

Федеральное государственное автономное образовательное  
учреждение высшего образования «Российский университет транспорта»



*На правах рукописи*

**ТРИФОНОВ Алексей Валерьевич**

**ВЛИЯНИЕ ТРИБОЛОГИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РЕЛЬСОВ  
НА ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕС ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ПУТИ**

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Диссертация  
на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук, профессор  
**КОССОВ Валерий Семенович**

Москва – 2019

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ .....</b>	<b>5</b>
<b>1 СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ПУТИ.....</b>	<b>11</b>
1.1 Анализ исследований взаимодействия железнодорожного экипажа и пути	11
1.2 Анализ исследований влияния трибологического состояния контактных поверхностей в системе «колесо-рельс» на взаимодействие колес подвижного состава и рельсов .....	23
1.3 Исследования по методам контроля трибологического состояния рельсов	30
1.4 Выводы по разделу 1 .....	37
<b>2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ПУТИ .....</b>	<b>39</b>
2.1 Математическая модель пространственных колебаний грузового тепловоза при движении по участкам пути произвольного очертания в плане .....	39
2.2 Математическая модель пространственных колебаний грузового вагона при движении по участкам пути произвольного очертания в плане .....	61
2.3 Исследование влияния трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами на взаимодействие подвижного состава и пути методом компьютерного моделирования .....	66
2.3.1 Влияние трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами на взаимодействие грузового тепловоза и пути .....	69
2.3.2 Влияния трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами на взаимодействие грузового вагона и пути .....	82
2.4 Определение рациональных коэффициентов трения в точках контакта колес подвижного состава с рельсами .....	94
2.5 Взаимодействие подвижного состава и пути при рациональных коэффициентах трения в точках контакта колес подвижного состава с рельсами.....	113
2.6 Выводы по разделу 2 .....	121
<b>3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ТРИБОЛОГИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ В ТОЧКАХ КОНТАКТА КОЛЕС ПОДВИЖНОГО СОСТАВА С РЕЛЬСАМИ НА ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ПУТИ .....</b>	<b>123</b>
3.1 Методика экспериментальных исследований .....	123
3.2 Экспериментальные исследования бокового воздействия на путь подвижного состава при различных трибологических состояниях в точках контакта колес подвижного состава с рельсами .....	125
3.3 Выводы по разделу 3 .....	135

#### **4 ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПО УПРАВЛЕНИЮ ТРИБОЛОГИЧЕСКИМ СОСТОЯНИЕМ МЕЖДУ КОЛЕСАМИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И РЕЛЬСАМИ ..... 136**

- 4.1 Концепция и технические решения универсального всепогодного рельсосмазывающего устройства ..... 136
- 4.2 Смазочные материалы для управления трибологическим состоянием контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами. 150
  - 4.2.1 Технические требования к смазочным материалам для управления трибологическим состоянием контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами ..... 150
  - 4.2.2 Техническое решение по смазочному материалу для управления трибологическим состоянием контактных поверхностей между колесами подвижного состава с рельсами..... 151
- 4.3 Технология лубрикации рельсов тяговым локомотивом в составе поезда 152
- 4.4 Выводы по разделу 4 ..... 155

#### **5 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО УПРАВЛЕНИЮ ТРИБОЛОГИЧЕСКИМ СОСТОЯНИЕМ МЕЖДУ КОЛЕСАМИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА С РЕЛЬСАМИ..... 156**

- 5.1 Методика расчета годовых эксплуатационных расходов при применении вагона-рельсосмазывателя для лубрикации рельсов ..... 156
- 5.2 Расчет экономической эффективности вагона-рельсосмазывателя..... 160
  - 5.2.1 Расчет экономии годовых эксплуатационных затрат от сокращения расходов на замену рельсов..... 161
  - 5.2.2 Сокращение энергетических расходов на тягу поездов за счет уменьшения сопротивления движению подвижного состава ..... 165
  - 5.2.3 Сокращение расходов на обточку колесных пар локомотивов по износу гребня ..... 167
  - 5.2.4 Сокращение расходов на ремонт вагонов по износу гребней колес ..... 168
  - 5.2.5 Суммарная экономия эксплуатационных расходов ..... 169
- 5.3 Расчет дополнительных эксплуатационных расходов на содержание вагона-рельсосмазывателя ..... 169
  - 5.3.1 Расходы на техническое обслуживание и ремонт пассажирского вагона на котором установлено рельсосмазывающее оборудование ..... 170
  - 5.3.2 Расходы на электроэнергию при перемещении вагона-рельсосмазывателя по участку в составе пассажирского поезда..... 171
  - 5.3.3 Расходы на закупку смазочного материала для лубрикации рельсов ..... 172
  - 5.3.4 Расходы на техническое обслуживание и ремонт рельсосмазывающего оборудования..... 172
  - 5.3.5 Суммарные дополнительные эксплуатационные расходы на содержание вагона-рельсосмазывателя ..... 174
- 5.4 Суммарная экономия годовых эксплуатационных расходов от применения вагона-рельсосмазывателя (годовой эффект) ..... 174
  - 5.4.1 Расчет интегрального экономического эффекта (чистого дисконтированного дохода) и срока окупаемости затрат..... 174
- 5.5 Выводы по разделу 5 ..... 176

#### **ЗАКЛЮЧЕНИЕ ..... 178**

<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....</b>	<b>178</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ А (справочное) Результаты моделирования движения подвижного состава .....</b>	<b>202</b>

## ВВЕДЕНИЕ

### **Актуальность темы исследования**

Важнейшие приоритеты для ОАО "РЖД" – «освоение перспективного поездопотока при гарантированной безопасности движения и повышение эффективности работы на основе оптимизации взаимодействия служб пути и подвижного состава» [100].

Взаимодействие колес подвижного состава и рельсов – основополагающий физический процесс при движении вагонов, локомотивов и поездов по железным дорогам. «Условия взаимодействия в системе "колесо-рельс" оказывают существенное влияние на сроки службы и организацию содержания основных устройств пути и подвижного состава, на эксплуатационные затраты железных дорог» [31].

«Актуальность многочисленных исследований по проблеме взаимодействия колес подвижного состава и рельсов, выполненных в России и за рубежом, а также продолжающихся в настоящее время, обусловлена тем, что эта проблема, кроме чисто экономического аспекта (потери энергетических ресурсов на преодоление сопротивления движению, износ колес, рельсов и т. п.), тесно связана с безопасностью движения на железнодорожном транспорте» [118].

Представляемая работа является развитием системного подхода к научным исследованиям по обеспечению устойчивого взаимодействия в системе «колесо-рельс» в рамках реализации основных направлений «Стратегии развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года».

### **Степень разработанности темы**

Развитию науки взаимодействия подвижного состава и пути и исследованиям в области снижения износа колес и рельсов посвящены научные труды и публикации таких российских и зарубежных ученых как А.А. Камаев, А.Н. Савоськин, А.Я. Коган, В. Гарг, В. Кик, В.А. Камаев, В.А. Лазарян, В.Б. Медель, В.В. Шаповалов, В.Д. Данович, В.Д. Хусидов, В.Н. Данилов, В.Н. Иванов, В.Н. Филиппов, В.С. Коссов, В.Ф. Ушкалов, Д.П. Марков, Е.П. Блохин, И. Калкер, И.В. Бирюков, И.П. Исаев, Л.О. Грачева, М.Л. Коротенко, М.М. Соколов, М.Ф. Вериги,

Н.А. Панькин, О. Креттек, О.П. Ершков, Р. Жоли, С.В. Вершинский, С.М. Андриевский, С.М. Куценко, Т.А. Тибилов, Ф. Картер, Ф. Фредерих Ю.М. Лужнов, Ю.С. Ромен и многих других.

В последние годы проблеме взаимодействия подвижного состава и пути и исследованиям в области снижения износа колес и рельсов уделялось большое внимание. В качестве первоочередной и наиболее быстро реализуемой меры по улучшению взаимодействия колес подвижного состава и рельсов в странах Европы, Америки, а также в России была выбрана лубрикация боковой поверхности головки рельсов.

Вопрос влияния лубрикации на взаимодействие колес подвижного состава и рельсов становится еще более актуальным после опытов, выполненных на железных дорогах Северной Америки по смазыванию наряду с боковой поверхностью и поверхности катания внутреннего рельса т.е применение комбинированной лубрикации, а также одновременному смазыванию поверхностей катания наружного и внутреннего рельсов (TOR) и TOR в сочетании нанесения смазочного материала на боковую грань головки наружного рельса. В результате этих экспериментов получено ожидаемое снижение бокового воздействия колес подвижного состава на рельсы в кривых.

Существует потребность в определении варианта трибологического состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами в кривых обеспечивающий наилучшее взаимодействие колес подвижного состава и рельсов «по критериям снижения бокового воздействия колес подвижного состава на рельсы, факторов износа и соответственно определение диапазона рациональных коэффициентов трения на контактных поверхностях» [118] между колесами подвижного состава и рельсами в кривых по условиям реализации тяги и торможения подвижного состава.

### **Цели и задачи**

На основании исследований влияния трибологического состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами на взаимодействие колес подвижного состава и пути разработать рекомендации и технические

решения в области контроля трения в зонах контактов колеса и рельса с применением рельсосмазывающего устройства устанавливаемого на различные типы подвижного состава.

Для достижения поставленной цели автор ставит и решает следующие задачи:

– теоретическое и экспериментальное исследования влияния трибологического состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами на взаимодействие колес подвижного состава и пути;

– определение рациональных коэффициентов трения на контактных поверхностях между колесами подвижного состава и рельсами в кривых по условиям реализации тяги, торможения и снижения бокового воздействия на путь подвижного состава;

– разработка и внедрение технических решений в области контроля трения в контакте колеса и рельса с целью управления трением во взаимодействии колес подвижного состава с рельсами.

### **Научная новизна**

1 С использованием разработанных математических моделей пространственных колебаний секции движения грузового тепловоза и грузового вагона, позволяющих учитывать трибологическое состояние контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами, исследовано влияние различных вариантов трибологического состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами на взаимодействие колес подвижного состава и рельсов. На основании анализа полученных результатов предложен вариант трибологического состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами в кривых обеспечивающий наиболее эффективное взаимодействие колес подвижного состава и рельсов по критериям снижения бокового воздействия колес подвижного состава на рельсы и факторов износа.

2 Предложен диапазон рациональных значений коэффициентов трения на контактных поверхностях между колесами подвижного состава и рельсами в кривых по условиям реализации тяги и торможения подвижного состава.

3 Обосновано возникновение эффекта снижения момента, препятствующего повороту первой колесной пары и тележки в кривой от применения комбинированной лубрикации рельсов.

4 Предложены, на уровне изобретений технические решения всепогодного рельсосмазывающего устройства, в том числе для применения комбинированной лубрикации, для нанесения различных типов смазочных материалов с возможностью установки на различные типы подвижного состава.

### **Теоретическая и практическая значимость работы**

Теоретическая значимость диссертационного исследования заключается в разработке теоретических положений влияния трибологического состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами на взаимодействие колес подвижного состава и рельсов в результате которых предложены рациональные коэффициенты трения на контактных поверхностях между колесами подвижного состава и рельсами в кривых по условиям реализации тяги и торможения подвижного состава.

Практическая значимость заключается в том, что в результате проведенных исследований разработаны и внедрены технические решения в области контроля трения в контакте колеса и рельса обеспечивающие снижение энергетических затрат на тягу поездов, снижение эксплуатационных расходов на замену рельсов и обточки колесных пар подвижного состава.

### **Методология и методы исследования**

В настоящей диссертации использованы общелогические и эмпирические методы исследования. Общелогические методы представлены компьютерным моделированием процессов взаимодействия колес подвижного состава и рельсов при различных трибологических состояниях контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами, теоретическим анализом, сопоставлением с результатами натурных испытаний и обобщением данных, а эмпирические – сравнительными испытаниями по взаимодействию колес подвижного состава и рельсов при различных трибологических состояниях контактных поверхностей между

колесами подвижного состава и рельсами, регистрацией и анализом физических процессов с помощью специальных измерительно-вычислительных средств.

### **Положения, выносимые на защиту:**

– обоснование выбора наиболее эффективного варианта трибологического состояния на контактных поверхностях между колесами подвижного состава и рельсами по критериям снижения бокового воздействия колес подвижного состава на рельсы и факторов износа;

– обоснование диапазона значений коэффициентов трения на контактных поверхностях между колесами подвижного состава и рельсами в кривых участках пути по условиям реализации тяги и торможения подвижного состава;

– обоснование возникновения эффекта снижения момента, препятствующего повороту первой колесной пары и тележки в кривом участке пути от применения комбинированной лубрикации рельсов;

– патентноспособные технические решения для использования результатов исследования в области контроля трения в контакте колеса и рельса для управления трением во взаимодействии колес подвижного состава с рельсами.

### **Степень достоверности и апробация работы**

Достоверность результатов диссертации подтверждается корректностью использованного математического аппарата и сравнениями с данными реальных наблюдений, современными методами исследования, которые соответствуют поставленным в работе целям и задачам, а также сходимостью результатов компьютерного моделирования с экспериментальными данными, результатами научных исследований отечественных и зарубежных ученых по сходной тематике, воспроизводимостью результатов, использованию общепризнанного программного комплекса. Научные положения, выводы и рекомендации, сформулированные в диссертации, подкреплены убедительными фактическими данными, наглядно представленными в приведенных таблицах и рисунках.

Достоверность полученных результатов обусловлена соответствием используемых методов поставленным задачам с учётом особенностей изучаемых объек-

тов, воспроизводимостью результатов и применением методов статистического анализа данных

Основные положения и результаты диссертации докладывались и обсуждались на:

– Международной научно-практической конференции «Современные тенденции развития средств управления на железнодорожном транспорте» (ВНИИАС, Звенигород, Московская область – Москва, 2006 г.);

– Научно – Техническом Совете ОАО РЖД» (Москва, 2010 г.);

– Сетевой школе передового опыта «Повышение эффективности лубрикации зоны контакта «колесо-рельс»» (Улан-Удэнский ИЖТ – филиал ИрГУПС, 2011 г.);

– Научно – Техническом Совете ОАО «ВНИКТИ» (Коломна, 2012 г.);

– Международной научно-практической конференции «Транспорт: наука, образование, производство» («Транспорт – 2018») (РГУПС, Ростов-на-Дону, 2018 г.);

– V Международной научно-практической конференции «Техника и технологии, политика и экономика: проблемы и перспективы» (Коломенский институт (филиал) ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», 2018 г.);

– VI Международной научно-практической конференции «Современные проблемы теории машин» (НИЦ «МашиноСтроение», 2018 г.).

### **Публикации**

Основные положения диссертации и научные результаты опубликованы в 17 печатных работах. Три статьи опубликованы в журналах, входящих в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, рекомендованный ВАК России для публикации научных результатов диссертаций.

### **Структура и объем работы**

Диссертация состоит из введения, пяти разделов, заключения с изложением результатов и выводов, списка литературы из 204 наименований и приложения. Материалы диссертации содержат 181 страниц основного текста, 34 рисунка, 23 таблицы и одно приложение на 10 страницах.

# 1 СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ПУТИ

## 1.1 Анализ исследований взаимодействия железнодорожного экипажа и пути

Теоретические основы исследований движения рельсового транспорта начали закладываться в конце XIX века. Изучению процессов взаимодействия подвижного состава и железнодорожного пути, решению фундаментальных задач транспортной механики посвящены работы российских ученых Н.П. Петрова [122], Н.Е. Жуковского, К.Ю. [43, 44] Циглинского [166], А.А. Холодецкого [164, 165], А.М. Годыцкого-Цвирко [24], а также зарубежных исследователей В. Клингеля [194], Г. Юбелакера [202], Ф. Картера [189], Г. Марье [103], Х. Хеймана [161].

В процессе исследований взаимодействия железнодорожных экипажей и пути «сформировались основные направления, по которым развивалась наука о динамике подвижного состава – колебания надрессорного строения локомотивов и вагонов в вертикальной плоскости, извилистое движение рельсовых экипажей в прямых участках пути, взаимодействие экипажа и пути при движении в кривых» [118]. В силу сложности происходящих явлений, имеющих место при движении железнодорожного экипажа по рельсовому пути в процессе исследований для упрощения решения поставленных задач стремились рассматривать процессы, имеющие общую природу независимо от других.

«Развитию науки взаимодействия подвижного состава и пути и исследованиям в области снижения износа колес и рельсов посвящены научные труды и публикации таких российских ученых» [118] как В.Г. Альбрехт [1, 2], С.М. Андриевский [4], Е.П. Блохин [7, 8], Л.И. Бартенева [10], А.И. Беляев [5], И.В. Бирюков [6], В.М. Богданов [9-11], Г.П. Бурчак [14], М.Ф. Вериги [16-20], С.В. Вершинский [21], А.Л. Голубенко [25], С.М. Голубятников [26], Л.О. Грачева [27, 28], В.Н. Данилов [29], В.Д. Данович [30], Ю.В. Демин [32], Л.К. Добрынин [33], А.С. Евстратов [35], В.М. Ермаков [36], О.П. Ершков [37-39], С.М. Захаров [40,45],

В.Н. Иванов [46], И.П. Исаев [49], А.А. Камаев [54-56], В.А. Камаев [57], В.Н. Кашников [58], Н.А. Ковалев [59], А.Я. Коган [60, 61], Ю.В. Колесин [62], В.М. Кондрашов [63], К.П. Королев [65], М.Л. Коротенко [66], В.С. Коссов [68-89], С.М. Куценко [94, 95], В.А. Лазарян [97], М.А. Левинзон [99], Д.П. Марков [104], В.Б. Медель [106, 107], Л.П. Мелентьев [108], Г.С. Михальченко [111], Б.Д. Никифоров [114], В.А. Пузанов [126], В.И. Редькин [128], Ю.С. Ромен [136, 137], А.Н. Савоськин [139], В.Ф. Ушкалов [102, 156], В.И. Филиппов [158], М.А. Фришман [159], А.А. Хохлов [162], В.Д. Хусидов [163], И.И. Челноков [167], Ю.М. Черкашин [168, 169], В.С. Черный [170], В.В. Шаповалов [171], Н.А. Шашков [172], Г.М. Шахуняц [173], В.Н. Шестаков [174, 175], Е.А. Шур [178], В.Я. Шульга [177], В.Ф. Яковлев [182], Т.Г. Яковлева [183]. Из зарубежных ученых следует отметить работы Р. Жоли [42], И. Калкера [52, 192, 193], В. Кика [196], О. Креттека [93, 195], Ф. Картера [187], Ф. Фредериха [189] и многих других.

Вопросу изучения горизонтальной динамики уделяется особое внимание, т.к. «боковые колебания могут интенсивно нарастать с увеличением скорости, достигая значений, угрожающих безопасности движения. Многочисленные опыты, теоретические разработки и эксплуатационные наблюдения показывают» [23], что причиной боковых колебаний является извилистое движение колесных пар, которое в свою очередь определяется взаимодействием колес с рельсами [95, 100, 106, 162].

«Динамические качества железнодорожных экипажей, воздействие на путь в горизонтальной плоскости, износ гребней колес и рельсов определяется главным образом их боковыми колебаниями при движении в прямых и особенно в кривых участках пути» [82]. Исследователи стремились выяснить «природу извилистого движения, разработать теоретические методы прогнозирования динамики железнодорожных экипажей, найти конструктивные решения, направленные на эффективное подавление боковых колебаний. Одной из первых отечественных работ в этой области была монография русского ученого академика Н.П. Петрова [122], в которой изучалось влияние паровозов» [23].

Основным фактором, определяющим извилистое движение колесной пары, является коничность колес. Немецкий ученый Клингель, основываясь на кинетических соотношениях, вывел уравнение качения одиночной колесной пары и на его основании получил выражение для длины волны виляния [194]. Х. Хейман в середине XX века было получено «выражение длины волны виляния двухосного экипажа с жесткой установкой колесных пар в раме» [161].

Значительным шагом вперед в области изучения извилистого движения железнодорожных экипажей было открытие в первой половине XX века явления упругого скольжения (псевдоскольжения) колес по рельсам. В 1926 году английский ученый Ф. Картер «выдвинул гипотезу о наличии зоны упругого скольжения колес – псевдоскольжения (крипа)» [187]. Этому событию предшествовали экспериментальные исследования И. Бухли [186] и Г. Захса [201], посвященные «вопросам виляния скольжения колес на коэффициент трения в зоне контакта колесо-рельс». В результате этих работ были получены зависимости коэффициентов продольного и поперечного трения при действии продольных и поперечных касательных сил.

В соответствии с этой гипотезой Ф. Картера [187] «касательная сила в точке контакта колеса с рельсом изменяется пропорционально отношению скорости скольжения к скорости качения. Величину коэффициента пропорциональности  $k$  (коэффициент крипа) Ф. Картер определил методом теории упругости, рассмотрев плоскую задачу качения друг по другу двух одинаковых цилиндров» [23].

Гипотеза псевдоскольжения (крипа) способствует дальнейшему развитию теории боковых колебаний железнодорожных экипажей и позволяет описать движение колесной пары по рельсам линейными дифференциальными уравнениями, что значительно облегчает его анализ. Исследовал движение простого (в жесткой раме) экипажа, Ф. Картер, на основании гипотезы псевдоскольжения, пришел к выводу о неустойчивости движения симметричного жесткого экипажа.

В 1966–1967 гг. голландский ученый «И. Калкер, рассматривая пространственную (трехмерную) задачу контактирования колеса с рельсом показал, что кроме продольных и поперечных сил в пятне контакта действует также и момент (спин). Автор предположил, что вследствие асимметрии поперечных тангенци-

альных напряжений, вызванных разделением контактной поверхности на площадку скольжения и площадку сцепления, их результирующая проходит не через центр эллипса и, следовательно, момент поперечной силы относительно центра эллипса не равен нулю» [23]. К этому моменту И. Калкер прибавил также момент, создаваемый сопротивлением повороту колес в точке контакта и «дал выражения для вычисления касательных составляющих сил скольжения и скалярного момента в точке контакта колес по отношению к нормали к общей касательной плоскости. Коэффициенты псевдоскольжения определены по теории упругости в зависимости от соотношения полуосей  $a/b$  контактного эллипса и коэффициента Пуассона [53].

На основе теории И. Калкера выполнен ряд работ по оценке устойчивости различных экипажей. Ю.П. Федюниным «рассмотрено невозмущенное и возмущенное движение вагона электропоезда с учетом спина и без него» [157]. Автором установлено, что влияние спина проявляется только при изношенных колесах. Французским ученым Р. Жоли «выполнены исследования по оценке устойчивости движения вагонов скоростных поездов типа TGV. В общем случае рассматриваются криволинейные профили колес, для которых используется понятие эффективной конусности» [190].

«При изучении движения локомотивов в кривых главная цель состоит в определении горизонтальных сил взаимодействия экипажа и пути. Существует несколько методов определения этих сил: аналитические расчеты, физическое и математическое моделирование, натурные испытания локомотивов. Каждый из них обладает своими преимуществами и недостатками» [23]. Аналитические расчеты и моделирование применяются на этапе проектирования, в то время как натурные исследования используются на стадии натуральных испытаний и доводки опытных образцов.

Наибольшую сложность при теоретическом определении боковых сил взаимодействия подвижного состава и пути представляет движение железнодорожных экипажей в реальных кривых участках пути. Это определяется значительным числом нелинейных явлений, происходящих в зонах взаимодействия колес подвиж-

ного состава и рельсовых нитей, сочленения колесных пар и рам тележек, тележек и кузова с учетом передачи сил тяги и торможения.

«Прохождение железнодорожного экипажа по кривому участку пути можно разделить на три этапа: вход в кривую, движение по кривой постоянного радиуса и выход из кривой. Вход в кривую и выход из нее представляет собой неустановившееся движение; движение в кривой можно считать установившемся. Следует отметить, что последнее утверждение более справедливо для движения экипажа в крутых кривых при отсутствии крупных неровностей. В пологих кривых экипаж может совершать боковые колебания» [23]. «Величина радиуса, при котором происходит переход от установившегося движения к неустановившемуся, зависит от конструкции экипажа» [111].

В конце XIX столетия применялись расчеты по вписыванию рельсовых экипажей в криволинейные участки пути. При этом определялись условия свободного прохождения многоосными экипажами криволинейных участков пути без заклинивания колес в рельсовой колее или без нарушения заданных габаритов подвижного состава и пути, т. е. рассматривалось геометрическое вписывание экипажей. Необходимость в таких расчетах обуславливалась особенностями конструктивных схем экипажей, характеризующихся в первую очередь отсутствием тележек, вследствие чего могло происходить заклинивание колесных пар в рельсовой колее, нарушение допускаемых габаритов и появление остаточных деформаций сцепных устройств в кривых участках пути малого радиуса [138].

«При проектировании новых локомотивов появилась необходимость в оценке нагруженности колесных пар и рельсовых нитей. Для этого использовались расчеты по квазистатическому вписыванию. При этом определялись значения сил взаимодействия колес с рельсами, соответствующих равновесию экипажей в кривых под действием сил, обусловленных криволинейным очертанием пути» [138].

В 1895 г. профессор С.Н. Смирнов при рассмотрении квазистатического равновесия определил положение центра поворота экипажа, находящегося на пересечении его продольной оси и перпендикуляра, опущенного из центра кривой

[37]. Позже А.А. Холодецкий применил принципы наименьшего сопротивления повороту экипажа в кривых [37, 145]. В дальнейшем эта теория была усовершенствована российским и немецким учеными К.Ю. Цеглинским [166] и Г. Юбелакером [37, 145, 202], «которые разработали теоретический метод расчета сил в кривых с учетом действия поперечных и продольных составляющих сил трения в опорных точках колес». К.Ю. Цеглинский учитывал упругость пути в поперечном направлении и отмечал возможность всползания колеса на рельс и потери устойчивости рельса. Г. Юбелакер рассматривал путь как абсолютно жесткий и предполагал только возможность всползания колес экипажа на рельсы.

Крупный вклад в развитие теории движения железнодорожных экипажей в кривых внес немецкий ученый Х. Хейман. Им предложен графо–аналитический метод вписывания экипажа в кривую с определением направляющих сил [161].

Работы Х. Хеймана следует рассматривать как значительный шаг на пути развития теории вписывания рельсовых экипажей. В них развиты положения теории, предложенные А.А. Холодецким, при таких же в основном предпосылках, как и у К.Ю. Цеглинского. Наиболее существенны следующие:

- пространственная система сил заменяется плоской;
- не учитывается трение между гребнями колес и боковыми поверхностями головок рельсов (поверхности гребней приняты вертикальными);
- поверхности катания колес считаются цилиндрическими;
- не учитываются упругие свойства конструктивных элементов экипажа и рельсовых нитей;
- «нагрузки, передающиеся на внешнюю и внутреннюю рельсовые нити, как и коэффициенты трения качения между колесами и рельсами приняты одинаковыми» [138].

В работе проф. К.П. Королева [65] рассматривается пространственная система сил, учитывается перераспределение нагрузок по колесам, «боковая упругость рельсовых нитей, введены коэффициенты поперечной динамики. Эта методика принята, как типовая на всех локомотивостроительных заводах. На ней основаны ряд нормируемых показателей (боковые и рамные силы, отжатие рельсов

и др.)» [82] без учета возмущений от неровностей пути. Изучение колебательных процессов и возникающих при этом динамических сил является большой, самостоятельной задачей. Но принципиальная оценка влияния конструктивных особенностей экипажа на динамические показатели в кривой может быть сделана наиболее эффективно только при установившемся режиме движения без неровностей пути. В связи с этим «метод квазистатического вписывания сохраняется неизменным на протяжении десятилетий, на нем основаны расчетные значения нормируемых динамических показателей» [82].

В более строгой постановке задача о квазистатическом равновесии рельсовых экипажей в кривых рассмотрена в работе С.М. Куценко [95]. Им предложена теория, в которой условия равновесия пространственной системы сил составляются не только для экипажа и его тележек, но и для отдельных его элементов. При этом принимаются во внимание силы тяги и торможения, «рассматривается пространственная система сил, действующих в контактах колес с рельсами» [95], учитываются очертания профилей колес и рельсов, определяются проскальзывание колес и значения сил, действующих на элементы экипажа. «Деформация пути не учитывается, а решение выполняется методом последовательных приближений» [95] с заданной скоростью движения и установкой экипажа в кривой.

В работах В.Б. Медея [106, 107] «развивается координатный метод вписывания железнодорожных экипажей в кривые. Его отличие состоит в том, что траектория движения экипажа не ограничивается круговой кривой, а может иметь любую форму, задаваемую в плоской системе координат» [12], кроме того учитывается зависимость сил трения в точках контакта колес с рельсами от сил тяги или торможения, реализуемых через эти контакты и упругость рельсовых нитей.

Уточненный метод исследования движения железнодорожных экипажей в кривых «позволяет не только рассчитывать горизонтальные поперечные силы взаимодействия экипажа и пути, но и продольные силы в точках контакта, что дает возможность определять коэффициент тяги локомотива в кривых в зависимости от конструкции экипажа, параметров кривой и скорости движения по ней» [12].

В работах О.П. Ершкова [37, 39] широко используются возможности графического представления результатов решения задачи о вписывании различных конструкций рельсовых экипажей с использованием статистического учета влияния несовершенств экипажа и пути. Он «предложил строить графики-паспорта бокового воздействия экипажа на путь в функции обобщенного параметра – непогашенного ускорения, объединяющего собой три важные характеристики: радиус кривой, скорость движения и возвышение наружного рельса» [37]. О.П. Ершковым был «предложен обобщенный аналитический метод определения поперечных сил в круговых кривых» [39], возникающих при вписывании экипажа, и дана оценка воздействия на путь в кривых в функции непогашенного ускорения различных типов подвижного состава [39].

В работах М.Ф. Вериги «получили дальнейшее развитие методы расчетов взаимодействия подвижного состава и пути» [17; 20].

Наряду с аналитическими расчетами динамического вписывания «в 1960-х годах появился метод физического моделирования воздействия на путь железнодорожных экипажей, разработанный в БИТМе под руководством А.А. Камаева» [54, 56]. «Этот метод позволяет на физических моделях изучать динамику установившегося движения локомотивов и вагонов в кривых различных радиусов» [54]. Разработанный метод моделирует силы, действующие в контакте колес с рельсами при сплошном скольжении. «По сравнению с рассмотренными выше аналитическими методами он позволяет довольно легко моделировать нелинейные характеристики опорно-возвращающих устройств, сочленения, связей колесных пар и т.д.» [56]. В результате исследований, проведенных на моделях большинства отечественных тепловозов, многих электровозов и вагонов [55, 70, 72, 74, 78] было установлено качественное влияние на динамику в кривых основных параметров экипажной части современных локомотивов: момента трения и возвращающего момента в опорах кузова, преднатяга и жесткости противоотносных устройств кузова, свободного разбега колесных пар в раме тележек, базы тележек, смещения шкворней, осевой нагрузки и т.д. Многие полученные методом физического мо-

делирования результаты качественно хорошо согласуются с данными натурных испытаний локомотивов.

Выше был дан краткий обзор работ, в которых излагаются вопросы теории и практики исследования установившегося движения в кривых. Трудности аналитического решения неустановившегося колебательного процесса движения, например, при входе в кривую, долго сдерживали развитие исследований в этом направлении. «Одной из первых работ в этой области следует считать аналитическое исследование входа в кривую двухосного экипажа, выполненное де Патером» [199]. Патер получил «две системы дифференциальных уравнений, описывающих продольные и боковые колебания экипажа при входе». Он показал, что продольные колебания быстро затухают и при входе следует учитывать только боковые колебания. В работе К.Т. Мюллера [198] также рассмотрен «процесс входа в кривую трехосного экипажа с жестко закрепленными колесными парами и цилиндрическими бандажами. Набегание на рельс, в этой работе, учитывается только для первой колесной пары, экипаж представляется как плоская система», силы трения между колесом и рельсом определяются по теории крипа.

В отечественной практике первые исследования, связанные с изучением неустановившегося движения железнодорожных экипажей в кривых, выполнены Ю.С. Роменом [136, 137]. В этих работах описан «метод определения бокового воздействия на экипаж при движении в рельсовой колее произвольного очертания» [136].

Ряд исследований «по динамике неустановившегося движения вагонов выполнен в ДИИТе» [97].

«В РИИЖТе рассматривался вход локомотивов в кривые с учетом геометрических и динамических неровностей пути в плане» [147].

«Нелинейную модель качения колесной пары по пути со случайными отступлениями в плане и по уровню, в том числе и в кривой» [61], в своей работе предложил Б.Я. Коган. В работах В.С. Коссова представлена «методика взаимодействия ходовых частей локомотива и пути с учетом упругого скольжения колес,

профилей колес и рельсов, трибологического состояния контактных поверхностей рельсов» [82, 83].

В начале 80-х годов XX века за рубежом велись исследования, в которых процесс входа и движения по кривым моделировался нелинейными математическими моделями различной полноты: колесной пары, двухосной тележки, двухосного экипажа [22, 102].

«В монографии М.Ф. Вериго рассмотрены проблемы взаимодействия подвижного состава и пути в кривых малого радиуса и борьбы с боковым износом колес и рельсов. Качение и проскальзывание колес рассматривается в режимах выбега и торможения, предполагая, что из-за разности радиусов кругов катания одно из колес имеет постоянный упругий контакт, а другое проскальзывает» [17]. М.Ф. Вериго также отмечает, что для уменьшения бокового износа наряду с использованием лубрикации необходимо стремиться к уменьшению поперечных сил, передаваемых колесами на рельсы и уменьшению углов набегания колес на рельсы. «В работе предложена математическая модель боковых колебаний 4-осного грузового вагона при движении в кривой» [17].

«При создании математических моделей, описывающих боковые колебания железнодорожных экипажей при возмущенном движении, принципиальное значение имеет выбор модели подсистемы “колесо – рельс”. Прежде всего, необходимо задать возмущение со стороны рельсового пути. Здесь имеют место различные подходы» [82]. При рассмотрении пространственных колебаний в математические модели вводятся одновременно некоррелированные вертикальные и горизонтальные неровности пути детерминированные или случайные. Так, например, В.Д. Данович [30, 31] при изучении пространственных колебаний вагонов использовал две модели возмущений в вертикальной плоскости: детерминированные и случайные, и одну в – горизонтальной: случайные неровности левой и правой рельсовых нитей. При этом исследована устойчивость возмущенного движения вагона, а также методом численного интегрирования определены динамические показатели ряда вагонов. «В большинстве работ горизонтальные неровности пути

принимаются случайными и аналитически представляются в виде спектральной плотности отклонения оси пути от прямой» [23].

В настоящее время «широко применяются методы оценки боковых колебаний на линейных и линеаризованных моделях по критериям устойчивости движения и на нелинейных моделях методом численного интегрирования. При этом в зависимости от целей исследований используются математические модели различной полноты, особенно по части описания подсистемы “колесо – рельс”: конический и нелинейный профиль бандажа, линейный и нелинейный крип, учет спина, зазора колеи и геометрических неровностей пути и т.д. Все это позволяет ставить и успешно решать задачи, связанные с оценкой боковых колебаний различных железнодорожных экипажей, прогнозировать динамические качества и выбирать рациональные параметры ходовой части на стадии проектирования» [123].

В последние годы учеными ВНИИЖТа и МИИТа разработаны достаточно полные имитационные математические модели, позволяющие «изучить динамику взаимодействия грузовых вагонов и пути, давать экспертную оценку причин схода вагонов с рельсов» [16, 22]. В работе [17] сформулированы требования к математическим моделям железнодорожных экипажей для моделирования динамических процессов и бокового износа колес и рельсов, дан анализ некоторых существующих математических моделей, разработанных применительно к грузовым вагонам на тележках ЦНИИ-ХЗ.

«Однако во всех перечисленных работах изучается динамика движения железнодорожных экипажей в режиме выбега» [23].

«Задача значительно усложняется, при моделировании процессов взаимодействия локомотива и пути в режиме тяги с учетом колебаний тягового привода. В ряде случаев исследования динамики тягового привода выполнялись обособленно, в основном изучались крутильно-вертикальные колебания колесно-моторного блока или одной тележки локомотива. При этом рассматривалось движение таких моделей в прямых участках пути» [138].

«Значительным шагом вперед в области динамики тягового привода и в целом локомотивов при движении в режиме тяги являются работы, выполненные группой ученых ВЭлНИИ и НПИ (Новочеркасск). Эти работы обобщены в монографии [112]. Авторы рассматривают модель всего локомотива, учитывая электромеханические характеристики различных типов двигателей (постоянного тока, вентильных и асинхронных). Однако исследования ограничены изучением пространственных колебаний электровозов при движении в прямых участках пути» [23].

«В реальных условиях пространственный фактор колебаний локомотива, особенности действия сил, в том числе и силы тяги при движении в кривых и прямых участках, в значительной степени влияют на мгновенные вертикальные нагрузки в точках контакта колес с рельсами. Упругая связь колес одной колесной пары через ось, положение точек контакта колес на рельсах и углы набегания колесных пар вместе с мгновенной вертикальной нагрузкой оказывают решающее влияние на характер и величины сил крипа каждого из колес, а значит и на условия сцепления и скольжения колес, их тяговые возможности» [23].

«Если учитывать еще и влияние сил взаимодействия колес с рельсами на показатели, определяющие износ колес и рельсов, то разработка и исследование пространственной математической модели локомотива будет являться дальнейшим шагом в эволюционном развитии и приближении теоретических методов исследования динамических и тяговых процессов локомотивов к реальным условиям» [23]. Исследования в данном направлении ведутся в настоящее время в БГТУ и ВНИТИ.

«В настоящее время существуют программы, разработанных для автоматизированного анализа технических систем на основе моделирования их системами твердых тел. Наибольшее распространение получили системы ADAMS и DADS» [197]. «Для решения задач динамики железнодорожных экипажей были разработаны и широко используются в последнее десятилетие программы MEDYNA» [22] и ADAMS/RAIL [184].

«В Брянском государственном техническом университете Д.Ю. Погореловым для автоматизированного моделирования кинематики и динамики системы

твердых тел разработан программный комплекс “Универсальный механизм” (UM)» [123]. На базе этого комплекса Д.Ю. Погореловым, Г.С. Михальченко, В.С. Коссовым для моделирования динамики рельсовых экипажей создан специализированный программный комплекс UM Loco [70, 72].

«В целом, рассматривая научное направление, связанное с развитием теории взаимодействия в кривых подвижного состава и пути, следует отметить совершенствование методов расчета установившегося движения в кривых от квазистатических методов до учета геометрии подсистемы “колесо – рельс”, в том числе и для их изношенного состояния; развитие численных методов расчета нелинейных математических моделей, описывающих колебательный характер движения экипажа в кривой произвольного очертания; успешное применение методов физического моделирования движения рельсовых экипажей в кривых, создание программ автоматизированного анализа технических систем на основе моделирования их системами твердых тел с применением алгоритмов синтеза уравнений движения» [23].

## **1.2 Анализ исследований влияния трибологического состояния контактных поверхностей в системе «колесо-рельс» на взаимодействие колес подвижного состава и рельсов**

«Главную роль в процессах взаимодействия колеса и рельса играет трение. Особенно это прослеживается в процессах сцепления, торможения, изнашивания, вписывания в кривые, визга колес при движении в кривых, вползания колеса на рельс, ведущего к сходам, влияния локомотива и вагона, образования контактно-усталостных повреждений и ползунов» [160]. Необходимо отметить и то, что в обеспечении работоспособности колеса и рельса особую роль играет наличие между ними слоя третьего тела.

«Концепция третьего тела была введена в трибологию И.В. Крагельским и его учениками» [91] и в дальнейшем развита Годе и его последователями [185].

«Этот подход был плодотворно применен к проблемам взаимодействия колеса и рельса для расчета распределения касательных сил в зоне контакта» [185, 191].

Для обеспечения стабильности движения экипажа и уменьшения износа контактирующих поверхностей рельсов и колес «весьма важно понимание характера и количественных показателей взаимодействия подвижного состава и пути, особенно в кривых. Решающими факторами этого взаимодействия по результатам исследований являются величины угла набегания колес на рельсы и поперечные силы, воздействующие от колеса на рельс» [50].

«Взаимодействие системы “колесо-рельс” определяется многими факторами, основные из которых динамические, зависящие от конструкции, технического состояния подвижного состава и пути и условий их взаимодействия, а также трибологические: давление на контактах, проскальзывание, состояние поверхности, температурный режим» [82].

Смазывание рабочих поверхностей головок рельсов приобрело широкое распространение на железных дорогах. «Эффективные технологии лубрикации рельсов позволяют улучшить взаимодействие и уменьшить износ в системе колесо-рельс, повысить безопасность и сократить расходы на содержание пути и подвижного состава» [96]. «Накоплен большой опыт, созданы новые эффективные смазочные материалы, оборудование и технологии нанесения их на гребни колес и рельсы» [3, 4, 5, 9-11, 17, 28, 34, 36,41, 43-45, 47, 52, 55, 67, 82, 90-92, 108, 113, 117, 127, 128, 140, 171, 176, 179, 180].

На железных дорогах Северной Америки на протяжении ряда лет развивались два направления лубрикации: гребней колес и рельсов. Из эксплуатационной практики выявлено, что гребнесмазывание в большей степени эффективно для снижения износа гребней колес подвижного состава чем рельсов. Нанесение смазочного материала на рельсы и гребни колес способствует уменьшению энергозатрат на тягу поездов и позволяет снизить износ гребней колес и рельсов до 60 % [180]. Установлено, что уменьшение коэффициента трения только на боковой грани головки наружного в кривой рельса «позволяет уменьшить суммарный момент от сил действующих в контакте колес и рельсов, способствующих повороту

тележки грузового вагона при вписывании в кривую» [180], в результате чего произойдет возрастание поперечных сил, действующих на внутренний рельс.

Проведенные на железной дороге Norfolk Southern «испытания показали, что величина поперечных сил, воздействующих на рельсы в кривых при прохождении одной колесной пары, достигает 90 кН и более. Эти силы действуют на оба рельса в направлении от оси пути. При этом на наружный рельс воздействует гребень колеса (сила направлена наружу кривой), а на внутренний – коническая поверхность катания (сила направлена внутрь кривой)» [181]. «Нанесение смазки на поверхность катания головки внутреннего рельса обеспечивает существенное (с 90 до 45 кН) снижение поперечных сил и, следовательно, повреждаемости пути и расхода топлива на тягу» [181].

«Воздействие значительных по величине поперечных сил при движении поезда приводит также к динамическому увеличению ширины колеи, что может вызвать сход подвижного состава с рельсов. При этом в статическом состоянии ширина колеи может оставаться в допустимых пределах.

Применение традиционных способов смазывания контактных поверхностей головок рельсов не позволяет существенно снизить величины воздействующих на рельсы поперечных сил и вызываемые ими отрицательные последствия» [181].

«Концепция смазывания контактных поверхностей головки рельса была сформулирована в 1987–1988 гг. в лаборатории железнодорожных технологий Иллинойского технологического института (Чикаго, США). В начале 1990-х годов специалисты института разработали компьютерную модель и провели анализ затрат энергии и износа рельсов при движении поезда в прямых и в различных условиях взаимодействия колес с рельсами в области поверхности катания и рабочей грани головки рельса» [181].

В результате проведенных исследований было установлено, «что в прямых при смазывании контактных поверхностей головки рельса за счет уменьшения величины коэффициента трения с 0,5 (при сухой поверхности) до 0,3 возможно существенное снижение расхода энергии на тягу и износа элементов подвижного состава и пути. В кривых потенциальный эффект может быть еще более значи-

тельным. В связи с этим потребовалось создание специальных смазочных материалов или модификаторов трения, применение которых позволило бы снизить величину коэффициента трения примерно до 0,3 и было безопасно для окружающей среды. В 1990 г. к разработке такого смазочного материала подключилось исследовательское подразделение компании Техасо, и в 1993 г. железная дорога Norfolk Southern (NS) впервые провела испытания технологии смазывания контактных поверхностей головки рельса в реальных эксплуатационных условиях. Уже в течение первого года были получены результаты, подтвердившие правильность предложенной концепции, однако потребовалось еще несколько лет для разработки и совершенствования смазочного оборудования и систем управления процессом» [181].

«В 1996–1997 гг. министерство энергетики США совместно с Федеральной железнодорожной администрацией (FRA) организовали проведение в Центре транспортных технологий (ТТС) в г. Пуэбло испытаний технологии смазывания контактных поверхностей головки рельса с тщательным контролем параметров» [181]. Комбинация смазки рельсов имела аббревиатуру TOR. «Смазывание боковой поверхности наружного рельса не вызывает заметного изменения бокового воздействия вагонов на рельсы. При смазывании рельсов по системе TOR (коэффициент трения на смазанных рельсах уменьшается в 2...2,5 раза по сравнению с сухими) снижение величины максимальных боковых сил в кривой  $R = 250$  м составило на наружном рельсе 68 %, на внутреннем – 48 %» [181].

«Результаты полностью подтвердили данные, полученные ранее железной дорогой NS, и позволили сделать вывод, что применение этой технологии позволяет существенно снизить расход дизельного топлива на тягу поездов и величины поперечных сил, возникающих при взаимодействии колес с рельсами в кривых» [181].

В результате испытаний<sup>1</sup> железной дороги CSX Transportation (CSXT) было установлено, что «средний расход топлива на тягу поездов за оборотный рейс

---

<sup>1</sup> Испытания были организованы в начале 1998 г. министерство энергетики и FRA на горном участке Корбин (штат Кентукки) – Картерсвилл (штат Джорджия).

снизились на 7,83% при сохранении приемлемых показателей управляемости, контроля скорости движения поездов и тормозных характеристик» [181].

Дальнейшие испытания<sup>2</sup> показали, что «на кольцевом маршруте экономия топлива за счет снижения сопротивления движению в кривых составила около 13%. Поперечные силы, воздействующие на рельсы в кривых, удалось снизить на 5–45% в зависимости от радиуса кривой и типа подвижного состава, ухудшение тормозных характеристик не наблюдалось, уровень шума при движении поезда существенно снизился» [181]. Кроме того, технология смазывания контактных поверхностей головки рельса «может быть в равной степени эффективно реализована с использованием как бортового, так и напольного оборудования, поскольку способствует улучшению характеристик взаимодействия в системе колесо-рельс независимо от источника смазки» [181].

«Технология получила признание как эффективный метод лубрикации. Многие железные дороги Северной Америки внедрили ее на перегонах магистральных линий» [181].

«На железных дорогах Российской Федерации проблеме снижения износа колес и рельсов уделяется пристальное внимание. В начале 1980-х годов смазывание гребней колес применялось на карьерных промышленных локомотивах, а в дальнейшем и на магистральных локомотивах. По итогам проведенного в 1994 г. НТС МПС была поставлена задача об увеличении срока службы локомотивного бандажа до 600 тыс. км пробега и обеспечении бокового износа рельсов за период между плановыми заменами не более 10 мм» [13].

Специалистами ВНИИЖТ разработали технологию смазывания рельсов, которая основана на применении пасты РП и специальной конструкции рельсосмазывателя, и была применена в 1990 г на участке Шкотово – Партизанск Дальневосточной ж.д. [114]. Для повышения эффективности лубрикации рельсов в Ростовском институте инженеров железнодорожного транспорта был создан экологически

---

<sup>2</sup> В 1997 г. ТТС провел испытания трех различных систем, предназначенных для реализации предложенной технологии лубрикации рельсов, по итогам которых был сделан вывод об их пригодности для постоянного использования и отсутствии каких-либо негативных последствий их применения. В дальнейшем испытания технологии смазывания контактных поверхностей головки рельса были проведены еще на нескольких железных дорогах, в частности Union Pacific (UP) и Canadian National (CN). Испытания проводились с использованием рельсосмазывателей, установленных на подвижном составе.

чистый смазочный материал на силикатно-масляной основе с добавкой графита [171].

Во ВНИКТИ проведено множество экспериментов, исследовавших влияние трибологического состояния рельсов на «динамические качества подвижного состава, износ гребней колес, снижение силового воздействия колес подвижного состава на рельсы и сопротивление движению в кривой» [55, 68–74, 76, 79, 84, 89; 118 - 121].

