 1978. – № 9. – С. 44 – 51.

210. Соломонов, С.А. Путевые машины: Учебник для вузов ж.-д. транс./ С.А. Соломонов, М.В.Попович, В.М. Бугаенко и др. Под ред. С.А. Соломонова. — М.: Желдориздат 2000. – 756 с.

211. Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений Расчетно-теоретический / Под общ. ред. А.А. Уманского и др. М.: Государственное издательство литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1960. – 1040 с.

212. Стаценко, К.А. Влияние шероховатости посадочных поверхностей "бандаж - обод" на надёжность работы колёсных пар электровозов ВЛ11 / К.А. Стаценко // Молодые учёные - транспорту: Труды научно – технической конференции: Екатеринбург: УрГУПС, 2001. – С. 47 - 50.

213. Структурные образования в механических колебательных системах: диада как форма взаимодействия Элементов // Современные Технологии. Системный Анализ. Моделирование. 2017. № 2 (54). С. 8–14.

214. Тепляков А.Н. Пути снижения интенсивности износа гребней колёсных пар локомотивов: Дисс. канд. техн. наук: 05.22.07. Защищена 24.05.04.; Утв. 12.10.04 г. – Хабаровск, 2004. 157 с.

215. Техника измерений и обеспечения качества (справочная книга). – М.: Энергоиздат, 1983. 462 с.

216. Тихомиров, В. И. Содержание и ремонт железнодорожного пути / В. И. Тихомиров. – М.: Транспорт, 1980. – 335 с.

217. Тихомиров, В.Б. Планирование и анализ эксперимента / В.Б. Тихомиров. –
 М.: Легкая индустрия, 1974. – 262с.

218. Тишкин, Е.М. Мониторинг работы вагонного парка / Е.М. Тишкин // Железнодорожный транспорт, 2004. – № 4. – С.22 – 24.

219. Трофимов, В.М. Работа пути с железобетонными шпалами под нагрузкой / В.М. Трофимов // Тр./ МИИТ. – М.: Транспорт, 1965. – Вып. 178. – 250 с.

220. Улучшение взаимодействия подвижного состава и пути. // Железные дороги мира. 2004. №8. С. 63 – 68.

221. Ушкалов В. Ф. Случайные колебания колесных экипажей, движущихся по жесткому основанию со случайными неровностями // Вестник ВНИИЖТ. М. : ВНИИЖТ, 1971. С. 5-9.

222. Ушкалов В.Ф., Резников Л.М., Редько С.Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, С.Ф. Редько, Киев: Наукова думка, 1982. 346 с.

223. Фредерих, Ф. Сцепление колебательной системы «колесные пары— рельсы» // Leichtbahn der Verkehrsfahrzeuge. – 1972. – № 4. – С. 16.

224. Фришман М. А. Как работает путь под поездом / М.А. Фришман, М.: Транспорт, 1969. 152 с.

225. Фришман М.А., Липовский Р.С., Данович В.Д. Экспериментальное определение частотных характеристик рельсошпальной решетки// Науч. тр./ ДИИТ, 1978. Вып. 198/20. Исследование взаимодействия пути и подвижного состава. С. 3 – 11.

226. Харрис, У. Дж. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: Пер. с англ./ У. Дж. Харрис, С. М. Захаров, Дж Ландгрен, Х. Турне, В. Эберсен. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.

227. Хейман Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеи / Х. Хейман ,М.: Трансжелдориздат, 1957. 415 с.

228. Челноков, И.И. Расчет рессорного подвешивания вагонов: Учебное пособие для курсового и дипломного проектирования / И. И. Челноков, А. А. Эстлинг, Л. А. Новиков// Ленинград : [б. и.], 1968-1969. - 2 т.; 21 с.

229. Челомей В.Н. Вибрация в технике / В.Н. Челомей, Справочник, М.: Машиностроение, 1979. 193 с.

230. Чернышев, М. А. Железнодорожный путь Изд. 2-е, перераб. и доп./ М. А. Чернышев.– М.: Транспорт, 1974. – 352 с.

231. Чичинадзе А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении / А.В. Чичинадзе, М.: Наука, 1990. 191 с.

232. Чичинадзе, А.В. Основы трибологии: Учебник для технических вузов/ А. В.
Чичинадзе. – М.: Наука и техника, 1995. 234 с.

233. Чудаков Е.А. Энциклопедический справочник Машиностроение /под общ.Ред. Е.А. Чудаков и др. из 23 т., Т.1. кн. 2, Машгиз, -1947. - 356 с.

234. Чудаков Е.А. Энциклопедический справочник Машиностроение / Е.А. Чудаков, Машгиз, 1947. т.2. 356 с.