По результатам проведенных теоретических разработок совместно со специалистами Брянского государственного технического университета (БГТУ) создан программный комплекс компьютерного моделирования «УМ Лосо», на основе которого были смоделированы условия работы колесных пар локомотивов и вагонов в кривой, включающие в себя различные трибологические состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами.

Применение лубрикации зоны контакта гребней колес с рельсами позволило «уменьшить интенсивность износа гребней колес подвижного состава до величины ниже уровня 0,5 мм на 10 тыс. км пробега» [11, 142]. Но возможность лубрикации в этом направлении еще не исчерпана. Повысить ее эффективность «можно также дополнительным нанесением модификатора трения на поверхность катания внутреннего рельса. Комбинированная лубрификация, в отличие от традиционной, снижает боковое воздействие от колес подвижного состава на рельсы» [188].

«Комбинированная лубрификация рельсов – это комплексное регулирование трибологического состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами» [118]. Она предполагает одновременное нанесение смазочных покрытий в кривых и стрелочных переводах на боковую грань головки наружного рельса (лубриканта) и на поверхность катания головки внутреннего рельса (модификатора трения), обеспечивая тем самым определенную зависимость между коэффициентами трения на смазанных поверхностях. Это позволяет снизить силовое воздействия колес подвижного состава на рельсы в кривых и стрелочных переводах. В результате повышается безопасность движения, улучшаются условия вписывания в кривые и прохождения стрелочных переводов,

происходит снижение расхода топливно-энергетических ресурсов на тягу поездов, износа гребней колес подвижного состава и рельсов, уровня шума [118, 119].

Теоретические результаты «показали, что одновременное смазывание боковой грани головки наружного рельса и поверхности катания внутреннего снижает боковое воздействие колес подвижного состава на рельсы, в зависимости от скорости движения, на 30–40 %» [119, 151].

Экспериментальные исследования подтвердили то, что «применение комбинированной лубрикации рельсов снижает боковое воздействие на рельсы груженого вагона в 4,5 раза при скорости 30 км/ч и на 17 % при скорости 70 км/ч, а у секции тепловоза ТЭ116 в 2,5 раза при скорости 30 км/ч и на 25 % при скорости 70 км/ч» [118].

Основываясь на положительных результатах теоретических исследований и поставленных экспериментов, по заданию ОАО «РЖД», «во ВНИКТИ разработана конструкция рельсосмазывателя для комбинированной лубрикации рельсов. Необходимым условием высокой эффективности лубрикации рельсов является применение специальных смазочных материалов или модификаторов трения и тщательно отработанной методики их нанесения. Смазочный материал должен снижать коэффициент трения на поверхности катания головки рельса до величины, равной примерно 0,3» [118].

Компанией KELSAN Technologies L.L.C создан ряд тонкопленочных модификаторов трения для нанесения на поверхности катания обоих рельсов, «применение которых дает весомый экономический эффект за счет уменьшения поперечных сил, действующих в системе колесо-рельс, и, соответственно, износа рельсов и колес, предотвращения возникновения и распространения проявлений контактной усталости качения, существенного снижения уровня шума (скрипа), излучаемого подвижным составом при движении в кривых, также сокращения топливно-энергетических ресурсов на тягу поездов» [130].

Ученые Ростовского государственного университета путей сообщения (РГУПС) в 1999 г. разработали «систему комбинированного нанесения модификаторов РАПС-Ф и лубрикантов РАПС-А на круг катания и гребень колеса» [170].

Специалистами ВНИКТИ и ООО «Коллоидно-графитовые препараты» (г. Воскресенск) также разработаны специальные смазочные материалы – лубрикант и модификатор трения для применения в технологии комбинированной лубрикации рельсов [118; 119].

«Подводя итоги краткого анализа исследований влияния трибологического состояния колес и рельсов на взаимодействие подвижного состава и пути, следует отметить, что в подавляющем большинстве они посвящены описанию конструкций смазывающих устройств, смазочных материалов, технологиям нанесения смазочных материалов, оценке эффективности с точки зрения уменьшения износа и затрат на тягу. Выделяются работы американских исследователей, в которых говорится о влиянии изменения трибологического состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами на взаимодействие колес подвижного состава и рельсов в т.ч. и об уменьшении бокового воздействия при комбинированном способе смазки рельсов, и об изменении поперечных сил возникающих при взаимодействии колес с рельсами в кривых» [48].

«Анализ исследований влияния трибологического состояния контактных поверхностей в системе колесо – рельс на взаимодействие между колесами подвижного состава и рельсами показывает следующее.

1. Развернуты активные комплексные исследования по применению комбинированного смазывания в кривых боковых граней наружного рельса и поверхности катания внутреннего рельса с целью снижения поперечных сил взаимодействия колес с рельсами и предупреждения сходов подвижного состава в кривых.

2. Совершенствуется технология лубрикации рельсов и гребней колес с разработкой и испытаниями новых видов смазочного материала» [48].

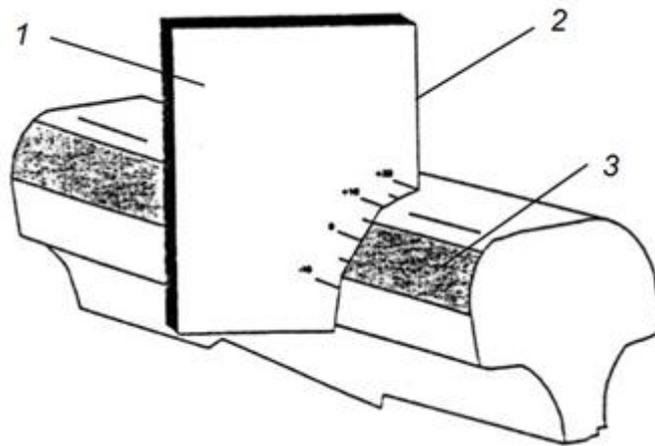
### **1.3 Исследования по методам контроля трибологического состояния рельсов**

«По мере интенсификации применения на железных дорогах технологий смазывания рельсов (особенно с конца 1980-х годов) возникла необходимость в

оценке их эффективности» [48], т.е. в способе оценки износостойкости смазочных покрытий, наносимых на рельсы.

Ранние изучения эффективности смазки рельсов основывались на визуальной оценке состояния смазки на рельсах или на методах косвенных измерений.

Одним из визуальных методов, разработанных Ассоциацией американских железных дорог (AAR), был метод определения уровня смазки с помощью шаблона (рисунок 1.1) [204]. Шаблон позволяет получить визуальные показания уровня смазки на рельсах, представленные на его проградуированной шкале, но только для смазок на графитовой основе легко видимых невооруженным глазом.



*Примечание* – 1 – шаблон; 2 – вертикальная грань для центровки шаблона на рельсе; 3 – полоса нанесения смазки

**Рисунок 1.1** – Шаблон, разработанный ААР

В таблице 1.1 представлены показания шаблона в сравнении с данными двух других методов косвенных измерений уровня смазки, основаны на следующих принципах измерений:

- измерение температуры на внутренней грани головки рельса после прохождения поезда. Как видно из таблицы, увеличение температуры на  $7^\circ$  и более указывает на краевой или нулевой уровень смазки рельса, а увеличение температуры на  $5,5^\circ$  и менее указывает на достаточный уровень смазки;
- измерение продольного усилия колеса с помощью оснащенной прибором для определения момента кручения оси колесной пары.

**Таблица 1.1** – Данные измерения уровня смазки

Уровень смазки рельса	Подъем температуры	Усилие колеса	Показания шаблона
«Сухой» рельс – отслаивание металла	12° и выше	12 и выше	-10
«Сухой» рельс – нет эффекта смазки	9°–12°	9–12	-10
Смазка по краям рельса	7°–9°	7–9	от -10 до -5
Низкий уровень смазки	5,5°–7°	5–7	от -5 до 0
Смазана только внутренняя поверхность рельса	2°–5,5°	2–5	от 0 до +10
Рельс смазан чрезмерно (смазка попала на поверхность катания)	0°–2°	0–2	свыше +10

Несмотря на то, что оба метода косвенного измерения проявили себя довольно эффективными при определении уровня смазки в контролируемых условиях испытательного участка, они недостаточно подходили для измерения уровня смазки в реальных (полевых) условиях железной дороги.

Главной проблемой при проведении сравнительных испытаний смазки, связанных с методом измерения температуры на внутренней грани головки рельса, является наличие многих факторов, влияющих на увеличение температуры: угол набегания колесной пары на рельс, скорость, уровень возвышения наружного рельса, ходовые характеристики тележки, масса поезда и т.д.

По мере того, как взаимосвязь между износом, смазкой и коэффициентом трения становилась все понятнее, стало очевидным, что коэффициент трения сам по себе мог бы стать мерилем состояния смазки на поверхности контакта колеса с рельсом.

Создание Британским научно-исследовательским центром и Ассоциацией американских железных дорог (AAR) [204] предназначенного для полевых условий прибора – трибометра позволило производить замеры коэффициента трения на головке рельса (рисунок 1.2). В дальнейшем AAR произвела усовершенствование конструкции выпущенного Британскими железными дорогами трибометра. Реконструированный AAR вариант трибометра позволяет производить измерение коэффициента трения как на внутренней грани головки рельса, так и на поверхности катания рельса [200].

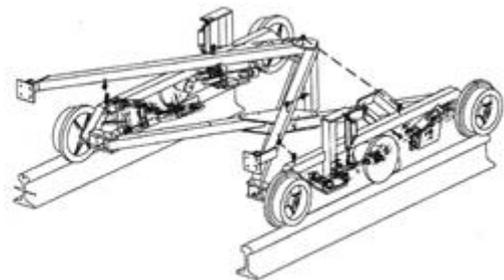


**Рисунок 1.2** – Трибометр AAR

Под руководством AAR, «при содействии ряда дорог компаниями Salient Systems и Diversified Metal Fabricators/GKClem, были созданы два опытных образца передвижных самоходных трибометров (рисунок 1.3)» [129].



а)



б)

*Примечание* – а) общий вид трибометра компании Salient Systems; б) конструктивная схема трибометра компании Diversified Metal Fabricators/GKClem

**Рисунок 1.3** – Передвижные самоходные трибометры:

«Конструкция и принцип действия измерительной системы этих устройств разработаны на основании технических требований AAR, в которых оговорены вопросы безопасности, точности измерений, сбора и обработки данных, надежности и удобства использования. С помощью передвижного трибометра можно измерять коэффициент трения на поверхности рельсов на большом протяжении пути со скоростью до 48 км/ч, а с помощью дополнительного, ручного, осуществлять выборочную проверку и оценивать эффективность различных методов смазывания рельсов» [129].

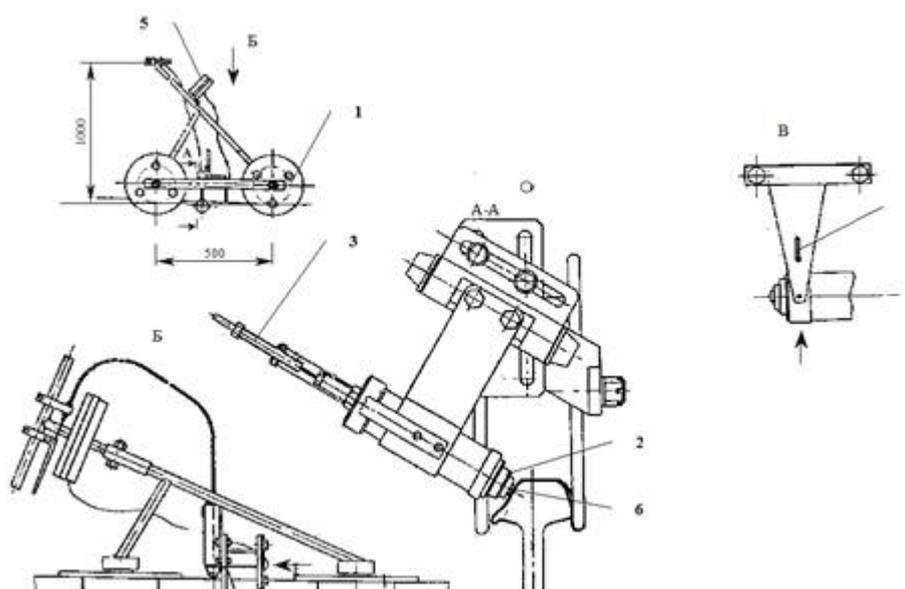
«Трибометры обеих конструкций установлены впереди транспортного средства на комбинированном автомобильно-железнодорожном ходу. Благодаря такой компоновке показания приборов не искажаются из-за загрязнения поверхности катания головки рельса под воздействием резиновых автомобильных шин. Бортовая воспроизводящая система позволяет сразу просматривать и анализировать измеряемые параметры. Управление измерительной системой, сбор, хранение и обработка данных осуществляются с помощью портативного компьютера. При последующей обработке накопленной информации можно сопоставлять коэффициент трения на поверхности катания и боковой грани головки каждой рельсовой нити, а также с результатами предыдущих измерений» [129].

На сети железных дорог США также был разработан предназначенный для полевых условий визуальный метод оценки эффективности смазки. Данный метод, который был сопоставлен с производимыми трибометром замерами в различных условиях, отражен в таблице 1.2 как функция определенных визуальных состояний поверхности рельса. Этот метод был выбран как способ обеспечения хорошего косвенного замера смазки и как заменитель метода определения коэффициента трения (как и с трибометром), и легко применяется как неотъемлемая часть существующей практики визуальной проверки пути [204].

Во ВНИКТИ в 1995 году был разработан и изготовлен трибометр, схема которого приведена на рисунке 1.4. «Соответствующим подбором характеристик упругого элемента и размеров индентора имитируется контактное давление гребня колесной пары на боковую грань рельса. Мерительная головка смонтирована на тележке таким образом, что имеет одну степень свободы и под влиянием меняющейся силы трения в контакте индентора с рельсом совершает изгибные колебания около некоторого положения равновесия, определяемого средним значением силы трения на исследуемой боковой грани рельса» [129]. «Мерительная головка имеет возможность регулироваться по высоте и ориентироваться строго перпендикулярно к боковой грани в зависимости от формы ее износа» [118].

**Таблица 1.2** – Схема визуальной проверки смазки рельса

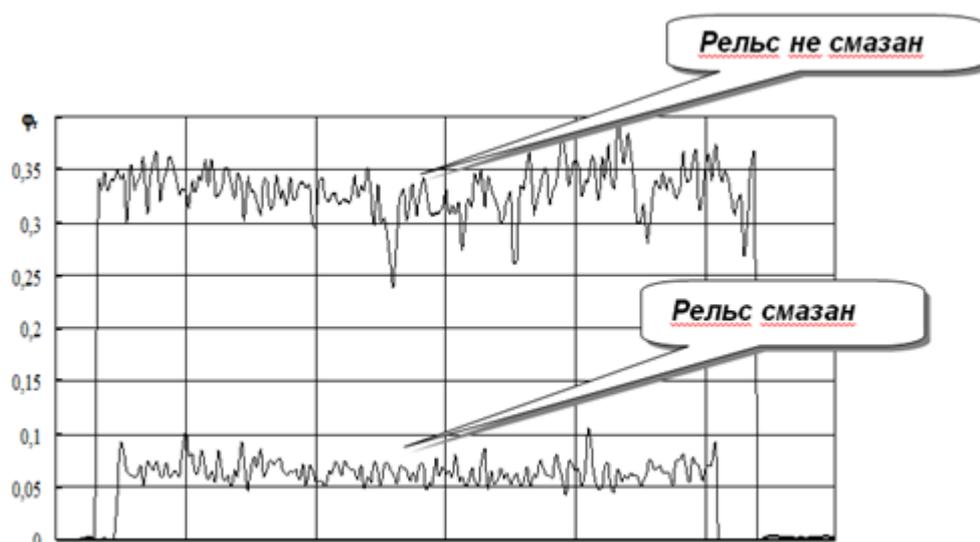
Схема «визуальной» проверки состояния смазки рельса	Коэффициент трения (приблизительный)
Рабочая грань рельса покороблена, шероховата	0,45
Гладкая рабочая грань с блестящей несмазанной поверхностью	0,35 – 0,45
Гладкая рабочая грань со смазкой, покрывающей от 10 до 40% поверхности	0,3 – 0,35
Гладкая рабочая грань со смазкой, покрывающей от 10 до 40% поверхности – сквозь смазку виден металл	0,25 – 0,3
Гладкая рабочая грань со смазкой, покрывающей от 60 до 90% поверхности	0,2 – 0,25
Рабочая грань покрыта смазкой полностью (100%). Сквозь пленку смазки видна отполированная поверхность рельса	0,15 – 0,2
Рабочая грань покрыта толстым слоем смазки	0,15



Примечание – трибометр представляет собой ручную рельсовую тележку (1), на которой смонтирована измерительная система, включающая мерительную головку (2), механизм ее привода к рельсу и отвода (3), тензометрический элемент, блок преобразования электрических сигналов в считываемую информацию (5) или передачу ее на компьютер. Мерительная головка включает в себя гильзу с патроном для крепления индентора (6), выполненного в виде шарика по ГОСТ 3722-84, и тарированный упругий элемент, прижимающий индентор к рельсу

**Рисунок 1.4** – Трибометр конструкции ВНИКТИ (схема)

На рисунке 1.5 представлены осциллограммы коэффициентов трения, полученные с помощью трибометра конструкции ВНИКТИ при скорости перемещения по рельсам 1 м/с.



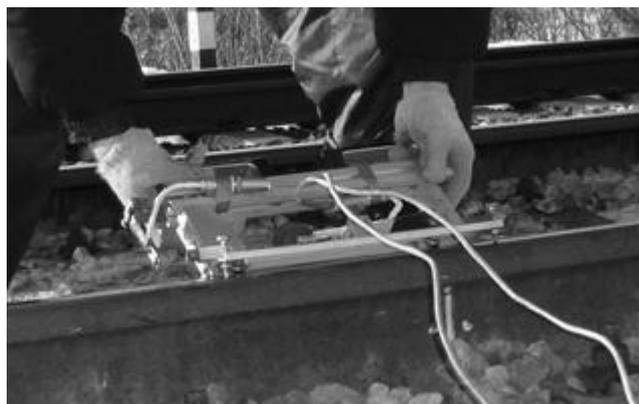
**Рисунок 1.5** – Осциллограммы коэффициентов трения, полученные с помощью трибометра конструкции ВНИКТИ

Конструкция трибометра носит универсальный характер, так как «позволяет измерять значения коэффициента трения как на боковой грани головки рельса, так и на поверхности катания головки рельса на протяжении длины кривой» [85], что позволяет применять данный прибор для контроля и оценки качества нанесения смазочных покрытий также «в технологии комбинированной лубрикации рельсов, которая предполагает регулирование трибологического состояния контактных поверхностей головок обоих рельсов» [85, 149].

Трибометр для определения коэффициента трения на рельсе разработан также и во ВНИИЖТ (рисунок 1.6) [101]. Для проведения замера коэффициента трения его необходимо установить на рельсе и протащить вдоль рельса примерно 50 см. Для получения значений коэффициентов трения в других точках кривой необходимо трибометр с записывающей аппаратурой вручную перенести в место очередного замера.

С помощью рассмотренных методов визуальной оценки состояния смазки на рельсах и описанных конструкций трибометров «были исследованы важные с практической точки зрения вопросы: распределение коэффициента трения по ширине головки рельса и вдоль рельсовой колеи; влияние влажности воздуха» [105]; влияние различных смазочных материалов; скоростные эффекты; рациональные режимы нанесения смазочного материала на рельсы. Однако эти достижения

можно рассматривать как первый шаг в создании системы мониторинга и управления трением во взаимодействии колес подвижного состава с рельсами.



**Рисунок 1.6** – Трибометр ВНИИЖТ

Перспективы развития средств контроля трения во взаимодействии колес подвижного состава с рельсами в расширенном применении трибометров в подвижных железнодорожных средствах мониторинга и измерения, а также на тяговом подвижном составе.

#### **1.4 Выводы по разделу 1**

Таким образом, «в целом, рассматривая научное направление, связанное с развитием теории взаимодействия подвижного состава и пути, следует отметить совершенствование методов расчета установившегося движения в кривых от квазистатических методов до учета геометрии подсистемы «колесо – рельс», в том числе и для их изношенного состояния; развитие численных методов расчета нелинейных математических моделей, описывающих колебательный характер движения экипажа в кривой произвольного очертания; успешное применение методов физического моделирования движения рельсовых экипажей в кривых, создание программ автоматизированного анализа технических систем на основе моделирования их системами твердых тел с применением алгоритмов синтеза уравнений движения» [23].

«Анализ исследований влияния трибологического состояния контактных поверхностей в системе «колесо-рельс» на взаимодействие между колесами подвижного состава и рельсами показывает следующее:

– лубрификация рельсов снижает износ гребней колес и рельсов, позволяет снизить расход топливно-энергетических затрат на тягу поездов и увеличить срок службы колес и рельсов;

– совершенствуется технология лубрикации рельсов и гребней колес с разработкой и испытаниями новых видов смазочных материалов;

– проводятся исследования по применению комбинированного смазывания в кривых боковых граней наружного рельса и поверхности катания внутреннего рельса» [48];

– разработаны методы и средства по визуальной и инструментальной оценке состояния смазочного материала на рельсах позволяющие проводить исследования и осуществлять мониторинг трибологического состояния контактных поверхностей в системе «колесо-рельс».

## 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ПУТИ

### 2.1 Математическая модель пространственных колебаний грузового тепловоза при движении по участкам пути произвольного очертания в плане

«При создании современных магистральных локомотивов и модернизации эксплуатируемых каждый раз возникает задача прогнозирования динамических качеств локомотивов при движении в прямых и кривых участках пути. Поиск рациональных (оптимальных) конструктивных параметров экипажной части проектируемых и модернизируемых локомотивов, обеспечивающих требуемые динамические качества, в настоящее время может решаться путем теоретических исследований методом компьютерного моделирования» [23].

Для решения поставленной задачи предлагается математическая модель, разработанная применительно к секции «грузового тепловоза 2ТЭ116, который имеет двухступенчатое рессорное подвешивание, упругую связь тележки с кузовом и опорно-осевой асинхронный тяговый электродвигатель» [152]. Расчетные схемы секции грузового тепловоза представлены на рисунке 2.1.

При выборе расчетных схем использовались два исходных положения: во-первых, схемы должны обеспечить корректное описание действительных динамических процессов, происходящих при движении исследуемого экипажа, во-вторых, они должны быть как можно более простыми.

Рассматривается движение экипажа с постоянной скоростью по однородно упругому пути произвольного очертания в плане. Упруго-диссипативные и инерционные свойства пути моделируются присоединением к каждому колесу сосредоточенной массы, имеющей вертикальное и поперечное горизонтальное перемещение и опирающейся в этих направлениях на пружины и демпферы вязкого трения. Будем считать, что колеса катятся по рельсам без отрыва, т.е. в вертикальной плоскости совершают колебания совместно с рельсами, нагрузка, действующая на одну из рельсовых нитей, не оказывает влияния на другую, а взаимные перемеще-

ния рельсов и основания на контактной поверхности отсутствуют. Не учитываются также продольные перемещения рельсов и основания.

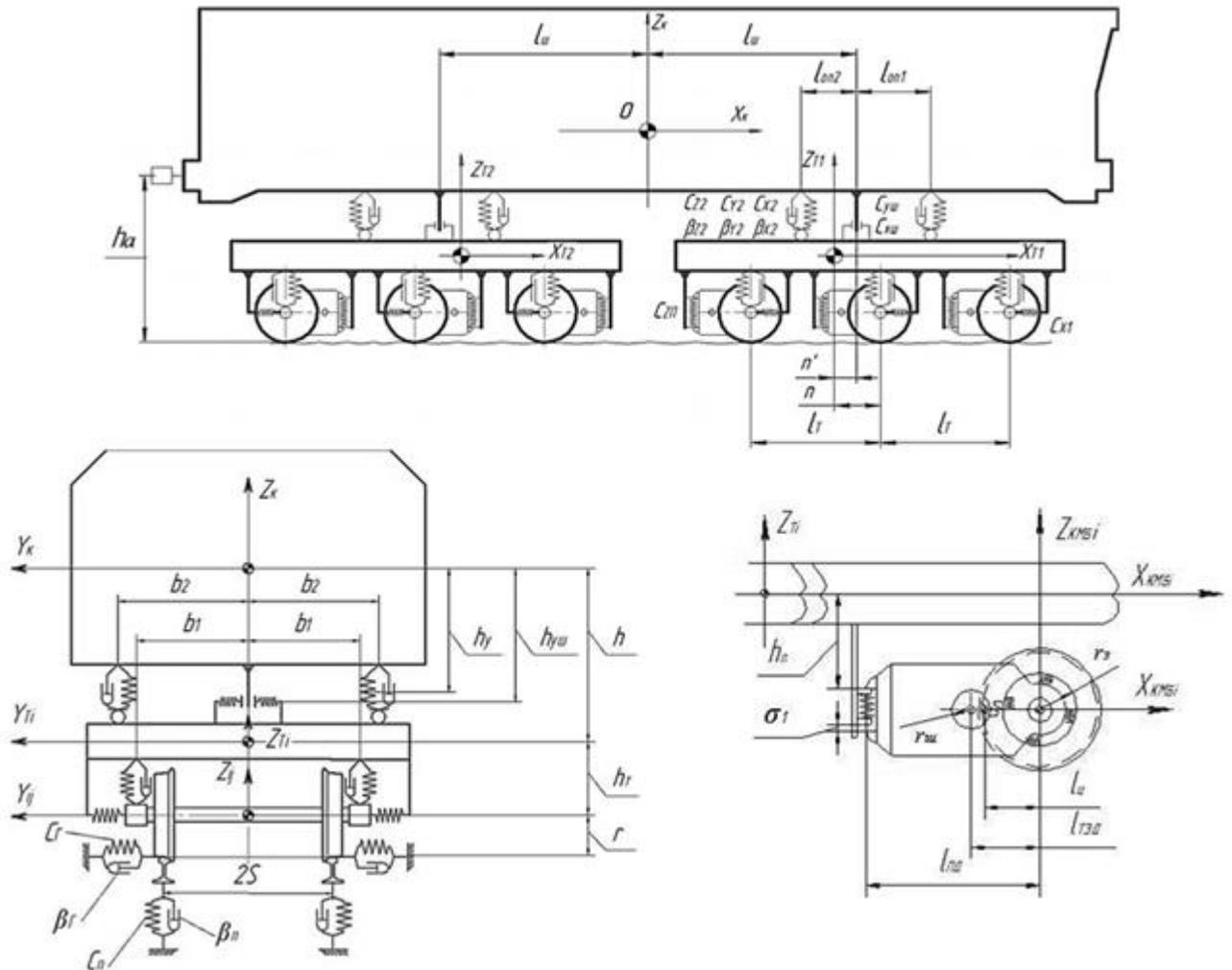
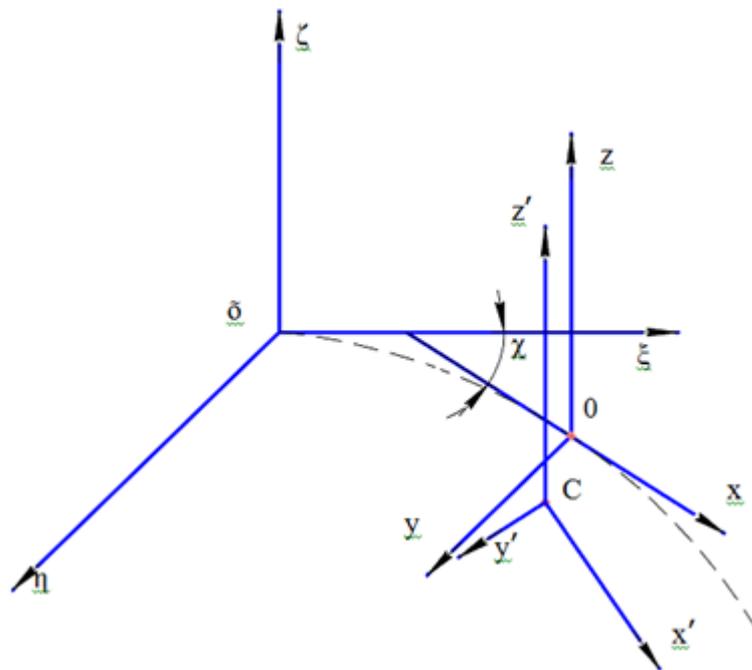


Рисунок 2.1 – Расчетные схемы секции грузового тепловоза

Касательные силы взаимодействия колес с рельсами будем определять по теории упругого скольжения Картера. Поскольку эти силы зависят от нормального давления, геометрии и упругих свойств контактирующих тел, а при их определении используются коэффициенты псевдоскольжения, значения которых определяются с учетом упругих свойств колес в местах поверхностей их контакта с рельсами допущение о том, что колесные пары являются абсолютно твердыми нельзя считать строгим.

Также будем считать, что шкворни кузова упруго (с достаточно большой жесткостью  $C_{xii}$ ) связаны в продольном направлении с рамами тележек.

Для описания движения тепловоза по участкам пути произвольного очертания в плане выберем неподвижную систему координат  $\tilde{O}\xi\eta\zeta$ , а для каждого твердого тела – по две подвижные системы координат: естественную  $Oxyz$  и связанную с твердым телом  $Cx'y'z'$  ( $Cx', Cy', Cz'$  – главные центральные оси инерции) [138]. Все системы координат примем левыми, причем будем считать, что оси  $\tilde{O}\xi$ ,  $Ox$ ,  $Cx'$  направлены слева направо, а оси  $\tilde{O}\zeta$ ,  $Oz$ ,  $Cz'$  – вверх (рисунок 2.2).



Примечание – Оси естественной системы координат направлены соответственно по касательной, нормали и бинормали к оси пути. Ось  $Oy$  проходит через проекцию центра масс твердого тела на соприкасающуюся с поверхностью пути плоскость, наклоненную вследствие возвышения  $h_r$  наружного рельса над внутренним под углом  $\theta_n$  к горизонтальной плоскости. Положение естественной системы координат относительно неподвижной характеризуется дуговой координатой вдоль оси пути  $S$ , углом  $\chi$  между осями  $Ox$  и  $\tilde{O}\xi$  в плане и углом  $\theta_n$ . Параметры криволинейного участка пути  $\chi$  и  $\theta_n$  – заданные функции координаты  $S$ , для круговой кривой  $\dot{\chi}$  и  $h_r$  – постоянные, для прямой – равняются нулю.

**Рисунок 2.2** – Система координат

Для описания сферического движения твердого тела используются самолетные углы  $\tilde{\psi} = \psi + \chi$ ,  $\varphi$ ,  $\tilde{\theta} = \theta + \theta_n$ , однозначно определяющие направление осей  $Cx', Cy', Cz'$  относительно неподвижной системы координат.

Положение каждого твердого тела рассматриваемой системы в каждый момент времени относительно естественной системы координат определяется по-

ступательными перемещениями  $x$  (подергивание),  $y$  (боковой относ),  $z$  (подпрыгивание) и углами поворота  $\varphi_x$  (боковая качка),  $\varphi_y$  (галопирование),  $\varphi_z$  (виляние).

Для обозначения тел при координатах и параметрах системы введены следующие индексы:  $K$  – для кузова;  $T_i$  – для рамы  $i$ -й тележки ( $i = 1, 2$ );  $ij$  – для  $j$ -ой колесной пары или колесно-моторного блока (далее – КМБ)  $i$ -й тележки ( $i = 1, 2$ ;  $j = 1, 2, 3$ );  $ijn$  – для  $n$ -го колеса ( $n = 1, 2$ )  $j$ -й колесной пары  $i$ -й тележки, где  $n = 1$  соответствует левому колесу по ходу движения, а  $n = 2$  правому колесу;  $oijn$  – для приведенной массы пути под  $n$ -м колесом  $j$ -й колесной пары  $i$ -й тележки.

При определении числа степеней свободы рассматриваемой механической системы приняты во внимание ограничения, наложенные на перемещения тел в силу конструктивных особенностей рассматриваемого тепловоза и принятых допущений. Уравнения связей записываются в следующем виде:

$$\varphi_{ij} = -\frac{x_{ij}}{r}, \quad (i = 1, 2; j = 1, 2, 3) \quad (2.1)$$

$$z_{oijn} = z_{ij} + (-1)^n s_1 \varphi_{xij} - \eta_{ijn}^e, \quad (i = 1, 2; j = 1, 2, 3; n = 1, 2) \quad (2.2)$$

где  $r$  – радиус колеса по среднему кругу катания;

$2s_1$  – расстояние между серединами кругов катания колес;

$\eta_{ijn}^e$  – вертикальные неровности пути.

В качестве обобщенных координат системы выбраны следующие величины:

$x_K, y_K, z_K$  – подергивание, относ и подпрыгивание кузова;

$\varphi_{xK}, \varphi_{yK}, \varphi_{zK}$  – боковая качка, галопирование и виляние кузова;

$x_{Ti}, y_{Ti}, z_{Ti}$  – подергивание, относ и подпрыгивание тележек;

$\varphi_{xTi}, \varphi_{yTi}, \varphi_{zTi}$  – боковая качка, галопирование и виляние тележек;

$x_{ij}, y_{ij}, z_{ij}$  – подергивание, относ и подпрыгивание колесно-моторных блоков;

$\varphi_{xij}, \varphi_{zij}$  – боковая качка, и виляние колесно-моторных блоков;

$y_{oijn}$  – относ приведенной массы пути.

При составлении дифференциальных уравнений движения тепловоза по пути произвольного очертания используется уравнение Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (2.3)$$

где  $n$  – число степеней свободы;

$T$  – кинетическая энергия системы;

$\Pi$  – потенциальная энергия системы;

$\Phi$  – функция рассеяния системы;

$q_i$  и  $\dot{q}_i$  – обобщенные координаты и их производные по времени;

$Q_i$  – обобщенные силы системы, не имеющие потенциала.

### Кинетическая энергия

Кинетическую энергию системы представим в общем случае как сумму кинетической энергии  $T_{\varepsilon}$  экипажа и кинетической энергии  $T_n$  пути.

Для каждого из тел кинетическая энергия определялась по теореме Кенига.

Кинетическая энергия экипажа складывается из кинетической энергии поступательного движения  $T_{Ci}$  и сферического  $T_{\Omega i}$  движения  $i$ -х твердых тел.

В общем случае кинетическая энергия системы записывается в следующем виде:

$$\begin{aligned} T &= T_{\varepsilon} + T_{\Pi} = \sum_{i=1}^k (T_{Ci} + T_{\Omega i}) + T_{\Pi} = \\ &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \left\{ m_i \left[ (\dot{S}_i + \dot{x}_i - y_i \cdot \dot{\chi}_i)^2 + (\dot{y}_i + x_i \cdot \dot{\chi}_i)^2 + \left( \dot{z}_i - \frac{1}{2} \dot{h}_{ri} \right)^2 \right] + \right. \\ &\quad \left. + J_{Xi} \cdot (\dot{\phi}_{Xi} + \dot{\theta}_{hi})^2 + J_{Yi} \cdot \dot{\phi}_{Yi}^2 + J_{Zi} \cdot (\dot{\phi}_{Zi} + \dot{\chi}_i)^2 \right\} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 \sum_{n=1}^2 (m_{ojn} \cdot \dot{y}_{ojn}^2 + m_{ozn} \cdot \dot{z}_{ojn}^2) \quad (2.4) \end{aligned}$$

где  $m_i$  – масса  $i$ -го тела;

$J_{Xi}, J_{Yi}, J_{Zi}$  – главные центральные моменты инерции  $i$ -го тела относительно осей  $X, Y, Z$  соответственно;

$\dot{\chi}_i$  – угловая скорость изменения траектории движения, для круговой кривой радиусом  $R_0$  определяется как:

$$\chi_i = \frac{l}{R_0}, \quad \dot{\chi}_i = \frac{V}{R_0};$$

$m_o$  – приведенная масса пути;

$h_{ri}$  – возвышение пути под центром масс  $i$ -го тела, вызванное возвышением кривой наружного рельса на величину  $h_r=2\theta_h \cdot S_1$ ;

$S_1$  – половина расстояния между кругами катания,  $S_1=0.79$  м.

Рассматриваем движение в круговой кривой. Тогда, учитывая принятые допущения, можно записать  $S_K=S_{Ti}=S_{ij}=V \cdot t$ ,  $h_{ri}=h_r$ ,  $\theta_{hi}=\theta_h=\frac{h_r}{2S_1}=\text{const}$ .

Подставив в уравнение 2.4 необходимые параметры с учетом уравнений связей обобщенных координат получим выражение кинетической энергии системы:

$$\begin{aligned}
 T = & \frac{1}{2} m_K \cdot [ (V + \dot{x}_K - y_K \cdot \dot{\chi}_K)^2 + (\dot{y}_K + x_K \cdot \dot{\chi}_K)^2 + \dot{z}_K^2 ] + \\
 & + \frac{1}{2} [ J_{xK} \cdot \dot{\phi}_{xK}^2 + J_{yK} \cdot \dot{\phi}_{yK}^2 + J_{zK} \cdot (\dot{\phi}_{zK} + \dot{\chi}_K)^2 ] + \\
 & + \frac{1}{2} m_T \cdot \sum_{i=1}^2 [ (V + \dot{x}_{Ti} - y_{Ti} \cdot \dot{\chi}_{Ti})^2 + (\dot{y}_{Ti} + x_{Ti} \cdot \dot{\chi}_{Ti})^2 + \dot{z}_{Ti}^2 ] + \\
 & + \frac{1}{2} \left[ J_{xT} \cdot \sum_{i=1}^2 \dot{\phi}_{xTi}^2 + J_{yT} \cdot \sum_{i=1}^2 \dot{\phi}_{yTi}^2 + J_{zT} \cdot \sum_{i=1}^2 (\dot{\phi}_{zTi} + \dot{\chi}_{Ti})^2 \right] + \\
 & + \frac{1}{2} m_{ij} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 [ \dot{x}_{ij}^2 + (\dot{y}_{ij} + l_{\zeta} \cdot \dot{\phi}_{zij})^2 + (\dot{z}_{ij} - l_{\zeta} \cdot \dot{\phi}_{yDBij})^2 ] + \\
 & + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 [ (J_{zij} + m_{ij} \cdot l_{\zeta}^2) \cdot \dot{\phi}_{yij}^2 + J_{xij} \cdot \dot{\phi}_{xij}^2 + J_{yij} \cdot \dot{\phi}_{yij}^2 + J_{yDB} \cdot \dot{\phi}_{yDBij}^2 + J_{yя} \cdot \dot{\phi}_{яij}^2 + J_{yB} \cdot \dot{\phi}_{Bij}^2 ] + \\
 & + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 \sum_{n=1}^2 (m_{OY} \cdot \dot{y}_{Oijn}^2 + m_{OZ} \cdot \dot{z}_{Oijn}^2). \tag{2.5}
 \end{aligned}$$

### Потенциальная энергия

Потенциальная энергия системы  $\Pi$  определяется как сумме энергий упругих деформаций элементов экипажа  $\Pi_{\text{э}}$  и пути  $\Pi_n$  и изменения энергии  $\Pi_h$  вследствие подъема или опускания центров тяжести тел, входящих в систему:

$$\Pi = \Pi_{\text{э}} + \Pi_n + \Pi_h$$

Потенциальную энергию деформаций линейных упругих элементов, входящих в систему, определим по теореме Клапейрона

$$\Pi_{\text{э}} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \Pi_i = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k C_i \Delta_i^2, \tag{2.6}$$

где  $C_i$  – жесткость  $i$ -ого упругого элемента;

$\Delta_i$  – деформация  $i$ -го упругого элемента.

Потенциальную энергию пути запишем в виде [138]

$$P_{\Pi} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 \sum_{n=1}^2 (C_{oy} \cdot y_{oijn}^2 + C_{oz} \cdot z_{oijn}^2), \quad (2.7)$$

где  $C_{oy}$  и  $C_{oz}$  – приведенная жесткость пути в горизонтальном поперечном и вертикальном направлениях соответственно;

$y_{oijn}$  и  $z_{oijn}$  – поперечные и вертикальные перемещения пути под  $n$ -ым колесом  $j$ -ых КМБ  $i$ -ой тележки соответственно.

Потенциальную энергию  $P_h$  вследствие подъема или опускания центров тяжести  $i$ -х тел при их поперечных перемещениях определим из выражения:

$$P_h = - \sum_{i=1}^k m_i \cdot g \cdot \theta_{hi} \cdot y_i, \quad (2.8)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

Потенциальная энергия от деформации упругих элементов определится следующим образом.

1.  $P_1$  – энергия от вертикальной деформации соответственно первой, второй, третьей и четвертой пары боковых опор кузова при колебаниях подпрыгивания и галопирования

$$P_1 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 2C_{Z2} \cdot \Delta_{Zi}^2, \quad (2.9)$$

где  $C_{Z2}$  – вертикальная жесткость одной боковой опоры кузова;

$$\Delta_{Z1} = z_K - \varphi_{YK}(L_{u1} + L_{on1}) - z_{T1} + \varphi_{YT1}(n' + L_{on1});$$

$$\Delta_{Z2} = z_K - \varphi_{YK}(L_{u1} - L_{on2}) - z_{T1} - \varphi_{YT1}(L_{on2} - n');$$

$$\Delta_{Z3} = z_K + \varphi_{YK}(L_{u1} - L_{on2}) - z_{T2} + \varphi_{YT2}(L_{on2} - n');$$

$$\Delta_{Z4} = z_K + \varphi_{YK}(L_{u1} + L_{on1}) - z_{T2} - \varphi_{YT2}(n' + L_{on1}).$$

2.  $P_2$  – энергия от вертикальной деформации боковых опор кузова при колебаниях боковой качки

$$P_2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 4C_{Z2} \cdot \Delta_{\varphi xi}^2, \quad (2.10)$$

$$\Delta_{\varphi x1} = (\varphi_{XK} - \varphi_{XT1}) \cdot b_2;$$

$$A_{\varphi x1} = (\varphi_{xK} - \varphi_{xT2}) \cdot b_2$$

3.  $\Pi_3$  – энергия от поперечной деформации боковых опор кузова при колебаниях отбоя, виляния и боковой качки

$$\Pi_3 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 2C_{Y2} \cdot A_{yi}^2, \quad (2.11)$$

где  $C_{Y2}$  – поперечная жесткость одной боковой опоры кузова;

$$A_{y1} = y_K - (\varphi_{xK} + \theta_h) \cdot h_y + (\varphi_{zK} + \chi_K) \cdot (L_u + L_{on1}) - \\ - y_{T1} - (\varphi_{xT1} + \theta_h) \cdot (h - h_y) - (\varphi_{zT1} + \chi_{T1}) \cdot (L_{on1} + n') - u_1;$$

$$A_{y2} = y_K - (\varphi_{xK} + \theta_h) \cdot h_y + (\varphi_{zK} + \chi_K) \cdot (L_u + L_{on2}) - \\ - y_{T1} - (\varphi_{xT1} + \theta_h) \cdot (h - h_y) + (\varphi_{zT1} + \chi_{T1}) \cdot (L_{on2} - n') - u_2;$$

$$A_{y3} = y_K - (\varphi_{xK} + \theta_h) \cdot h_y - (\varphi_{zK} + \chi_K) \cdot (L_u + L_{on2}) - \\ - y_{T2} - (\varphi_{xT2} + \theta_h) \cdot (h - h_y) - (\varphi_{zT2} + \chi_{T2}) \cdot (L_{on2} - n') - u_3;$$

$$A_{y4} = y_K - (\varphi_{xK} + \theta_h) \cdot h_y - (\varphi_{zK} + \chi_K) \cdot (L_u + L_{on1}) - \\ - y_{T2} - (\varphi_{xT2} + \theta_h) \cdot (h - h_y) + (\varphi_{zT2} + \chi_{T2}) \cdot (L_{on1} + n') - u_4,$$

$u_1 \dots u_4$  – стрела дуги криволинейного (в плане) пути в пределах расстояния между центрами масс соответствующих тел.

4.  $\Pi_4$  – энергия от продольной деформации боковых опор кузова при колебаниях подергивания и галопирования

$$\Pi_4 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 4C_{X2} \cdot A_{xi}^2, \quad (2.12)$$

где  $C_{X2} = C_{Y2}$  – продольная жесткость одной боковой опоры кузова;

$$A_{x1} = x_K + \varphi_{yK} \cdot h_y - x_{T1} + \varphi_{yT1} \cdot (h - h_y);$$

$$A_{x2} = x_K + \varphi_{yK} \cdot h_y - x_{T2} + \varphi_{yT2} \cdot (h - h_y).$$

5.  $\Pi_5$  – энергия от продольной деформации боковых опор кузова при колебаниях виляния

$$\Pi_5 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 4C_{X2} \cdot A_{\varphi x i}^2, \quad (2.13)$$

$$A_{\varphi x1} = (\varphi_{zK} + \chi_K - \varphi_{zT1} - \chi_{T1}) \cdot b_2;$$

$$A_{\varphi x2} = (\varphi_{zK} + \chi_K - \varphi_{zT2} - \chi_{T2}) \cdot b_2.$$

6.  $P_6$  – энергия от деформации пружин шкворневого узла при колебаниях отбоя, виляния и боковой качки

$$P_6 = \frac{1}{2} \sum_{i=2}^2 C_{Y_{III}} \cdot \Delta_{Y_{III}i}^2 \cdot \Phi_{IIIi}, \quad (2.14)$$

где  $C_{Y_{III}}$  – жесткость одной пружины шкворневого узла;

$$\Delta_{Y_{III}1} = y_K - (\varphi_{XK} + \theta_h) \cdot h_{yu} + (\varphi_{ZK} + \chi_K) \cdot (L_{uu} - n') -$$

$$- y_{T1} - (\varphi_{XT1} + \theta_h) \cdot (h - h_{yu}) - (\varphi_{ZT1} + \chi_{T1}) \cdot n' - u_{1uu};$$

$$\Delta_{Y_{III}2} = y_K - (\varphi_{XK} + \theta_h) \cdot h_{yu} - (\varphi_{ZK} + \chi_K) \cdot L_{uu} -$$

$$- y_{T1} - (\varphi_{XT2} + \theta_h) \cdot (h - h_{yu}) + (\varphi_{ZT2} + \chi_{T2}) \cdot n' - u_{2uu};$$

$u_{1uu}$ ,  $u_{2uu}$  – стрела дуги криволинейного (в плане) пути в пределах расстояния между центрами масс соответствующих тел;

При составлении уравнений движения необходимо учесть зазоры в шкворневых узлах  $\delta_0 = 20 \text{ мм}$ . Зазоры учитываются функциями единичного скачка

$$\Phi_{IIIi} = \begin{cases} 1 & \text{при } |\Delta_{Y_{III}i}| > \delta_0, \\ 0 & \text{при } |\Delta_{Y_{III}i}| \leq \delta_0. \end{cases}$$

7.  $P_7$  – энергия от продольной деформации шкворневого узла при колебаниях подергивания и галопирования

$$P_7 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 C_{X_{III}} \cdot \Delta_{X_{III}i}^2, \quad (2.15)$$

где  $C_{X_{III}}$  – продольная жесткость шкворневого узла;

$$\Delta_{X_{III}1} = x_K + \varphi_{YK} \cdot h_{yu} - x_{YT1} + \varphi_{YT1} \cdot (h - h_{yu});$$

$$\Delta_{X_{III}2} = x_K + \varphi_{YK} \cdot h_{yu} - x_{YT2} + \varphi_{YT2} \cdot (h - h_{yu}).$$

8.  $P_8$  – энергия от поворота тележки относительно кузова

$$P_8 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 C_{\varphi} \Delta_{\varphi i}^2, \quad (2.16)$$

где  $C_{\varphi}$  – угловая жесткость поворота тележки относительно кузова;

$$\Delta_{\varphi 1} = \varphi_{ZK} + \chi_K - \varphi_{ZT1} - \chi_{T1};$$

$$\Delta_{\varphi 2} = \varphi_{ZK} + \chi_K - \varphi_{ZT2} - \chi_{T2}.$$

9.  $\Pi_9$  – энергия от вертикальной деформации буксового рессорного подвешивания при колебаниях подпрыгивания и галопирования

$$\Pi_9 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 2C_{z1} \cdot \Delta_{zij}^2, \quad (2.17)$$

где  $C_{z1}$  – вертикальная жесткость пружин первой ступени рессорного подвешивания с учетом жесткости поводков на одну буксу;

$$\Delta_{z11} = z_{T1} - \varphi_{YT1} \cdot (L_T + n) - z_{11};$$

$$\Delta_{z12} = z_{T1} - \varphi_{YT1} \cdot n - z_{12};$$

$$\Delta_{z13} = z_{T1} + \varphi_{YT1} \cdot (L_T - n) - z_{13}.$$

$$\Delta_{z21} = z_{T2} - \varphi_{YT2} \cdot (L_T - n) - z_{21};$$

$$\Delta_{z22} = z_{T2} + \varphi_{YT2} \cdot n - z_{22};$$

$$\Delta_{z23} = z_{T2} + \varphi_{YT2} \cdot (L_T + n) - z_{23}.$$

10.  $\Pi_{10}$  – энергия от вертикальной деформации буксового рессорного подвешивания при колебаниях боковой качки

$$\Pi_{10} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 2C_{z1} \cdot \Delta_{\varphi ij}^2, \quad (2.18)$$

$$\Delta_{\varphi 11} = (\varphi_{XT1} - \varphi_{X11}) \cdot b_1;$$

$$\Delta_{\varphi 12} = (\varphi_{XT1} - \varphi_{X12}) \cdot b_1;$$

$$\Delta_{\varphi 13} = (\varphi_{XT1} - \varphi_{X13}) \cdot b_1;$$

$$\Delta_{\varphi 21} = (\varphi_{XT2} - \varphi_{X21}) \cdot b_1;$$

$$\Delta_{\varphi 22} = (\varphi_{XT2} - \varphi_{X22}) \cdot b_1;$$

$$\Delta_{\varphi 23} = (\varphi_{XT2} - \varphi_{X23}) \cdot b_1.$$

11.  $\Pi_{11}$  – энергия от поперечной деформации буксового рессорного подвешивания при колебаниях отбоя, виляния и боковой качки

$$\Pi_{11} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{y1} \cdot \Delta_{yij}^2 \cdot \Phi_{ij}, \quad (2.19)$$

где  $C_{y1}$  – поперечная жесткость связи КМБ с рамой тележки;

$$\Delta_{y11} = y_{T1} + (\varphi_{zT1} + \chi_{T1}) \cdot (L_T + n) - (\varphi_{XT1} + \theta_h) \cdot h_T - y_{11} - u_{11};$$

$$A_{y12} = y_{T1} + (\varphi_{zT1} + \chi_{T1}) \cdot n - (\varphi_{xT1} + \theta_h) \cdot h_T - y_{12} - u_{12};$$

$$A_{y13} = y_{T1} - (\varphi_{zT1} + \chi_{T1}) \cdot (L_T - n) - (\varphi_{xT1} + \theta_h) \cdot h_T - Y_{13} - u_{13};$$

$$A_{y21} = y_{T2} + (\varphi_{zT2} + \chi_{T2}) \cdot (L_T - n) - (\varphi_{xT2} + \theta_h) \cdot h_T - y_{21} - u_{21};$$

$$A_{y22} = y_{T2} - (\varphi_{zT2} + \chi_{T2}) \cdot n - (\varphi_{xT2} + \theta_h) \cdot h_T - y_{22} - u_{22};$$

$$A_{y23} = y_{T2} - (\varphi_{zT2} + \chi_{T2}) \cdot (L_T + n) - (\varphi_{xT2} + \theta_h) \cdot h_T - y_{23} - u_{23}$$

$u_{11} \dots u_{23}$  – стрела дуги криволинейного (в плане) пути в пределах расстояния между центрами масс соответствующих тел;

$\Phi_{ij}$  – функция единичного скачка, которая по аналогии со шкворневым узлом учитывает зазор  $\delta_b$  между буксой и осью колесной пары. Для крайних колесных пар  $\delta_b = 1,5$  мм, для средних колесных пар  $\delta_b = 14$  мм.

12.  $\Pi_{12}$  – энергия от продольной деформации буксового рессорного подвешивания при колебаниях подергивания и галопирования

$$\Pi_{12} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{x1} \cdot A_{xij}^2, \quad (2.20)$$

где  $C_{x1}$  – жесткость продольной связи КМБ с рамой тележки;

$$A_{x11} = x_{T1} + \varphi_{yT1} \cdot h_T - x_{11};$$

$$A_{x12} = x_{T1} + \varphi_{yT1} \cdot h_T - x_{12};$$

$$A_{x13} = x_{T1} + \varphi_{yT1} \cdot h_T - x_{13};$$

$$A_{x21} = x_{T2} + \varphi_{yT2} \cdot h_T - x_{21};$$

$$A_{x22} = x_{T2} + \varphi_{yT2} \cdot h_T - x_{22};$$

$$A_{x23} = x_{T2} + \varphi_{yT2} \cdot h_T - x_{23}.$$

13.  $\Pi_{13}$  – энергия от продольной деформации буксового рессорного подвешивания при колебаниях виляния

$$\Pi_{13} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{x1} \cdot A_{\varphi ij}^2, \quad (2.21)$$

$$\text{где } A_{\varphi 11} = (\varphi_{zT1} + \chi_{T1} - \varphi_{z11} - \chi_{11}) \cdot b_1;$$

$$A_{\varphi 12} = (\varphi_{zT1} + \chi_{T1} - \varphi_{z12} - \chi_{12}) \cdot b_1;$$

$$A_{\varphi 13} = (\varphi_{zT1} + \chi_{T1} - \varphi_{z13} - \chi_{13}) \cdot b_1;$$

$$A_{\varphi_{z21}} = (\varphi_{zT2} + \chi_{T2} - \varphi_{z21} - \chi_{21}) \cdot b_1 ;$$

$$A_{\varphi_{z22}} = (\varphi_{zT2} + \chi_{T2} - \varphi_{z22} - \chi_{22}) \cdot b_1 ;$$

$$A_{\varphi_{z23}} = (\varphi_{zT2} + \chi_{T2} - \varphi_{z23} - \chi_{23}) \cdot b_1 .$$

14.  $\Pi_{14}$  – энергия от деформации хвостовика вала якоря жесткостью  $C_{\varphi_{ш}}$ .

$$\Pi_{14} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{\varphi_{ш}} \cdot (\varphi_{яij} - \varphi_{шij})^2 \quad (2.22)$$

Учитывая связь  $\varphi_{шij}$  с  $\varphi_{зкij}$  и  $\varphi_{двij}$  следует, что

$$\varphi_{шij} = k \cdot \varphi_{зкij} + (1+k) \cdot \varphi_{двij}$$

где  $k$  – передаточное отношение тягового редуктора

получим

$$\Pi_{14} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{\varphi_{ш}} \cdot [\varphi_{яij} - k \cdot \varphi_{зкij} - (1+k) \cdot \varphi_{двij}]^2 . \quad (2.23)$$

15.  $\Pi_{15}$  – энергия от деформации упругого венца зубчатого колеса жесткостью  $C_{\varphi_{з}}$ .

«Деформация упругого венца зубчатого колеса зависит от независимой координаты  $\varphi_{зк}$  и от угла поворота ступицы зубчатого колеса.

$$\Pi_{15} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{\varphi_{з}} \cdot \left( \varphi_{зкij} - \frac{X_{ij}}{r} - \varphi_{Y3zi} - \varphi_{Zij} \cdot \frac{S}{r} \right)^2 , \quad (2.24)$$

где первый член – поворот венца зубчатого колеса;

второй член – поворот колесного центра от подергивания;

третий член – поворот колесного центра от крутильных колебаний

колесного центра со ступицей;

четвертый член – поворот колесного центра от влияния колесной пары» [118].

16.  $\Pi_{16}$  – энергия от деформации подвески тягового двигателя вертикальной жесткостью  $C_{зп}$ .

$$\Pi_{16} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{зп} \cdot \Delta_{ij}^2 \quad (2.25)$$

$$\Delta_{11} = z_{11} - \varphi_{дв11} \cdot L_{пц} - z_{T1} - \varphi_{YT1} \cdot (L_T + n - L_{пц}) ;$$

$$\Delta_{12} = z_{12} - \varphi_{дв12} \cdot L_{пц} - z_{T1} + \varphi_{YT1} \cdot (L_{пц} - n) ;$$

$$\Delta_{13} = z_{13} - \varphi_{ДВ13} \cdot L_{ПД} - z_{T1} + \varphi_{YT1} \cdot (L_T - n + L_{ПД});$$

$$\Delta_{21} = z_{21} - \varphi_{ДВ21} \cdot L_{ПД} - z_{T2} - \varphi_{YT2} \cdot (L_T - n + L_{ПД});$$

$$\Delta_{22} = z_{22} - \varphi_{ДВ22} \cdot L_{ПД} - z_{T2} - \varphi_{YT2} \cdot (L_{ПД} - n);$$

$$\Delta_{23} = z_{23} - \varphi_{ДВ23} \cdot L_{ПД} - z_{T2} + \varphi_{YT2} \cdot (L_T + n - L_{ПД}).$$

«При составлении уравнений движения с учетом деформаций подвески ТЭД необходимо учитывать зазор между траверсой пружинной подвески и носиком ТЭД, который в эксплуатации может достичь  $\sigma_{ТЭД} = 8...10$  мм. Зазоры по аналогии с шкворневым узлом учитываются функциями одиночного скачка» [118].

$$\Phi_{ТЭДi} = \begin{cases} 1 & \text{при } \Delta_{ij} \geq \delta_{ТЭД}, \\ 0 & \text{при } \Delta_{ij} < \delta_{ТЭД}. \end{cases}$$

«Необходимо также учесть преднатяг пружинной подвески ТЭД равный  $F_{ТЭД} = 15 \cdot 10^3$  Н. Он учитывается условной жесткостью, значительно более высокой, чем  $C_{ЗИ} = 15 \cdot 10^6$  Н · м<sup>-1</sup> при  $\Delta_{ij} \leq 1$  мм» [118].

17.  $\Pi_{17}$  – от колебаний колесных центров на осях соответствующих колесных пар угловой жесткостью  $C_{\varphi O}$ .

Со стороны зубчатых колес:

$$\Pi_{17-1} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{\varphi O} \cdot \varphi_{Y3}^2. \quad (2.26)$$

С противоположной стороны:

$$\Pi_{17-2} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{\varphi O} \cdot \varphi_{YЦ}^2.$$

Потенциальная энергия в следствии подъема или опускания центров масс  $i$ -х тел при их поперечных перемещениях равна:

$$\Pi_h = -m_K \cdot g \cdot \theta_h \cdot y_K - \sum_{i=1}^2 m_{Ti} \cdot g \cdot \theta_h \cdot y_{Ti} - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 m_{ij} \cdot g \cdot \theta_h \cdot y_{ij}, \quad (2.27)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

### Диссипативная функция (функция рассеивания) системы

Выражение функции рассеивания аналогично выражению потенциальной энергии системы. Функцию ( $\Phi$ ) можно получить из выражения потенциальной

энергии ( $\Pi$ ), заменив в нем жесткости коэффициентами сопротивления ( $\beta$ ) и обобщенные координаты  $\Delta_i$  – обобщенными скоростями  $\dot{\Delta}_i$ .

Для определения функции рассеяния примем, что во второй ступени рессорного подвешивания в вертикальном и поперечном направлениях параллельно упругим элементам установлены демпферы вязкого сопротивления, в буксовой ступени рессорного подвешивания в вертикальном направлении установлены демпферы сухого трения, в поперечном направлении – демпферы вязкого сопротивления, а параллельно упругим элементам присоединенных масс пути – также демпферы вязкого сопротивления.

$$\begin{aligned} \Phi = & \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 2\beta_{z2} \cdot \dot{\Delta}_{zi}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 4\beta_{z2} \cdot \dot{\Delta}_{\varphi xi}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 2\beta_{y2} \cdot \dot{\Delta}_{yi}^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 2F_z \cdot \dot{\Delta}_{zij} \cdot \text{sign} \dot{\Delta}_{zij} + \\ & + \sum_{i=1}^6 2F_z \cdot \dot{\Delta}_{\varphi ij} \cdot \text{sign} \dot{\Delta}_{\varphi ij} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 \beta_{y1} \cdot \dot{\Delta}_{yij}^2 \cdot \Phi_{ij} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 \sum_{n=1}^2 (\beta_{oy} \cdot \dot{y}_{oijn}^2 + \beta_{oz} \cdot \dot{z}_{oijn}^2), \end{aligned} \quad (2.28)$$

где  $\beta_{z1}$ ,  $\beta_{y2}$ ,  $\beta_{y1}$ ,  $\beta_{oz}$ ,  $\beta_{oy}$  – коэффициенты вязкого сопротивления;

$F_z$  – сила сухого трения буксового демпфера.

### Обобщенные силы

Обобщенные силы, приложенные к системе, представляют собой результат взаимодействия колес с рельсами и перераспределения нагрузок вследствие поперечного смещения сил тяжести обрессоренных тел экипажа относительно необрессоренных.

Силы взаимодействия между колесами и рельсами в соприкасающейся с поверхностью пути плоскости можно получить как сумму сил крива (псевдоскольжения), определяемых по теории Картера, и поперечных составляющих давления колес на рельсы. Силы крива, действующие на  $n$ -ные колеса ( $n = 1, 2$ ) каждого КМБ нелинейно зависят от безразмерных характеристик проскальзывания  $\varepsilon_{ijn}$  и с достаточной точностью могут быть определены из выражения

$$F_{ijn} = -f_{ijn} \cdot \varepsilon_{ijn} \left[ \left( \frac{f_{ijn} \cdot \varepsilon_{ijn}}{k_f \cdot P_{ijn}} \right)^2 + 1 \right]^{-\frac{1}{2}}, \quad (2.29)$$

где  $f_{ijn}$  – коэффициенты крива (псевдоскольжения), значения которых можно определить по формуле Мюллера [156]

$$f_{ijn} = 235P_{ijn} - 2,4P_{ijn}^2 + 0,01P_{ijn}^3 ; \quad (2.30)$$

$k_f$  – коэффициент трения скольжения на поверхности катания рельса;

$P_{ijn}$  – вертикальные нагрузки, действующие на  $ijn$ -ные колеса, значения которых определяются из выражения

$$P_{ijn} = P_{cm} + C_{oz} \cdot z_{oijn} + \beta_{oz} \cdot \dot{z}_{oijn} ; \quad (2.31)$$

$P_{cm}$  – статическая нагрузка от колеса на рельс.

Безразмерные характеристики проскальзывания  $\varepsilon_{ijn}$  и их составляющие в продольном и поперечном направлениях связаны между собой соотношением

$$\varepsilon_{ijn} = \sqrt{\varepsilon_{xijn}^2 + \varepsilon_{yijn}^2} . \quad (2.32)$$

Продольные  $x_{ijn}$  и поперечные  $y_{ijn}$  составляющие сил  $F_{ijn}$  определяются из равенств [138]

$$F_{ijn}^x = F_{ijn} \cdot \frac{\varepsilon_{xijn}}{\varepsilon_{ijn}} ; \quad (2.33)$$

$$F_{ijn}^y = F_{ijn} \cdot \frac{\varepsilon_{yijn}}{\varepsilon_{ijn}} . \quad (2.34)$$

Выражения относительных скоростей проскальзывания колес в продольном  $\varepsilon_{xijn}$  и поперечном  $\varepsilon_{yijn}$  направлениях через обобщенные координаты записываются следующим образом

$$\varepsilon_{xijn} = (-1)^{n+1} \cdot \left[ \frac{S_1}{V} \cdot (\varphi_{Zij} + \dot{\chi}_{ij}) + (-1)^n \cdot \frac{\Delta r_{ijn}}{r} \right] , \quad (2.35)$$

$$\varepsilon_{yijn} = \frac{1}{V} \cdot (\dot{y}_{ij} - \dot{y}_{ijn} - r \cdot \dot{\varphi}_{xij}) - \varphi_{Zij} , \quad (2.36)$$

где  $V$  – скорость движения тепловоза;

$\Delta r_{ijn}$  – приращения радиусов кругов катания колес при их поперечных перемещениях относительно рельсовых нитей, определяемые из выражения

$$\Delta r_{ijn} = (-1)^n \cdot \frac{\mu_1 + \mu_2}{2} \cdot y_{ijn} + \frac{1}{2} (\mu_2 - \mu_1) \cdot \left\{ \sqrt{\left[ (-1)^n \cdot y_{ijn} - \delta \right]^2 + C_o} - \sqrt{\delta^2 + C_o} \right\} \quad (2.37)$$

где  $\mu_1, \mu_2, C_o, \delta$  – константы, характеризующие профиль колес [138];

$y_{ijn}$  – поперечные перемещения колес относительно рельсовых нитей, равные

$$y_{ijn} = y_{ij} - y_{oijn} - r \cdot \varphi_{xij} - h_{rijn}; \quad (2.38)$$

$h_{rijn}$  – поперечные неровности пути под  $n$ -ым колесом  $j$ -ой колесной пары,  $i$ -ой тележки, м.

Поперечные составляющие  $W_{ijn}$  реакции рельсовых нитей, действующие на колеса вследствие криволинейного очертания их профиля и приложенные к колесам в месте их контакта с рельсами, определим из выражения

$$W_{ijn} = -P_{ijn} \cdot \mu_{ijn}, \quad (2.39)$$

где

$$\mu_{ijn} = \frac{(-1)^n}{2} (\mu_1 + \mu_2) + \frac{1}{2} (\mu_2 - \mu_1) \cdot [(-1)^n y_{ijn} - \delta] \cdot \text{abs} \left\{ [(-1)^n y_{ijn} - \delta]^2 + C_0 \right\}^{-\frac{1}{2}} \cdot (-1)^n \quad (2.40)$$

Обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам, возникающие в результате взаимодействия экипажа и пути определим из выражений

$$Q_{Y_{ij}} = F_{ij1}^y + F_{ij2}^y + W_{ij1} + W_{ij2}; \quad (2.41)$$

$$Q_{X_{ij}} = F_{ij1}^x + F_{ij2}^x; \quad (2.42)$$

$$Q_{\varphi_{zj}} = S_1 \cdot (F_{ij1}^x - F_{ij2}^x); \quad (2.43)$$

$$Q_{\varphi_{xij}} = -r \cdot (F_{ij1}^y + F_{ij2}^y + W_{ij1} + W_{ij2}); \quad (2.44)$$

$$Q_{Y_{oijn}} = -(F_{ijn}^y + W_{ijn}). \quad (2.45)$$

Кроме того, при поперечных перемещениях тел, обусловленных криволинейным очертанием пути, смещаются их центры тяжести и возникают моменты, соответствующие координатам  $\varphi_{xk}$ ,  $\varphi_{xti}$ ,  $\varphi_{xkmbij}$ . Их выражения можно записать в виде

$$\tilde{Q}_{\varphi_{xk}} = m_K \cdot g \cdot \left( y_K - \frac{1}{2} (y_{T1} + y_{T2}) - u \right); \quad (2.46)$$

$$\tilde{Q}_{\varphi_{xti}} = m_T \cdot g \cdot \left( y_{Ti} - \frac{1}{3} \sum_{j=1}^3 y_{ij} - u_i \right); \quad (2.47)$$

$$\tilde{Q}_{\varphi_{xij}} = m_{ij} \cdot g \cdot \left( y_{ij} - \frac{1}{2} (y_{oij1} + y_{oij2}) \right). \quad (2.48)$$

Обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам  $x_K, y_K, z_K, \varphi_{XK}, \varphi_{YK}, \varphi_{ZK}, x_{T_i}, y_{T_i}, z_{T_i}, \varphi_{Y_{T_i}}, \varphi_{Z_{T_i}}, z_{ij}$  равны нулю.

В математической модели «учитываются силы трения в контакте гребень колеса – рельс:

$$T_{ijn} = k'_f \cdot Y_{ijn}, \quad (2.49)$$

где  $k'_f$  – коэффициент трения между гребнем колеса и рельсом;

$Y_{ijn}$  – нормальная сила в зоне контакта гребня колеса с рельсом, кН.

$$Y_{ijn} = \frac{(P_{cm} - N_{ijn}^z)}{\cos \beta^e}, \quad (2.50)$$

где  $\cos \beta^e$  – угол наклона гребня колеса;

$N_{ijn}^z$  – вертикальная проекция нормальной реакции в точках контакта поверхности катания колес с рельсами, кН.

$$N_{ijn}^z = -C_n \cdot z_{ijn}^p - \beta_n \cdot \dot{z}_{ijn}^p, \quad (2.51)$$

где  $z_{ijn}^p$  – вертикальная деформация рельса;

$C_n$  – вертикальная жесткость рельсового основания;

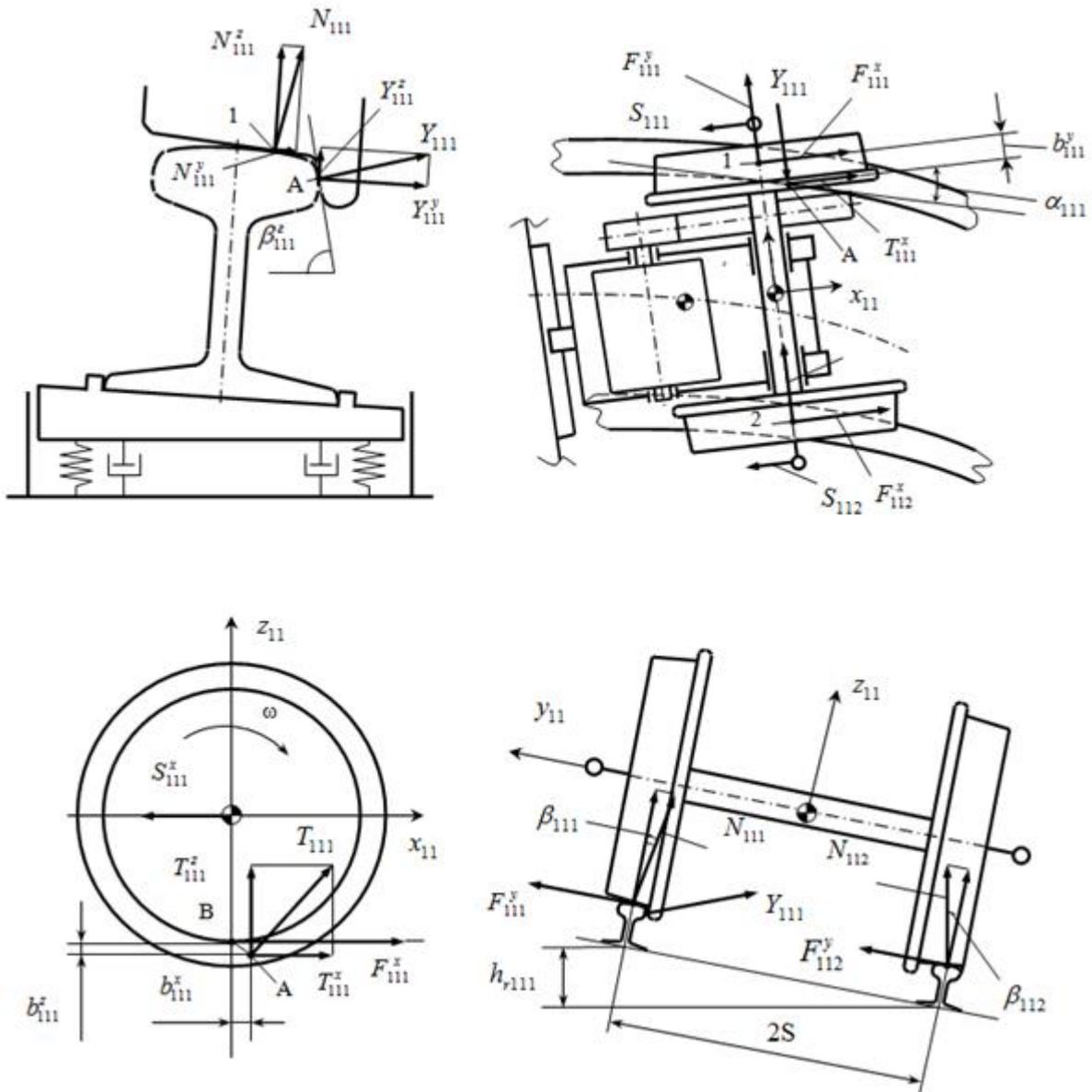
$\beta_n$  – демпфирование в рельсовом основании» [118].

При составлении данной математической модели примем условие, «что при значениях продольного проскальзывания колес, возникающих в кривых радиусом более 300 м, мгновенный центр качения находится в плоскости головки рельса, следовательно сила трения  $T_{ijn}$  направлена перпендикулярно радиусу вектора  $\vec{BA}$ , а ее проекциями на оси  $X$  и  $Z$  соответственно будут  $T_{ijn}^x$  и  $T_{ijn}^z$ .

На рисунке 2.3 представлены «силы крипа, нормальные реакции в точках контакта поверхности катания колес и рельсов, нормальные силы и силы трения, действующие в точке контакта гребня и боковой грани рельса при набегании» [118] применительно к первому КМБ ( $j=1$ ) первой тележки ( $i=1$ ) тепловоза.

Из иллюстрации видно, что «используется модель двухточечного контакта набегающего колеса и рельса. При контактировании гребня учитываются забег  $b_{111}^x$  точки контакта  $A$  относительно вертикальной плоскости, проходящей через ось

колесной пары, и расстояние  $b_{111}^z$  – положение точки  $A$  относительно поверхности катания колеса. Учет фактического положения точки контакта  $A$  гребня с рельсом при двухточечном контакте, необходим при определении скорости и направления скольжения гребня по рельсу и оценке показателей износа» [118].



**Рисунок 2.3** – Схема действия сил в системе колесно-моторный блок – рельс

Подставив выражения, полученные для кинетической и потенциальной энергий, функции рассеяния и обобщенных сил в выражение 2.3 получим систему нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих движение секции грузового тепловоза 2ТЭ116 с постоянной скоростью по пути с вертикальными и горизонтальными неровностями произвольного очертания в плане.

## Уравнения колебаний кузова

### Подпрыгивание

$$m_K \cdot \ddot{z}_K + \sum_{i=1}^4 (2C_{Z2} \cdot \Delta_{zi} + 2\beta_{Z2} \cdot \dot{\Delta}_{zi}) = 0 \quad (2.52)$$

### Относ

$$m_K \cdot \left( \ddot{y}_K + 2\dot{x}_K \cdot \dot{\chi}_K - y_K \cdot \dot{\chi}_K^2 + \dot{\chi}_K \cdot V - g \cdot \frac{h_r}{2S_1} \right) + \sum_{i=1}^4 (2C_{Y2} \cdot \Delta_{yi} + 2\beta_{Y2} \cdot \dot{\Delta}_{yi}) + \sum_{i=1}^2 C_{YIII} \cdot \Delta_{YIII} \cdot \Phi_{III} = 0 \quad (2.53)$$

### Подергивание

$$m_K \cdot (\ddot{x}_K - 2\dot{y}_K \cdot \dot{\chi}_K - x_K \cdot \dot{\chi}_K^2) + \sum_{i=1}^2 4C_{X2} \cdot \Delta_{xi} + \sum_{i=1}^2 C_{XIII} \cdot \Delta_{XIII} = 0 \quad (2.54)$$

### Галопирование

$$J_{YK} \ddot{\varphi}_{YK} - (L_{u1} + L_{on1}) \cdot [2C_{Z2} \cdot (\Delta_{z1} - \Delta_{z4}) + 2\beta_{Z2} \cdot (\dot{\Delta}_{z1} - \dot{\Delta}_{z4})] - (L_{u2} + L_{on2}) \cdot [2C_{Z2} \cdot (\Delta_{z2} - \Delta_{z3}) + 2\beta_{Z2} \cdot (\dot{\Delta}_{z2} - \dot{\Delta}_{z3})] + h_y \cdot \sum_{i=1}^2 4C_{X2} \cdot \Delta_{xi} + h_{yu} \cdot \sum_{i=1}^2 C_{XIII} \cdot \Delta_{XIII} = 0 \quad (2.55)$$

### Виляние

$$J_{ZK} \cdot (\ddot{\varphi}_{ZK} + \ddot{\chi}_K) + (L_{u1} + L_{on1}) \cdot [2C_{Y2} \cdot (\Delta_{y1} - \Delta_{y4}) + 2\beta_{Y2} \cdot (\dot{\Delta}_{y1} - \dot{\Delta}_{y4})] + (L_{u2} + L_{on2}) \cdot [2C_{Y2} \cdot (\Delta_{y2} - \Delta_{y3}) + 2\beta_{Y2} \cdot (\dot{\Delta}_{y2} - \dot{\Delta}_{y3})] + b_2 \cdot \sum_{i=1}^2 4C_{X2} \cdot \Delta_{\varphi Xi} + L_{u1} \cdot [C_{YIII} (\Delta_{YIII1} - \Delta_{YIII2}) \cdot \Phi_{III}] + \sum_{i=1}^2 C_{\varphi} \cdot \Delta_{\varphi i} = 0 \quad (2.56)$$

### Боковая качка

$$J_{XK} \ddot{\varphi}_{XK} + b_2 \cdot \sum_{i=1}^2 (4C_{Z2} \Delta_{\varphi xi} + 4\beta_{Z2} \dot{\Delta}_{\varphi xi}) - h_y \cdot \sum_{i=1}^4 (2C_{Y2} \Delta_{yi} + 2\beta_{Y2} \dot{\Delta}_{yi}) - h_{yu} \sum_{i=1}^2 (C_{YIII} \cdot \Delta_{YIII} \cdot \Phi_{III}) - \tilde{Q}_{\varphi XK} = 0; \quad (2.57)$$

## Уравнения колебаний передней тележки

### Подпрыгивание

$$m_{T1} \cdot \ddot{z}_{T1} + 2C_{Z2} \cdot (\Delta_{Z1} + \Delta_{Z2}) + 2\beta_{Z2} (\dot{\Delta}_{Z1} + \dot{\Delta}_{Z2}) + \sum_{j=1}^3 (2C_{Z1} \Delta_{z1j} + 2F_Z \text{sign} \dot{\Delta}_{z1j}) = 0 \quad (2.58)$$

### Относ

$$m_{T1} \cdot \left( \ddot{y}_{T1} + 2\dot{x}_{T1} \cdot \dot{\chi}_{T1} - y_{T1} \cdot \dot{\chi}_{T1}^2 + \dot{\chi}_{T1} \cdot V - g \cdot \frac{h_r}{2S_1} \right) - 2C_{Y2} \cdot (\Delta_{y1} + \Delta_{y2}) - 2\beta_{Y2} \cdot (\dot{\Delta}_{y1} + \dot{\Delta}_{y2}) - C_{Yш} \cdot \Delta_{Yш1} \cdot \Phi_{ш1} + \sum_{j=1}^3 (C_{Y1} \Delta_{y1j} \Phi_{1j} + \beta_{Y1} \dot{\Delta}_{y1j} \Phi_{1j}) = 0 \quad (2.59)$$

### Подергивание

$$m_{T1} \cdot (\ddot{x}_{T1} - 2\dot{y}_{T1} \cdot \dot{\chi}_{T1} - x_{T1} \cdot \dot{\chi}_{T1}^2) - 4C_{X2} \cdot \Delta_{x1} - C_{Xш} \cdot \Delta_{Xш1} + \sum_{j=1}^3 C_{X1} \Delta_{x1j} = 0 \quad (2.60)$$

### Виляние

$$J_{ZT1} \cdot (\ddot{\phi}_{ZT1} + \ddot{\chi}_{T1}) - (L_{on1} + n') \cdot (2C_{Y2} \cdot \Delta_{y1} + 2\beta_{Y2} \cdot \dot{\Delta}_{y1}) + (L_{on2} - n') \cdot (2C_{Y2} \cdot \Delta_{y2} + 2\beta_{Y2} \cdot \dot{\Delta}_{y2}) - b_2 \cdot 4C_{X2} \cdot \Delta_{\varphi x1} - n' \cdot (C_{Yш} \cdot \Delta_{Yш1} \cdot \Phi_{ш1}) - C_{\varphi} \cdot \Delta_{\varphi x1} + (L_T + n) \cdot (C_{Y1} \cdot \Delta_{y11} \cdot \Phi_{11} + \beta_{Y1} \cdot \dot{\Delta}_{y11} \cdot \Phi_{11}) + n \cdot (C_{Y1} \cdot \Delta_{y12} \cdot \Phi_{12} + \beta_{Y1} \cdot \dot{\Delta}_{y12} \cdot \Phi_{12}) - (L_T - n) \cdot (C_{Y1} \cdot \Delta_{y13} \cdot \Phi_{13} + \beta_{Y1} \cdot \dot{\Delta}_{y13} \cdot \Phi_{13}) + b_1 \cdot \sum_{j=1}^3 C_{X1} \Delta_{\varphi x1j} = 0 \quad (2.61)$$

### Галопирование

$$J_{YT} \cdot \ddot{\phi}_{YT1} + (L_{on1} + n') \cdot (2C_{Z2} \cdot \Delta_{z1} + 2\beta_{Z2} \cdot \dot{\Delta}_{z1}) - (L_{on2} - n') \cdot (2C_{Z2} \Delta_{z2} + 2\beta_{Z2} \dot{\Delta}_{z2}) + (h - h_y) \cdot 4C_{X2} \cdot \Delta_{x1} + (h - h_{yu}) \cdot C_{Xш} \cdot \Delta_{Xш1} - (L_T + n) \cdot (2C_{Z1} \cdot \Delta_{z11} + 2F_Z \text{sign} \dot{\Delta}_{z11}) - n \cdot (2C_{Z1} \cdot \Delta_{z12} + 2F_Z \text{sign} \dot{\Delta}_{z12}) + (L_T - n) \cdot (2C_{Z1} \cdot \Delta_{z13} + 2F_Z \text{sign} \dot{\Delta}_{z13}) + | + h_T \cdot \sum_{j=1}^3 C_{X1} \Delta_{x1j} = 0 \quad (2.62)$$

### Боковая качка

$$J_{XT1} \cdot \ddot{\phi}_{XT1} - b_2 \cdot \sum_{i=1}^2 (4C_{Z2} \cdot \Delta_{\varphi x1} + 4\beta_{Z2} \cdot \dot{\Delta}_{\varphi x1}) - (h - h_y) \cdot [2C_{Y2} \cdot (\Delta_{y1} + \Delta_{y2}) + 2\beta_{Y2} \cdot (\dot{\Delta}_{y1} + \dot{\Delta}_{y2})] - (h - h_{yu}) \cdot (C_{Yш} \cdot \Delta_{Yш1} \cdot \Phi_{ш1}) + b_1 \cdot \sum_{j=1}^3 (2C_{Z1} \cdot \Delta_{\varphi 1j} + 2F_Z \text{sign} \dot{\Delta}_{\varphi 1j}) - h \cdot \sum_{j=1}^3 (C_{Y1} \cdot \Delta_{y1j} \cdot \Phi_{1j} + \beta_{Y1} \cdot \dot{\Delta}_{y1j} \cdot \Phi_{1j}) - \tilde{Q}_{\varphi_{XT1}} = 0 \quad (2.63)$$

### Колесно-моторный блок

Определим уравнения колебаний применительно к первому колесно-моторному блоку первой тележки для остальных КМБ уравнения могут быть получены аналогично.

#### Подергивание

$$m_{КМБ} \cdot (\ddot{x}_{11} - 2\dot{y}_{11} \cdot \dot{\chi}_{11} - x_{11} \cdot \dot{\chi}_{11}^2) + \frac{J_{Y_{ij}}}{r^2} \cdot \ddot{x}_{11} - C_{X1} \cdot \Delta_{x11} - Q_{X11} = 0 \quad (2.64)$$

#### Относ

$$m_{КМБ} \cdot \left( \ddot{y}_{11} + 2\dot{x}_{11} \cdot \dot{\chi}_{11} - y_{11} \cdot \dot{\chi}_{11}^2 + \dot{\chi}_{11} \cdot V - g \cdot \frac{h_r}{2S_1} \right) - \\ \left| -C_{Y1} \cdot \Delta_{y11} \cdot \Phi_{11} - \beta_{Y1} \cdot \dot{\Delta}_{y11} \cdot \Phi_{11} - Q_{Y11} \right| = 0 \quad (2.65)$$

#### Подпрыгивание

$$(m_{КМБ} + 2m_{OZ}) \cdot \ddot{z}_{11} - 2C_{Z1} \cdot \Delta_{z11} - 2F_Z \text{sign} \dot{\Delta}_{z11} + \sum_{n=1}^2 (C_{OZ} \cdot z_{oijn} + \beta_{OZ} \cdot \dot{z}_{oijn}) = 0 \quad (2.66)$$

#### Боковая качка

$$(J_{X_{ij}} + 2S_1^2 \cdot m_{OZ}) \cdot \ddot{\phi}_{X11} - b_1 \cdot (2C_{Z1} \cdot \Delta_{z11} - 2F_Z \text{sign} \dot{\Delta}_{z11}) + \\ + S_1 \cdot [C_{OZ} \cdot (z_{o111} - z_{o112}) + \beta_{OZ} \cdot (\dot{z}_{o111} - \dot{z}_{o112})] - (Q_{\phi_{X11}} + \tilde{Q}_{\phi_{X11}}) = 0 \quad (2.67)$$

#### Виляние

$$J_{Z_{ij}} \cdot (\ddot{\phi}_{Z11} + \ddot{\chi}_{11}) - b_1 \cdot C_{X1} \cdot \Delta_{\phi_{X11}} - Q_{\phi_{Z11}} = 0 \quad (2.68)$$

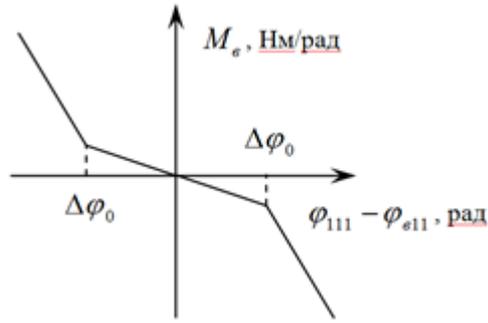
«Поворот левого колеса колесной пары (уравнения 49÷54)

$$J_{Y1} \cdot \ddot{\phi}_{Y11} + M_\epsilon + C_{\phi_0} \cdot (\phi_{Y11} - \phi_{Y12}) + F_{111}^x \cdot r + T_{111}^x \cdot (r + b_{111}^z) + T_{111}^z \cdot b_{111}^x = 0 \quad (2.69)$$

где  $J_{Y1}$  – момент инерции левого колеса с частью оси и центром зубчатого колеса тягового редуктора;

$c_{\phi 0}$  – крутильная (угловая) жесткость участка оси между зубчатым колесом и правым колесом колесной пар;

$M_\epsilon$  – нелинейный упругий момент, действующий при относительном повороте левого колеса и венца зубчатого колеса (рисунок 2.4)» [23].



**Рисунок 2.4** – Нелинейный упругий момент

$T_{111}^x$  – продольная составляющая силы трения в контакте «ребро колеса – рельс» левого колеса первой оси;

$$T_{111}^x = T_{111} \cdot \cos \gamma,$$

где  $\gamma$  – угол наклона нормальной силы трения.

«В модели тягового привода учитываются особенности конструкции упругого зубчатого колеса.

Поворот правого колеса колесной пары (уравнения 55÷60)

$$J_{Y2} \cdot \ddot{\varphi}_{Y12} - C_{\varphi 0} \cdot (\varphi_{Y11} - \varphi_{Y12}) + F_{112}^x \cdot r + T_{112}^x \cdot (r + b_{112}^z) + T_{112}^z \cdot b_{112}^x = 0. \quad (2.70)$$

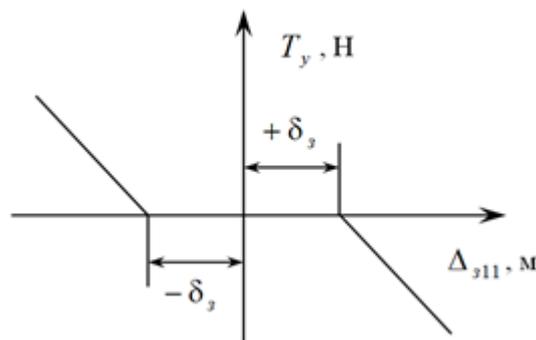
Поворот венца зубчатого колеса (уравнения 61÷66)

$$J_{3K} \cdot \ddot{\varphi}_{Y3K11} - M_e + r \cdot T_{311} = 0 \quad (2.71)$$

где  $T_{311}$  – сила, действующая в зацеплении, приведенная к радиусу зубчатого колеса, имеющая упругую и диссипативную составляющие

$$T_{311} = T_y(\Delta_{311}) + T_\theta(\dot{\Delta}_{311}).$$

Здесь  $T_y(\Delta_{311})$  – упругая составляющая силы (рисунок 2.5)» [23];



**Рисунок 2.5** – Упругая составляющая силы

$T_\theta(\dot{\Delta}_{311})$  – диссипативная составляющая силы,

$$\text{где } \dot{\Delta}_{311} = r_{Ш} \cdot [(\varphi_{Y_{ж11}} - \varphi_{Y_{дв11}}) \cdot k + \varphi_{Y_{я11}}] J, \quad (2.72)$$

$k$  – передаточное число тягового редуктора.

Поворот якоря электродвигателя вместе с шестерней (уравнения 67÷72)

$$J_{я} \cdot \ddot{\varphi}_{Y_{я}} + J_{дв} \cdot \ddot{\varphi}_{Y_{дв11}} + T_{311} \cdot r_{Ш} - M_{я}(\dot{\varphi}_{Y_{я11}}) = 0 \quad (2.73)$$

где  $M_{я}$  – тяговый момент, действующий в якоре двигателя.

Поворот корпуса тягового двигателя (уравнения 73÷78)

$$(J_{дв} + J_{я} + m_{я} \cdot L_{ТЭД}^2 + m_{дв} \cdot L_{Ц}^2) \cdot \ddot{\varphi}_{Y_{дв11}} + J_{я} \cdot \ddot{\varphi}_{Y_{я}} - m_{дв} \cdot L_{Ц} \cdot \ddot{z}_{11} - T_{311} \cdot r_{Ш} - m_{дв} \cdot g \cdot L_{Ц} + F_{ТЭД} \cdot L_{ГЦ} = 0, \quad (2.74)$$

где  $F_{ТЭД}$  – преднатяг пружинной подвески ТЭД, кН.

Колебания приведенной массы пути под  $ijn$ -ным колесом (уравнения 79÷90)

$$m_{oy} \ddot{y}_{oijn} + C_{oy} y_{oijn} + \beta_{oy} \dot{y}_{oijn} - Q_{oijn} = 0 \quad (2.75)$$

Таким образом, в разделе 2.1 представлена математическая модель пространственных колебаний движения секции грузового тепловоза «позволяющая сравнивать и решать самые разнообразные задачи: исследовать ходовую динамику тепловоза, давать оценку изменения параметров экипажа в эксплуатации и при его модернизации, определять динамическую нагруженность привода, показатели износа колес, оценивать влияние силы тяги на динамику экипажа при движении на прямых и кривых участках пути, в том числе при различных трибологических состояниях контактных поверхностей между колесами и рельсами» [23].

## 2.2 Математическая модель пространственных колебаний грузового вагона при движении по участкам пути произвольного очертания в плане

Для исследования движения грузового вагона предлагается математическая модель, разработанная на основании теории пространственных колебаний приведенной в п. 2.1 Четырехосный грузовой вагон на тележках типа 18-100 с одноступенчатым рессорным подвешиванием представлен механической системой, состоящей из одиннадцати твердых тел (кузова, двух надрессорных балок, четырех боковых рам тележек и четырех колесных пар), соединенных между собой шар-

нирами, жесткими и упруго-диссипативными элементами. Расчетные схемы грузового вагона приведены на рисунке 2.6.

Положение каждого твердого тела рассматриваемой системы в каждый момент времени относительно естественной системы координат определяется поступательными перемещениями  $x$  (подергивание),  $y$  (относ),  $z$  (подпрыгивание) и углами поворота  $\varphi_x$  (боковая качка),  $\varphi_y$  (галопирование),  $\varphi_z$  (виляние).

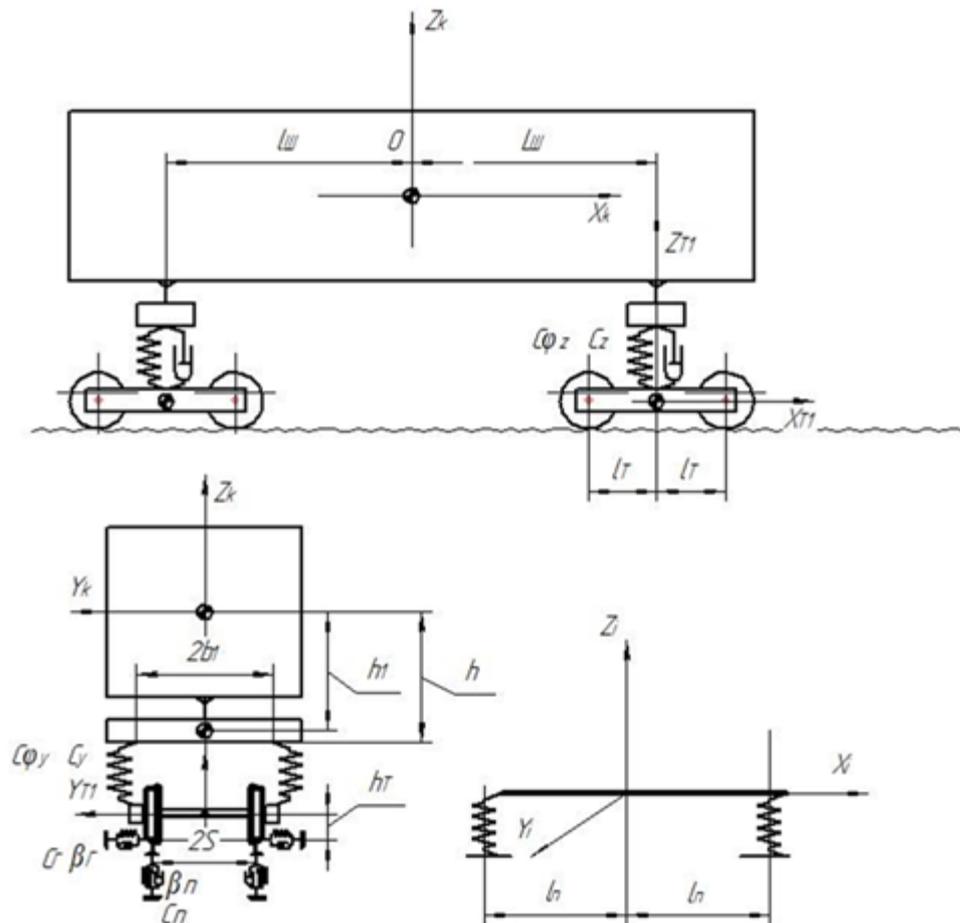


Рисунок 2.6 – Расчетные схемы грузового вагона

Для обозначения тел при координатах и параметрах системы введены следующие индексы:  $K$  – для кузова;  $T_i$  – для необрессоренных частей тележки (боковых рам и колесных пар);  $i$  – для наддрессорных балок ( $i = 1, 2$ ; номер наддрессорной балки соответствует номеру тележки);  $i_n$  – для колесных пар  $i$ -й тележки ( $i = 1, 2$ );  $i_p$  – для боковых рам  $p$ -й тележки ( $p = 3, 4$ );  $i_{nj}$  – для колес  $i_n$ -й колесной пары и упругих элементов ( $j = 1, 2$ );  $0_{inj}$  – для приведенных масс и перемещений пути под  $i_{nj}$ -ми колесами.