235. Шафрановский А. К. Непрерывная регистрация вертикальных и боковых сил взаимодействия колеса и рельса // Труды Всесоюзного научноисследовательского института железнодорожного транспорта. М.: Транспорт, 1965. С. 96.

236. Шаповалов Л.А. Моделирование в задачах механики элементов конструкций / Л.А. Шаповалов, М.: Машиностроение, 1990. 288 с.

237. Шахунянц Г.М. Расчеты верхнего строения пути. – М.: Трансжелдориздат, 1959. 264 с.

238. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин / В.В. Шелофаст, М.: Издательство АПМ, 2005. 472 с. 239. Шемелин Ю. Н. Статистические оценки очертаний рельсовых нитей по направлению в прямых участках железнодорожного пути// Исследование взаимодействия пути и подвижного состава. М.: М-во путей сообщенияин-т инж ж.д.трта; Всесоюзн. заочн. ин-т инж ж.д.тр-та., 1974. Вып. 67. С. 63 – 81.

240. Шемелин Ю. Н., Лебедев А. А. Расчет на ЭЦВМ рихтовки железнодорожного пути в прямых по координатам очертаний рельсовых нитей// Совершенствование конструкций и норм содержания железнодорожного пути. М.: М-во путей сообщенияин-т инж ж.д.тр-та ; Всесоюзн. заочн. ин-т инж ж.д.тр-та., 1972. Вып. 60. С. 77 – 79.

241. Шемелин, Ю. Н. Влияние ширины колеи на геометрические очертания рельсовых нитей в плане // Совершенствование конструкций и норм содержания железнодорожного пути. М.: М-во путей сообщенияин-т инж ж.д.тр-та ; Всесоюзн. заочн. ин-т инж ж.д.тр-та., 1968. С. 56-65.

242. Шестопалов В.И. О волнообразных неровностях на рельсах железных дорог 1956. № 3. С. 30–57.

243. Шилер В.В. Определение отступлений рельсовых нитей в плане координатным методом // Взаимодействие подвижного состава и пути и динамика локомотивов дорог Сибири, Дальнего востока и Крайнего севера. 1983. С. 70–74.

244. Шилер, А.В. Анализ причин образования подреза гребней бандажей колесных пар / А.В. Шилер, И.И. Галиев, В.В. Шилер // Ресурсосберегающие технологии на обособленных подразделениях Западно-Сибирской железной дороги: матер. науч.-техн. конф. – Омск: ОмГУПС, 2004.– С. 161-166.

245. Шилер, А.В. Влияние бокового износа рельсов на безопасность движения колесной пары / А.В. Шилер // Повышение динамических качеств подвижного состава и поезда: межвузовский тематический сб. науч. тр. – Омск: ОмГУПС, 2011.

246. Шилер, А.В. Исследование динамических свойств колесной пары с гибкими независимо вращающимися бандажами / А.В. Шилер, В.В. Шилер, П. А. Шипилов // Известия Транссиба. – 2011. – №4(8). – С. 69-75.

247. Шилер, А.В. К достоверности оценки состояния рельсовой колеи в плане / А.В. Шилер, В.В. Шилер // Мир транспорта. – 2018. – №5 (78). – С. 212-223.

248. Шилер, А.В. Колесная пара для железнодорожного подвижного состава с гибкими независимо вращающимися бандажами / А.В. Шилер, Т.О. Безуглый // XII Туполевские чтения: материалы международной молодежной научной конф. – Казань: КАИ, 2004.

249. Шилер, А.В. Математическая модель динамического взаимодействия колесной пары с гибкими бандажами и рельсовой колеи / А.В. Шилер, В.В. Шилер, А.Б. Кильдибеков // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2013. – № 3 (36). – С. 79-90.

250. Шилер, А.В. Математическая модель колебаний колесной пары грузового вагона с учетом пространственных неровностей / А.В. Шилер // Повышение динамических качеств подвижного состава и поезда в условиях сибирского региона: межвузовский тематический сб. науч. тр. – Омск: ОмГУПС, 2006.

251. Шилер, А.В. Моделирование и экспериментальное исследование движения колесной пары с независимым вращением кругов катания колес / А.В. Шилер, В.В. Шилер, Т.О. Безуглый, П.А. Шипилов, А.В. Плосков // Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте: сб. тр. Всероссийской науч.-техн. конф. – Красноярск, 2005.

252. Шилер, А.В. Напряженное состояние гибкого бандажа колесной пары / А.В. Шилер, В.В. Шилер, М.В. Васякин // Повышение тягово-энергетической эффективности и надежности электроподвижного состава: межвузовский тематический сб. науч. тр. – Омск: ОмГУПС, 2009.