В качестве обобщенных координат системы выбраны следующие величины:

$y_K, z_K$  – относ и подпрыгивание кузова;

$\varphi_{xK}, \varphi_{yK}, \varphi_{zK}$  – боковая качка, галопирование и виляние кузова;

$y_{Ti}, z_{Ti}$  – относ и подпрыгивание неорессоренных частей тележек (боковых рам и колесных пар);

$\varphi_{xTi}, \varphi_{yTi}, \varphi_{zTi}$  – боковая качка, галопирование и виляние неорессоренных частей тележек (боковых рам и колесных пар);

$\varphi_{xi}, \varphi_{zi}$  – боковая качка, и виляние колесно-моторных блоков;

$y_{oinj}$  – относ приведенной массы пути.

В дифференциальных уравнения, описывающих движение четырехосного грузового вагона учтены следующие значения:

$C_z, C_y$  и  $C_{oz}, C_{oy}$  – жесткости упругих элементов рессорного подвешивания и рельсового пути под каждым колесом в направлении осей  $O_z$  и  $O_y$ ;

$C'_y$  – жесткость поперечных упругих элементов после выбора зазора  $\delta_y$ ;

$C\varphi_{xi}, C\varphi_{zi}$  – упругие жесткости упругих элементов, отнесенные к одной тележке, в плоскостях, перпендикулярных осям  $O_z$  и  $O_y$ ;

$J_{xK}, J_{yK}, J_{zK}, J_{xi}, J_{zi}, J_{xTi}$  – главные центральные моменты инерции кузова, надрессорных балок и необрессоренных частей тележек;

$J'_{yTi}, J'_{zTi}$  – главные центральные моменты необрессоренных частей тележек без собственных моментов инерции колесных пар;

$F_z, F_y$  – силы трения в клиновых устройствах, действующие вдоль осей  $O_z$  и  $O_y$ ;

$M_{TP}$  – момент трения, возникающий между кузовом и надрессорными балками при взаимных поворотах вокруг оси  $O_z$ ;

$\beta_{oy}, \beta_{oz}$  – коэффициенты вязкого сопротивления пути;

$K_k, K_i$  – коэффициенты кривизны пути под центрами тяжести кузова и тележек;

$\delta_y$  – зазор в поперчном направлении между надрессорными балками и боковыми рамами тележек.

Дифференциальные уравнения, описывающие движение четырехосного грузового вагона на тележках типа 18-100 с одноступенчатым рессорным подвешиванием представлены в следующем виде:

### Уравнения колебаний кузова

#### Подпрыгивание

$$m_K \cdot \ddot{z}_K + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (C_Z \cdot \Delta_{Zinj} + F_z \text{sign} \dot{\Delta}_{Zinj}) = 0 \quad (2.76)$$

#### Относ

$$(m_K + 2m_1) \cdot (\ddot{y}_K + \dot{x}_K \cdot \dot{\chi}_K + y_K \cdot \dot{\chi}_K^2) - 2m_1 \cdot h_1 \cdot (\varphi_{XK} \cdot \dot{\chi}_K^2 - \ddot{\varphi}_{XK}) - m_K \cdot \frac{h_{rk}}{2S} + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 [(C_Y \cdot \Delta_{Yinj} + (C'_Y - C_Y) \cdot (\Delta_{Yinj} - \delta \cdot \text{sign} \Delta_{Yinj})) \cdot \sigma_{inj} + F_z \text{sign} \dot{\Delta}_{Yinj}] = 0 \quad (2.77)$$

#### Галопирование

$$(J_{YK} + 2J_{Y1}) \cdot \ddot{\varphi}_{YK} + [2C_Z \cdot 2L_u^2 - (m_K + 2m_1) \cdot g \cdot h_1] \cdot \varphi_{YK} = 0 \quad (2.78)$$

#### Виляние

$$(J_{ZK} + 2m_1 \cdot L_u^2) \cdot (\ddot{\varphi}_{ZK} + \ddot{\chi}_K) + 2m_1 \cdot L_u^2 \cdot \varphi_{ZK} \cdot \dot{\chi}_K^2 - m_1 \cdot L_u \cdot g \cdot \left(\frac{h_{r1} - h_{r2}}{2S}\right) + C_Y \cdot L_u \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (\Delta_{Y1nj} - \Delta_{Y2nj}) + (C'_Y - C_Y) \cdot L_u + \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 [(\Delta_{Y1nj} - \delta_y \cdot \text{sign} \Delta_{Y1nj}) \cdot \sigma_{1nj} - (\Delta_{Y2nj} - \delta_y \cdot \text{sign} \Delta_{Y2nj}) \cdot \sigma_{2nj}] + L_u \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (F_y \text{sign} \dot{\Delta}_{1nj} - F_y \text{sign} \dot{\Delta}_{2nj}) + \sum_{i=1}^2 M_{TP} \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}_{ZK} - \dot{\varphi}_{Yi} + (K_k - K_i) \cdot V) = 0 \quad (2.79)$$

#### Боковая качка

$$J_{XK} \cdot (\ddot{\varphi}_{XK} + \ddot{\chi}_K) - 2m_1 \cdot h_1 \cdot [(\dot{x}_K \cdot \dot{\chi}_K + y_K \cdot \dot{\chi}_K^2 - h_1 \cdot \varphi_{XK} \cdot \dot{\chi}_K^2) - \ddot{y}_K] + m_1 \cdot h_1 \cdot g \cdot \left(\frac{h_{r1} + h_{r2}}{2S_1}\right) + C \varphi_{Xi} \sum_{i=2}^2 \Delta_{\varphi xi} - h \cdot \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 [(C_Y \cdot \Delta_{Yinj} + F_y \text{sign} \dot{\Delta}_{Yinj}) + (C'_Y - C_Y) \cdot (\Delta_{Yinj} - \delta_y \cdot \text{sign} \Delta_{Yinj}) \cdot \sigma_{inj} - \tilde{Q}_{\varphi XK}] = 0 \quad (2.80)$$

### Уравнения колебаний для надрессорных балок

Виляние

$$\begin{aligned}
 & (J_{Z_i} + 2J_{Z_{i1}}) \cdot (\ddot{\phi}_{Z_i} + \ddot{\chi}_i) + (-1)^i \cdot (L_T \cdot m_i \cdot g \cdot \frac{h_{ri}}{2S_1} - L_n \cdot \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 [C_Y \cdot \Delta_{Y_{inj}} + \\
 & + (C_Y' - C_Y) \cdot (\Delta_{Y_{inj}} - \delta_y \cdot \text{sign} \Delta_{Y_{inj}}) \cdot \sigma_{inj} + F_y \text{sign} \dot{\Delta}_{Y_{inj}} + C \varphi_{Z_i} \cdot \Delta_{\varphi_{xi}} - \\
 & - \sum_{i=1}^2 M_{TP} \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_{ZK} - \dot{\phi}_{Y_i} + (K_k - K_i) \cdot V) - Q_{\varphi_{Z_i}} = 0
 \end{aligned} \quad (2.81)$$

Боковая качка

$$J_{X_i} \cdot (\ddot{\phi}_{X_i} + \ddot{\chi}_i) - C \varphi_{X_i} \cdot \Delta_{\varphi_{xi}} + b \cdot \sum_{n=1}^2 [C_Z \cdot (\Delta_{z_{in1}} - \Delta_{z_{in2}}) + (F_z \text{sign} \dot{\Delta}_{z_{in1}} - F_z \text{sign} \dot{\Delta}_{z_{in2}})] = 0 \quad (2.82)$$

### Уравнения колебаний необдрессоренных частей тележки (боковых рам и колесных пар)

Подпрыгивание

$$(m_{T_i} + 4m_{OZ}) \cdot \ddot{z}_{T_i} - \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 [C_Z \cdot \Delta_{Z_{inj}} + F_Z \text{sign} \dot{\Delta}_{Z_{inj}} + C_{OZ} \cdot \Delta_{Z_{oinj}} + \beta_{OZ} \cdot \dot{\Delta}_{Z_{oinj}}] = 0 \quad (2.83)$$

Относ

$$\begin{aligned}
 & m_{T_i} \cdot (\ddot{y}_{T_i} + \dot{x}_i \cdot \dot{\chi}_i + y_{T_i} \cdot \dot{\chi}_i^2) - m_{T_i} \cdot \frac{h_{rT_i}}{2S} - (-1)^i \cdot L_n \cdot \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 [C_Y \cdot \Delta_{Y_{inj}} + F_y \text{sign} \dot{\Delta}_{Y_{inj}} + \\
 & + (C_Y' - C_Y) \cdot (\Delta_{Y_{inj}} - \delta_y \cdot \text{sign} \Delta_{Y_{inj}}) \cdot \sigma_{inj}] - Q_{Y_{T_i}} = 0
 \end{aligned} \quad (2.84)$$

Галопирование

$$\begin{aligned}
 & (J'_{Y_{T_i}} + 4m_{OZ} \cdot 2L_u) \cdot \ddot{\phi}_{Y_{T_i}} + L_n \cdot \sum_{n=1}^2 [C_Z \cdot (\Delta_{Z_{in1}} - \Delta_{Z_{in2}}) + (F_z \text{sign} \dot{\Delta}_{z_{in1}} - F_z \text{sign} \dot{\Delta}_{z_{in2}})] - \\
 & - 2L_u \cdot \sum_{n=1}^2 [C_{OZ} \cdot (\Delta_{z_{oin1}} - \Delta_{z_{oin2}}) + \beta_{OZ} \cdot (\dot{\Delta}_{z_{oin1}} - \dot{\Delta}_{z_{oin2}})] = 0
 \end{aligned} \quad (2.85)$$

Виляние

$$\begin{aligned}
 & J'_{Z_{ij}} \cdot (\ddot{\phi}_{Z_{ij}} + \ddot{\chi}_{T_i}) - C \varphi_{Z_i} \cdot \Delta_{\varphi_{zi3}} - L_n \cdot \sum_{j=1}^2 \{C_Y \cdot (\Delta_{Y_{1j}} - \Delta_{Y_{2j}}) + (C_Y' - C_Y) \cdot [(\Delta_{Y_{1j}} - \delta_y \cdot \text{sign} \Delta_{Y_{1j}}) \cdot \sigma_{i1j} - \\
 & - (\Delta_{Y_{2j}} - \delta_y \cdot \text{sign} \Delta_{Y_{2j}}) \cdot \sigma_{i2j}] + F_y \text{sign} \dot{\Delta}_{Y_{1j}} - F_y \text{sign} \dot{\Delta}_{Y_{2j}}\} - Q_{\varphi_{zi3}} = 0
 \end{aligned} \quad (2.86)$$

Боковая качка

$$\begin{aligned}
& (J_{xTi} + 4m_{OZ} \cdot S^2) \cdot (\ddot{\varphi}_{xTi} + \ddot{\chi}_{Ti}) - b \cdot \sum_{n=1}^2 [C_Z \cdot (\Delta_{zin1} - \Delta_{zin2}) + (F_z \text{sign} \dot{\Delta}_{zin1} - F_z \text{sign} \dot{\Delta}_{zin2})] + \\
& + S_1 \cdot \sum_{n=1}^2 [C_{OZ} \cdot (\Delta_{zin1} - \Delta_{zin2}) + \beta_{OZ} \cdot (\dot{\Delta}_{zin1} - \dot{\Delta}_{zin2})] - (Q_{\varphi_{xTi}} + \tilde{Q}_{\varphi_{xTi}}) = 0
\end{aligned} \tag{2.87}$$

Колебания приведенной массы пути под *inj*-ным колесом

$$m_{oy} \ddot{y}_{oinj} + C_{oy} y_{oinj} + \beta_{oy} \dot{y}_{oinj} - Q_{oinj} = 0 \tag{2.88}$$

Таким образом, в разделе 2.2 предложена математическая модель пространственных колебаний движения грузового вагона на тележках типа 18-100 «позволяющая сравнивать и решать самые разнообразные задачи: исследовать ходовую динамику грузового вагона, давать оценку изменения параметров экипажа в эксплуатации и при его модернизации, определять показатели износа колес, оценивать динамику экипажа при движении на прямых и кривых участках пути, в том числе при различных трибологических состояниях контактных поверхностей между колесами и рельсами» [23].

### **2.3 Исследование влияния трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами на взаимодействие подвижного состава и пути методом компьютерного моделирования**

Изменение трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами в результате нанесения на их контактные поверхности рельсов смазочного материала, т.е. лубрикация зоны контакта «колесо-рельс», является составной частью «мероприятий по обеспечению устойчивого взаимодействия в системе “колесо – рельс”, ресурсо- и энергосбережения, неотъемлемой технической частью перевозочного процесса и одним из главных направлений по снижению износа бандажей колесных пар, цельнокатанных колес подвижного состава, бокового износа рельсов» [64].

Вопрос влияния лубрикации на динамику взаимодействия колес подвижного состава и рельсов «становится актуальным после опытов, выполненных на железных

дорогах Северной Америки по смазыванию наряду с боковой поверхностью наружного рельса в кривой и поверхности катания внутреннего рельса (комбинированная лубрикация)» [82], а также по одновременному смазыванию поверхностей катания наружного и внутреннего рельсов, т.е. управлению трением на поверхности катания рельса (Top of Rail – TOR). «В результате этих экспериментов получено ожидаемое уменьшение бокового воздействия подвижного состава на путь в кривых» [160; 188].

В своих исследованиях американские ученые доказывают [160], что в условиях тяжеловесного движения управление трением во взаимодействии колес подвижного состава с рельсами в кривых способствует повышению экономической эффективности грузовых перевозок. Эффективное управление трением достигается одновременной лубрикацией рабочих боковых граней головок рельсов и смазыванием поверхностей катания рельсов, что позволяет обеспечить, с одной стороны, оптимизацию и стабильное поддержание рациональных уровней лубрикации на рабочих боковых гранях головок рельсов в целях сдерживания износа колес и рельсов, а с другой – реализовать управление трением на поверхности катания. Нанесение на поверхности катания рельсов смазочного материала, позволяющего обеспечить стабильный и рациональный уровень трения, способствует снижению боковых нагрузок и позволяет усилить позитивный энергетический эффект от лубрикации рабочих боковых граней головок рельсов.

Компьютерное моделирование взаимодействия подвижного состава и пути при различных трибологических состояниях контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами в движении по кривой проводилось с применением программного комплекса УМ. В качестве моделей использовались: секция грузового тепловоза 2ТЭ116 с колесами конического профиля с толщиной гребня 33 мм и грузовой вагон на тележках модели 18-100. Моделировалось движение подвижного состава в кривой радиусом 300 м с возвышением наружного рельса 90 мм и неровностями пути в плане и профиле. Параметры кривой соответствовали одному из участков Голутвин – Озеры Московской железной дороги, на котором ОАО «ВНИКТИ» проводятся динамические испытания подвижного состава.

ва. Неровности кривой были сгенерированы на основе данных путеизмерителя и соответствовали пути удовлетворительного состояния.

Расчеты выполнены для трех значений скорости движения подвижного состава в кривой: 30 км/ч – минимальная принятая скорость движения; 46,6 км/ч – равновесная скорость, когда непогашенное поперечное ускорение отсутствует; 70 км/ч – максимальная скорость движения экипажа, ограниченная непогашенным ускорением  $a_n = 0,7 \text{ м/с}^2$ .

«При компьютерном моделировании при исследовании влияния трибологического состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами на взаимодействие подвижного состава и пути, в том числе и на износ гребней колес, приняты граничные значения коэффициентов трения во взаимодействии колес подвижного состава с рельсами и рассмотрены пять вариантов трибологического состояния» [118] (см. таблицу 2.1).

**Таблица 2.1** – Трибологическое состояние контактных поверхностей [118]

<i>Вариант</i>	<i>Трибологическое состояние</i>
№ 1	Коэффициент трения скольжения в возможных точках контакта колесной пары с рельсами (рассматривается двухточечный контакт колеса с рельсом) одинаков и равен 0,3
№ 2	Коэффициент трения скольжения в контакте между гребнем набегающего колеса с боковой поверхностью и выкружкой наружного рельса равен 0,1, в остальных точках контакта – 0,3
№ 3	Коэффициент трения скольжения гребня набегающего колеса по боковой поверхности и выкружке наружного рельса 0,1, на поверхности катания сбегающего колеса по внутреннему рельсу равен 0,1, в остальных точках контакта – 0,3.
№ 4	Коэффициент трения скольжения поверхности катания наружного и внутреннего рельсов равен 0,1, в остальных точках контакта – 0,3.
№ 5	Коэффициент трения скольжения гребня набегающего колеса по боковой поверхности и выкружке наружного рельса 0,1, на поверхностях катания наружного и внутреннего рельсов равен 0,1, в остальных точках контакта – 0,3

Вследствие того, что трибологическое состояние контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами влияет главным образом на динамику силового взаимодействия экипажной части подвижного состава и пути в горизонтальной плоскости, в данной работе анализируются только горизонтальные силы, действующие в контакте колес с рельсами и факторы износа гребней колес.

Моделирование проводилось в два этапа. На первом этапе исследовалось влияние всех пяти вариантов трибологического состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами по боковому воздействию подвижного состава на рельс и факторам износа гребня колеса при двухточечном контакте: мощность ( $\Phi_c$ ) и удельная работа ( $\Phi_A$ ).

На втором этапе исследовалось изменение сил крипа в точках контакта колес с рельсами применительно к выбранному варианту трибологического состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами в его сравнении с вариантом 1, использовавшемся в процессе моделирования в качестве исходного, и вариантом 2, который широко применяется на сети железных дорог ОАО «РЖД».

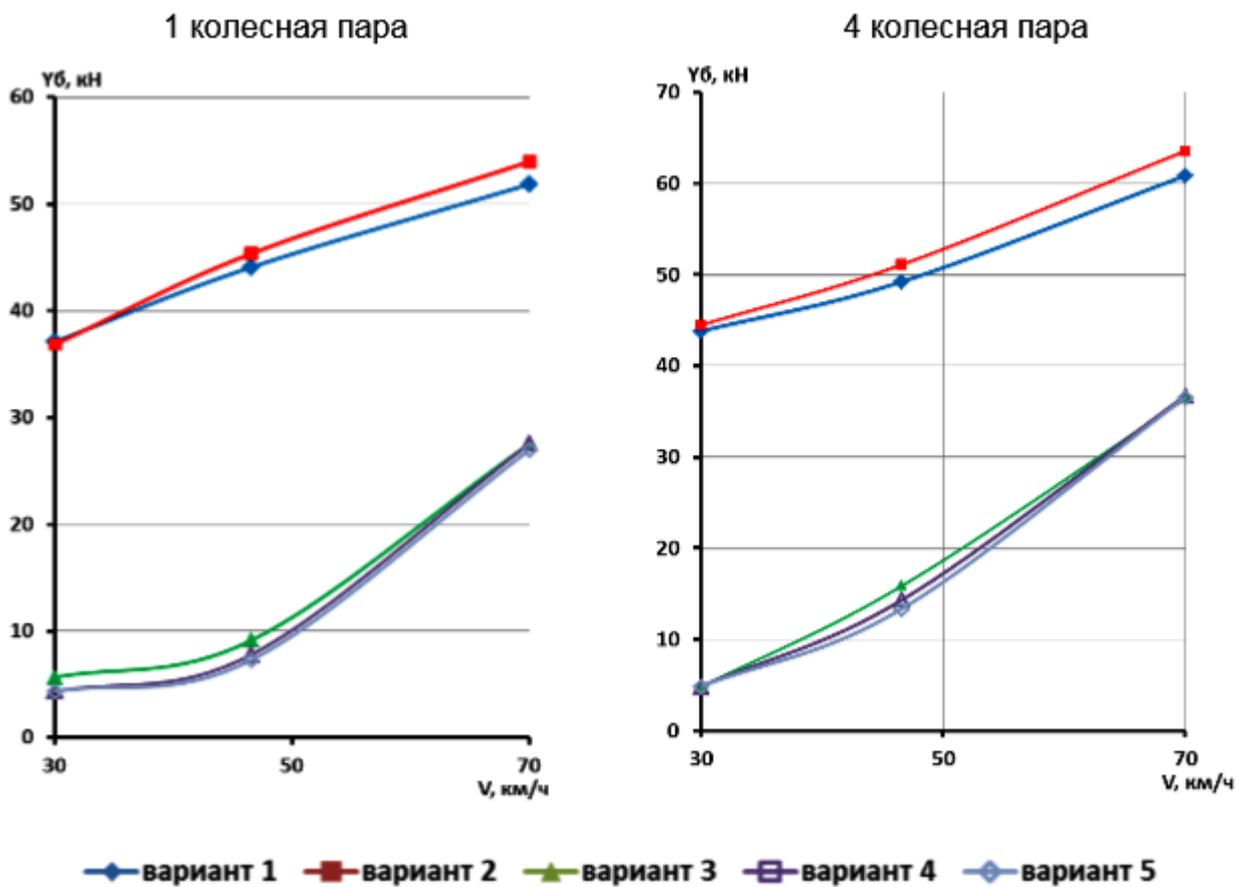
### ***2.3.1 Влияние трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами на взаимодействие грузового тепловоза и пути***

Движение секции грузового тепловоза 2ТЭ116 моделировалось на выбеге и в тяговом режиме. Учитывая, что движение тепловоза под тягой является основным эксплуатационным режимом, результаты моделирования именно этого режима приводятся для сравнительного анализа влияния трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами на взаимодействие подвижного состава и пути. Учитывая, что износ колес локомотива при движении в кривой определяется квазистатическими значениями контактных сил, скоростей скольжения и углов набегания, а безопасность движения – максимальными значениями сил, программой исследования предусматривалось моделирование движения по пути без неровностей и с вертикальными и горизонтальными неровностями рельсовых нитей. На рисунках 2.6, 2.7 по результатам проведенного моделирования приведены изменения показателей боковых сил и факторов износа гребней колес по которым оценивалось влияние трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами на взаимодействие подвижного состава и пути.

## Боковые силы

Во всех вариантах максимальное воздействие на путь оказывают 1 и 4 колесные пары. На рисунке 2.6 приведены графики именно этих колесных пар.

Из представленных на рисунке 2.6 графиков следует, что относительно исходного варианта 1 изменение коэффициентов трения на контактные поверхности между колесами подвижного состава и рельсами в соответствии с рассматриваемыми вариантами трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами приводит к следующим изменениям боковых сил в процентах для 1 колесной пары (в скобках – для 4 колесной пары) при скорости движения 30 км/ч, когда наблюдается установка колесных пар в тележке в положение наибольшего перекоса, и при скорости движения 70 км/ч, когда реализуется свободная установка колесных пар в тележке:



**Рисунок 2.6** – Зависимость боковых сил от трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами в режиме тяги

Вариант 2 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 1% (**увеличение** до 2%);

– при скорости 70 км/ч **увеличение** до 4 % (4 %);

Вариант 3 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 85 % (89 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 47 % (40 %);

Вариант 4 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 88 % (89 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 47 % (40 %);

Вариант 5 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 88 % (89 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 48 % (40 %).

### **Факторы износа гребня: мощность, удельная работа**

Из используемых при компьютерном моделировании движения экипажа в кривой факторов износа гребня набегающего колеса проанализируем удельную работу ( $\Phi_A$ ) сил трения в контакте гребней с рельсами и фактор износа мощность сил трения в зависимости по скорости скольжения ( $\Phi_c$ ), «физический смысл которого есть мощность трения.

Факторы износа  $\Phi_c$  и  $\Phi_A$  определяются по формулам:

$$\Phi_c = Y_H \cdot k_f \cdot V_s, \quad (2.75)$$

где  $\Phi_c$  – фактор износа мощность сил трения, кН м/с (кВт);

$Y_H$  – направляющая сила, кН;

$k_f$  – коэффициент трения скольжения в паре трения «рельс – гребень колеса»;

$V_s$  – скорость скольжения в кривых, м/с;

$$\Phi_A = \frac{\int_0^{t_M} (V_s \cdot N_2 \cdot k_f) dt}{V t_M}, \quad (2.76)$$

где  $\Phi_A$  – удельная работа сил трения, Дж/м;

$N_2$  – нормальная сила в точке контакта гребня колеса и рельса, кН;

$V$  – скорость движения экипажа, м/с;

$dt$  – величина шага интегрирования, с;

$t_M$  – время моделирования, с.

Произведение  $N_2 \cdot k_f$  – продольная сила трения между гребнем колеса и рельсом; выражением  $(V_s \cdot N_2 \cdot k_f) dt$  определяется работа сил трения на одном шаге интегрирования;  $V \cdot t_M$  – путь, пройденный локомотивом за время моделирования» [118].

Графики (рисунок 2.7) этих факторов износа для рассматриваемых вариантов трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и

рельсами показывают, что относительно исходного варианта 1 изменение коэффициентов трения на контактные поверхности контактных поверхностей между колесами и рельсами в соответствии с рассматриваемыми вариантами трибологического состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами приводит к следующим изменениям факторов износа гребня в процентах для 1 колесной пары (в скобках для 4-колесной пары):

– *фактор износа удельная работа ( $\Phi_A$ ):*

Вариант 2 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 67 % (66 %);

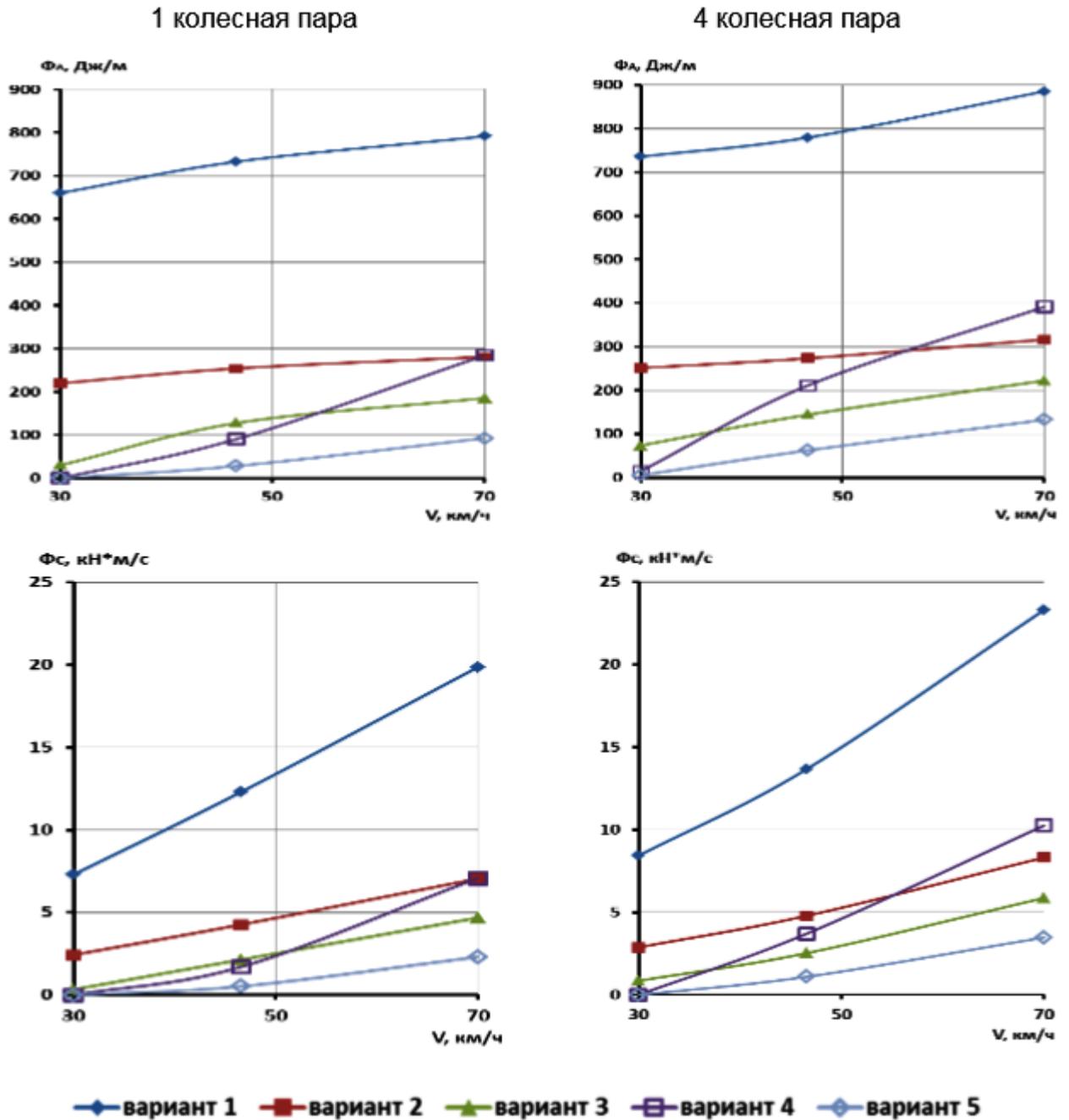
– при скорости 70 км/ч уменьшение до 65 % (64 %);

Вариант 3 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 96 % (90 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 77 % (75 %);

Вариант 4 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 99 % (98 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 64 % (56 %);



**Рисунок 2.7** – Зависимость факторов износа гребня набегающего колеса грузового тепловоза от трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами в режиме тяги

Вариант 5 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 99 % (99 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 88 % (85 %);

– *фактор износа мощность сил трения в зависимости по скорости скольжения ( $\Phi_c$ ):*

Вариант 2 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 68 % (66 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 65 % (64 %);

Вариант 3 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 95 % (90 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 76 % (75 %);

Вариант 4 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 99 % (99 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 64 % (56 %);

Вариант 5 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 99 % (99 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 88 % (85 %).

Из анализа полученных результатов компьютерного моделирования влияния трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами на взаимодействие секции грузового тепловоза 2ТЭ116 в режиме тяги и пути следует, что:

– изменение трибологического состояния между колесами и рельсами т.е. изменение коэффициентов трения на контактных поверхностях между колесами и рельсами относительно варианта 1 влияет на боковые силы и факторы износа гребней колес ( $F_A$ ,  $F_c$ );

– «одновременное понижение коэффициента трения скольжения гребня набегающего колеса по боковой поверхности и выкружке наружного рельса и коэффициента трения на поверхности катания сбегающего колеса по внутреннему рельсу способствует уменьшению боковых сил» [118] (вариант 3);

– «понижение коэффициента трения скольжения в контакте между гребнем набегающего колеса с боковой поверхностью и выкружкой наружного рельса в варианте 2 практически не влияет на боковые силы» [118];

– изменение коэффициентов трения на контактных поверхностях между колесами и рельсами относительно варианта 1 приводит к уменьшению фактора износа гребня набегающего колеса – удельной работы ( $F_A$ ) во всех рассмотренных в вариантах трибологического состояния между колесами и рельсами, более значительное уменьшение  $F_A$  наблюдается «при понижении коэффициента трения скольжения в контакте между гребнем набегающего колеса с боковой поверхностью и выкружкой наружного рельса» [118] в вариантах 3 и 5;

– «уменьшение боковых сил наблюдается при одновременном понижении коэффициента трения скольжения гребня набегающего колеса по боковой поверхности и выкружке наружного рельса и коэффициента трения на поверхностях

катания наружного и внутреннего рельсов» [118] (вариант 5);

– изменение коэффициентов трения на контактных поверхностях между колесами и рельсами относительно варианта 1 приводит к уменьшению фактора износа мощность сил трения в зависимости по скорости скольжения ( $\Phi_c$ ) во всех рассмотренных в вариантах трибологического состояния между колесами и рельсами, более значительное уменьшение  $\Phi_c$  наблюдается при понижении коэффициента трения скольжения в контакте между гребнем набегающего колеса с боковой поверхностью и выкружкой наружного рельса в вариантах 3 и 5;

– из рассмотренных вариантов трибологического состояния между колесами и рельсами наиболее эффективными по боковому воздействию на путь и факторам износа для секции тепловоза 2ТЭ116 в режиме тяги являются варианты 3 и 5.

Изменение сил взаимодействия экипажа грузового тепловоза и пути, а также факторов износа гребней колёс при нанесении смазочного материала на контактные поверхности между колесами и рельсами связано с изменением характера действия сил крипа.

В результате проведения второго этапа компьютерного моделирования получены значения сил продольного и поперечного крипа для вариантов трибологического состояния между колесами и рельсами 3 и 5. Проведено их сравнение с исходным вариантом 1 и вариантом 2, который широко применяется на сети железных дорог ОАО «РЖД». На рисунке 2.8 представлено распределение и изменение сил крипа и трения при скорости движения грузового тепловоза 30 км/ч в режиме тяги по колесам передней тележки.

Анализ распределения продольных и поперечных сил крипа под колесами грузового тепловоза при скорости движения 30 км/ч в режиме тяги показывает, что при варианте 2 продольные силы крипа:

1) на гребнях набегающих на наружный рельс колес первой и второй колесных пар уменьшаются до 67 % и 69 % соответственно;

2) на поверхностях катания колес возрастают от 16 % до 67 %, так как реализация силы тяги в основном происходит на поверхностях катания колес, поперечные силы крипа изменяются незначительно.

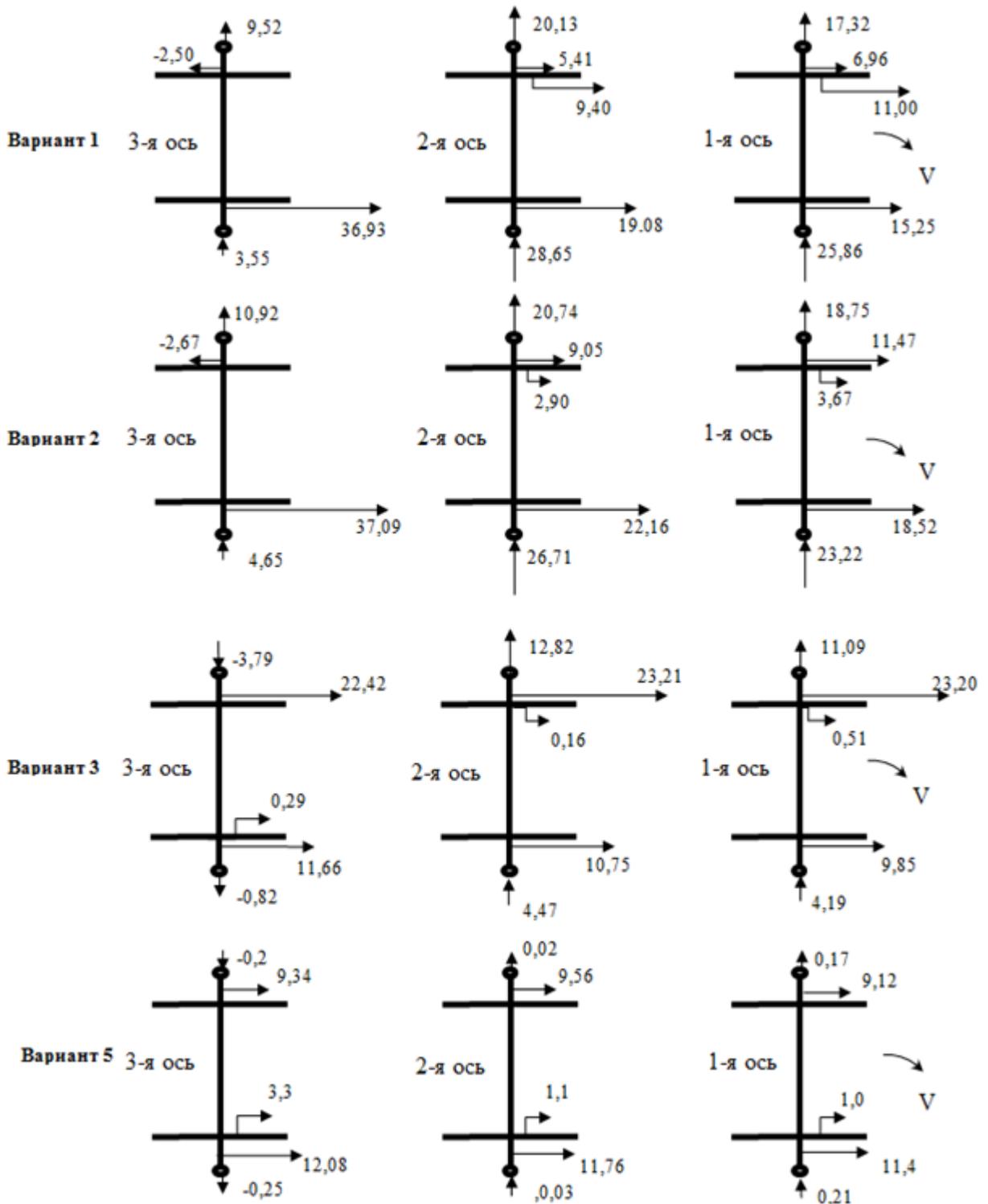


Рисунок 2.8 – Распределение сил продольного и поперечного крипа в режиме тяги по колесным парам первой тележки грузового теплового при  $V=30$  км/ч, кН

Отсутствуют значительные изменения продольных и поперечных сил крива на третьей колесной паре. Результаты такого перераспределения продольных сил крива на поверхности катания колес:

1) увеличиваются боковые силы;

2) уменьшаются продольные силы крива на гребнях, набегающих на наружный рельс колес, что приводит к уменьшению факторов износа гребня  $\Phi_A$  и  $\Phi_C$  (см. графики рисунок 2.7). В варианте 3 по отношению к варианту 1 поперечные силы крива уменьшаются: на первой колесной паре до 65 %; на второй колесной паре на 64 %; на третьей колесной паре в 1,35 раза. Продольные силы крива на гребне набегающего колеса первой колесной пары уменьшаются до 95 %, второй колесной пары также уменьшаются до 98 %. В тоже время продольные силы крива на всех колесах, движущихся по наружному рельсу, увеличиваются таким образом, что сила тяги в большей степени будет реализовываться на наружном рельсе, в результате чего появится момент, отворачивающий колесные пары от наружного рельса в кривой.

В варианте 5 наблюдается следующее: поперечные силы крива практически отсутствуют, значения продольных сил крива на колесах, движущихся по внутреннему рельсу, до 29 % больше чем на колесах, движущихся по наружному рельсу.

На основании распределения сил продольного и поперечного крива и трения для рассматриваемых вариантов трибологического состояния между колесами и рельсами, представленного на рисунке 2.8, произведены расчеты по определению моментов сопротивления повороту передней тележки грузового тепловоза, которые приведены в таблице 2.2.

**Таблица 2.2** – Моменты сопротивления повороту передней тележки грузового тепловоза

<i>Номер варианта трибологического состояния рельсов</i>	<i>Момент сопротивления повороту тележки, кН м</i>
1	104,2
2	96,2
3	27,9
5	27,3

Как видно из таблицы 2.2, относительно варианта 1, в варианте 3 момент сопротивления повороту тележки грузового тепловоза уменьшается в 3,7 раза, в варианте 5 – в 3,8 раза.

Трибологическое состояние контактных поверхностей между колесами и рельсами в условиях эксплуатации оказывает существенное влияние на тяговые качества локомотивов. Изменение коэффициента трения между гребнем набегающего колеса и боковой грани головки наружного рельса по условиям варианта 2 вызывает уменьшение сил трения скольжения гребней набегающих колес на этом рельсе. В результате этого происходит уменьшение дополнительной составляющей сопротивления движению тепловоза в кривой, в то же время при наименьшей из рассматриваемых скоростей 30 км/ч продольные силы крипа, реализующие силу тяги в контакте, изменяются незначительно. В варианте 3 относительно варианта 2 понижается коэффициент трения между поверхностью катания колеса и поверхностью катания внутреннего рельса, а в варианте 5 коэффициент трения понижается еще и на поверхности катания колеса и поверхностью катания наружного рельса.

В процессе компьютерного моделирования получены данные, позволяющие оценить влияние указанных выше изменений коэффициентов трения на тяговые качества локомотива<sup>3</sup>. Для получения указанной оценки рассчитывалась сила тяги, которая реализуется каждой колесной парой, а также локомотивом в целом. Для каждой колесной пары сила тяги есть сумма продольных сил крипа на поверхностях катания обоих колес и гребне набегающего на рельс колеса. В таблице 2.3 даны результаты расчетов для скорости 30 км/ч.

**Таблица 2.3** – Силы тяги по осям одной секции тепловоза 2ТЭ116, кН

Номер варианта	Колесная пара						Суммарная сила тяги тепловоза
	1	2	3	4	5	6	
1	33,21	33,90	34,47	33,02	33,73	34,50	202,83
2	33,65	34,11	34,46	33,56	34,04	34,49	204,31
3	33,56	34,12	34,37	33,84	34,21	34,38	204,47
5	21,47	22,11	25,73	25,22	24,68	28,57	148,24

<sup>3</sup> Применительно к модели грузового тепловоза 2ТЭ116.

Из таблицы 2.3 следует, что в вариантах 2 и 3 относительно исходного варианта 1 сила тяги практически не изменяется, а в варианте 5 она уменьшается на 27%.

«По представленным на рисунке 2.8 продольным  $F_{ijn}^x$  и поперечным  $F_{ijn}^y$  силам крипа рассчитаны их значения по колесам, которые являются векторной суммой двух этих составляющих» [118].

$$F_{ijn} = \sqrt{F_{ijn}^x{}^2 + F_{ijn}^y{}^2} \quad (2.77)$$

Для сравнения в таблицах 2.4, 2.5, 2.6 представлены значения  $F_{ijn}^x$ ,  $F_{ijn}^y$ ,  $F_{ijn}$ , нормальная нагрузка  $N_{ijn}$  и силы трения скольжения  $T_{ijn}$ .

**Таблица 2.4** – Расчетные силы в контакте колес с рельсами для варианта 1, кН

№ колеса( $ijn$ )*	$F_{ijn}^x$	$F_{ijn}^y$	$F_{ijn}$	$N_{ijn}$	$k_f$	$T_{ijn}$
111	6,96	17,32	18,67	62,92	0,3	18,88
112	15,25	25,86	30,02	100,51	0,3	30,15
121	5,41	20,13	20,84	70,48	0,3	21,14
122	19,08	28,65	34,43	116,22	0,3	34,87
131	-2,50	9,52	9,85	92,97	0,3	27,89
132	36,93	3,55	37,10	123,91	0,3	37,17
211	5,45	21,65	22,32	75,0,2	0,3	22,51
212	14,76	33,45	36,56	122,17	0,3	36,65
221	2,13	24,79	24,88	84,10	0,3	25,23
222	17,29	35,12	39,14	136,50	0,3	40,95
231	-9,30	9,54	13,32	116,31	0,3	34,89
232	43,78	3,75	43,94	149,71	0,3	44,91

*Примечание* – \* – расшифровка № колесной пары:  $i$  – тележки секции тепловоза (1, 2),  $j$  – номер колесной пары в тележке (1, 2, 3),  $n$  – номер колеса ( $n = 1$  соответствует левому колесу по ходу движения, а  $n = 2$  правому колесу)

Таблица 2.5 – Расчетные силы в контакте колес с рельсами для варианта 3, кН

№ колеса( <i>ijn</i> )*	$F_{ijn}^x$	$F_{ijn}^y$	$F_{ijn}$	$N_{ijn}$	$k_f$	$T_{ijn}$
111	23,20	11,09	25,71	86,01	0,3	25,80
112	9,85	4,19	10,71	107,67	0,1	10,77
121	23,21	12,82	26,51	88,48	0,3	26,54
122	10,75	4,47	11,64	117,19	0,1	11,72
131	22,42	-3,79	22,73	100,31	0,3	30,09
132	11,66	-0,82	11,63	117,40	0,1	11,74
211	22,18	20,30	30,07	100,79	0,3	30,24
212	10,24	7,73	12,83	128,61	0,1	12,86
221	21,08	22,97	31,18	104,06	0,3	31,22
222	11,36	7,86	13,81	138,93	0,1	13,89
231	20,12	-5,44	20,84	124,99	0,3	37,50
232	14,08	-1,20	14,13	141,60	0,1	14,16

Таблица 2.6 – Расчетные силы в контакте колес с рельсами для варианта 5, кН

№ колеса( <i>ijn</i> )	$F_{ijn}^x$	$F_{ijn}^y$	$F_{ijn}$	$N_{ijn}$	$k_f$	$T_{ijn}$
111	9,12	0,17	9,12	90,65	0,1	9,07
112	11,42	0,21	11,41	113,40	0,1	11,34
121	9,56	0,02	9,56	94,95	0,1	9,49
122	11,76	0,03	11,76	116,82	0,1	11,68
131	9,34	-0,20	9,34	92,84	0,1	9,28
132	12,08	-0,26	12,08	120,01	0,1	12,00
211	10,29	0,25	10,29	102,26	0,1	10,23
212	12,95	0,30	12,95	128,66	0,1	12,87
221	11,02	0,01	11,02	109,48	0,1	10,95
222	13,48	0,01	13,48	133,92	0,1	13,39
231	11,40	-0,40	11,41	113,37	0,1	11,34
232	14,10	-0,48	14,11	140,17	0,1	14,02

Сравнительный анализ таблиц 2.4–2.6 показывает:

– в варианте 5 сила тяги реализуется на поверхности катания колес, причем на колесах, движущихся по внутреннему рельсу, она немного больше, при этом поперечные силы крипа практически отсутствуют.

– в варианте 3 основная часть силы тяги реализуется набегающими колесами, движущимися по наружному рельсу;

– в варианте 1 основная часть силы тяги реализуется колесами, движущимися по внутреннему рельсу.

В вариантах 1 и 3 значения сил трения скольжения по всем колесам больше соответствующих им суммарных сил крипа (существует запас по сцеплению), что следует из сопоставления суммарных сил крипа с силами трения скольжения соответствующих колес.

В варианте 3 колеса по внутреннему рельсу катятся на пределе сцепления, в то же время есть запас по сцеплению на колесах, катящихся по наружному рельсу. Из этого следует, что колеса грузового тепловоза в режиме тяги при трибологическом состоянии контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами по варианту 3 будут катиться по рельсам без проскальзывания.

В варианте 5 запаса по сцеплению нет, на всех колесах значения сил трения меньше векторной суммы продольных  $F_{ijn}^x$  и поперечных  $F_{ijn}^y$  сил крипа соответствующих колес. Это свидетельствует о том, что колеса будут двигаться по рельсам с проскальзыванием.

Сравнивая с вариантом 1 значения нормальных сил  $N_{ijn}$  в точках контакта колес с рельсами, полученных для вариантов 2, 3 и 5, приходим к выводу, в исходном варианте 1 они меньше, чем в остальных вариантах. Следовательно, через гребни набегающих колес передается значительная часть вертикальной нагрузки при исходном варианте 1.

Из анализа результатов компьютерного моделирования взаимодействия секции грузового тепловоза 2ТЭ116 и пути при различных трибологических состояниях контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами в движении по кривой следует, что наиболее эффективным «вариантом три-

бологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами для секции грузового тепловоза 2ТЭ116 в режиме тяги является вариант 3 (комбинированная лубрикация), который, в отличие от других вариантов обеспечивает оптимальное сочетание снижения боковых сил и фактор износа: удельной работы (ФА) сил трения в контакте гребней с рельсами и мощности сил трения в зависимости по скорости скольжения (Фс) при движении грузового тепловоза в режиме тяги без проскальзывания колес и снижения силы тяги. Вариант 5 (смазывание поверхностей катания наружного и внутреннего рельсов в сочетании с нанесением смазочного материала на боковую грань головки наружного рельса в кривой превосходит вариант 3 (комбинированная лубрикация) по снижению боковых сил и факторам износа ФА и Фс, но при этом сила тяги снижается на 28 % из-за возникновения проскальзывания колес, что для локомотива, движущегося в режиме тяги, не допускается, однако допустимо для вагонного подвижного состава» [141].

### ***2.3.2 Влияния трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами на взаимодействие грузового вагона и пути***

Исследования по влиянию трибологического состояния поверхностей между колесами и рельсами на взаимодействие грузового вагона и пути проводились с использованием модели грузового вагона с двухосными тележками модели 18-100 для груженого и порожнего его состояния.

На рисунках 2.9, 2.10, 2.11 приведены изменения показателей боковых сил и факторов износа гребней колес, по которым оценивалось влияние трибологического состояния поверхностей между колесами и рельсами на взаимодействие пути и грузового вагона в груженом и порожнем состоянии. Во всех вариантах максимальное воздействие на путь оказывают 1 и 3 колесные пары, поэтому на рисунках 2.9, 2.10, 2.11 приведены графики именно этих колесных пар.

Из представленных на рисунке 2.9 графиков следует, что относительно исходного варианта 1 изменение коэффициентов трения на контактных поверхностях между колесами подвижного состава и рельсами в соответствии с рассматри-

ваемыми вариантами трибологического состояния рельсов приводит к следующим изменениям боковых сил в процентах для 1 колесной пары (в скобках – для 3 колесной пары), по аналогии с исследованием экипажа грузового тепловоза 2ТЭ116 со скоростями движения 30 км/ч и 70 км/ч:

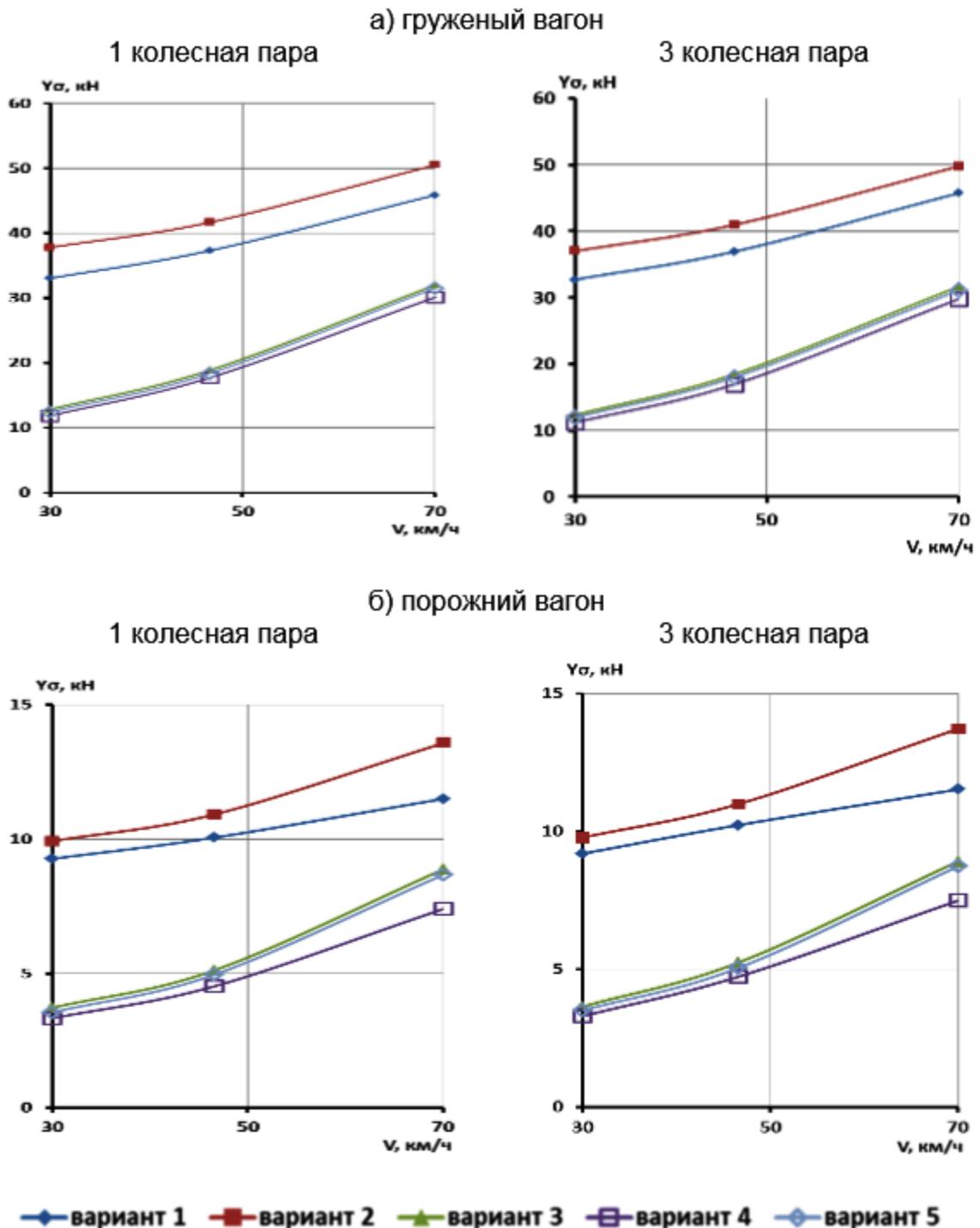


Рисунок 2.9 – Зависимость боковых сил от трибологического состояния контактных поверхностей между колесами грузового вагона и рельсами

– *грузный вагон:*

Вариант 2 – при скорости 30 км/ч **увеличение** до 15 % (13 %);

– при скорости 70 км/ч **увеличение** до 10 % (9 %);

Вариант 3 – при скорости 30 км/ч **уменьшение** до 61 % (62 %);

– при скорости 70 км/ч **уменьшение** до 30 % (31 %);

Вариант 4 – при скорости 30 км/ч **уменьшение** до 64 % (66 %);

– при скорости 70 км/ч **уменьшение** до 34 % (35 %);

Вариант 5 – при скорости 30 км/ч **уменьшение** до 62 % (64 %);

– при скорости 70 км/ч **уменьшение** до 31 % (32 %);

**– порожний вагон:**

Вариант 2 – при скорости 30 км/ч **увеличение** до 7 % (6 %);

– при скорости 70 км/ч **увеличение** до 18 % (19 %);

Вариант 3 – при скорости 30 км/ч **уменьшение** до 60 % (60 %);

– при скорости 70 км/ч **уменьшение** до 23 % (23 %);

Вариант 4 – при скорости 30 км/ч **уменьшение** до 64 % (64 %);

– при скорости 70 км/ч **уменьшение** до 36 % (35 %);

Вариант 5 – при скорости 30 км/ч **уменьшение** до 61 % (62 %);

– при скорости 70 км/ч **уменьшение** до 25 % (24 %).

### **Факторы износа гребня: мощность, удельная работа**

На рисунках 2.10, 2.11 представлены зависимости изменения факторов износа гребня набегающего колеса – удельной работы ( $\Phi_A$ ) сил трения в контакте гребней с рельсами и фактора износа мощность сил трения в зависимости по скорости скольжения ( $\Phi_c$ ).

Из анализа графиков рисунков 2.10, 2.11 следует, что изменения коэффициентов трения на контактных поверхностях между колесами подвижного состава и рельсами во всех вариантах относительно исходного варианта 1 приводит к уменьшению значений факторов износа в процентах для 1 колесной пары (в скобках – для 3 колесной пары):

**– удельной работы ( $\Phi_A$ ) для груженого вагона:**

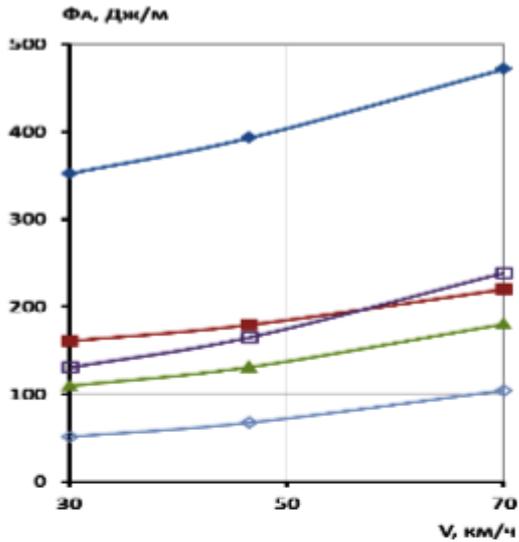
Вариант 2 – при скорости 30 км/ч до 54 % (55 %);

– при скорости 70 км/ч до 53 % (53 %);

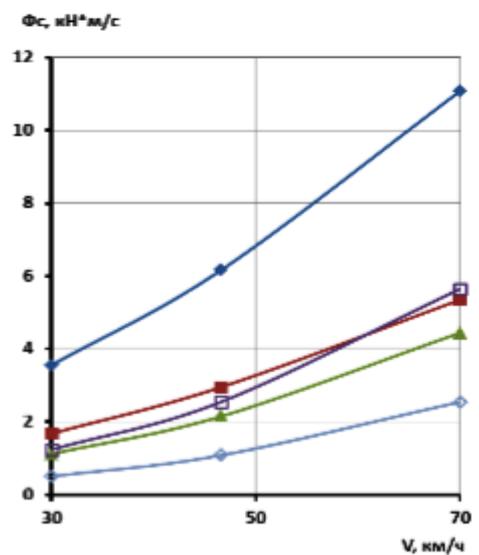
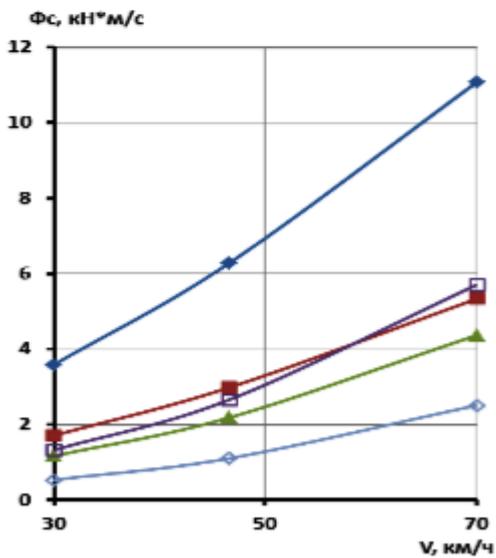
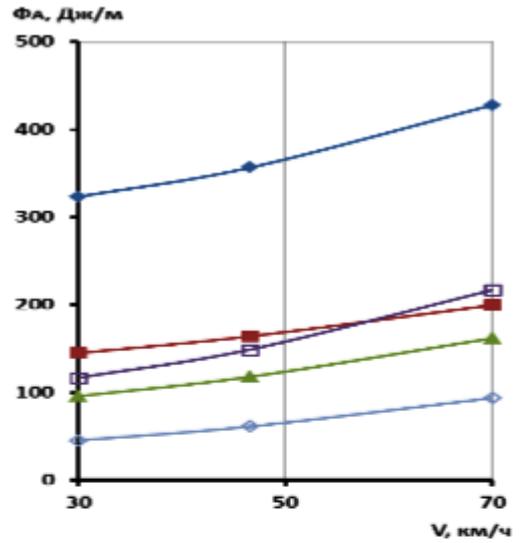
Вариант 3 – при скорости 30 км/ч до 70 % (70 %);

– при скорости 70 км/ч до 62 % (62 %);

1 колесная пара



3 колесная пара



— вариант 1 — вариант 2 — вариант 3 — вариант 4 — вариант 5

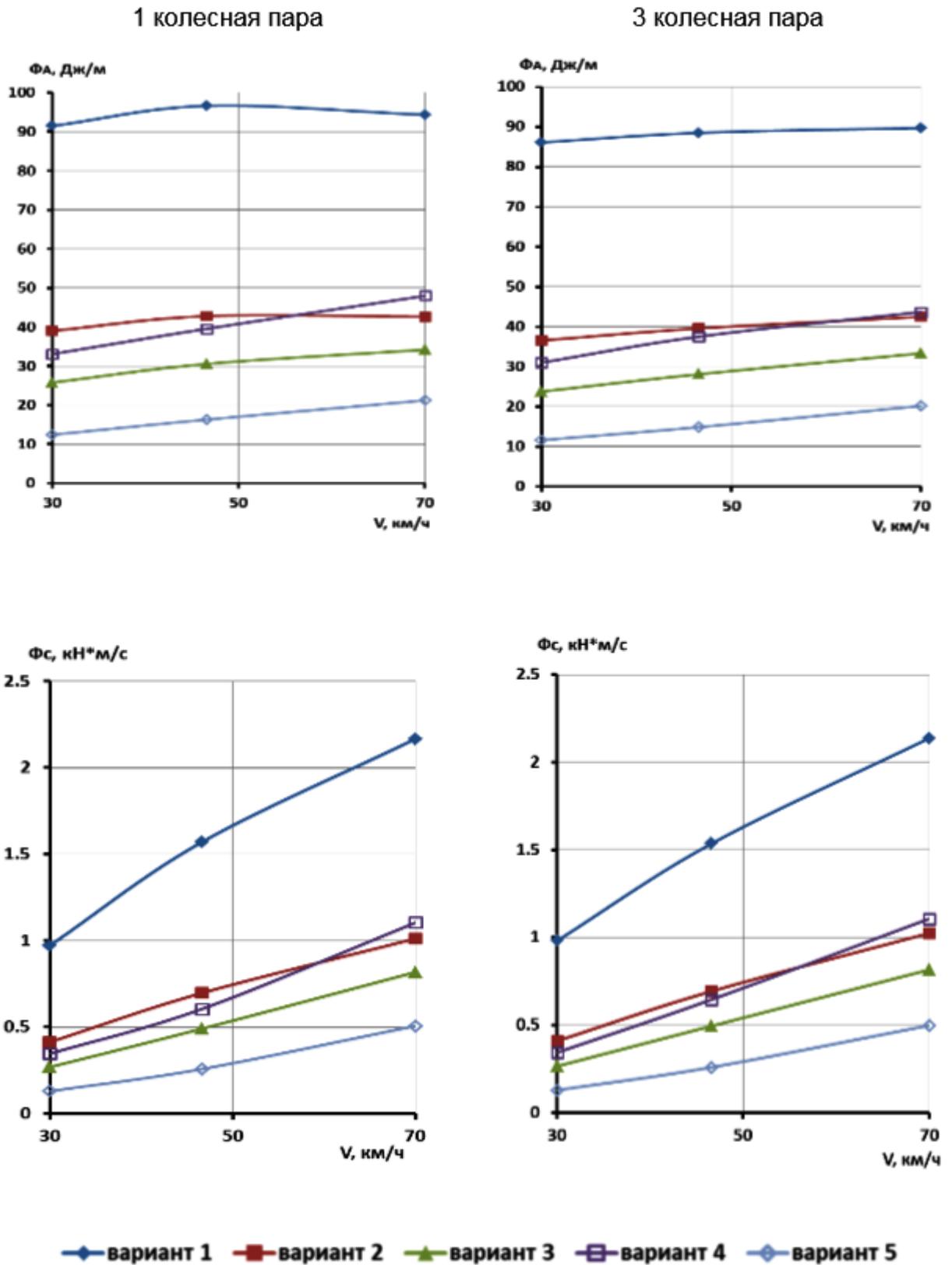
**Рисунок 2.10** – Зависимость факторов износа гребня набегающего колеса грузового вагона в груженом состоянии от трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами

Вариант 4 – при скорости 30 км/ч до 63 % (64 %);

– при скорости 70 км/ч до 49 % (49 %);

Вариант 5 – при скорости 30 км/ч до 85 % (86 %);

– при скорости 70 км/ч до 78 % (78 %);



**Рисунок 2.11** – Зависимость факторов износа гребня набегающего колеса грузового вагона в порожнем состоянии от трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами

– удельной работы ( $\Phi_A$ ) для порожнего вагона:

Вариант 2 – при скорости 30 км/ч до 57 % (57 %);

– при скорости 70 км/ч до 54 % (53 %);

Вариант 3 – при скорости 30 км/ч до 72 % (72 %);

– при скорости 70 км/ч до 64 % (63 %);

Вариант 4 – при скорости 30 км/ч до 64 % (64 %);

– при скорости 70 км/ч до 49 % (51 %);

Вариант 5 – при скорости 30 км/ч до 86 % (87 %);

– при скорости 70 км/ч до 78 % (78 %);

**– мощности сил трения ( $\Phi_c$ ) для груженого вагона:**

Вариант 2 – при скорости 30 км/ч до 52% (53%);

– при скорости 70 км/ч до 51% (52%);

Вариант 3 – при скорости 30 км/ч до 68% (69%);

– при скорости 70 км/ч до 61% (60%);

Вариант 4 – при скорости 30 км/ч до 63% (65%);

– при скорости 70 км/ч до 49% (49%);

Вариант 5 – при скорости 30 км/ч до 85% (86%);

– при скорости 70 км/ч до 77% (77%);

**– мощности сил трения ( $\Phi_c$ ) для порожнего вагона:**

Вариант 2 – при скорости 30 км/ч до 57 % (58 %);

– при скорости 70 км/ч до 53 % (52 %);

Вариант 3 – при скорости 30 км/ч до 72 % (73 %);

– при скорости 70 км/ч до 62 % (62 %);

Вариант 4 – при скорости 30 км/ч до 64 % (65 %);

– при скорости 70 км/ч до 49 % (48 %);

Вариант 5 – при скорости 30 км/ч до 87 % (87 %);

– при скорости 70 км/ч на 77 % (77 %).

Из анализа полученных результатов компьютерного моделирования влияния трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами на взаимодействие грузового вагона на тележках модели 18-100 в груженом и порожнем состояниях и пути следует, что:

– изменение трибологического состояния контактных поверхностей между

колесами подвижного состава и рельсами т.е. изменение коэффициентов трения между колесами подвижного состава и рельсами относительно варианта 1 влияет на боковые силы и факторы износа гребней колес ( $F_A$ ,  $F_c$ );

– «понижение коэффициента трения скольжения в контакте между гребнем набегающего колеса с боковой поверхностью и выкружкой наружного рельса в варианте 2 к незначительному увеличению боковых сил;

– одновременное понижение коэффициента трения скольжения гребня набегающего колеса по боковой поверхности и выкружке наружного рельса и коэффициента трения на поверхности катания сбегающего колеса по внутреннему рельсу способствует уменьшению боковых сил (вариант 3);

– уменьшение боковых сил наблюдается при одновременном понижении коэффициента трения скольжения гребня набегающего колеса по боковой поверхности и выкружке наружного рельса и коэффициента трения на поверхностях катания наружного и внутреннего рельсов (вариант 5);

– изменение коэффициентов трения на контактных поверхностях между колесами» [118] подвижного состава и рельсами относительно варианта 1 приводит к уменьшению фактора износа гребня набегающего колеса – удельной работы ( $F_A$ ) во всех рассмотренных в вариантах трибологического состояния между колесами подвижного состава и рельсами, более значительное уменьшение  $F_A$  наблюдается «при понижении коэффициента трения скольжения в контакте между гребнем набегающего колеса с боковой поверхностью и выкружкой наружного рельса в вариантах 3 и 5» [118];

– изменение коэффициентов трения на контактных поверхностях между колесами подвижного состава и рельсами относительно варианта 1 приводит к уменьшению фактора износа мощность сил трения в зависимости по скорости скольжения ( $F_c$ ) во всех рассмотренных в вариантах трибологического состояния между контактными поверхностями колес подвижного состава и рельсами, более значительное уменьшение  $F_c$  наблюдается при понижении коэффициента трения скольжения в контакте между гребнем набегающего колеса с боковой поверхностью и выкружкой наружного рельса в вариантах 3 и 5.

– из рассмотренных вариантов трибологического состояния между контактными поверхностями колес подвижного состава и рельсами наиболее эффективными по боковому воздействию на путь и факторам износа для грузового вагона на тележках модели 18-100 являются варианты 3 (комбинированная лубрикация) и 5.

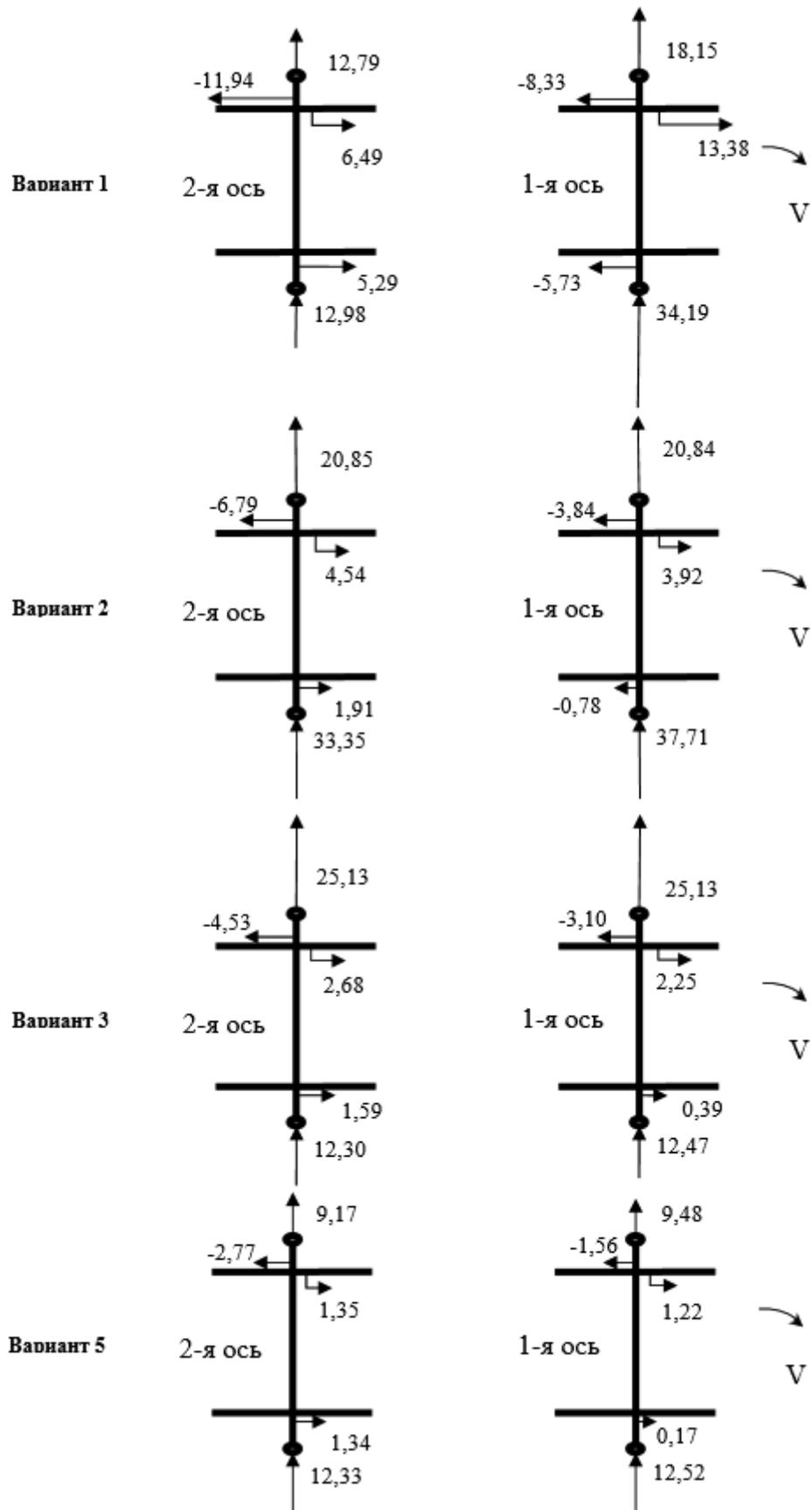
В результате проведения второго этапа компьютерного моделирования для грузового вагона на тележках модели 18-100 получены значения сил продольного и поперечного крипа для вариантов 3 и 5 трибологического состояния между контактными поверхностями колес подвижного состава и рельсами в груженом и порожнем состоянии и проведено их сравнение с вариантами 1 и 2.

Сравнительный анализ влияния трибологического состояния между контактными поверхностями колес подвижного состава и рельсами на взаимодействие грузового вагона на тележках модели 18-100 и пути приводится применительно к груженому состоянию вагона.

Распределение и изменение сил крипа и трения при скорости движения грузового вагона 30 км/ч по колесам передней тележки представлено на рисунке 2.12.

Из анализа распределения продольных и поперечных сил крипа и трения под колесами грузового вагона при скорости движения 30 км/ч в груженом состоянии следует, что при варианте 2 «уменьшение коэффициента трения между гребнем набегающего колеса и боковой грани головки наружного рельса приводит к уменьшению продольной силы крипа на гребне набегающего на наружный рельс колеса первой колесной пары до 71 %» [118], вследствие чего поперечные силы крипа увеличиваются на набегающем колесе до 15 %, на сбегающем до 10 %. В результате этого с одной стороны происходит возрастание бокового воздействия на путь до 15 % (рисунок 2.9), а с другой к снижению факторов износа  $\Phi_A$  и  $\Phi_C$  до 54 % и до 52 % соответственно (рисунок 2.10).

В варианте 3 «дополнительное, относительно варианта 2, снижение коэффициента трения между поверхностью катания сбегающего колеса и поверхностью катания внутреннего рельса приводит к снижению поперечных сил крипа» [118] до 64 %.



**Рисунок 2.12** – Распределение сил продольного и поперечного крива для вагона в груженом состоянии по колесным парам первой тележки при  $V=30$  км/ч, кН

Следствием этого является уменьшение нормальной реакции на гребнях набегающих колес и в результате происходит еще большее снижение факторов износа  $\Phi_A$  и  $\Phi_C$  (рисунок 2.10) в сравнении с вариантом 2 и снижение боковых сил до 61% в сравнении с исходным вариантом 1 (рисунок 2.9). Снижение факторов износа  $\Phi_A$  и  $\Phi_C$  (рисунок 2.10) в сравнении с исходным вариантом 1 составляет 69 % и 67 % соответственно.

В варианте 5 дополнительное, относительно варианта 3, снижение коэффициента трения между гребнем набегающего колеса и поверхностью катания наружного рельса приводит к снижению поперечных сил крива на поверхности катания набегающего на наружный рельс колеса первой колесной пары и как следствие происходит еще большее, в сравнении с вариантом 3, снижение факторов износа  $\Phi_A$  и  $\Phi_C$  (рисунок 2.10), боковые силы при этом практически не изменяются (рисунок 2.9). В сравнении с исходным вариантом 1 снижение боковых сил для первой колесной пары составляет 61 %, факторов износа  $\Phi_A$  и  $\Phi_C$  – 85 %.

В соответствии с распределением сил продольного и поперечного крива и трения для рассматриваемых вариантов трибологического состояния между контактными поверхностями колес подвижного состава и рельсами, представленного на рисунке 2.12, моменты сопротивления повороту передней тележки имеют значения, приведенные в таблице 2.7.

**Таблица 2.7** – Моменты сопротивления повороту передней тележки грузового вагона

<i>Номер варианта трибологического состояния рельсов</i>	<i>Момент сопротивления повороту тележки, кН м</i>
1	40,24
3	7,75
5	5,09

Как видно из таблицы 2.7, в варианте 3 момент сопротивления повороту тележки уменьшается на 81 %, а в варианте 5 – на 87 %.

По представленным на рисунке 2.12 продольным  $F_{ijn}^x$  и поперечным  $F_{ijn}^y$  силам крива проведен расчет их значений по колесам, которые являются векторной

суммой двух этих составляющих.

В таблицах 2.8, 2.9, 2.10 представлены значения  $F_{ijn}^x$ ,  $F_{ijn}^y$ ,  $F_{ijn}$ , нормальная нагрузка  $N_{ijn}$  и силы трения скольжения  $T_{ijn}$ .

**Таблица 2.8** – Расчетные силы в контакте колес с рельсами для варианта 1, кН

№ колеса	$F_{ijn}^x$	$F_{ijn}^y$	$F_{ijn}$	$N_{ijn}$	$k_f$	$T_{ijn}$
11	-8,33	18,15	19,97	68,07	0,3	20,42
12	-5,73	34,19	34,66	125,20	0,3	37,56
21	-11,94	12,79	17,49	92,35	0,3	27,70
22	5,29	12,98	14,02	124,25	0,3	37,27
31	-8,21	17,92	19,71	66,91	0,3	20,07
32	-5,68	34,43	34,89	124,44	0,3	37,33
41	-12,19	13,29	18,03	92,13	0,3	27,64
42	5,03	13,62	14,51	125,17	0,3	37,55

**Таблица 2.9** – Расчетные силы в контакте колес с рельсами для варианта 3, кН

№ колеса	$F_{ijn}^x$	$F_{ijn}^y$	$F_{ijn}$	$N_{ijn}$	$k_f$	$T_{ijn}$
11	-3,10	25,13	25,32	84,73	0,3	25,42
12	0,39	12,47	12,47	125,60	0,1	12,56
21	-4,53	25,13	25,54	85,45	0,3	25,64
22	1,59	12,30	12,40	124,78	0,1	12,48
31	-3,14	24,84	25,04	83,69	0,3	25,11
32	0,46	12,39	12,40	124,69	0,1	12,47
41	-4,64	25,25	25,67	86,09	0,3	25,83
42	1,66	12,40	12,51	125,50	0,1	12,55

**Таблица 2.9** – Расчетные силы в контакте колес с рельсами для варианта 5, кН

№ ко- леса	$F_{ijn}^x$	$F_{ijn}^y$	$F_{ijn}$	$N_{ijn}$	$k_f$	$T_{ijn}$
11	-1,56	9,48	9,61	95,73	0,1	9,57
12	0,17	12,53	12,53	124,57	0,1	12,46
21	-2,77	9,17	9,58	96,43	0,1	9,64
22	1,34	12,33	12,40	124,51	0,1	12,45
31	-1,62	9,37	9,51	94,71	0,1	9,47
32	0,24	12,46	12,46	123,96	0,1	12,40
41	-2,85	9,21	9,64	97,16	0,1	9,72
42	1,38	12,42	12,50	125,64	0,1	12,56

Из сравнения суммарных силы крива  $F_{ijn}$  с силами трения скольжения  $T_{ijn}$  соответствующих колес следует, что в вариантах 1 и 3 значения сил трения скольжения  $T_{ijn}$  по всем колесам больше соответствующих им суммарным силам крива  $F_{ijn}$ , несмотря на то, что в варианте 3 разница между ними меньше, чем в варианте 1.

В варианте 3 колеса по внутреннему рельсу катятся на пределе сцепления, в тоже время на колесах катящихся по наружному рельсу имеется запас по сцеплению. Из этого следует, что колеса грузового вагона в грузе состоянии при трибологическом состоянии между контактными поверхностями колес подвижного состава и рельсами по варианту 3 будут катиться по рельсам без проскальзывания.

В варианте 5 запаса по сцеплению практически нет: на колесах 1-й и 3-й колесных пар значения сил трения  $T_{ijn}$  меньше векторной суммы продольных  $F_{ijn}^x$  и поперечных  $F_{ijn}^y$  сил крива, что свидетельствует о возможности возникновения проскальзывания колес по рельсам, что положительно влияет на основное сопротивление движению поезда.

Из анализа результатов компьютерного моделирования взаимодействия пути и грузового вагона на тележках модели 18-100 при различных трибологических состояниях контактных поверхностей между контактными поверхностями колес подвижного состава и рельсами в движении по кривой следует, что наиболее эффективным вариантом трибологического состояния контактных поверхностей

между контактными поверхностями колес и рельсами для грузового вагона на тележках модели 18-100 является вариант 3 (комбинированная лубрикация), который обеспечивает оптимальное сочетание снижения боковых сил и факторов износа: удельной работы ( $\Phi_A$ ) сил трения в контакте гребней с рельсами и мощности сил трения в зависимости по скорости скольжения ( $\Phi_C$ ) при движении грузового вагона на тележках модели 18-100 без проскальзывания колес. Вариант 5 превосходит вариант 3 (комбинированная лубрикация) по снижению боковых сил и факторов износа  $\Phi_A$  и  $\Phi_C$  во всем диапазоне скоростей, но при этом возможно незначительное проскальзывание, что для грузовых вагонов не имеет критического значения. Поэтому для грузовых вагонов предпочтительно применение лубрикации рельсов по варианту 5, т.е. смазывание поверхностей катания наружного и внутреннего рельсов в сочетании с нанесением смазочного материала на боковую грань головки наружного рельса в кривой.

#### **2.4 Определение рациональных коэффициентов трения в точках контакта колес подвижного состава с рельсами**

Граничные значения коэффициентов трения в точках контакта колес подвижного состава с рельсами, примененные для компьютерного моделирования взаимодействия подвижного состава и пути (п. 2.3), позволили определить оптимальные варианты трибологического состояния рельсов по боковому воздействию подвижного состава на путь и факторам износа  $\Phi_A$  и  $\Phi_C$ . Но основываясь на требованиях руководящих документов по проведению тяговых и тормозных расчетов, отечественном и мировом опыте эксплуатации железных дорог, а также ранее проведенных компьютерных моделированиях и натурных испытаниях необходимо определить рациональные коэффициенты трения в точках контакта колес подвижного состава с рельсами по условиям тяги и торможения.

##### **Аналитический расчет**

В России для расчета вписывания подвижного состава в кривые принята «величина коэффициента трения на поверхности катания головки рельса 0,25» [4].

Концепцией развития лубрикации системе колесо – рельс установлено, что «коэффициент трения на боковых гранях головок рельсов непосредственно после нанесения смазочного материала должен составлять не более 0,1» [64], и не должен превышать значения 0,3 в установленный графиком период очередного смазывания [64]. В соответствии с «техническими требованиями на смазочные материалы для лубрикации зоны контакта колес с рельсами, принятыми в ОАО “РЖД”, коэффициент трения на боковой грани головки рельса не должен превышать значения:

- непосредственно после нанесения смазочного материала – 0,15;
- после пропуска 15000 осей колесных пар – 0,25» [143].

В результате проведенных ранее исследований, «по результатам компьютерного моделирования определены рациональные значения коэффициентов трения» [118] в точках контакта колес подвижного состава с рельсами для комбинированной лубрикации, которые «составляют:

- на боковой грани головки наружного рельса от 0,06 до 0,15;
- на поверхности катания внутреннего рельса от 0,18 до 0,25» [118].

Центром транспортных технологий (ТТСИ) по проведенным в США общесетевым обследованиям практики применения смазки в контакте колесо – рельс, результатам компьютерного моделирования и натурным испытаниям на экспериментальном кольце в Пуэбло, штат Колорадо рекомендовано следующее:

- «величина коэффициента трения на поверхности катания головки рельса должна находиться в пределах от 0,3 до 0,35;
- величина коэффициента трения на боковой грани головки рельса должна быть менее 0,25 (чем меньше, тем лучше)» [160].

При определении рациональных значений коэффициентов трения между колесом и рельсом необходимо обратить внимание на их предельные значения, обеспечивающие движение и торможение подвижного состава по сцеплению колес с рельсами. Применительно к грузовому тепловозу 2ТЭ116 в соответствии с Правилами тяговых расчетов для поездной работы [124], расчетный коэффициент сцепления  $\psi_k$  определяется по формуле:

$$\psi_k = 0,118 + \frac{5}{27,5 + V} \quad (2.78)$$

где  $V$  – скорость движения тепловоза, км/ч.

При наличии на расчетных и труднейших подъемах кривых малого радиуса (менее 800 м) расчетный коэффициент сцепления  $\psi_{k\text{кр}}$  определяется по формуле:

$$\psi_{k\text{кр}} = \psi_k \frac{3,5R}{400 + 3R} \quad (2.79)$$

где  $R$  – радиус кривой, м.

Зависимость коэффициента сцепления колеса с рельсом от коэффициента трения  $k_f$  между колесом и рельсом и скорости движения тепловоза реализующего силу тяги по сцеплению имеет следующий вид [4]:

$$\psi_k = k_f \frac{1 + 0,00068V}{1 + 0,0034V} \quad (2.80)$$

где  $k_f$  – коэффициент трения между колесом и рельсом при скорости скольжения  $V_{ск} = 0$ ;

$V$  – скорость движения тепловоза, реализующего силу тяги по сцеплению, км/ч.

Подставив в формулу (2.80) значения из формул 2.78 и 2.79 получим

$$k_f = \left(0,118 + \frac{5}{27,5 + V}\right) \left(\frac{3,5R}{400 + 3R}\right) \left(\frac{1 + 0,0034V}{1 + 0,00068V}\right) \quad (2.81)$$

Подставив в выражение 2.81 значения скорости движения тепловоза  $V$  и радиус кривой  $R$  рассчитаем минимально допустимое значение коэффициента трения между колесом и рельсом в режиме тяги.

Далее определим расчетные значения коэффициентов сцепления колес с рельсами  $\psi_p$  для тепловоза 2ТЭ116 при торможении в зависимости от скорости движения. Для расчета предлагается следующая формула [51]:

$$\psi_p = 0,21 \frac{V + 200}{3V + 200} * \frac{P_{ст} + 100}{4P_{ст} + 100} \quad (2.82)$$

где  $P_{ст}$  – нагрузка колесной пары на рельс, тс.

Расчеты выполнены для трех значений скорости движения подвижного состава в кривой радиусом 300 м: 30 км/ч – минимальная принятая скорость движе-

ния; 46,6 км/ч – равновесная скорость, когда непогашенное поперечное ускорение отсутствует; 70 км/ч – максимальная скорость движения экипажа, ограниченная непогашенным ускорением  $a_n = 0,7 \text{ м/с}^2$  и представлены в таблице 2.11.

**Таблица 2.11** – Коэффициент трения между колесом и рельсом для грузового тепловоза 2ТЭ116 в режиме тяги, в кривой радиусом 300 м

<i>Скорость движения, км/ч</i>	<i>Расчетный коэффициент сцепления в режиме тяги, <math>\psi_{кр}</math></i>	<i>Коэффициента трения между колесом рельсом в режиме тяги, <math>k_f</math></i>	<i>Расчетный коэффициент сцепления при торможении, <math>\psi_p</math></i>
30	0,17	0,17	0,17
46,6	0,15	0,15	0,15
70	0,14	0,14	0,14

Как результат расчета для скорости движения 30 км/ч получено наибольшее значение  $k_f = 0,17$ , ниже которого колеса при реализации силы тяги на этой скорости движения начнут боксовать.

Из анализа таблицы 2.11 следует, что расчетные коэффициенты сцепления при торможении  $\psi_p$  и расчетные коэффициенты сцепления в режиме тяги  $\psi_{кр}$  при соответствующих скоростях имеют одинаковые значения. Поэтому можно сделать допущение, что коэффициенты трения между колесом и рельсом при торможении будут так же равны коэффициентам трения между колесом и рельсом в режиме тяги для соответствующих скоростей движения тепловоза. С учетом этого и принимая во внимание то, что необходимо иметь запас при реализации силы тяги по трению целесообразно принять в качестве рационального значения коэффициента трения  $k_f = 0,18$ .

Далее по типовому расчету тормоза грузовых и рефрижераторных вагонов [148] определяется предельный коэффициент сцепления колес с рельсами при торможении применительно к грузовому вагону с тележками модели 18-100.

«Расчетный предельный коэффициент сцепления колес с рельсами при торможении для проверки отсутствия юза определяется по формуле» [148]:

$$[\psi_p] = \psi_{(P_{ст})} * \psi_{(V)} \quad (2.83)$$

где  $\psi_{(P_{ст})}$  – функция осевой нагрузки для  $P_{ст} \geq 5 \text{ тс}$ :

$$\psi_{(P_{CT})} = 0,17 - 0,0015(P_{CT} - 5), \quad (2.84)$$

$\psi_{(V)}$  – функция скорости, зависящая от динамических свойств подвижного состава,

$$\psi_{(V)} = \frac{V+81}{2.4V+81} \quad (2.85)$$

(для грузовых вагонов на тележках модели 18-100)

Результаты расчетов предельного коэффициента сцепления колес с рельсами при торможении грузового вагона с тележками модели 18-100 представлены в таблицах 2.12 и 2.13.

**Таблица 2.12** – Предельный коэффициент сцепления колес с рельсами при торможении для грузового вагона с тележками модели 18-100 в груженом состоянии

Скорость движения, км/ч	Нагрузка колесной пары на рельс ( $P_{CT}$ ), тс	Функция осевой нагрузки ( $\psi_{(P_{CT})}$ )	Функция скорости ( $\psi_{(V)}$ )	Расчетный предельный коэффициент сцепления колес с рельсами при торможении [ $\psi_p$ ]
30	23,0	0,14	0,73	0,10
46.6	23,0	0,14	0,66	0,09
70	23,0	0,14	0,61	0,09

Как результат расчета для минимальной принятой скорости движения 30 км/ч получено значение [ $\psi_p$ ] = 0,1.

**Таблица 2.13** – Предельный коэффициент сцепления колес с рельсами при торможении для грузового вагона с тележками модели 18-100 в порожнем состоянии

Скорость движения, км/ч	Нагрузка колесной пары на рельс ( $P_{CT}$ ), тс	Функция осевой нагрузки ( $\psi_{(P_{CT})}$ )	Функция скорости ( $\psi_{(V)}$ )	Расчетный предельный коэффициент сцепления колес с рельсами при торможении [ $\psi_p$ ]
30	5,3	0,17	0,73	0,12
46.6	5.3	0,17	0,66	0,11
70	5,3	0,17	0,61	0,10

Как результат расчета для минимальной принятой скорости движения 30 км/ч получено значение [ $\psi_p$ ] = 0,12.

Исходя из того, что расчетные предельные коэффициенты сцепления колес с рельсами при торможении [ $\psi_p$ ] грузового вагона в груженом и порожнем состо-

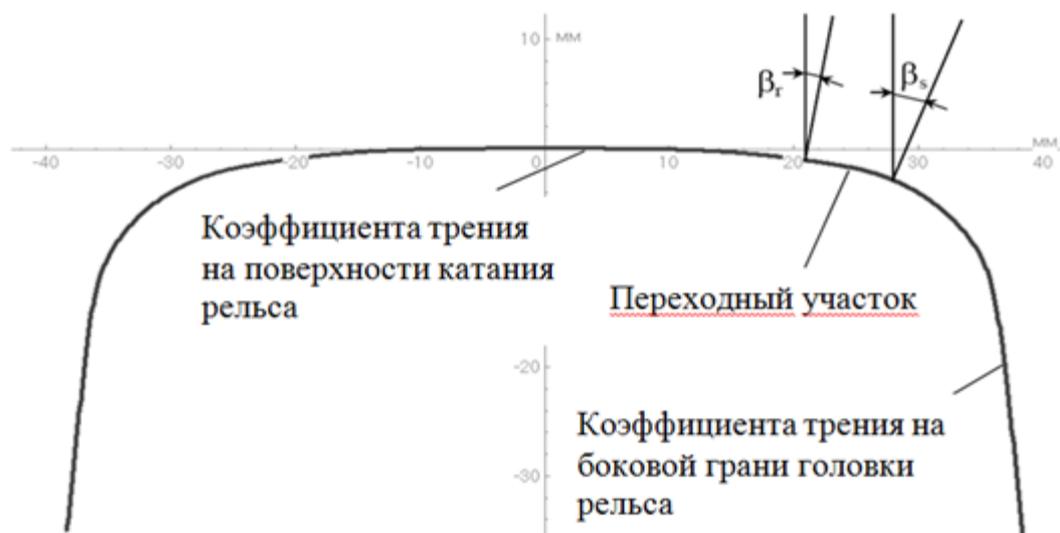
яниях для соответствующих скоростей движения меньше чем у грузового теплового вагона 2ТЭ116 (таблица 2.11), то будет целесообразно в качестве рационального значения коэффициента трения  $k_f$ , при котором будет обеспечиваться торможение грузового вагона в груженом и порожнем состояниях без юза, принять  $k_f = 0,18$ .

### **Компьютерное моделирование**

Для подтверждения результатов и проверки аналитических расчетов по определению рациональных коэффициентов трения в точках контакта колес подвижного состава с рельсами проведено компьютерное моделирование.

Компьютерное моделирование проводилось с применением программного комплекса UM. «Для вычисления сил в контакте колеса и рельса использовался алгоритм FASTSIM» [118]. «В UM предусмотрено задание как переменных, так и постоянных коэффициентов трения в контактах колеса с рельсом.

Для каждого рельса вводилось два основных коэффициента трения: на поверхности катания рельса и на боковой грани головки рельса» [118]. На поверхности рельса можно выделить три контактных участка: поверхность катания с постоянным в поперечном направлении коэффициентом, боковая внутренняя грань головки рельса с постоянным в поперечном направлении коэффициентом трения и переходный участок, на котором коэффициент трения непрерывно по линейному закону в зависимости от угла переходит «от значения коэффициента трения на поверхности катания рельса к значению коэффициента трения на боковой грани головки рельса» [118] (рисунок 2.13). Для разделения профиля на зоны трения задавались углы  $\beta_r, \beta_s$ .



**Рисунок 2.13** – Изменение коэффициента трения на профиле рельса

«Моделировалось движение подвижного состава в кривой радиусом 300 м с возвышением наружного рельса 90 мм и неровностями пути в плане и профиле» [118]. Параметры кривой соответствовали одному из участков Голутвин – Озеры Московской железной дороги, на котором АО «ВНИКТИ» проводятся динамические испытания подвижного состава. Неровности кривой были сгенерированы на основе данных путеизмерителя и соответствовали пути удовлетворительного состояния.

Моделирование выполнено для четырех значений скорости движения подвижного состава в кривой: 1, 30, 46,6 и 70 км/ч.

Рассмотрен вариант 3 (комбинированная смазка) смазывания рельсов в кривых т.е. одновременное смазывание боковой грани головки наружного рельса и поверхности катания внутреннего рельса в кривой.

Коэффициент трения на несмазанных рельсах принимался 0,25. Минимальное значение коэффициента трения смазанных участков рельса принималось 0,1, рассматривались также промежуточные значения коэффициента трения равные 0,25, 0,2 и 0,15.

Сканирование проводилось по двум параметрам:

- 1) коэффициент трения на поверхности катания внутреннего рельса в кривой.
- 2) коэффициент трения боковой грани головки наружного рельса;

Результаты сканирования динамики секции грузового тепловоза в режиме тяги и грузового вагона в груженом и порожнем состояниях в кривой радиусом 300 м даны на рис. 2.14–2.23.

Исследовалось влияние различных соотношений коэффициентов трения в точках контакта колес подвижного состава с рельсами на суммарные силы крипа и силы трения скольжения соответствующих колес в данных точках контакта. Графики представлены для первых по ходу движения тележек подвижного состава. Данные для построения графиков приводятся в Приложении А.

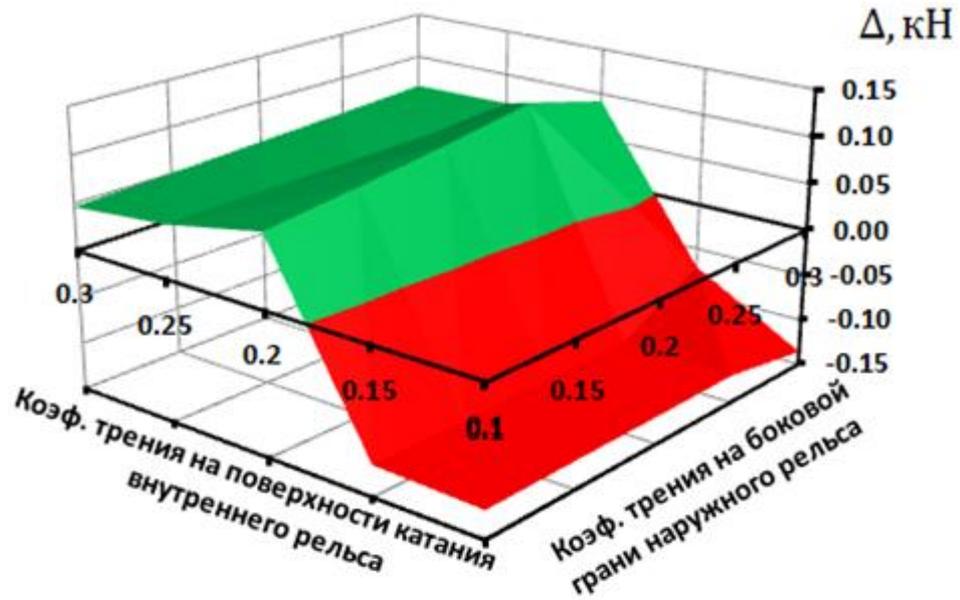
Как было отмечено в п. 2.3 при условии, что значения сил трения скольжения  $T_{ijn}$  по колесам больше соответствующих им суммарных сил крипа  $F_{ijn}$  ( $T_{ijn} > F_{ijn}$ ) то существует запас по сцеплению, т.е. колеса подвижного состава движутся по рельсам без проскальзывания. Проскальзывание и, как следствие, потеря и ухудшение условий торможения подвижного состава будут возникать при отрицательных значениях сопоставления суммарных сил крипа с силами трения скольжения соответствующих колес  $\Delta$  ( $\Delta = T_{ijn} - F_{ijn}$ ).