253. Шилер, А.В. Напряженное состояние упругой прокладки обода колесной пары новой конструкции / А.В. Шилер, В.В. Шилер // Известия Транссиба. – 2013. – №2(14).

254. Шилер, А.В. Напряженное состояние элементов опорного колеса колесной пары блочной конструкции / А.В. Шилер, И.И. Галиев, В.В. Шилер // Международная Выставка - Конференция «Интерметро – 2017» «Перспективы развития метрополитенов в условиях интенсивного внедрения новых технологий. инфраструктура и подвижной состав Метрополитена»
255. Шилер, А.В. Новая конструкция колесной пары для железнодорожного подвижного состава / А.В. Шилер, В.В. Шилер, Т.О Безуглый // Динамика систем, механизмов и машин: материалы пятой международной науч.-техн. конф. – Омск: ОмГУПС, 2004.

256. Шилер, А.В. Новая конструкция колесной пары для рельсового транспорта / А.В. Шилер, В.В. Шилер // Техника железных дорог. – 2012. – №4 (20). – С. 64 – 73.

257. Шилер, А.В. Оценка эффективности шлифовки поверхности катания рельсов / А.В. Шилер // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2012. – №2 (110). – С. 111-115.

258. Шилер, А.В. Повышение энергетической эффективности производственной деятельности ОАО «РЖД» за счет внедрения новых технических и технологических решений / А.В. Шилер, Е.С. Прокофьева, В.В. Шилер // Электроника и электрооборудование транспорта. – 2018. – №6.– С. 2-4.

259. Шилер, А.В. Повышенный износ элементов в системе «Колесная пара – железнодорожный путь» / А.В. Шилер, В.В. Шилер // Экология и ресурсо- и энергосберегающие технология на предприятиях народного хозяйства: материалы IV Всероссийской науч.-техн. конф. – Пенза: Пензенский авиац. инж. ин-т., 2004.

260. Шилер, А.В. Преобразование результатов измерения геометрических неровностей рельсовой колеи в абсолютные координаты и их передача в информационные системы / А.В. Шилер // Повышение динамических качеств подвижного состава и поезда в условиях сибирского региона: межвузовский тематический сб. науч. труд. – Омск: ОмГУПС, 2003.

261. Шилер, А.В. Проблемы высокоскоростного движения и пути их решения / А.В. Шилер, В.В. Шилер, Н. А. Белоглазова // Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов: сб. Всероссийской науч.-технич. конф. с международным участием. – Омск: ОмГУПС, 2012. – С 427-434. 262. Шилер, А.В. Профиль поверхности катания опорного колеса колесного блока / А.В. Шилер, А.А. Любченко, В.В. Шилер // Динамика систем, механизмов и машин. – 2016. – С. 263-267.

263. Шилер, А.В. Разработка метода оценки безопасности движения экипажа от схода / А.В. Шилер // Lambert, Саарбрюккен, 2012.

264. Шилер, А.В. Результаты макетных испытаний колесной пары с гибкими бандажами для железнодорожного подвижного состава / А.В. Шилер, И.И. Галиев, В.В. Шилер, Т.О. Безуглый // Современные тенденции развития транспортного машиностроения и материалов: материалы IX международной науч.-техн. конф. – Пенза: ПензГТУ, 2004.

265. Шилер, А.В. Результаты макетных испытаний колесной пары с независимо вращающимися бандажами / А.В. Шилер, И.И. Галиев, В.В. Шилер, А.Н. Головаш, А.Н. Гуреев // Актуальные проблемы развития транспорта России: стратегические, региональные, технические: материалы международной науч.-техн. конф. – Ростов-на-Дону, 2004.

266. Шилер, А.В. Результаты макетных испытаний новой конструкции колесной пары для подвижного состава железных дорог / А.В. Шилер, А.Н. Головаш, В.В. Шилер, Т.О. Безуглый // Вестник Национального Украинского университета им. В.Даля. – 2005. – № 8.

267. Шилер, А.В. Результаты натурных испытаний колесной пары с независимым вращением колес колесной пары / А.В. Шилер, В.В. Шилер // Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов: материалы IV всероссийской науч.-технич. конф. с международным участием. – Омск: ОмГУПС, 2018. – С.148-152.

268. Шилер, А.В. Результаты натурных статических испытаний колесной пары блочной конструкции для грузового вагона железнодорожного транспорта / А.В. Шилер, В.В. Шилер // Техника железных дорог. – 2019. – №1 (45). – С. 84 – 88.

269. Шилер, А.В. Снижение сопротивлению движению подвижного состава при использовании развязанных колесных пар / А.В. Шилер, В.В. Шилер, А.Н. Головаш, А.Н. Гуреев // Современные тенденции в развитии и конструировании кол-

лекторных и других электромеханических преобразователей энергии: материалы восьмой всероссийской науч.-техн. конф. – Омск: ОмГУПС, 2003.