Из приведенных на рисунках 2.14 – 2.19 графиков сопоставление суммарных сил крипа с силами трения скольжения соответствующих колес  $\Delta$  при различных коэффициентах трения между колесами подвижного состава и контактными поверхностями головок рельсов в кривой следует, что проскальзывание возникает на колесах грузового тепловоза в режиме тяги при значениях коэффициента трения на поверхности катания внутреннего рельса менее 0,18. Это согласуется с результатами аналитических расчетов. Что касается грузового вагона в груженом и порожнем состояниях, из представленных на рисунках 2.20–2.23 следует, что проскальзывание будет возникать при значениях коэффициента трения на поверхности катания внутреннего рельса менее 0,15.

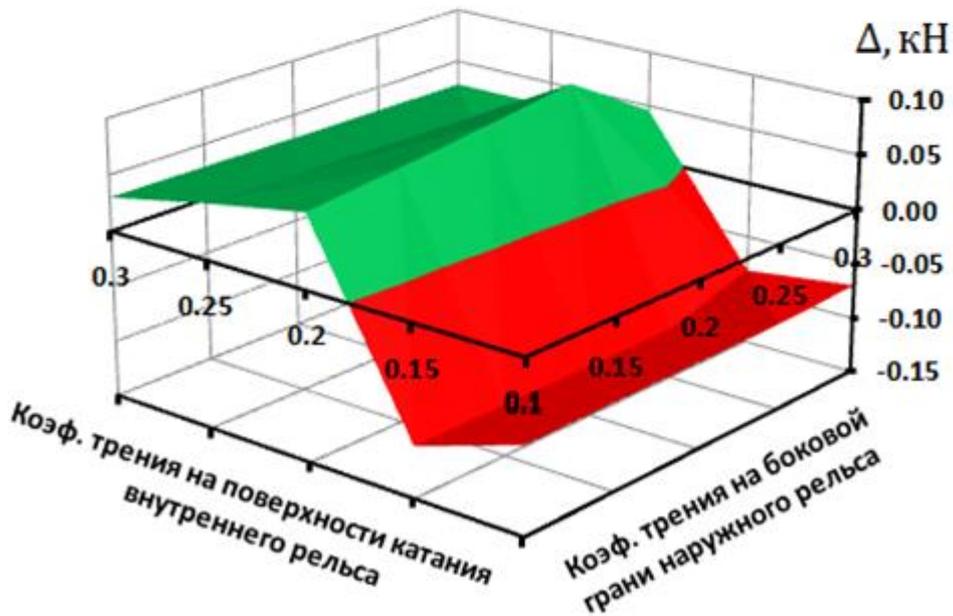
Из этого следует, что при реализации предлагаемых рациональных коэффициентов трения на поверхности катания наружного головки рельса после нанесения смазочного материала в диапазоне 0,18–0,25 будет обеспечено движение грузового вагона в груженом и порожнем состояниях без проскальзывания колес по рельсам и торможение без юза. Это согласуется с результатами аналитических

расчетов.

Из анализа результатов компьютерного моделирования взаимодействия подвижного состава и пути при рациональных значениях коэффициентов трения в точках контакта колес подвижного состава с рельсами при движении по кривой следует, что «минимальное рациональное значение коэффициента трения на поверхности катания головки наружного рельса по условиям реализации тяги и торможения после нанесения смазочного материала должно составлять» [98] не менее 0,18.

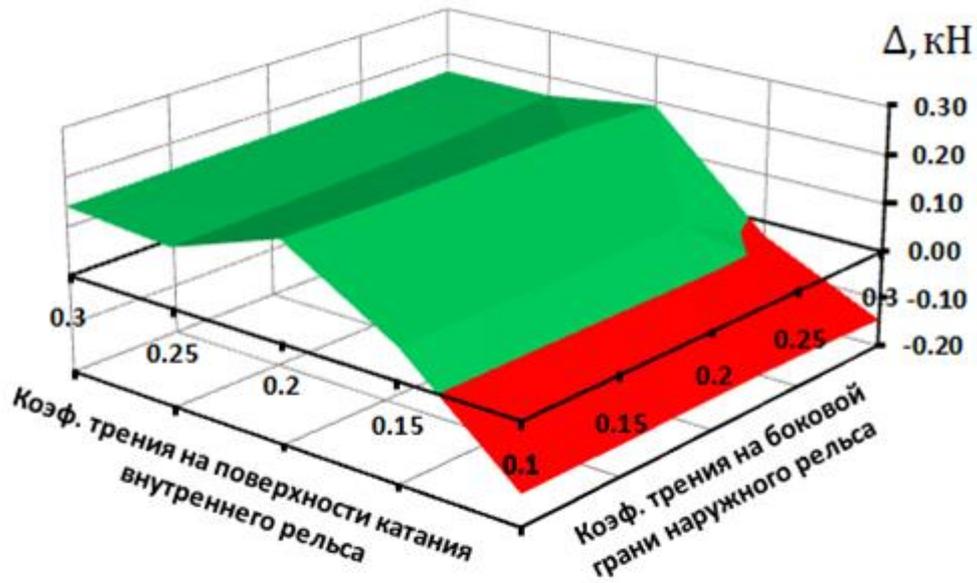


левое колесо

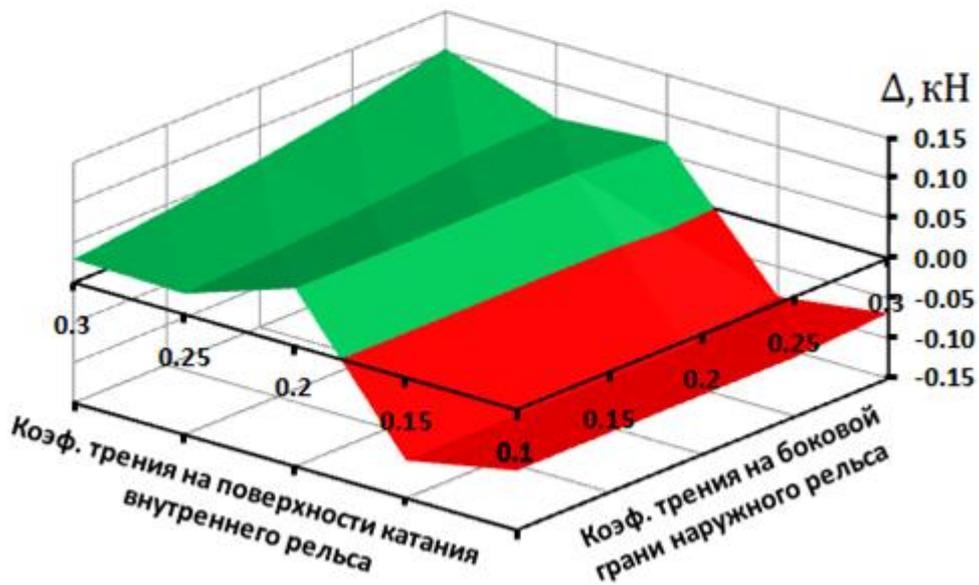


правое колесо

**Рисунок 2.14** – Графики сопоставления суммарных сил крипа с силами трения скольжения соответствующих колес  $\Delta$  ( $\Delta = T_{ijn} - F_{ijn}$ ) для первой колесной пары грузового тепловоза при движении по кривой радиусом 300 м со скоростью  $V = 1$  км/ч в режиме тяги

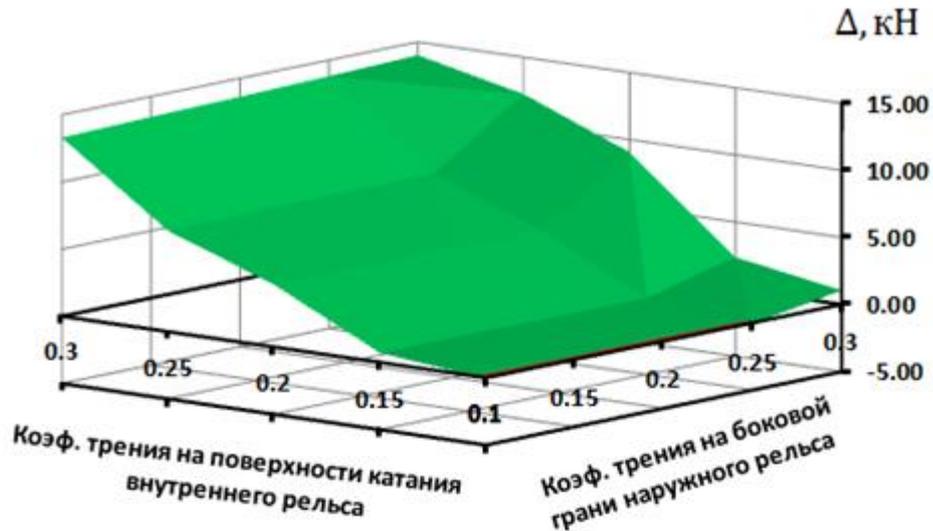


левое колесо

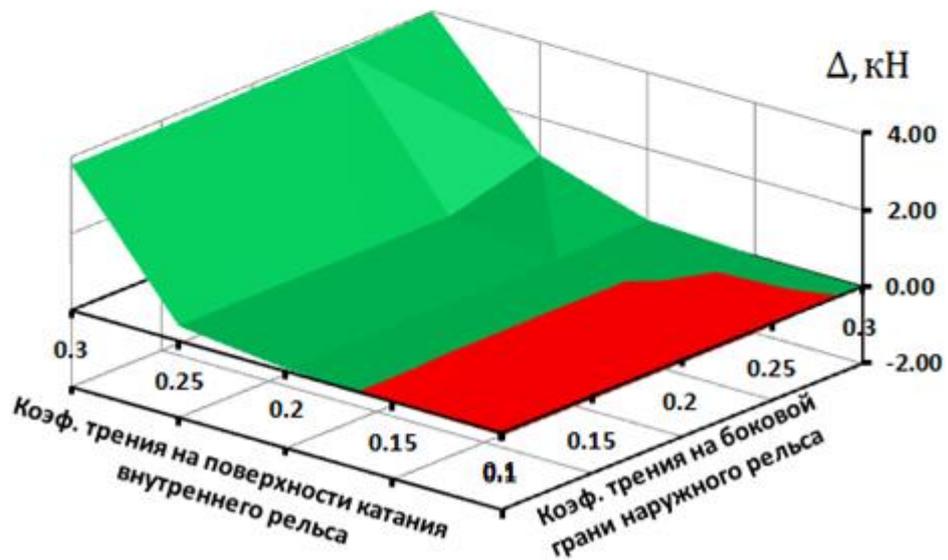


правое колесо

**Рисунок 2.15** – Графики сопоставления суммарных сил крива с силами трения скольжения соответствующих колес  $\Delta$  ( $\Delta = T_{ijn} - F_{ijn}$ ) для второй колесной пары грузового тепловоза при движении по кривой радиусом 300 м со скоростью  $V = 1$  км/ч в режиме тяги

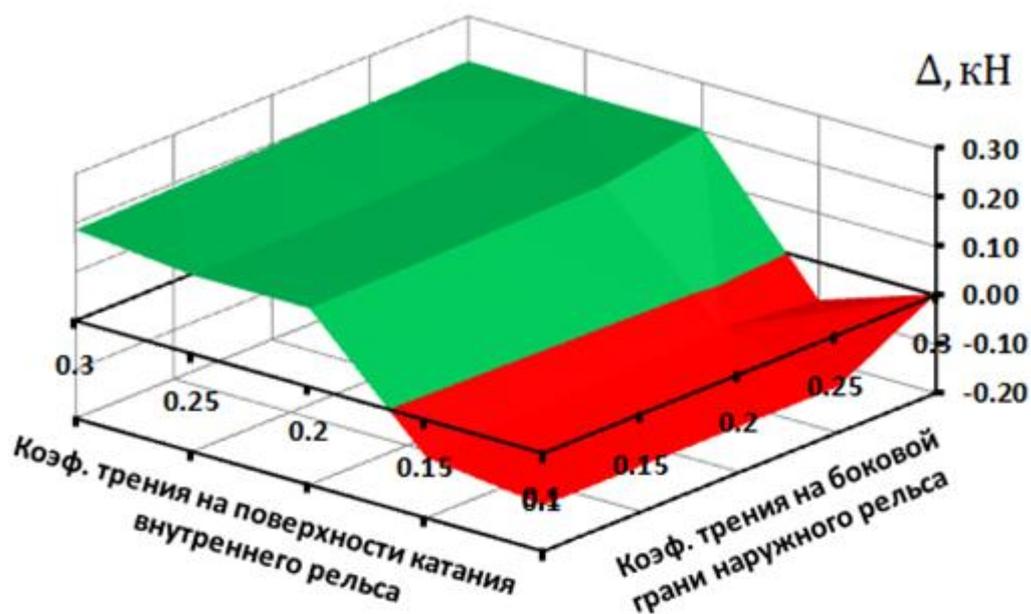


левое колесо

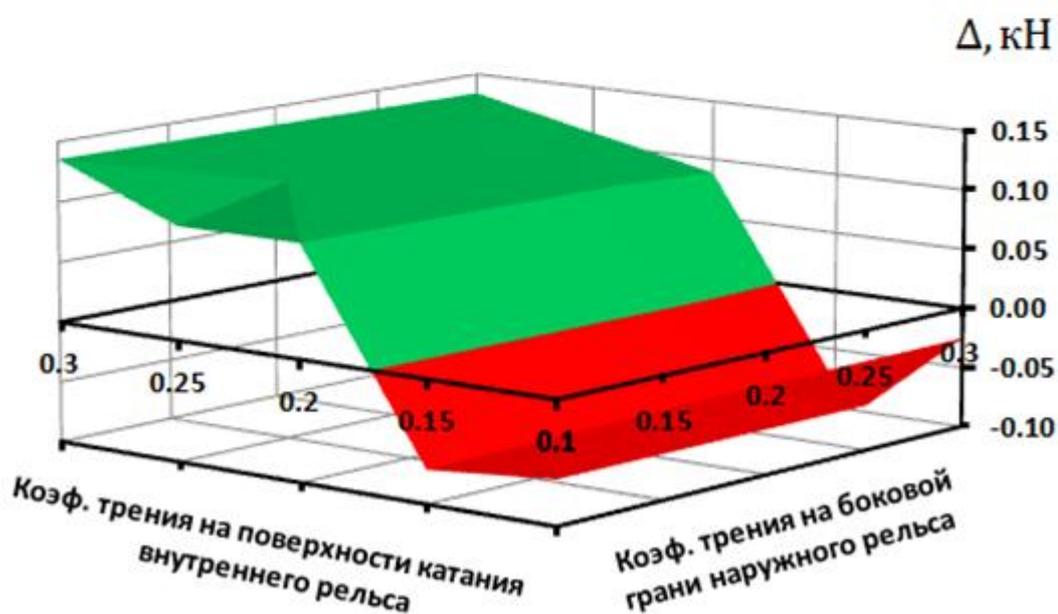


правое колесо

**Рисунок 2.16** – Графики сопоставления суммарных сил крипа с силами трения скольжения соответствующих колес  $\Delta$  ( $\Delta = T_{ijn} - F_{ijn}$ ) для третьей колесной пары грузового тепловоза при движении по кривой радиусом 300 м со скоростью  $V = 1$  км/ч в режиме тяги

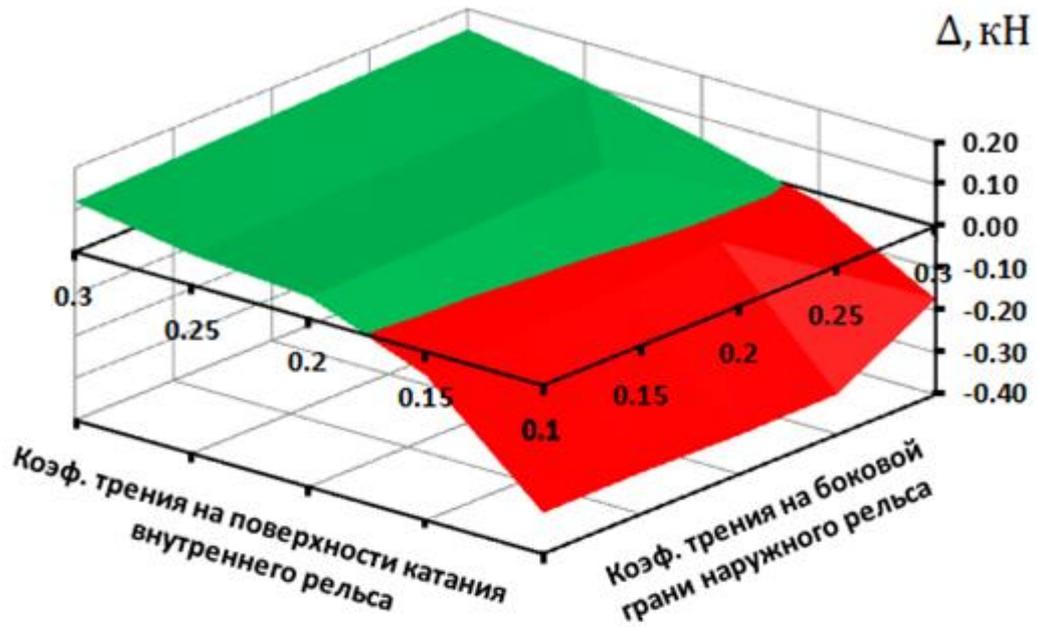


левое колесо

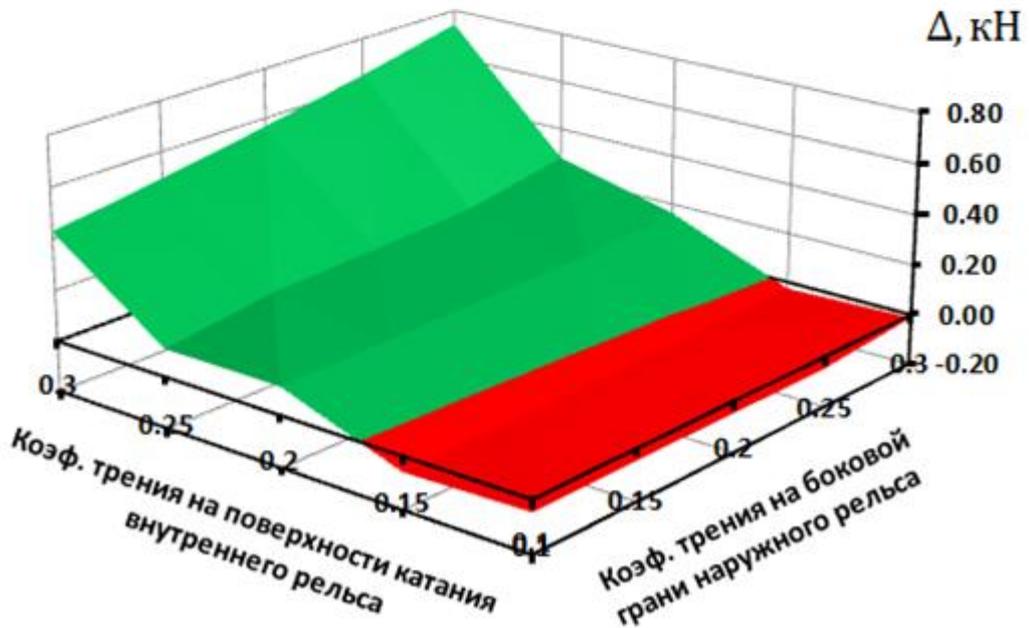


правое колесо

**Рисунок 2.17** – Графики сопоставления суммарных сил крива с силами трения скольжения соответствующих колес  $\Delta$  (для первой колесной пары грузового тепловоза при движении по кривой радиусом 300 м со скоростью  $V = 30$  км/ч в режиме тяги)

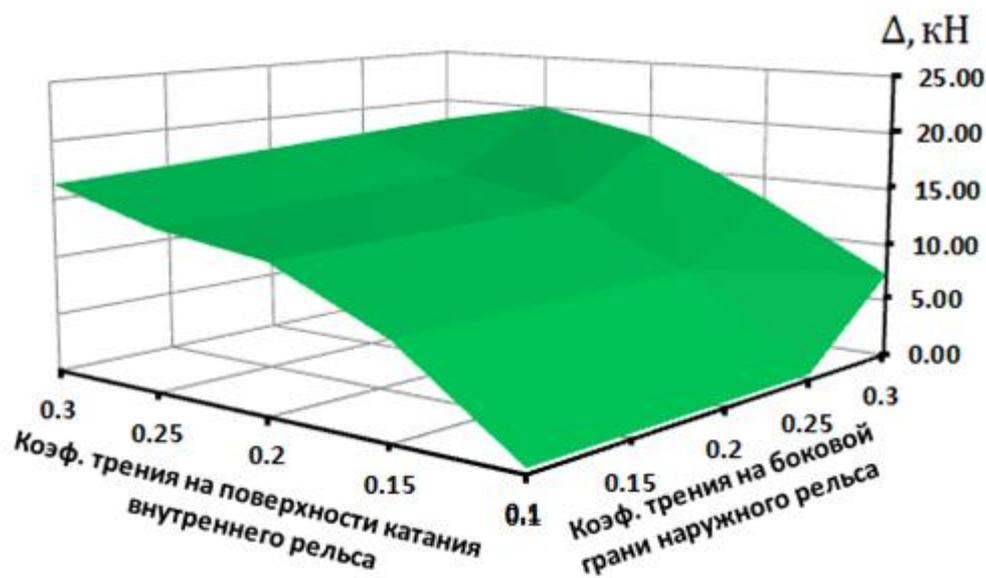


левое колесо

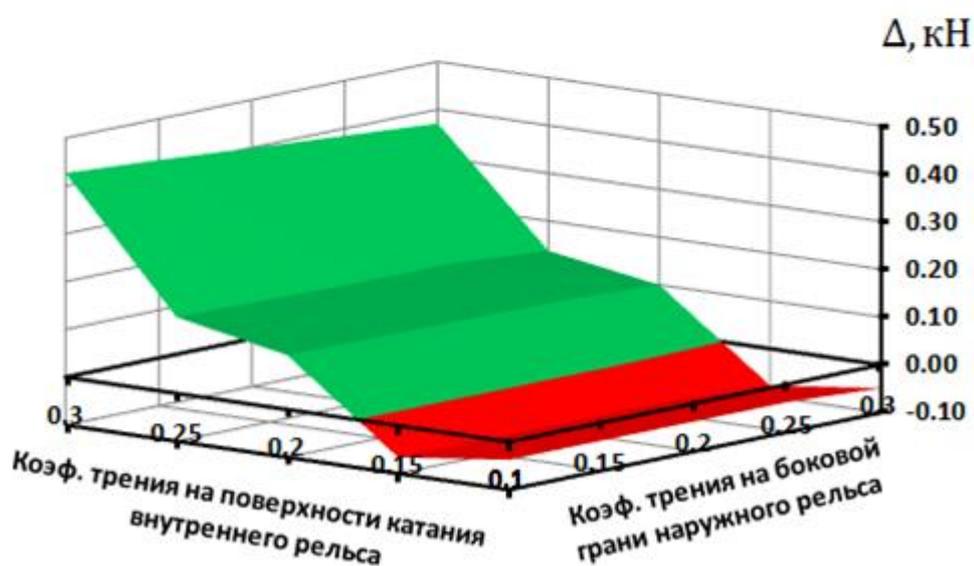


правое колесо

**Рисунок 2.18** – Графики сопоставления суммарных сил крипа с силами трения скольжения соответствующих колес  $\Delta$  (для второй колесной пары грузового тепловоза при движении по кривой радиусом 300 м со скоростью  $V=30$  км/ч в режиме тяги)

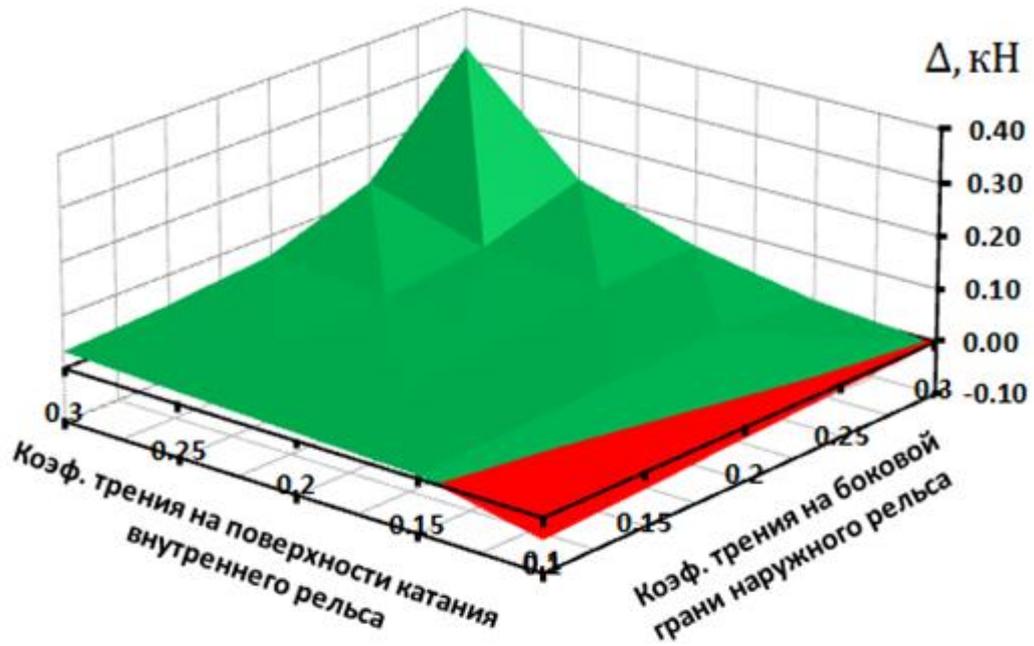


левое колесо

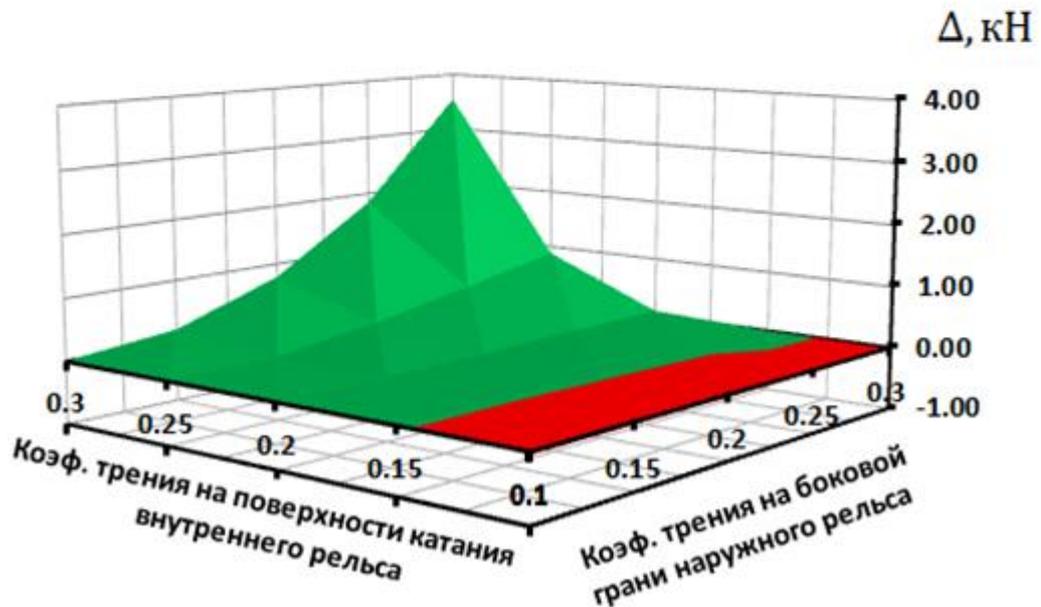


правое колесо

**Рисунок 2.19** – Графики сопоставления суммарных сил крипа с силами трения скольжения соответствующих колес  $\Delta$  (для третьей колесной пары грузового тепловоза при движении по кривой радиусом 300 м со скоростью  $V = 30$  км/ч в режиме тяги)

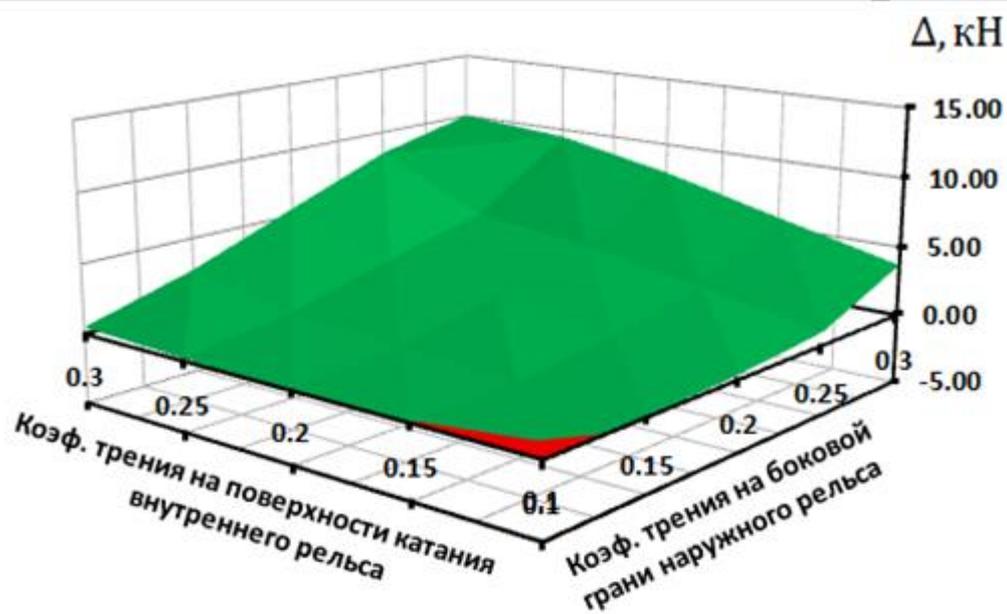


левое колесо

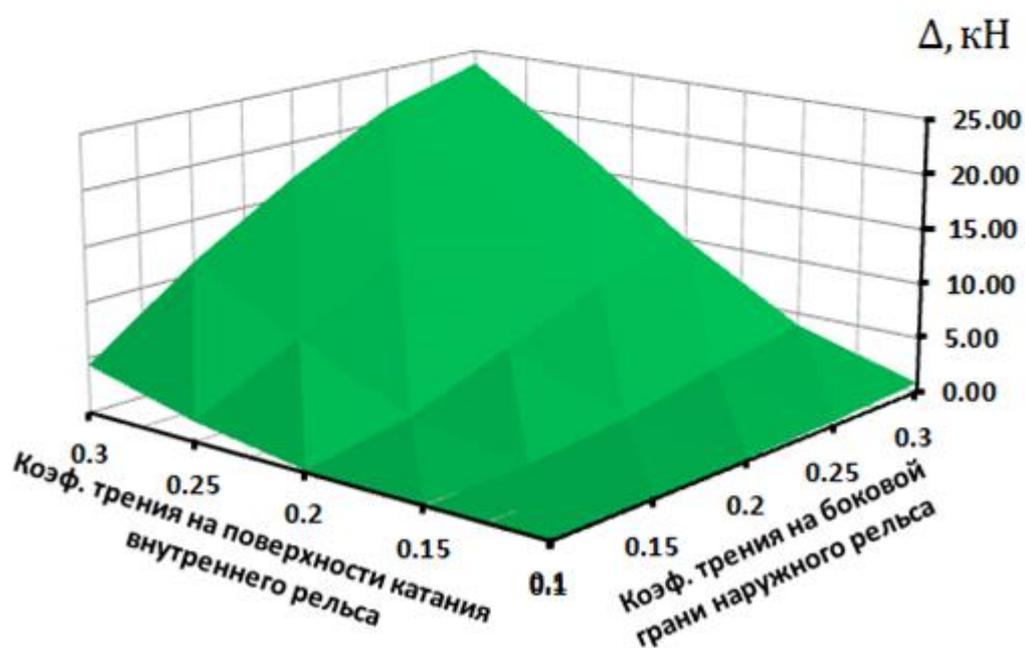


правое колесо

**Рисунок 2.20** – Графики сопоставления суммарных сил крива с силами трения скольжения соответствующих колес  $\Delta$  ( $\Delta = T_{ijn} - F_{ijn}$ ) для первой колесной пары грузового полувагона при движении по кривой радиусом 300 м со скоростью  $V = 30$  км/ч в грузе

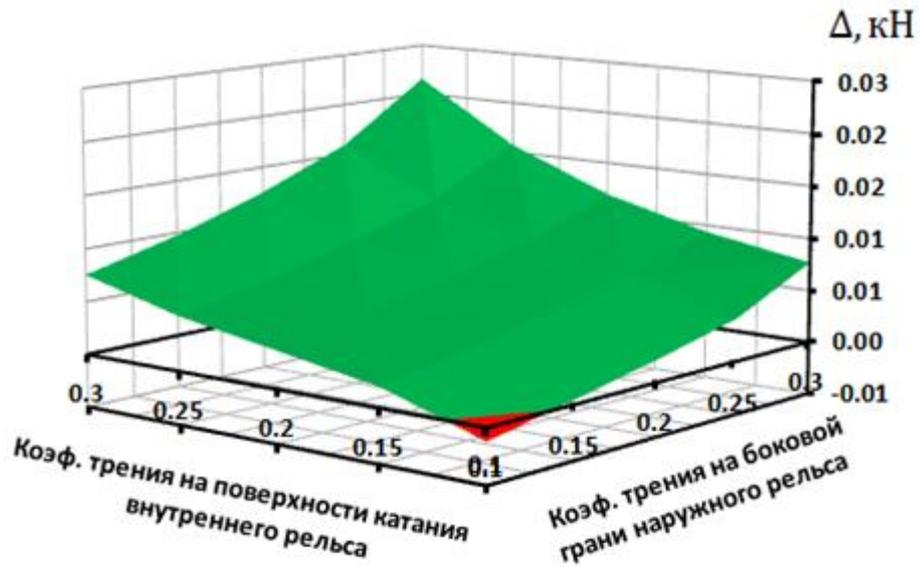


левое колесо

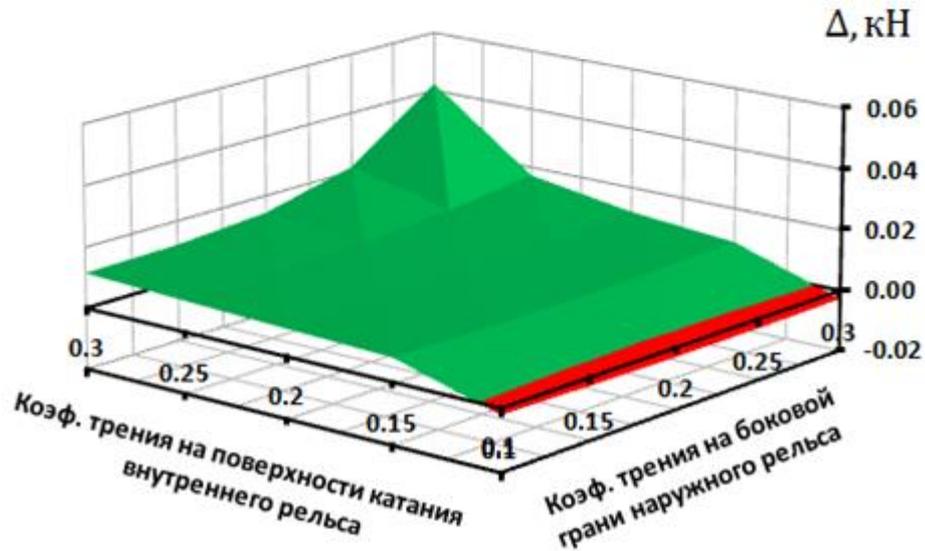


правое колесо

**Рисунок 2.21** – Графики сопоставления суммарных сил крива с силами трения скольжения соответствующих колес  $\Delta$  (для второй колесной пары грузового полувагона при движении по кривой радиусом 300 м со скоростью  $V = 30$  км/ч в груженом состоянии)

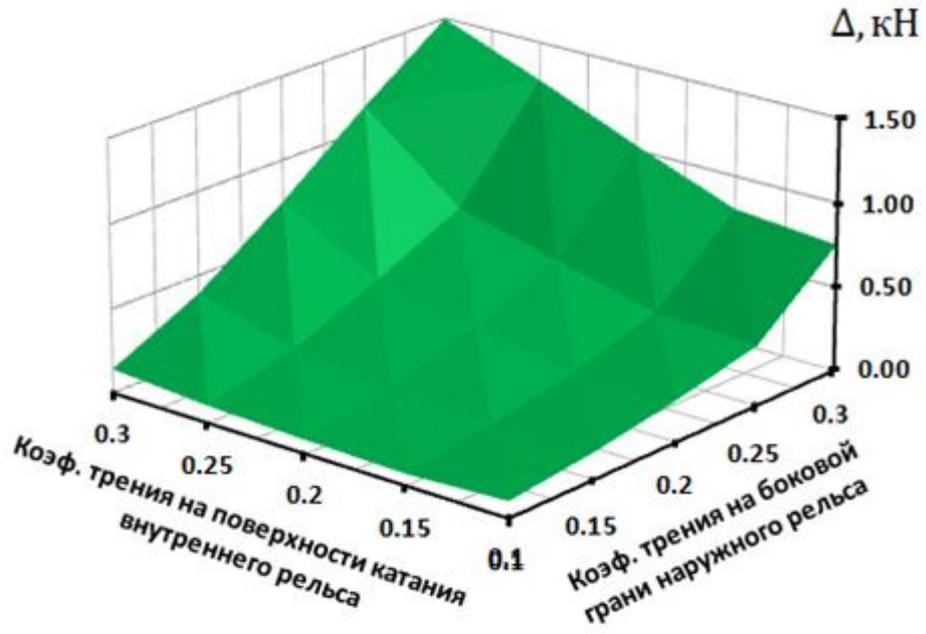


левое колесо



правое колесо

**Рисунок 2.22** – Графики сопоставления суммарных сил крипа с силами трения скольжения соответствующих колес  $\Delta$  (для первой колесной пары грузового полувагона при движении по кривой радиусом 300 м со скоростью  $V = 30$  км/ч в порожнем состоянии)



левое колесо



правое колесо

**Рисунок 2.23** – Графики сопоставления суммарных сил крива с силами трения скольжения соответствующих колес  $\Delta$  (для второй колесной пары грузового полувагона при движении по кривой радиусом 300 м со скоростью  $V = 30$  км/ч в порожнем состоянии)

### **Общий вывод по пункту 2.4**

Из анализа отечественного и зарубежного опыта и в результате проведенных аналитических расчетов и компьютерного моделирования по применению коэффициентов трения в точках контакта колес подвижного состава с рельсами в кривых следует (при условии, что тяга реализуется в основном на поверхности катания головки рельса), что рациональные коэффициенты трения по условиям тяги и торможения будут иметь следующие значения:

- на боковой грани головки наружного рельса при отсутствии смазочного материала не более 0,25;
- на боковой грани головки наружного рельса после нанесения смазочного материала в диапазоне 0,1–0,25;
- на поверхности катания головки наружного и внутреннего рельсов при отсутствии смазочного материала не более 0,25;
- на поверхности катания головки внутреннего рельса после нанесения смазочного материала в диапазоне 0,18–0,25.

### **2.5 Взаимодействие подвижного состава и пути при рациональных коэффициентах трения в точках контакта колес подвижного состава с рельсами**

«По результатам компьютерного моделирования при различных трибологических в точках контакта колес подвижного состава с рельсами при движении по кривой» [48] (п. 2.3) определены варианты трибологического состояния контактных поверхностей рельсов обеспечивающие комплексное снижение бокового воздействия на путь подвижного состава и снижения факторов износа  $F_A$  и  $F_c$  во всем диапазоне скоростей применительно к граничным значениям коэффициентов трения на контактных поверхностях рельсов. Рациональные коэффициенты трения в точках контакта колес подвижного состава с рельсами были определены п. 2.4, исходя из условий обеспечения тяги и торможения.

«Для проверки эффективности отобранных вариантов трибологического состояния в точках контакта колес подвижного состава с рельсами (грузовой тепловоз – вариант 3, грузовой вагон – варианты 3 и 5)» [118] относительно варианта 1 проведено компьютерное моделирование с применением рациональных коэффициентов трения (см. таблицу 2.14).

**Таблица 2.14** – Рациональные коэффициенты трения

<i>Вариант</i>	<i>Рациональные коэффициенты трения</i>
№ 1	Коэффициент трения скольжения в возможных точках контакта колесной пары с рельсами (рассматривается двухточечный контакт колеса с рельсом) одинаков и равен 0,25
№ 3	Коэффициент трения скольжения гребня набегающего колеса по боковой поверхности и выкружке наружного рельса 0,1, на поверхности катания сбегающего колеса по внутреннему рельсу равен 0,18, в остальных точках контакта – 0,25
№ 5	коэффициент трения скольжения гребня набегающего колеса по боковой поверхности и выкружке наружного рельса 0,1, на поверхностях катания наружного и внутреннего рельсов равен 0,18, в остальных точках контакта – 0,25

Компьютерное моделирование с рациональными коэффициентами трения в точках контакта колес подвижного состава с рельсами проводилось с применением тех же условий, что и с граничными коэффициентами трения в точках контакта колес подвижного состава с рельсами.

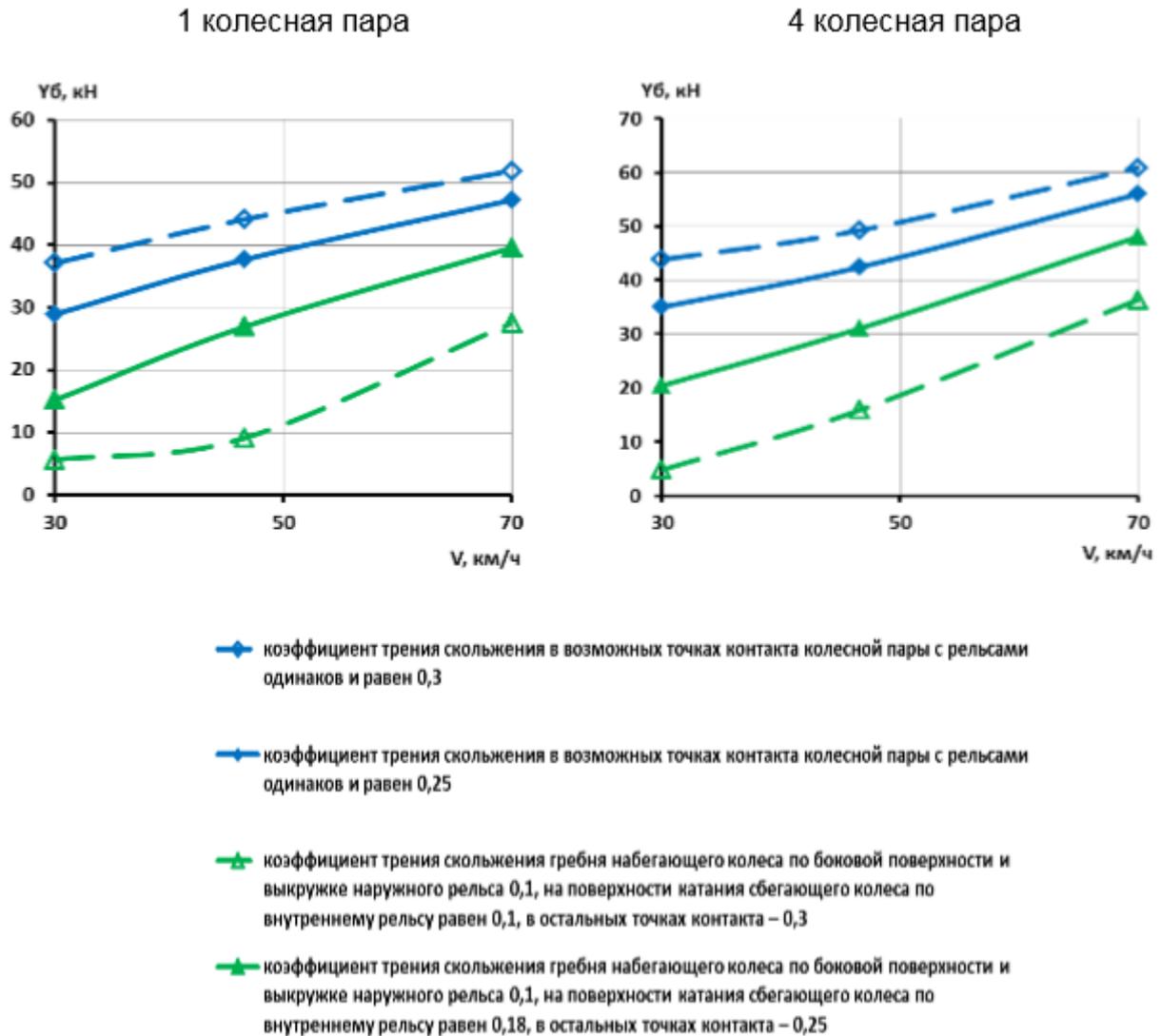
Результаты компьютерного моделирования представлены на графиках рисунках 2.13–2.16. Для сравнения на указанных рисунках приведены также графики, полученные при компьютерном моделировании с граничными коэффициентами трения в точках контакта колес подвижного состава с рельсами для соответствующих вариантов трибологического состояния контактных поверхностей рельсов.

#### ***Секция грузового тепловоза 2ТЭ116 в режиме тяги***

Из представленных на рисунке 2.13 графиков следует, что при применении в варианте 3 трибологического состояния контактных поверхностей (комбинированная лубрикация) рациональных коэффициентов трения вместо граничных коэффициентов трения также приводит к снижению боковых сил относительно исходного варианта 1. В зависимости от скорости движения секции грузового теп-

ловоза 2ТЭ116 происходит следующее снижение боковых сил в процентах для 1 колесной пары (в скобках – для 4 колесной пары):

- при скорости 30 км/ч уменьшение до 47 % (42 %);
- при скорости 70 км/ч уменьшение до 16 % (14 %).



**Рисунок 2.13** – Изменение боковых сил в зависимости от скорости движения секции грузового тепловоза при рациональных коэффициентах трения на контактных поверхностях рельсов для варианта 3

Аналогичная картина наблюдается применительно и к факторам износа гребней колес  $\Phi_A$  и  $\Phi_C$ . В зависимости от скорости движения секции грузового тепловоза 2ТЭ116 происходит следующее снижение факторов износа  $\Phi_A$  и  $\Phi_C$  в процентах для 1 колесной пары (в скобках – для 4 колесной пары):

- *фактор износа удельная работа ( $\Phi_A$ ):*
- при скорости 30 км/ч уменьшение до 75 % (72 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 64 % (63 %);

– **фактор износа мощность сил трения в зависимости по скорости скольжения ( $\Phi_c$ ):**

при скорости 30 км/ч уменьшение до 75 % (72 %);

при скорости 70 км/ч уменьшение до 64 % (63 %).

Графики изменения факторов износа  $\Phi_A$  и  $\Phi_c$  в зависимости от скорости движения секции грузового тепловоза 2ТЭ116 в режиме тяги при рациональных коэффициентах трения на контактных поверхностях рельсов для варианта 3 представлены на рисунке 2.14.

**Вагон в груженом состоянии.** Из представленных на рисунке 2.15 графиков следует, что при применении в варианте 3 (комбинированная лубрикация) и в варианте 5 трибологического состояния контактных поверхностей рациональных коэффициентов трения вместо граничных коэффициентов трения также приводит к снижению боковых сил относительно исходного варианта 1. В зависимости от скорости движения грузового вагона на тележках модели 18-100 в груженом состоянии происходит следующее снижение боковых сил в процентах для 1 колесной пары (в скобках – для 3 колесной пары):

Вариант 3 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 24 % (24 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 10 % (10 %);

Вариант 5 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 25 % (25 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 10 % (11 %).

Аналогичная картина наблюдается применительно и к факторам износа колес  $\Phi_A$  и  $\Phi_c$ . В зависимости от скорости движения грузового вагона на тележках модели 18-100 в груженом состоянии происходит следующее снижение факторов износа  $\Phi_A$  и  $\Phi_c$  в процентах для 1 колесной пары (в скобках – для 3 колесной пары):

– **фактор износа удельная работа ( $\Phi_A$ ):**

Вариант 3 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 56 % (57 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 52 % (52 %);

Вариант 5 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 64 % (65 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 59 % (59 %);

*– фактор износа мощность сил трения в зависимости по скорости скольжения ( $\Phi_c$ ):*

Вариант 3 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 55 % (56 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 51 % (50 %);

Вариант 5 – при скорости 30 км/ч уменьшение до 63 % (64 %);

– при скорости 70 км/ч уменьшение до 59 % (58 %).

1 колесная пара

4 колесная пара

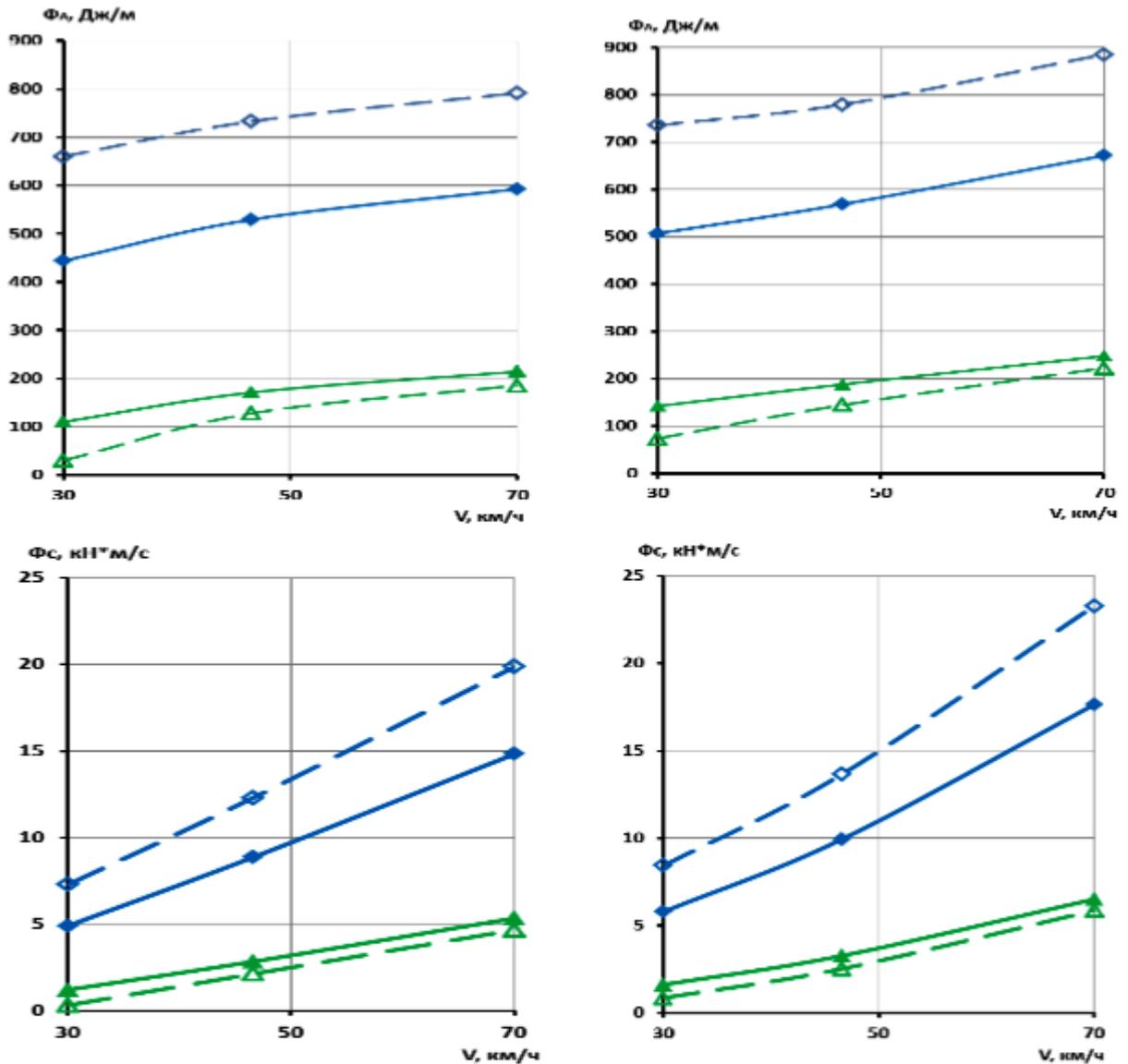
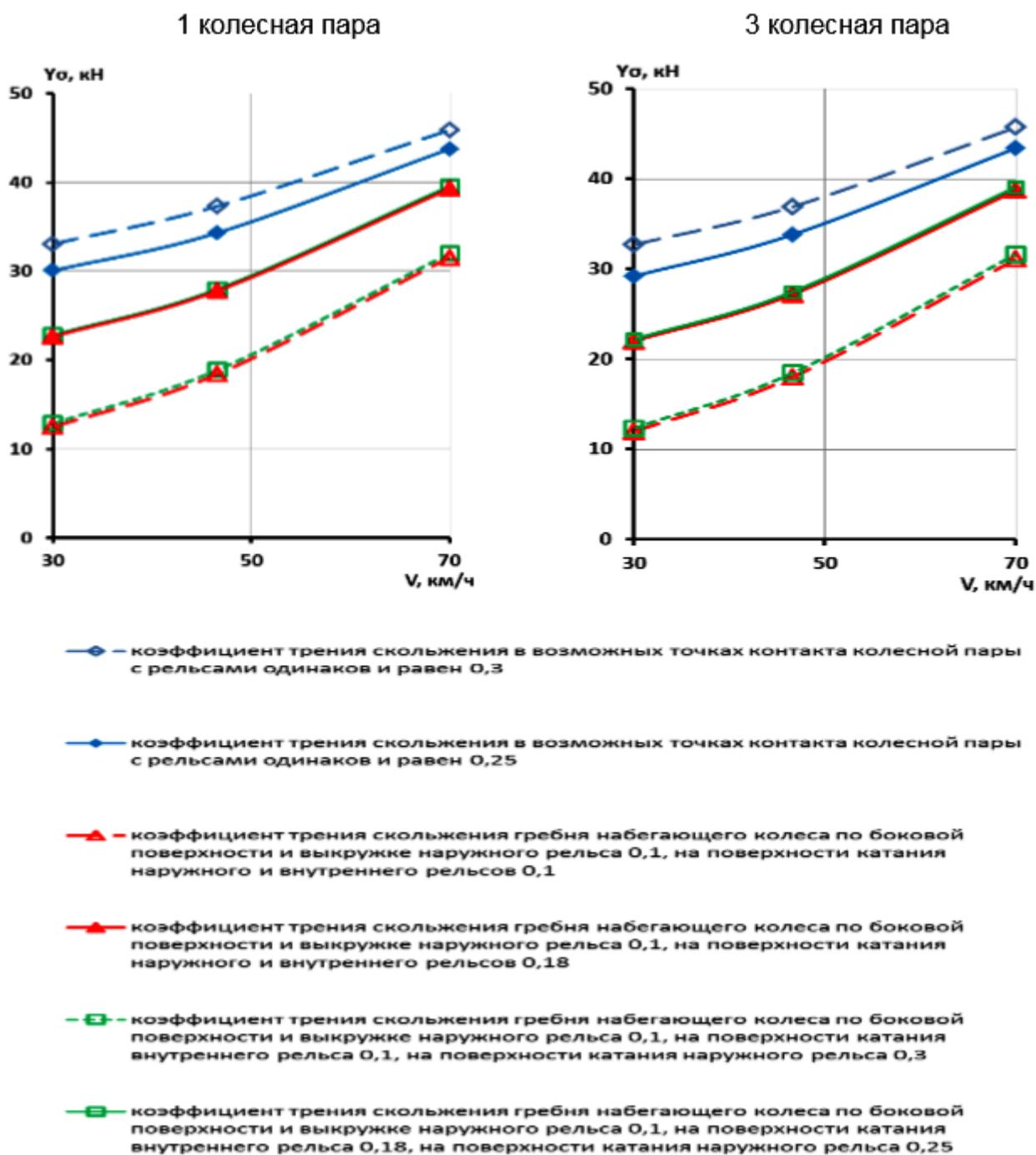


Рисунок 2.14 – Изменение факторов износа  $\Phi_A$  и  $\Phi_C$  при рациональных коэффициентах трения на контактных поверхностях рельсов для варианта 3



**Рисунок 2.15** – Изменение боковых сил в зависимости от скорости движения вагона в грузе в состоянии при рациональных коэффициентах трения на контактных поверхностях рельсов для вариантов 3 и 5

Графики изменения факторов износа  $\Phi_A$  и  $\Phi_C$  в зависимости от скорости движения грузового вагона на тележках модели 18-100 в грузе в состоянии при рациональных коэффициентах трения на контактных поверхностях рельсов для вариантов 3 и 5 представлены на рисунке 2.16.

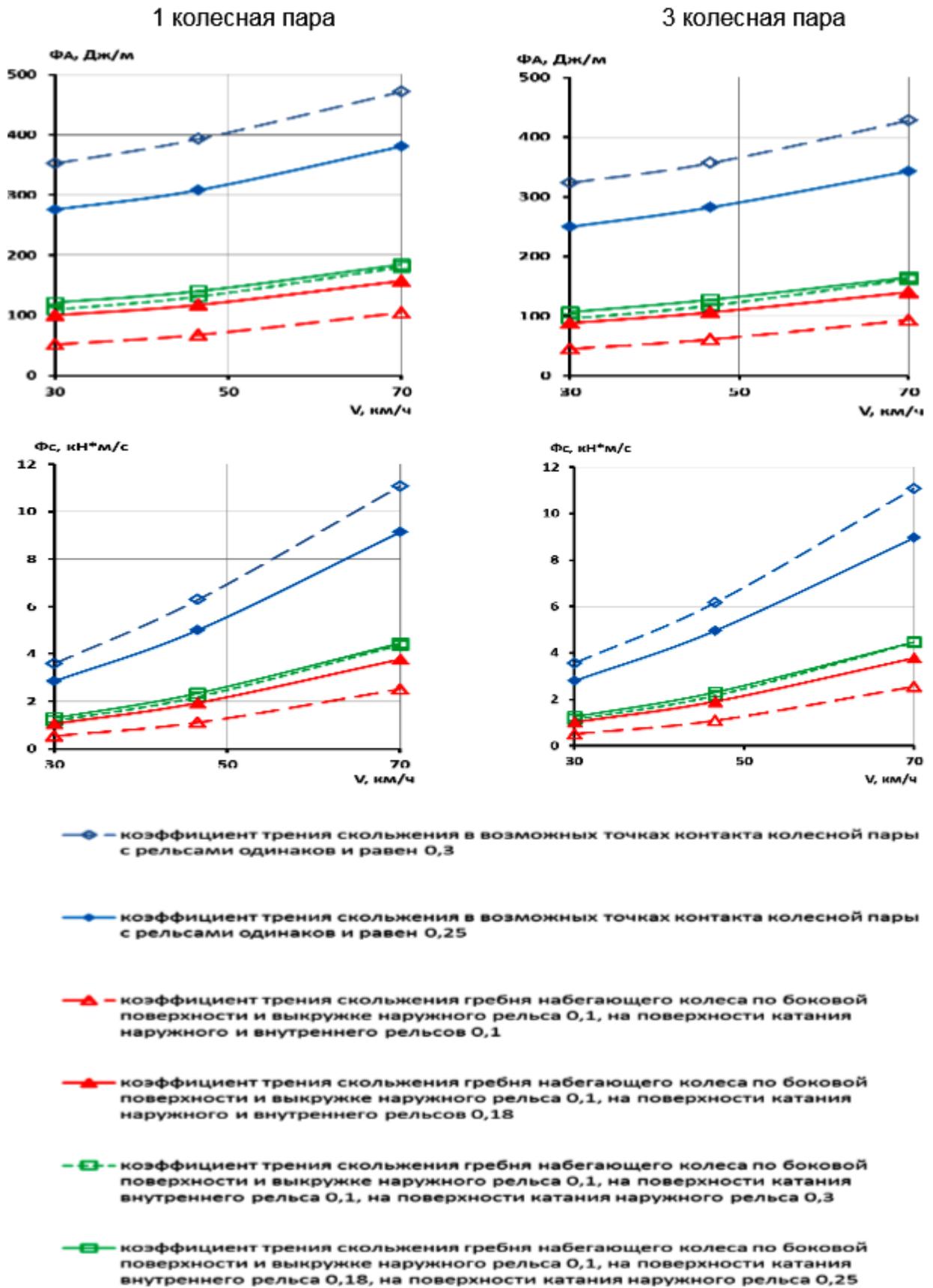


Рисунок 2.16 – Изменение факторов износа  $\Phi_A$  и  $\Phi_C$  при рациональных коэффициентах трения на контактных поверхностях рельсов для вариантов 3 и 5

«Из анализа результатов компьютерного моделирования взаимодействия подвижного состава и пути при рациональных значениях коэффициентов трения на контактных поверхностях рельсов при движении по кривой следует, что подтверждена эффективность отобранных вариантов трибологического состояния контактных поверхностей рельсов» [118].

## 2.6 Выводы по разделу 2

1 Разработаны математические модели пространственных колебаний секции грузового тепловоза и грузового вагона на тележках модели 18-100 позволяющие исследовать ходовую динамику грузового тепловоза и грузового вагона на прямых и кривых участках пути при различных трибологических состояниях в точках контакта колес подвижного состава с рельсами, «давать оценку изменения параметров экипажа в эксплуатации и при его модернизации, определять показатели износа колес, определять динамическую нагруженность привода грузового тепловоза» [23].

2 Определен по результатам компьютерного моделирования взаимодействия пути и секции грузового тепловоза 2ТЭ116 при различных вариантах трибологического состояния в точках контакта колес подвижного состава с рельсами наиболее эффективный вариант трибологического состояния контактных поверхностей рельсов. Комбинированная лубрикация – вариант который обеспечивает в зависимости от скорости движения секции грузового тепловоза 2ТЭ116 в режиме тяги в диапазоне 30...70 км/ч, без проскальзывания колес снижение:

- боковых сил до 89 %;
- удельной работы ( $\Phi_A$ ) сил трения в контакте гребней с рельсами до 95 %;
- мощности сил трения в зависимости по скорости скольжения ( $\Phi_c$ ) до 95 %.

3 Определены по результатам компьютерного моделирования взаимодействия пути и грузового вагона на тележках модели 18-100 при различных вариантах трибологического состояния контактных поверхностей рельсов наиболее эффективные варианты трибологического состояния в точках контакта колес по-

движного состава с рельсами – «комбинированная лубрикация и одновременное понижение коэффициента трения скольжения гребня набегающего колеса по боковой поверхности и выкружке наружного рельса и коэффициента трения» [118] на поверхностях катания наружного и внутреннего рельсов.

Комбинированная лубрикация обеспечивает в зависимости от скорости движения грузового вагона на тележках 18-100 в груженом состоянии в диапазоне 30...70 км/ч, без проскальзывания колес снижение:

- боковых сил до 62 %;
- удельной работы ( $\Phi_A$ ) сил трения в контакте гребней с рельсами до 70 %;
- мощности сил трения в зависимости по скорости скольжения ( $\Phi_c$ ) до 68 %.

«Одновременное понижение коэффициента трения скольжения гребня набегающего колеса по боковой поверхности и выкружке наружного рельса и коэффициента трения на поверхностях катания наружного и внутреннего рельсов» [118] соответственно обеспечивает снижение:

- боковых сил до 65 %;
- удельной работы ( $\Phi_A$ ) сил трения в контакте гребней с рельсами до 86 %;
- мощности сил трения в зависимости по скорости скольжения ( $\Phi_c$ ) до 85 %.

4 По результатам аналитических расчетов подтвержденных компьютерным моделированием определены рациональные значения коэффициентов трения на контактных поверхностях между колесами подвижного состава и рельсами в кривых по условиям реализации тяги и торможения подвижного состава:

- на боковой грани головки наружного рельса после нанесения смазочного материала в диапазоне 0,1 – 0,25;
- на поверхности катания головки внутреннего рельса после нанесения смазочного материала в диапазоне 0,18 – 0,25.

### **3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ТРИБОЛОГИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ В ТОЧКАХ КОНТАКТА КОЛЕС ПОДВИЖНОГО СОСТАВА С РЕЛЬСАМИ НА ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ПУТИ**

#### **3.1 Методика экспериментальных исследований**

Проблема взаимодействия колеса и рельса всегда была актуальной на железнодорожном транспорте, определяющей безопасность движения поездов и важнейшие технико-экономические показатели эксплуатации подвижного состава и пути.

«АО «ВНИКТИ» располагает современным научно-экспериментальным комплексом для проведения динамических, прочностных и по воздействию на путь испытаний подвижного состава. Комплекс включает опытный полигон с кривыми различных радиусом, вагоны-лаборатории с современной аппаратурой, стендовое оборудование, необходимые для испытаний производственные площади» [118].

В разделе 2 были определены рациональные значения коэффициентов трения при лубрикации. При этом было допущено, что перспективной техникой лубрикации рельсов для эксплуатации локомотивов и грузовых вагонов является комбинированная лубрикация рельсов. Поэтому были поставлены эксперименты в условиях реальной эксплуатации по эффективности техники комбинированной лубрикации относительно несмазанных рельсов.

«Проводились ходовые динамические и по воздействию на путь испытания подвижного состава при различных трибологических состояниях рельсов» [118].

Ходовые динамические и по воздействию на путь испытания грузового тепловоза 2ТЭ116 и полувагона на тележках модели 18-100 в груженом состоянии проводились для определения, оценки и сравнения динамических и по воздействию на путь показателей при движении подвижного состава в кривой радиусом 300 м с различным трибологическим состоянием рельсов.

Перед испытаниями проводились:

- подготовка подвижного состава и пути;
- градуировка тензометрических схем экипажа и пути;
- инструментальные измерения опытных участков пути.

При подготовке подвижного состава проводились следующие мероприятия:

– на локомотиве – обмеры экипажной части (расстояние между внутренними поверхностями колес колесных пар, толщина гребней), взвешивание, определение жесткости поперечной связи колесных пар с тележкой, определение момента сопротивления ( $M_{сопр}$ ) повороту тележки, установка датчиков.

– на вагонах выкатывание тележек и формирование их колесными парами и фрикционными клиньями, имеющими заданные технические характеристики.

После готовности экипажа вагоны загружались до осевой нагрузки 23,5 тс и производилось их взвешивание.

При подготовке пути к испытаниям – следующие мероприятия:

– обмеры колеи в кривой (отступления по ширине, уровню, подуклонке рельсов не превышали допускаемых пределов, как для ненагруженного пути, так и по показателям вагона-путеизмерителя):

– наклейка тензодатчиков на кромках подошвы рельса.

«Регистрация измеряемых параметров осуществлялась программно-аппаратным комплексом АСП-N1250, включающим:

- персональный компьютер;
- крейтовую систему, состоящую из крейта-контроллера со встроенным интерфейсом связи с компьютером, аналогово-цифрового преобразователя и калибратора сигналов, тензоусилителя с программируемым фильтром, виброусилителя с программируемым фильтром;
- программный пакет для записи и обработки сигналов» [118].

Оценка воздействия подвижного состава на путь в кривой радиусов 300 м производилась по:

- напряжениям в кромках подошвы рельсов;
- «боковым силам по методу Шлюмпфа» [118].

«Для проведения испытаний формировался опытный поезд:

- секция грузового тепловоза 2ТЭ116 – 138 т;
- груженный полувагон – 80 т;
- вагон-лаборатория – 57 т.

Испытания проводились при движении испытываемого локомотива передним и задним ходом в режимах выбега, тяги, торможения.

Опытные поездки осуществлялись в кривой радиусом 300 м. Кривая выбиралась таким образом, чтобы на ней можно было реализовать непогашенное ускорение до  $0,7 \text{ м/с}^2$ . Скорости движения в кривой радиусом 300 м составляли 30, 50, 70 км/ч. Железнодорожный путь фиксированного участка пути имеет следующую характеристику: рельсы Р65 длиной 25 м, приведенный износ не более 9 мм, шпалы деревянные, эюра шпал 1840 шт. на 1 км, балласт щебеночный.

Измерения исследуемых величин при различных скоростях производились до набора требуемого объема информации.

Обработка осциллограмм включала в себя качественный анализ динамических процессов, при котором устанавливалась взаимосвязь видов колебаний элементов экипажной части. При дальнейшей обработке проводился спектральный анализ, определялись параметры распределения вероятностей, а также максимальные значения измеренных величин. Для анализа условий взаимодействия колес и рельсов использовались материалы видеосъемки. По результатам обработки осциллограмм, строились графики зависимости той или иной динамической характеристики в функции скорости отдельно для прямых и кривых участков пути» [118]. «Суммарная погрешность результатов испытаний, включающая погрешность регистрации и обработки опытных данных, не превышала 8...10 %» [118].

### **3.2 Экспериментальные исследования бокового воздействия на путь подвижного состава при различных трибологических состояниях в точках контакта колес подвижного состава с рельсами**

Для подтверждения результатов теоретических исследований воздействия подвижного состава на путь, при непосредственном участии автора поставлен ряд

натурных экспериментов по дальнейшему совершенствованию технологии лубрикации рельсов.

Воздействие подвижного состава на путь оценивалось по напряжениям в кромках подошвы рельса.

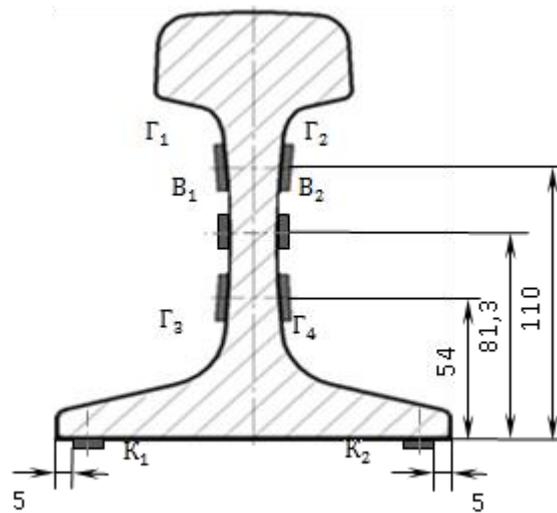
Дополнительно для измерения и оценки боковых сил при исследованиях бокового воздействия на путь секции грузового тепловоза 2ТЭ116 применялся метод Шлюмпфа.

Полученные экспериментальным путем данные по воздействию подвижного состава на путь сравнивались с расчетными значениями боковых сил полученными при компьютерном моделировании.

Испытания проводились в кривой радиусом 300 м расположенной на 8 км участка Голутвин – Озеры Московской ж.д. Длина кривой составляет 285 м, вышение наружного рельса 90 мм.

Испытания проводились в соответствии с ГОСТ 55050-2012 «Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний».

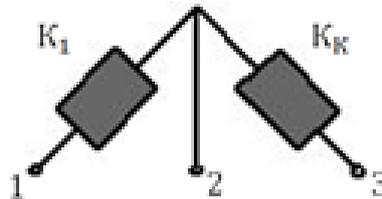
Участок кривой был оборудован двумя типами тензометрическими схемами (рисунок 3.1). По первой схеме (а) «тензорезисторы располагались на подошве рельса посередине между шпалами. Составляющая бокового воздействия определялась как полуразность наружных и внутренних напряжений в подошве рельса» [118].



*Примечание* – а) для определения кромочных напряжений (тензорезисторы К1, К2); б) для определения горизонтальных (тензорезисторы Г1...Г4) и вертикальных (тензорезисторы В1, В2) нагрузок от колес на рельсы по методу Шлюмпфа

**Рисунок 3.1** – Схемы наклейки тензорезисторов на рельс в кривой радиусом 300 м

Тензометрическая схема для измерения напряжений в кромках подошвы рельса представлена на рисунке 3.2.



1, 2 – выходной сигнал ( $V_U$ )

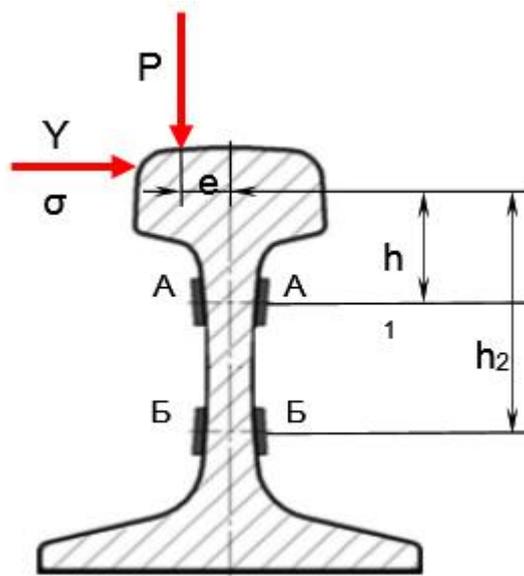
1, 3 – напряжение источника переменного тока ( $V_A$ )

$K_K$  – компенсационный тензорезистор

**Рисунок 3.2** – Схема подключения тензорезисторов для измерения напряжений в кромках подошвы рельса

Измерения напряжений в кромках подошвы рельса производилось «с применением тензометрических схем с температурной компенсацией, формируемых на наружной и внутренней кромках подошвы рельса в одном поперечном сечении рельса. Активные тензорезисторы ориентировались параллельно продольной оси рельса, а компенсационные – перпендикулярно продольной оси рельса» [ГОСТ Р 55050-2012]. Калибровку тензометрических схем производилась «посредством включения в тензометрический канал параллельно с активным тензорезистором активного сопротивления» [ГОСТ Р 55050-2012].

«За основу второй схемы (б) была взята схема, разработанная Шлюмпфом (Метод Шлюмпфа)» [203]. «Метод позволяет измерять боковые и вертикальные силы независимо друг от друга, он широко используется в европейских странах. Метод измерения приложенной к рельсу боковой силы сводится к измерению изгибающих моментов в шейке рельса в сечениях» [118] «А-А» и «Б-Б» (рисунок 3.3).



**Рисунок 3.3** – Схема измерения в заданном сечении рельса динамических вертикальных  $P$  и боковых  $Y$  сил подвижного состава

$$M_A = Y_\sigma h_1 - Pe; \quad M_B = Y_\sigma h_2 - Pe, \quad (3.1)$$

где  $h_1, h_2$  – плечи приложения боковой силы  $Y_\sigma$ ;  $e$  – эксцентриситет приложения вертикальной нагрузки  $P$ .

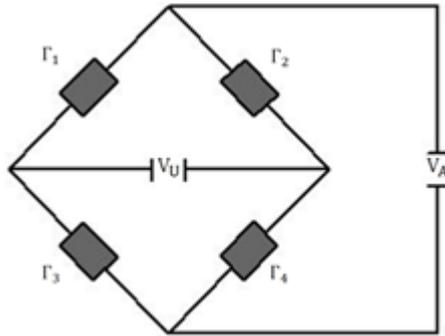
Отсюда

$$Y_\sigma = \frac{M_A - M_B}{h_2 - h_1}. \quad (3.2)$$

«Сечения “А” и “Б” выбирают таким образом, чтобы моменты сопротивления горизонтальных сечений, проходящих через эти точки, были равны, а наклеенные вертикально на шейку рельса тензорезисторы в сечениях “А” и “Б” испытывали деформации, пропорциональные действующим моментам  $M_A$  и  $M_B$ . Это достигается подбором одинаковой толщины шеек рельсов по оси тензорезисторов в сечениях “А” и “Б”»

«Моменты сил  $M_A$  и  $M_B$  вычитаются электрически в мостовой схеме включением тензорезисторов в сечении “А” в один полумост, а тензорезисторов в сечении “Б” в другой» [82].

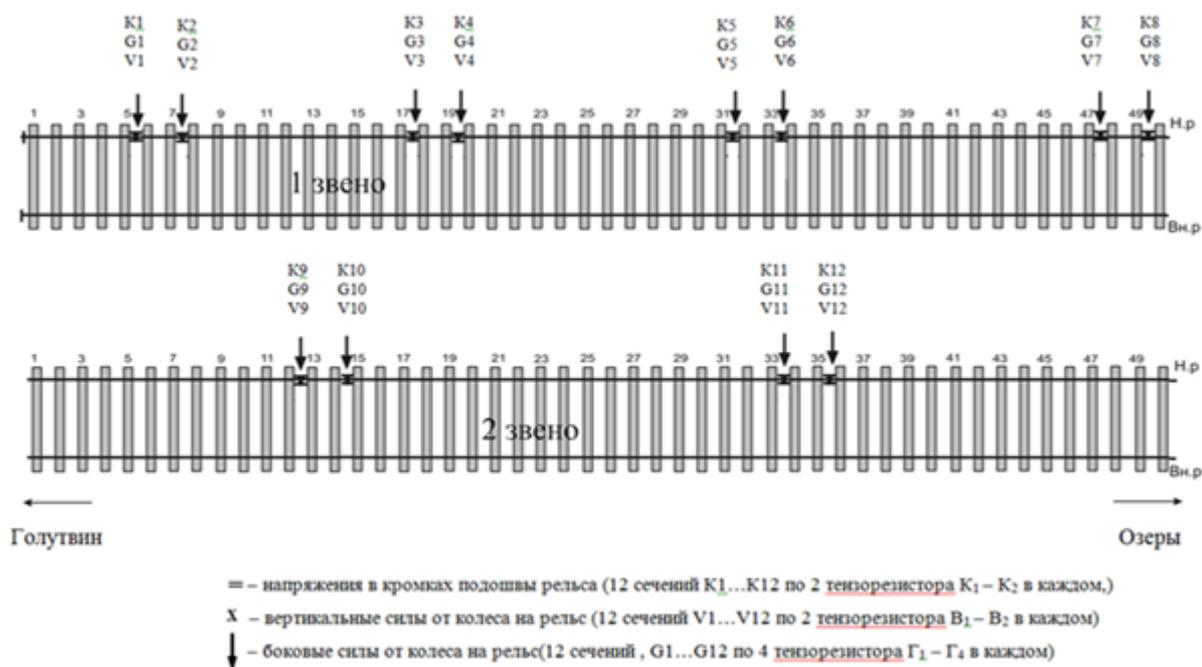
Тензометрическая схема для измерения боковых сил на шейке рельса по методу Шлюмпфа представлена на рисунке 3.4, тензорезисторы соединяются между собой по схеме моста Уитстона.



**Рисунок 3.4** – Схема подключения тензорезисторов для измерения боковых сил по методу Шлюмпфа

Для градуировки каждой тензометрической схемы для измерения боковых сил по методу Шлюмпфа «к рельсу прикладывались вертикальные и горизонтальные силы. При приложении к головке рельса вертикальной нагрузки (с эксцентриситетом) схема не чувствительна, а между показателями тензорезисторов в схеме и значениями боковой силы наблюдается четкая линейная зависимость» [118].

На рисунке 3.5 приведена схема расположения тензорезисторов в кривой радиусом 300 м. Сечения наклейки каждой пары тензорезисторов были в пределах двух звеньев круговой кривой.



**Рисунок 3.5** – Расположение тензометрических участков в кривой радиусом 300 м

Профиль бандажа секции грузового тепловоза 2ТЭ116 – по рисунку 3 ГОСТ 11018-87 «с гребнем толщиной 33 мм, новый».

Профиль бандажа полувагона выполненный в соответствии с «Инструкцией по осмотру, освидетельствованию, ремонту и формированию выгонных колесных пар» ЦВ/3429 с подрезом гребня 3 мм и прокатом 1,5 мм.

В представляемой работе производится сравнительный анализ результатов испытаний, полученных при трибологических состояниях в точках контакта колес подвижного состава с рельсами по вариантам 1 и 3:

вариант 1 – оба рельса не смазаны.

вариант 3 – смазаны боковая поверхность головки наружного рельса и поверхность катания внутреннего рельса (комбинированная лубрикация).

Смазочный материал наносился по всей длине тензометрического участка. Для определения коэффициента трения на боковой поверхности головки наружного и поверхности катания внутреннего рельсов использовался специально разработанный трибометр, описание которого дано в разделе 1.

Коэффициенты трения на контактных поверхностях рельсов представлены в таблице 3.1» [118].

**Таблица 3.1** – Коэффициенты трения на контактных поверхностях рельсов

<i>Место измерения коэффициента трения</i>	<i>Вариант 1</i>	<i>Вариант 3</i>
Боковая поверхность головки наружного рельса	0,3...0,35	0,06...0,08
Поверхность катания внутреннего рельса	0,25...0,3	0,17...0,2
Поверхность катания наружного рельса	0,25...0,3	0,25...0,3

«На графиках, представленных на рисунках 3.6 и 3.7, для сравнения приведены значения полуразностей кромочных напряжений и боковых сил, действующих на наружный рельс от секции грузового тепловоза 2ТЭ116 и груженого полувагона на тележках модели 18-100 при трибологических состояниях рельсов по вариантам 1 и 3. Для сравнения на рисунках 3.6, 3.7 представлены графики значений расчетных боковых сил, полученных методом компьютерного моделирования, для соответствующих коэффициентов трения на контактных поверхностях рельсов» [118].

#### *Секция грузового тепловоза 2ТЭ116*

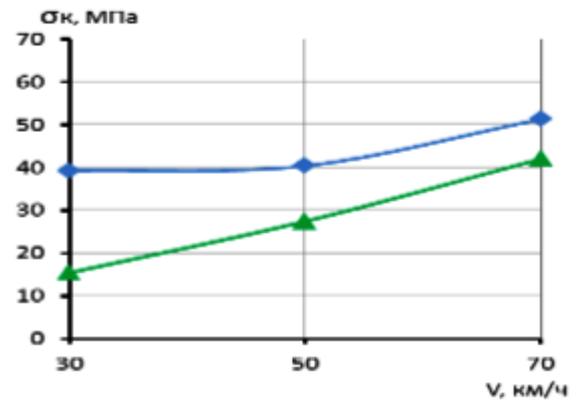
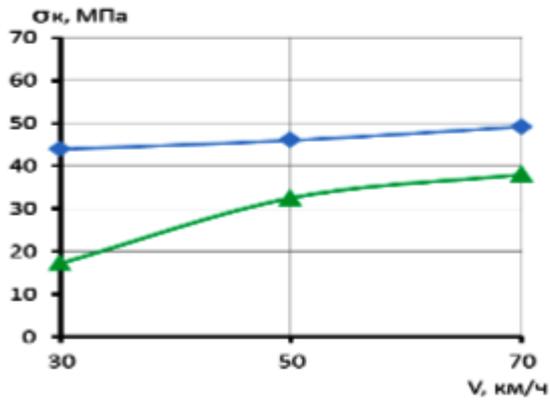
В таблице 3.2 приведены значения полуразностей кромочных напряжений и боковых сил (метод Шлюмпфа), возникших при воздействии на наружный рельс набегающих колес секции грузового тепловоза 2ТЭ116 при различных трибологических состояниях рельсов.

В таблице 3.3 показаны изменения полуразностей кромочных напряжений и боковых сил (метод Шлюмпфа), в процентном отношении для варианта 3 трибологического состояния рельсов для первой колесной пары. За 100% взяты значения, полученные для варианта 1.

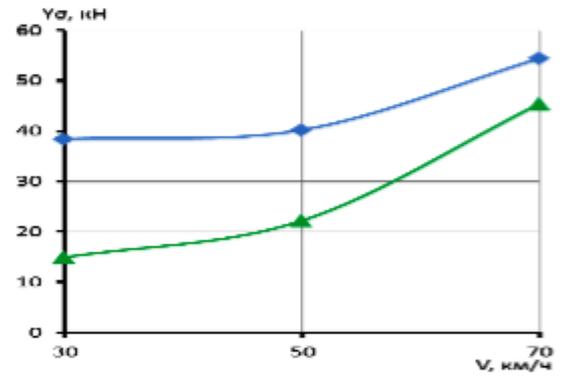
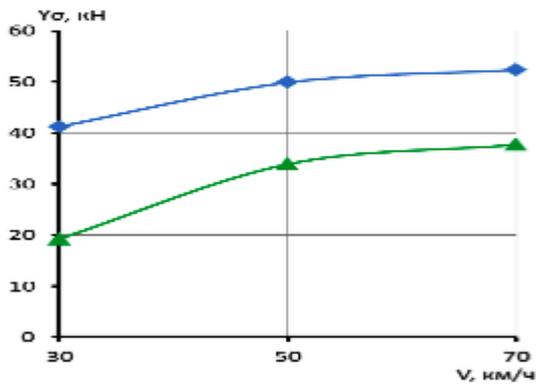
1 колесная пара

4 колесная пара

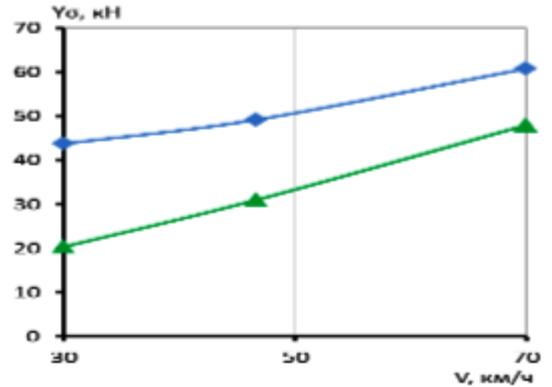
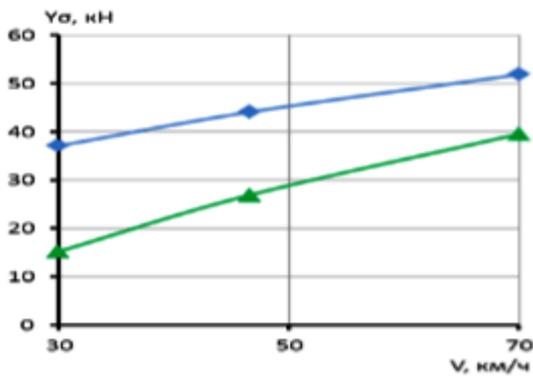
а) Полуразность кромочных напряжений



б) Боковые силы (метод Шлюмпфа)



в) Боковые силы (компьютерное моделирование)

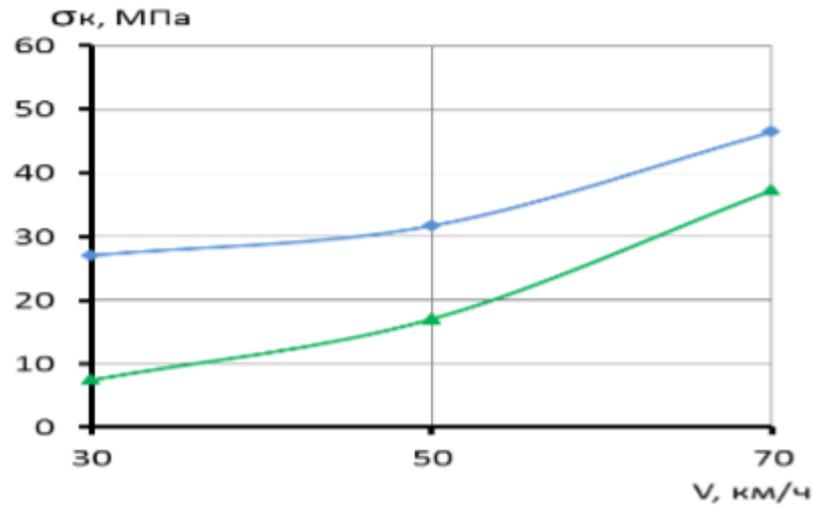


—♦— Вариант 1

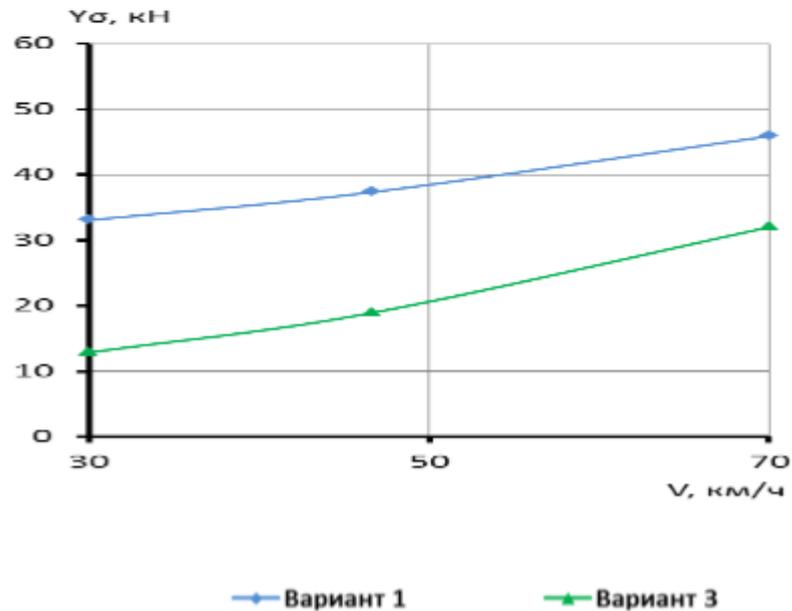
—▲— Вариант 3

Рисунок 3.6 – Кромочных напряжений и боковых сил для секции грузового тепловоза 2ТЭ116

## а) Полуразность кромочных напряжений



## б) Боковые силы (компьютерное моделирование)



**Рисунок 3.7** – Кромочных напряжений и боковые силы (компьютерное моделирование) для полувагона

**Таблица 3.2** – Значения бокового воздействия на путь секции тепловоза 2ТЭ116

Метод оценки бокового воздействия на путь	№ оси	Вариант 1			Вариант 3		
		Скорость движения, км/ч			Скорость движения, км/ч		
		30	50	70	30	50	70
По кромочным напряжениям (МПа)	1	43,9	46,0	49,2	17,2	32,5	38,0
	4	39,3	40,4	51,3	15,4	27,4	42,0
Метод Шлюмпфа (кН)	1	41,3	49,9	52,4	25,3	33,3	37,7
	4	38,4	40,2	54,4	14,9	22,2	45,4

**Таблица 3.3** – Изменение значений полуразности кромочных напряжений и боковых сил

<i>Метод оценки бокового воздействия на путь</i>	<i>Вариант 3</i>		
	<i>Скорость движения, км/ч</i>		
	<i>30</i>	<i>50</i>	<i>70</i>
По кромочным напряжениям, %	-61	-29	-23
Метод Шлюмпфа, %	-53	-32	-28

*Груженный полувагон*

В таблице 3.4 приведены значения полуразностей кромочных напряжений, возникших при воздействии на наружный рельс набегающего колеса первой колесной пары груженого полувагона при различных трибологических состояниях рельсов и значения боковых сил, полученных в результате компьютерного моделирования.

**Таблица 3.4** – Значения бокового воздействия на путь груженого полувагона

<i>Метод оценки бокового воздействия на путь</i>	<i>Вариант 1</i>			<i>Вариант 3</i>		
	<i>Скорость движения, км/ч</i>			<i>Скорость движения, км/ч</i>		
	<i>30</i>	<i>50</i>	<i>70</i>	<i>30</i>	<i>50</i>	<i>70</i>
По кромочным напряжениям (МПа)	27,0	31,7	46,5	7,4	17,0	37,3

В таблице 3.5 показаны изменения полуразностей кромочных напряжений в процентном отношении для варианта 3 трибологического состояния рельсов. За 100% взяты значения, полученные для варианта 1.

**Таблица 3.5** – Изменение значений полуразности кромочных напряжений и боковых сил

<i>Метод оценки бокового воздействия на путь</i>	<i>Вариант 3</i>		
	<i>Скорость движения, км/ч</i>		
	<i>30</i>	<i>50</i>	<i>70</i>
По кромочным напряжениям, %	-73	-46	-20

### 3.3 Выводы по разделу 3

1 Экспериментальные исследования бокового воздействия на путь подвижного состава при различных трибологических состояниях в точках контакта колес подвижного состава с рельсами подтверждают полученную ранее (в разделе 2) высокую эффективность трибологического состояния по варианту 3 т.е. комбинированной лубрикации.

2 В результате испытаний установлено, что для набегающего колеса первой колесной пары секции грузового тепловоза 2ТЭ116 в режиме тяги и в зависимости от скорости движения при комбинированной лубрикации рельсов по сравнению с несмазанными рельсами значения полуразности кромочных напряжений снижаются до 61 %, боковые силы, измеренные методом Шлюмпфа, – до 53 %. Для груженого полувагона на тележках модели 18-100 при применении комбинированной лубрикации рельсов по сравнению с несмазанными рельсами значения полуразности кромочных напряжений снижаются до 73 %. Прослеживается определенная тенденция и сходимость экспериментальных данных и данных, полученных в результате компьютерного моделирования.

## **4 ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПО УПРАВЛЕНИЮ ТРИБОЛОГИЧЕСКИМ СОСТОЯНИЕМ МЕЖДУ КОЛЕСАМИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И РЕЛЬСАМИ**

Рост интенсивности перевозочного процесса предъявляет к передвижным рельсосмазывателям требования обеспечения необходимой эффективности при минимальной занятости графиковых ниток. Это может быть обеспечено, во-первых, применением систем лубрикации с автоматической подачей необходимого объема смазочного материала независимо от скорости движения, что позволит включать рельсосмазыватели в состав графиковых поездов (например, пассажирских и почтово-багажных) без занятия отдельных ниток. Во-вторых, применением смазочных материалов, обеспечивающих высокие антифрикционные и эксплуатационные качества при минимальных циклах смазывания. Известно, что чем ниже трибологические и механические качества смазочных материалов, тем чаще они должны наноситься на рельс.

Таким образом, задача разработки высокоэффективных антифрикционных, износостойких смазочных материалов и совершенствования систем и технологий их нанесения в зону контакта колес подвижного состава с рельсами продолжает оставаться актуальной в настоящее время.

### **4.1 Концепция и технические решения универсального всепогодного рельсосмазывающего устройства**

При выборе технического решения по управлению трибологическим состоянием контактных поверхностей рельсов учитывалось то, что в соответствии с концепцией развития лубрикации зоны контакта «колесо-рельс» [64] технология лубрикации основывается на следующих принципах:

– по главным ходам сети лубрикация с использованием вагонов-рельсосмазывателей осуществляется в составах скорых, пассажирских и почтово-багажных поездов;

– по широтным ходам сети и малоделятельным участкам – лубрикация с помощью локомотивов-рельсосмазывателей, пригородных поездов, моторвагонного подвижного состава (МВПС) и мобильных транспортных средств лубрикации (ТСЛ).

Из анализа существующих передвижных технических средств лубрикации рельсов следует, что для обеспечения точного и надежного нанесения смазочного материала в зону контакта «колесо-рельс» размещение оборудования (кронштейны для крепления форсунок) производится на необрессоренной части подвижного состава. Что касается способа нанесения смазочного материала на контактные поверхности головок рельсов, то наиболее предпочтительным по совокупности надежности, точности и безопасности является бесконтактный струйный способ основанный на применении многокомпонентных смазочных материалов текучей консистенции.

На основании вышеизложенного можно сформулировать основные технические требования по разработке универсального всепогодного рельсосмазывающего устройства для нанесения различных типов смазочных материалов для установки на различные типы подвижного состава (далее – рельсосмазыватель), в том числе и для применения комбинированной лубрикации. Указанные рельсосмазыватели предполагается устанавливать на вагоны, работающие в составе почтово-багажных и пассажирских поездов и локомотивы. Смазыванию подлежат кривые радиусами до 1000 м.