270. Шилер, А.В. Современное состояние геометрических параметров колесных пар грузовых вагонов / А.В. Шилер, И.И. Галиев, В.В. Шилер, Ю.С. Щапин // Ресурсосберегающие технологии на обособленных подразделениях Западно-Сибирской железной дороги: материалы науч.-прак. конф. – Омск: ОмГУПС, 2003.

271. Шилер, А.В. Сравнительный анализ макетных и натурных испытаний блочной колесной пары / А.В. Шилер, В.В. Шилер, И.И. Галиев, Е.Н. Пашков // Высокие технологии в современной науке и технике: сб. науч. Тр. VII Международной научно-технической конференции. – ТПУ,2018. – С 230-231.

272. Шилер, А.В. Формирование коэффициента сцепления колесной пары новой конструкции / А.В. Шилер, В.В. Шилер, М.В. Васякин, И.Э. Вознюк // Инновации для транспорта: Сб. науч. статей с международным участием в 3-х ч. – Омск: ОмГУПС, 2010. – ч. 3.

273. Шилер, А.В. Энергетическая эффективность новой конструкции колесной пары / А.В. Шилер, В.В. Шилер, К.С. Фадеев // Вестник Сибирский государственной автомобильно-дорожной академии. – 2014. – №4(38). – С. 48-56.

274. Шилер, А.В. Эффективность инновационной деятельности. Теоретические и практические аспекты на примере проекта «гибкое колесо» / А.В. Шилер, Е.А. Штеле // Инновационная экономика и общество. – 2016. – №3(13). С. 70-79.

275. Шилер, А.В. Эффективность использования колесных пар с гибкими независимо вращающимися бандажами / А.В. Шилер, Е.А. Штеле, В.О. Демченко // Экономика железных дорог. – 2014. – №7. – С. 45-53.

276. Шилер, А.В. Эффективность использования на железнодорожном транспорте инновационной колесной пары с гибкими независимо вращающимися бандажами / А.В. Шилер, Е.В. Штеле // Вестник транспорта Поволжья. – 2017. – № 1 (61). – С. 32-36.

277. Шилер, А.В. Эффективность подвижного состава с блочной конструкцией колесной пары / А.В. Шилер, В.В. Шилер // Разработка и эксплуатация электро-

технических комплексов и систем энергетики и наземного транспорта: материалы третьей международной науч.-практич. конф. – Омск: ОмГУПС, 2018. – С.152-156.

278. Яковлев В. Ф. Геометрические неровности рельсовых нитей/ В.Ф. Яковлев, И.И. Семенов // Науч. тр. ЛИИЖТа, 1964, вып. 222. С. 29 – 67.

279. Carter Frederick William, Love Augustus Edward Hough On the stability of running of locomotives // Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character. 1928. № 788 (121). C. 585–611.

280. Klingel H. Uber die Lauf der Eisenbahnuragen auf Bahn. Orgain fur die Fortschritte des Eisen-bahnwesens in techischer Beziehung, Neue Folge. XX Band, Braunschweig, 1883, no. 4, pp. 113–123

281. Shiler A. Analysis and Simulation of New Wheel Pair Construction / A. Shiler // Procedia Engineering Volume 100, 2015, Pages 1714–1723 25th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, 2014.

282. Shiler A. Assembly and dynamics tests of newly designed flexible railway wheelset / A. Shiler, I. Galiev, V. Shiler // Procedia Engineering 2016 Pages 1172–1178 26th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, 2016.

283. Shiler A. Block design of a wheelset for railway transport/ A. Shiler, I. Galiev, V.
Shiler // January 2019 MATEC Web of Conferences 265:02017 DOI: 10.1051/matecconf/201926502017

284. Shiler A. High Speed Flexible Transport System / A. Shiler, I. Galiev, A. Kildibekov, I. Kukushkin // Procedia Engineering Volume 100, 2015, Pages 1724–1731
25th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, 2014.

285. Shiler A. New wheelset design for rail transport / A. Shiler, I. Galiev, V. Shiler // Annals of DAAAM and Proceedings of the International DAAAM Symposium 2016.
286. Shiler A. Peculiarities of Clutch Forming Rails and Wheel Block Construction / A. Shiler, I. Galiev, V. Shiler // MEACS 2017 IOP Publishing, IOP Conf. Series:

Materials Science and Engineering 327 (2018) 042117 doi:10.1088/1757-899X/327/4/042117.

287. Shiler A. Tread profile of wheel pair support unit / A. Shiler, V. Shiler, A. Lyubchenko // Annals of DAAAM and Proceedings of the International DAAAM Symposium 2016.