Основные технические требования:

– оснащение рельсосмазывателя автоматизированным комплексом управления с системой связи и с системой спутниковой навигации и позиционирования (ГЛОНАСС/GPS);

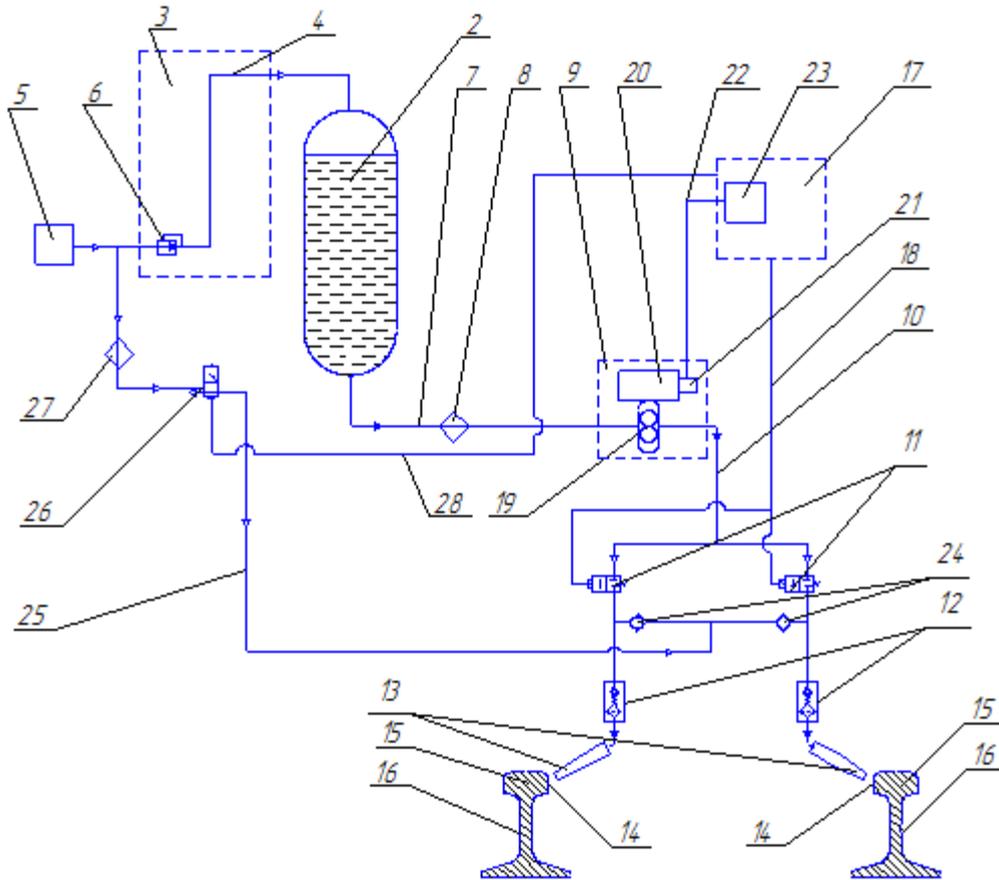
– автоматическое нанесение смазочного материала в пути следования по управляющим сигналам бортового компьютера в соответствии с заложенной в него картой спутниковой навигации системы ГЛОНАСС/GPS (данные о положении рельсосмазывателя, пройденном пути, скорости, точках включения и выключения подачи смазочного материала);

- автоматическая регулировка расхода смазки в пределах от 150 до 350 г/км смазываемого пути с корректировкой по скорости движения;
- бесконтактное, равномерное нанесение смазочного материала на контактные поверхности головок рельсов;
- начало смазывания – 50 м до начала кривой, окончание смазывания – 50 м после окончания кривой (обеспечивается спутниковой навигацией);
- емкости (контейнеры) для смазочного материала должны быть оборудованы устройствами для их перемешивания (при необходимости устройствами подогрева);
- независимость точности нанесения смазочных материалов от боковой и вертикальной качки;
- возможность работы в составе пассажирских поездов, экологическая и пожаробезопасности;
- рабочая скорость от 5 до 140 км/ч;
- рабочий диапазон температур окружающего воздуха от минус 45 °С до плюс 50 °С;
- механизация загрузки смазочного материала.
- конструкция рельсосмазывателя должна обеспечивать технологичность изготовления и удобство обслуживания в эксплуатации при минимальных трудозатратах и должна обеспечивать применение стандартных средств измерения и контроля при изготовлении и испытаниях;
- конструкция рельсосмазывателя не должна оказывать влияние на работу систем обеспечения безопасности движения на железнодорожном транспорте РФ.

Предлагаемое техническое решение предполагает разработку рельсосмазывателя модульного типа. В зависимости от применяемого вида лубрикации на рельсовое транспортное средство предполагается установка одного модуля – при традиционной лубрикации рельсов и двух модулей – при комбинированной лубрикации. В настоящей работе представлено устройство и порядок работы применительно к одному модулю рельсосмазывателя.

На рисунке 4.1 схематично изображен рельсосмазыватель (один модуль) применительно к традиционной лубрикации рельсов. При применении комбини-

рованной лубрикации рельсов форсунка второго модуля рельсосмазывателя будет направлена на поверхность катания внутреннего рельсов в кривой.



**Рисунок 4.1** – Схема рельсосмазывателя одномодульного

Рельсосмазыватель, содержит смонтированный на рельсовом транспортном средстве не менее одного бака 2 под смазку с системой 3 принудительной подачи смазки которая, снабжена пневмомагистралью 4 от источника 5 сжатого воздуха, введенной в полость бака 2 через регулятор давления 6 сжатого воздуха, при этом полость бака 2 соединена трубопроводом 7 через фильтр 8 с дополнительным устройством 9 подачи смазки, соединенным трубопроводом 10 через клапаны электромагнитные 11 и клапаны запорные 12 с форсунками 13 для нанесения смазки на боковую внутреннюю грань 14 головки 15 наружного в соответствующей кривой пути рельса 16.

Форсунки 13 устанавливаются по обеим продольным сторонам рельсового транспортного средства.

Устройство управления 17 подачей смазки соединено электрической связью 18 с клапанами электромагнитными 11.

Дополнительное устройство 9 подачи смазки включает в себя шестеренный насос 19 с электрическим двигателем 20 и блоком управления 21 этим электрическим двигателем, который в свою очередь соединен электрической связью 22 с блоком определения скорости движения 23 рельсового транспортного средства, входящего в состав устройства управления 17 подачей смазки и предназначенного для оптимального автоматического регулирования количества смазки подаваемого через форсунки 13 на боковую грань 14 головки 15 наружного в соответствующей кривой пути рельса 16 в зависимости от скорости движения рельсового транспортного средства.

Дополнительное устройство 9 подачи смазки предназначено для надежной и стабильной подачи смазки в зону контакта колесо локомотива рельсового транспортного средства и рельса 16.

Форсунки 13 через клапаны запорные 12, обратные клапаны 24, пневмомагистраль 25, электропневмовентиль 26, фильтр воздушный 27 соединены с источником 5 сжатого воздуха для их продувки, при этом электропневмовентиль 26 соединен соответствующей электрической связью 28 с устройством управления 17 подачей смазки.

Рельсосмазыватель работает следующим образом.

При движении рельсового транспортного средства в участках пути, где необходимо нанести смазку на боковую внутреннюю грань 14 головки 15 наружного в кривой рельса 16 по сигналу от устройства управления подачей смазки 17 открывается соответствующий клапан электромагнитный 11. Смазка из бака 2 за счет создания в нем необходимого избыточного давления воздуха от источника 5 сжатого воздуха подается по трубопроводу 7 через фильтр 8 в дополнительное устройство подачи 9 смазки.

Дополнительное устройство 9 подачи смазки в зависимости от сигнала с блока определения скорости движения 23 рельсового транспортного средства, входящего в состав устройства управления подачей смазки 17, управляет работой

– изменяет число оборотов электродвигателя 20 шестеренного насоса 19 за единицу времени в соответствии с изменением скорости движения рельсового транспортного средства. Чем выше скорость движения рельсового транспортного средства), тем большее число оборотов электродвигателя 20 шестеренного насоса 19 за единицу времени, тем большее количество смазки подается через трубопровод 10, клапаны электромагнитные 11 и клапаны запорные 12 к форсункам 13 и далее соответственно на боковую грань 14 головки 15 наружного в соответствующей кривой пути рельса 16.

При этом дополнительное устройство 9 подачи смазки обеспечивает надежную и стабильную подачу смазки к форсункам 13.

Для недопущения засорения форсунок 13 после нанесения смазки производится их продувка сжатым воздухом следующим образом. При закрытых клапанах электромагнитных 11, по сигналу с устройства управления подачей смазки 17, открывается вентиль электропневматический 26 и воздух под давлением от источника 5 сжатого воздуха по пневмомагистрали 25 через фильтр воздушный 27, обратные клапаны 24, клапаны запорные 12 поступает к форсункам 13, продувает и очищает их.

Для повышения эффективности и надежности работы рельсосмазывателя, обеспечивающего нанесение различных типов смазки (жидких, консистентных) на рельсы вне зависимости от температуры окружающего воздуха и места расположения баков для смазочного материала в вагоне-рельсосмазывателе наружные участки гибких напорных трубопроводов оборудуются нагревательными электрическими элементами, в локомотивном рельсосмазывателе нагревательными электрическими элементами оборудуются все напорные трубопроводы, а также баки для хранения смазочного материала. Управление электрическими нагревательными элементами осуществляется специальным блоком. Необходимо также отметить, что при применении комбинированной лубрикации управление обоими модулями рельсосмазывателей и управление электрическими нагревателями осуществляется общими устройствами управления.

Предлагаемые технические решения запатентованы при непосредственном участии автора [15, 131–135, 144, 153–155].

Как уже отмечалось ранее предлагаемое техническое решение предполагает разработку системы управления рельсосмазывателем как для вагона-рельсосмазывателя так и для локомотивного рельсосмазывателя разработанную на основе спутниковой навигации и будет представлять собой двухуровневую распределенную автоматизированную информационно-управляющую систему с организацией взаимодействия подсистем каждого уровня по принципу вертикального построения: подчиненность подсистем нижнего уровня подсистемам верхнего уровня [150].

Система управления рельсосмазывателем предназначена для выполнения следующих функций:

- определение и регистрацию параметров дислокации рельсосмазывателя (текущее время и координаты) и передачу их по каналам связи в программно-технический комплекс поста контроля (ПТК-ПК);

- определение и регистрацию параметров движения рельсосмазывателя (текущие значения скорости, направление движения, пройденный путь и передачу их по каналам связи в ПТК-ПК;

- сбор, запись, обработку и хранение в ПТК-ПК информации, получаемой в реальном масштабе времени от мобильного терминала (МТ) о состоянии оборудования рельсосмазывания на контролируемом рельсосмазывателе;

- отображение на экране монитора автоматизированного рабочего места (АРМ) ПТК-ПК картографической информации, дислокации и параметров состояния аппаратуры рельсосмазывания контролируемого рельсосмазывателя;

- автоматическую фиксацию и документирование отказного состояния оборудования рельсосмазывания контролируемого рельсосмазывателя с указанием времени события;

- автоматизированную подготовку отчетов в табличной или графической форме о пройденных расстояниях и выполнении заданий по рельсосмазыванию за сутки, неделю, месяц, год;

– автоматизированную подготовку отчётов о состоянии связи по каналам сети общего пользования стандарта GSM.

В качестве каналов обмена данными предлагается использовать каналы передачи данных сети передачи данных (СПД) ОАО «РЖД», а также сети подвижной связи общего пользования стандарта GSM.

Система управления рельсосмазывателя реализована в виде двухуровневой распределённой системы управления – нижнего и верхнего уровней.

Нижний уровень – уровень взаимодействия изделия с оборудованием рельсосмазывателя.

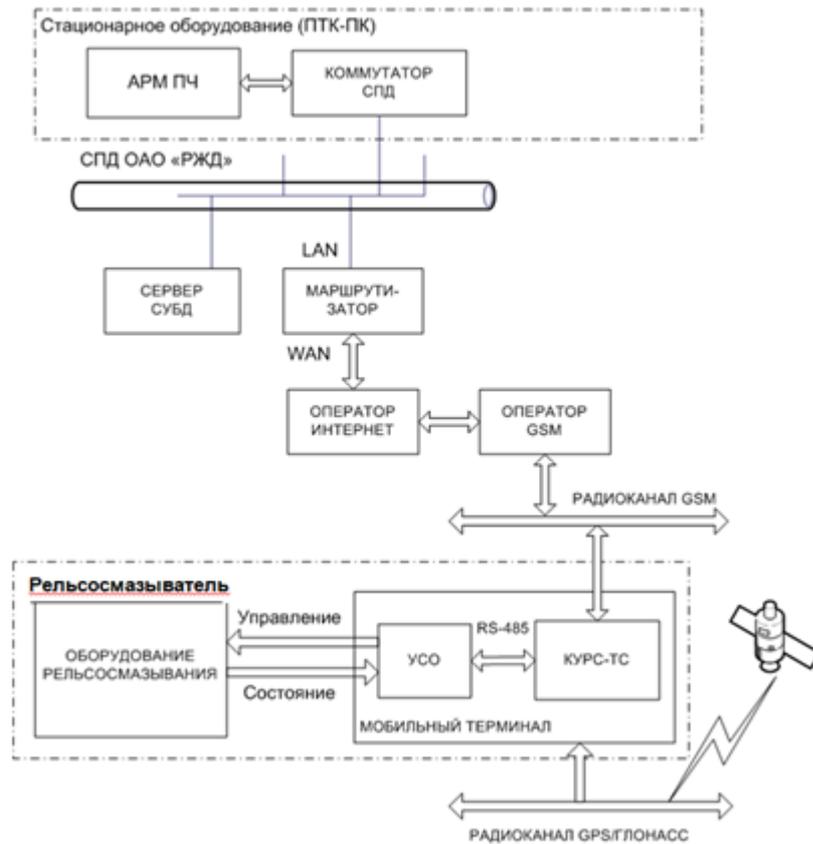
Нижний уровень изделия включает комплексы аппаратно-программных средств – мобильного терминала, размещаемого на рельсосмазывателе.

Верхний уровень системы управления рельсосмазывателя предлагается реализовать программной реализацией интерактивных и графических интерфейсов автоматизированных рабочих мест служб ТЧ.

В процессе обмена информацией между верхним и нижним уровнями от МТ в ПТК-ПК передаются следующие данные:

- идентификационный номер ВР;
- признак достоверности навигационных данных ГЛОНАСС/ GPS;
- координаты дислокации рельсосмазывателя: широта, долгота и высота;
- время в формате UTC, соответствующее моменту формирования отправленного сообщения;
- скорость, ускорение и направление движения рельсосмазывателя;
- признак режима работы оборудования рельсосмазывания;
- информация о состоянии и положении рабочих органов рельсосмазывателя.

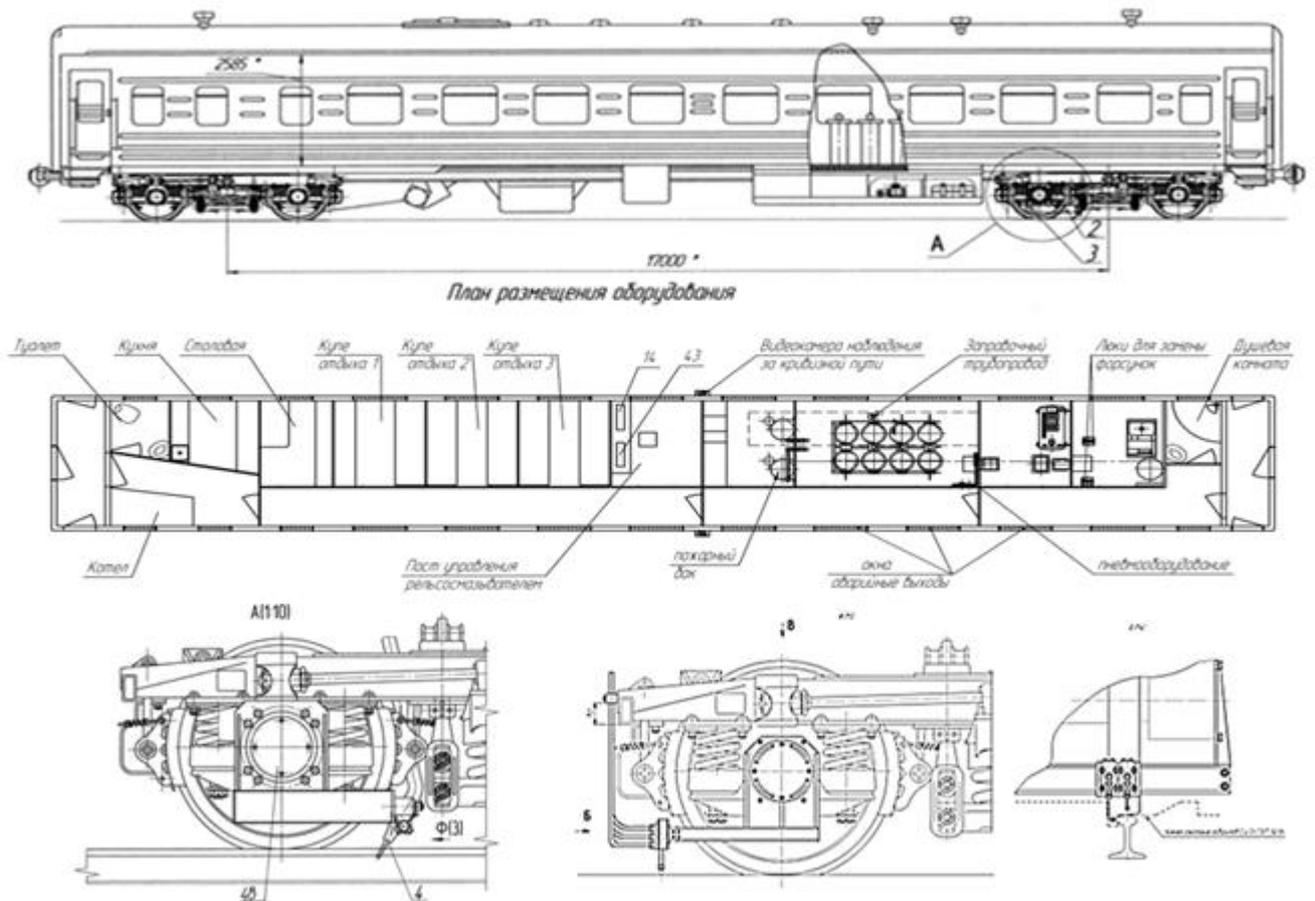
Структурная схема системы управления рельсосмазывателя представлена на рисунке 4.2.



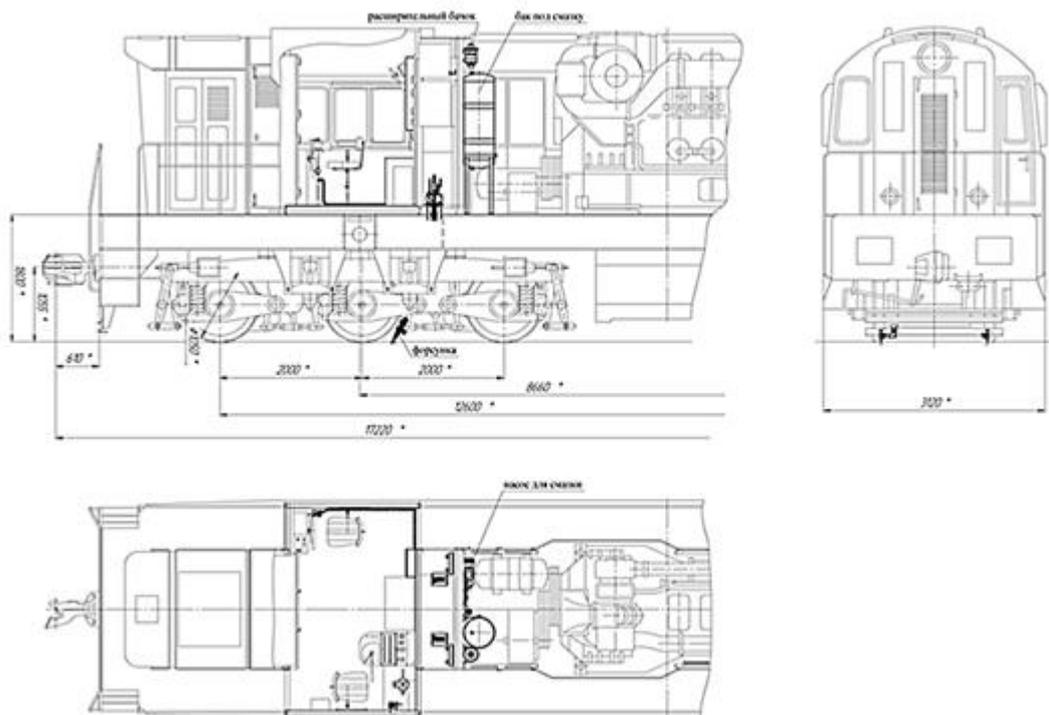
**Рисунок 4.2** – Структурная схема системы управления рельсосмазывателя

Для оперативного управления, а также в случае неработоспособности автоматизированной системы управления, предусмотрена ручная система управления рельсосмазывателем.

На основании приведенной концепции технического решения рельсосмазывателя и патентного поиска разработана конструкторская документация 14.Д.601.00.00.000 на вагон-рельсосмазыватель на базе пассажирского вагона (рисунок 4.3) и конструкторская документация 14.Д. 470.00.00.000 на локомотивный рельсосмазыватель на базе тепловоза ЧМЭЗ (рисунок 4.4), которые могут применяться как для традиционной, так и для комбинированной лубрикации рельсов.



**Рисунок 4.3** – Внешний вид вагона-рельсосмазывателя на базе пассажирского вагона



**Рисунок 4.4** – Внешний вид локомотивного рельсосмазывателя на базе тепловоза ЧМЭЗ

Оба технических решения реализованы на сети железных дорог ОАО «РЖД». ОАО «ВНИКТИ» изготовлены, сертифицированы (сертификат № ССФЖТ RU.ЦП05.А.07519) и переданы в эксплуатацию на железные дороги 7 вагонов-рельсосмазывателей (таблица 4.1) и один локомотивный рельсосмазыватель № 1405 эксплуатирующийся на Московской железной дороге.

**Таблица 4.1** – Распределение по дорогам вагонов-рельсосмазывателей

<i>Место эксплуатации</i>	<i>Количество вагонов-рельсосмазывателей, ед.</i>
Северная железная дорога	1
Свердловская железная дорога	1
Горьковская железная дорога	2
Куйбышевская железная дорога	1
Ю.-Уральская железная дорога.	2

#### ***Вагон-рельсосмазыватель***

Вагон-рельсосмазыватель, разработанный при непосредственном участии автора и оборудованный ОАО «ВНИКТИ» позволяет осуществлять лубрикацию рельсов в кривых на магистральных путях ОАО «РЖД» с высокой пропускной загруженностью.

#### *Основные параметры и характеристики вагона-рельсосмазывателя.*

Вагон-рельсосмазыватель конструкции ОАО «ВНИКТИ» на базе пассажирского вагона предназначен для лубрикации рельсов в кривых в составе поезда (замыкающий вагон) на магистральных путях ОАО «РЖД» с высокой пропускной загруженностью.

В состав вагона-рельсосмазывателя входят:

- переоборудованный по проекту 14.Д.601.00.00.000 пассажирский вагон модели 47Д, 61-850;
- рельсосмазыватель вагонный для работы в составе поезда;
- система нанесения смазки;
- трубопроводы системы смазки
- спутниковая навигационная система управления процессом лубрикации;

- система управления подачей смазочного покрытия;
- система видеонаблюдения;
- источники электропитания: штатный подвагонный генератор для бортовой сети постоянного тока напряжением 50 В и автономная дизель-генераторная установка переменного тока напряжением 220 В;
- автоматическая система обнаружения пожара и порошкового пожаротушения;
- системы связи;
- система вентиляции и отопления;
- страховочные устройства от падения деталей вагона рельсосмазывателя на путь;
- рабочие, бытовые и санитарно-гигиенические помещения.

В ходе проведения эксплуатационных испытаний и подконтрольной эксплуатации вагонов-рельсосмазывателей были разработаны маршруты лубрикации, обучены обслуживающие бригады, проведены авторский надзор за эксплуатацией вагонов-рельсосмазывателей, сбор и обработка информации, поступившей с дорог, разработаны рекомендации по усовершенствованию конструкции вагона-рельсосмазывателя. Схемы планировки и размещения оборудования вагона-рельсосмазывателя показаны на рисунке 4.3.

Форсунки расположены с двух сторон тележки вагона-рельсосмазывателя между колёсными парами. Смазочный материал наносится форсунками бесконтактным способом непосредственно зону контакта «колесо-рельс». Трубопровод от баков-смесителей к форсункам имеет подогрев ленточным электронагревателем. Температура смазочного материала, подаваемого на рельсы не превышает плюс 60 °С.

Для наблюдения за кривизной пути при ручном управлении процессом нанесения смазочного материала на рельсы вдоль бортов вагона установлены две разворотные видеокамеры с выводом изображения на quadriрованный дисплей монитора, установленный на посту управления.

Также для визуального наблюдения за работой форсунок установлены две видеокамеры, ориентированные на каждую из форсунок с выводом изображения на тот же quadriрованный монитор.

Основные технические параметры вагона-рельсосмазывателя приведены в таблице 4.2.

**Таблица 4.2** – Основные технические параметры рельсосмазывателя

<i>Наименование параметров</i>	<i>Нормативное значение параметров</i>
Ширина колеи, мм	1520
Скорость движения, км/ч: – транспортная – рабочая	до 140 от 5 до 140
Минимальный радиус смазываемой кривой, м	80
Общая емкость баков-смесителей под смазочный материал, л	1000
Удельный расход смазочного материала на 1 км смазываемого рельса в кривой вне зависимости от скорости движения, л	0,15
Оборотное плечо при разовой заправке смазкой не более, км	5000
Тип вагона для монтажа рельсосмазывающего оборудования	пассажирский, почтово-багажный
Температурный режим эксплуатации, °С	от минус 50° до плюс 60°

### ***Локомотивный рельсосмазыватель***

Локомотивный рельсосмазыватель предназначен для эксплуатации в режиме одиночного следования (рисунок 4.4).

В состав рельсосмазывателя входят два узла навешиваемые на фланцы тяговых редукторов локомотива. Каждый узел включает в себя крепежный кронштейн и кронштейн ориентации наконечников форсунок на рельс, бесконтактные форсунки с системой смазки и пневмопроводов. Для смазывающего материала имеется, в зависимости от применяемой технологии лубрикации (традиционной или комбинированной), один (два) бака с устройствами перемешивания, для смазочных материалов жидкой консистенции, который установлен в подкапотном пространстве тепловоза ЧМЭЗ. Управление модулями осуществляется со специального пульта управления размещенного в кабине машиниста.

Конструкция локомотивного рельсосмазывателя отвечает следующим требованиям:

- источник электропитания – бортовая сеть локомотива;

– управление подачей смазки – автоматизированное комплексом управления с системой связи и с системой спутниковой навигации и позиционирования (ГЛОНАСС/GPS) дополнено дистанционным принудительным (ручным);

– система нанесения смазки спроектирована под нанесение жидких, полужидких и пластичных смазок типа МС-27, ПУМА-МЛ, ПУМА-МР, ПУМА-МГ, КР-400, СР-КУ;

– подача смазки на рельс – бесконтактная под давлением, посредством шестеренного насоса (производительность насоса – 5 л/мин.);

– бак (баки) под смазочный материал оборудован устройством для перемешивания жидкой смазки посредством воздушного борбатажа;

– система нанесения смазки имеет устройства обогрева смазкоподающих трубопроводов и бака (баков) для смазочного материала с автоматическим поддержанием температуры смазочных материалов в них не менее плюс 5 °С при температуре окружающего воздуха ниже 0 °С;

– заправка смазочным материалом – посредством заправочной станции в условиях пункта заправки;

– форсунки располагаются с двух сторон тележки локомотива между колесными парами и изготовлены из материала имеющего низкий коэффициент теплопроводности;

– соответствует требованиям габарита 1Т, С и Сп по ГОСТ 9238–83.

## **4.2 Смазочные материалы для управления трибологическим состоянием контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами**

### ***4.2.1 Технические требования к смазочным материалам для управления трибологическим состоянием контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами***

Смазочный материал для лубрикации зоны контакта колес с рельсами передвижными рельсосмазывателями должен соответствовать следующим техническим требованиям [143]:

– «коэффициент трения в зоне наибольшего контактного давления не должен превышать значения:

непосредственно после нанесения смазочного материала – 0,15;

после пропуска 15000 осей подвижного состава – 0,25» [143];

– стойкость смазочного материала при однократном его нанесении должна составлять не менее 15000 пропущенных осей подвижного состава;

– смазочный материал должен легко наноситься на поверхности трения, не распыляться и не разбрызгиваться при скоростях движения транспортного средства с установленными на нем устройствами рельсосмазывания до 140 км/ч, в том числе в условиях влажности 100 % (в дождь);

– смазочный материал не должен стекать с контактных поверхностей головок рельсов при нормированном удельном расходе и температуре окружающего воздуха до плюс 50 °С;

– при использовании на одних и тех же полигонах сети железных дорог различных типов рельсосмазывающих устройств применяемый смазочный материал должен быть совместим с другими марками смазочных материалов;

– смазочный материал должен быть нейтральным к материалам, используемым в конструкции рельсосмазывающих устройств, не вызывать их коррозии, не ухудшать их служебных характеристик;

– смазочный материал должен быть стабильным по составу при хранении и применении, при наличии в составе смазочного материала твердых добавок на допускается выпадение их в осадок или всплывания.

#### ***4.2.2 Техническое решение по смазочному материалу для управления трибологическим состоянием контактных поверхностей между колесами подвижного состава с рельсами***

По техническим требованиям, разработанным при непосредственном участии автора, на производстве ООО «Коллоидно-графитовые препараты», г. Воскресенск, разработан смазочный материал с высокой износостойкостью МС-27. На который получено пожарное и санитарно-эпидемиологическое заключение и который распоряжением ОАО РЖД» от 20.01.2012 года № 76р допущен к применению на сети железных дорог ОАО «РЖД» [116].

Смазочный материал МС-27 представляет собой композицию, состоящую из графита, нефтеполимерного адгезива, пластифицированного синтетическим и минеральным маслами, и комплексом специальных присадок. Входящий в состав смазочного материала нефтеполимерный адгезив и структурообразователь позволяют получить эластичное покрытие, хорошо удерживаемое на мокрой вертикальной поверхности, способное работать в условиях повышенной влажности и в интервале температур от минус 45 °С до плюс 50 °С окружающего воздуха.

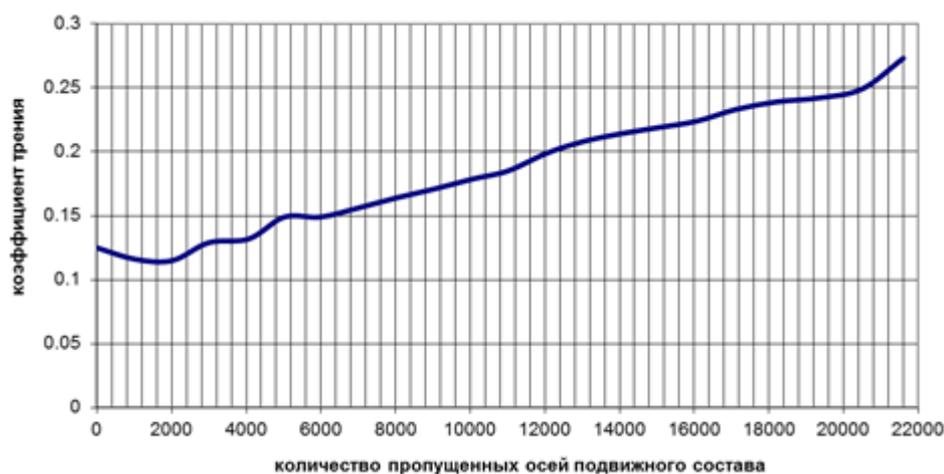
Антифрикционный наполнитель в сочетании с противоизносными присадками обеспечивает высокие трибологические характеристики смазочного материала.

Оценка стойкости смазочного материала МС-27 проведена на Экспериментальном кольце ст. Щербинка Московской ж.д. в ходе проведенных испытаний смазочных материалов для лубрикации зоны контакта колес с рельсами.

«Определено, что оптимальное количество смазочного материала для новых рельсов с протяженностью бокового контакта около 15 мм составляет 0,15–0,17 л/км. Такое количество смазочного материала с одной стороны позволяет полно-

стью покрыть контактные поверхности, а с другой, не образует излишков, которые бы выдавливались за пределы рабочей зоны» [105].

Испытаниями установлено, что стойкость смазочного материала МС-27 «по количеству пропущенных осей после однократного его нанесения (коэффициент трения на контактной поверхности сразу после нанесения 0,12–0,13) при достижении значения коэффициента трения 0,25» [105] составила 20500 осей подвижного состава. Наглядно стойкость смазочного материала МС-27 по количеству пропущенных осей подвижного состава полученная в результате испытаний на Экспериментальном кольце ст. Щербинка Московской ж.д. [105] представлена на графике (рисунок 4.5).



**Рисунок 4.5** – Стойкость смазочного материала МС-27 по количеству пропущенных осей подвижного состава

### 4.3 Технология лубрикации рельсов тяговым локомотивом в составе поезда

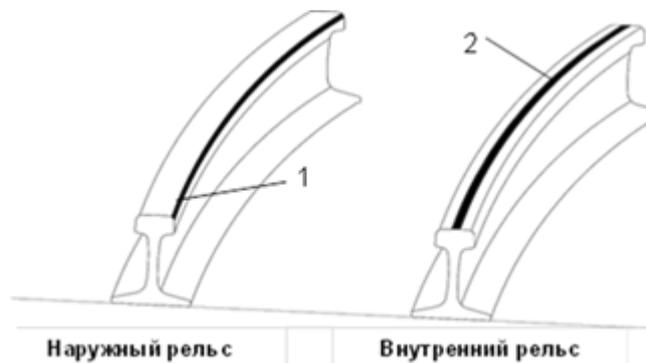
На основании результатов компьютерного моделирования (п. 2.3) подтвержденных натурными экспериментами (п. 3.2) и предложенных технических решений по управлению трибологическим состоянием рельсов (п. 4.1) предлагается технология комбинированной лубрикации рельсов локомотивом ведущим состав, которая отличается от существующих тем, что лубрикация внутреннего рельса в кривой тя-

говым локомотивом в составе поезда, но на участках пути, где осуществлена лубрикация боковой грани головки наружного рельса вагонами-рельсосмазывателями.

Предлагается наносить смазочный материал – модификатор трения сразу за последней колесной парой локомотива, ведущего состав, на поверхность катания внутреннего рельса в кривых радиусом менее 800 м (рисунок 4.6).

Возможно одновременное нанесение модификатора трения на поверхности катания наружного и внутреннего рельсов. При этом боковая поверхность головки наружного рельса в кривой смазывается по технологии лубрикации рельсов вагонами-рельсосмазывателями с применением смазочных материалов со стойкостью более 15 000 осей подвижного состава [143].

Что касается модификатора трения то это смазочный материал, поддерживающий коэффициент трения на поверхности катания рельсов в заданном диапазоне (0,18...0,25), уменьшая тем самым действие сил сопротивления движению подвижного состава, экономии топлива и энергии на тягу поездов, увеличения ресурса колес подвижного состава и рельсов, исключения процессов схватывания и вырывания материалов контактирующих поверхностей.



*Примечание* – 1 – лубрикация боковой поверхности головки наружного рельса вагоном-рельсосмазывателем смазочным материалом со стойкостью более 15 000 осей подвижного состава, коэффициент трения между гребнем набегающего колеса и боковой поверхностью головки рельса в диапазоне от 0,1 до 0,25; 2 – лубрикация поверхности катания внутреннего рельса за локомотивом, ведущим состав, модификатором трения со стойкостью от 250 до 280 осей подвижного состава, коэффициент трения между поверхностью катания колес вагонов и поверхности катания рельса в диапазоне от 0,18 до 0,25

**Рисунок 4.6** – Предлагаемая технология лубрикации рельсов в кривых радиусом менее 800 м

Стойкость модификатора трения на поверхности катания рельсов при одноразовом нанесении предлагается в диапазоне от 250 до 280 осей подвижного состава,

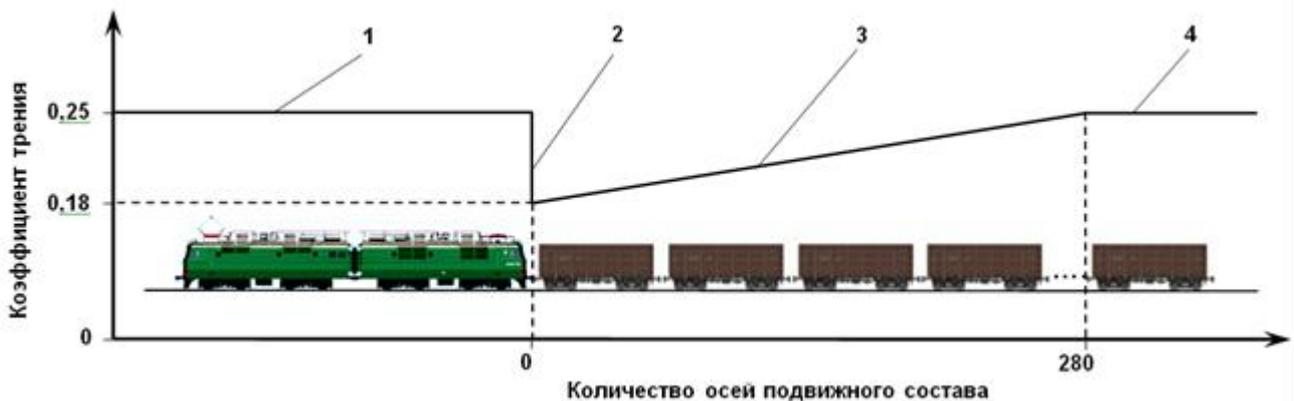
это обеспечит его стирание с поверхности катания внутреннего рельса колесами подвижного состава, под которые он был нанесен, и не окажет влияние на тяговые свойства следом идущего локомотива (рисунок 4.7).

Определены основные технические требования к модификаторам трения:

– модификатор трения должен легко наноситься на рельс при температуре атмосферного воздуха  $-45...+50$  °С, в том числе в условиях 100 % влажности;

– ресурс модификатора трения не должен превышать 280 осей подвижного состава для состава массой около 6000 т, пропущенных по смазанному участку пути, т. к. к моменту прохождения последнего вагона поезда с целью исключения боксования или ухудшения условий торможения колес локомотива, следующего за поездом, модификатор трения должен быть выработан;

– коэффициент трения после нанесения модификатора трения на поверхность катания внутреннего рельса и к моменту прохождения последнего вагона поезда не должен превышать значение 0,25.



*Примечание* – 1 – трибологическое состояние поверхности катания внутреннего рельса до лубрикации, коэффициент трения  $k_f > 0,25$ ; 2 – лубрикация поверхности катания внутреннего рельса локомотивом, ведущим состав, модификатором трения, коэффициент трения  $k_f = 0,18$ ; 3 – изменение трибологического состояния поверхности катания внутреннего рельса в зависимости от количества пропущенных осей подвижного состава, коэффициент трения  $k_f$  в диапазоне от 0,18 до 0,25; 4 – трибологическое состояние поверхности катания внутреннего рельса после пропуска

280 осей подвижного состава, коэффициент трения  $k_f > 0,25$

**Рисунок 4.7** – Технология лубрикации рельсов локомотивом, ведущим состав

Предлагаемая технология комбинированной лубрикации рельсов локомотивом, ведущим состав, может быть интегрирована в существующую систему лубрикации рельсов вагонами-рельсосмазывателями.

#### 4.4 Выводы по разделу 4

1 Предложены технические решения всепогодного рельсосмазывающего устройства, в том числе для применения комбинированной лубрикации, для нанесения различных типов смазочных материалов для установки на различные типы подвижного состава.

2 Разработана конструкторская документация на универсальное всепогодное рельсосмазывающее устройство для нанесения различных типов смазочных материалов для установки на различные типы подвижного состава (пассажирские вагоны, локомотивы). По заказу ОАО «РЖД» оборудованы и эксплуатируются на сети железных дорог России семь вагонов-рельсосмазывателей и один локомотивный рельсосмазыватель на базе тепловоза ЧМЭЗ.

3 Для управления трибологическим состоянием контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами разработан и допущен ОАО «РЖД» к применению на сети железных дорог смазочный материал МС-27 с высокими трибологическими характеристиками в т.ч со стойкостью при однократном нанесении более 15000 осей подвижного состава.

4 Предложена технология комбинированной лубрикации рельсов локомотивом, ведущим состав, которая отличается от существующих тем, что лубрикация внутреннего рельса в кривой тяговым локомотивом в составе поезда, но на участках пути, где осуществлена лубрикация боковой грани головки наружного рельса вагонами-рельсосмазывателями.

## **5 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО УПРАВЛЕНИЮ ТРИБОЛОГИЧЕСКИМ СОСТОЯНИЕМ МЕЖДУ КОЛЕСАМИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА С РЕЛЬСАМИ**

Расчет экономической эффективности предлагаемых технических решений по управлению трибологическим состоянием контактных поверхностей рельсов (далее – по лубрикации рельсов) выполнен применительно к вагону-рельсосмазывателю и условиям Московской железной дороги по результатам внедрения технологии лубрикации рельсов в 1996 г., когда в депо Бекасово проводился ряд экспериментов по определению эффективности лубрикации рельсов. На тот период на участке железной дороги Москва – Сухиничи никаких противоизносных мероприятий, кроме рельсосмазывателей, не проводилось.

### **5.1 Методика расчета годовых эксплуатационных расходов при применении вагона-рельсосмазывателя для лубрикации рельсов**

Основными показателями, характеризующими эффективность предлагаемых технических решений по лубрикации рельсов, являются чистый доход, чистый дисконтированный доход (интегральный эффект) и срок окупаемости затрат по проекту. В качестве затрат рассмотрены инвестиции, связанные с оборудованием вагона-рельсосмазывателя и эксплуатационные расходы на содержание вагона-рельсосмазывателя, в качестве результатов – экономия годовых эксплуатационных расходов от внедрения лубрикации [110].

Стоимость рельсосмазывающего оборудования и затраты на его установку на пассажирский вагон, с учетом материалов, комплектующих, заработной платы и накладных расходов, составляла 4200 тыс. руб. в ценах 2009 года, с учетом индекса цен производителей промышленной продукции 2009–2015 гг., равному 1,565, по состоянию 01.01.2016 года стоимость составила 6720 тыс. руб. Стоимость пассажирского вагона в расчетах не учитывалась.

«Экономия эксплуатационных расходов при использовании вагонов-рельсосмазывателей обеспечивается за счет:

- сокращения расходов на замену рельсов по боковому износу;
- снижения энергетических расходов на тягу поездов за счет уменьшения сопротивления движению подвижного состава;
- уменьшения расходов на обточки колесных пар локомотивов по износу гребней;
- сокращения расходов ремонт вагонов по износу гребней» [118].

**«Расчет экономии от сокращения расходов на замену рельсов**

Сокращение расходов на замену рельсов по боковому износу в результате их лубрикации определяется в основном:

- сокращением потребности в рельсах;
- экономией расходов на работы по замене рельсов;
- экономией расходов, связанных с предоставлением «окна» для замены рельсов» [110].

Годовая экономия эксплуатационных расходов от снижения потребности в рельсах для сети железных дорог определяется из выражения:

$$\Delta I_p = \Delta N \cdot C_p \quad (5.1)$$

где  $C_p$  – стоимость одного термоупрочненного рельса типа Р65, тыс. руб.;

$\Delta N$  – уменьшение годового выхода рельсов по боковому износу, шт.

Уменьшение годового выхода рельсов по боковому износу может быть определено «по формуле:

$$\Delta N = N \cdot \left( \frac{1}{t_1} - \frac{1}{t_2} \right) \quad (5.2)$$

где  $N$  – суммарный годовой выход рельсов со сверхнормативным боковым износом, шт.;

$t_1, t_2$  – средневзвешенный срок службы сухих и смазанных рельсов в кривых радиусом менее 650 м» [118].

Средневзвешенный срок службы рельсов по боковому износу рассчитывается «согласно выражению:

$$t_{cp} = \frac{T_{cp}}{\Gamma_{год}} \quad (5.3)$$

где  $\Gamma_{\text{год}}$  – грузопоток по сети ж.д. нетто, млн т/год

$T_{\text{ср}}$  – средневзвешенная наработка тоннажа до образования нормативного бокового износа рельсов, млн т [118].

«Средневзвешенная наработка тоннажа до образования нормативного бокового износа рельсов определяется по формуле:

$$T_{\text{ср}} = \frac{\Delta}{\gamma_{\text{ср}}} \quad (5.4)$$

где  $\Delta$  – нормативный боковой износ рельсов, мм;

$\gamma_{\text{ср}}$  – средневзвешенная интенсивность бокового износа рельсов, мм/млн.ткм брутто» [118].

«Средневзвешенная интенсивность бокового износа рельсов определяется из выражения:

$$\gamma_{\text{ср}} = \frac{\gamma_1 \cdot L_1 + \gamma_2 \cdot L_2 + \gamma_3 \cdot L_3}{L_1 + L_2 + L_3} \quad (5.5)$$

где  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$  – интенсивность бокового износа рельсов в кривых радиусом соответственно менее 350 м, 351 – 500 м и 501 – 650 м, мм/млн тонн брутто;

$L_1, L_2, L_3$  – соответствующая протяженность кривых, км» [118].

Снижение годовых эксплуатационных расходов по смене рельсов при применении рельсосмазывателей определяется из выражения:

$$\Delta И_{\text{см}} = \frac{\Delta N \cdot C}{l} \quad (5.6)$$

где  $\Delta N$  – уменьшение годового выхода рельсов по боковому износу, шт.;

$C$  – стоимость замены 1 км нитки рельсов, тыс.руб.;

$l$  – протяженность одной нитки рельсов, км.

Экономия годовых эксплуатационных расходов за счет сокращения задержек поездов из-за сокращения числа «окон» по замене рельсов по боковому износу определяется из выражения:

$$\Delta И_3 = C_{\text{пр}} \cdot t_{\text{ок}} \cdot n \quad (5.7)$$

где  $C_{\text{пр}}$  – стоимость часа простоя грузового поезда, тыс. руб.;

$t_{\text{ок}}$  – продолжительность «окна», час;

$n$  – число задерживаемых поездов при соответствующей интенсивности движения на участке.

Суммарная экономия эксплуатационных расходов на замену рельсов в результате применения рельсосмазывателей составит:

$$\Delta I_{зр} = \Delta I_p + \Delta I_{см} + \Delta I_{ок} \quad (5.8)$$

*Расчет экономии энергетических ресурсов на тягу поездов [110]*

Экономия годовых эксплуатационных расходов на топливно-энергетические ресурсы для тяги поездов определяется по формуле:

$$\Delta I_{эл} = C_{эн} \cdot G_{эл} \cdot \alpha_{эл} \quad (5.9)$$

где  $C_{эн}$  – цена 1 квт-ч электроэнергии (топлива), потребляемой электровозами (тепловозами);

$G_{эл}$  – расход электроэнергии (топлива) на тягу поездов в год;

$\alpha_{эл}$  – доля экономии электроэнергии (топлива) при применении рельсосмазывателей, доли единицы.

*«Определение экономии годовых эксплуатационных расходов на обточку колесных пар» [110]*

При применении рельсосмазывателей экономия годовых эксплуатационных расходов на обточки колесных пар определяется по формуле:

$$\Delta I_{обт} = (n_{обт1} - n_{обт2}) \cdot C_{обт} \quad (5.10)$$

где  $n_{обт1}$ ,  $n_{обт2}$  – число обточек колесных пар до и после внедрения рельсосмазывателей;

$C_{обт}$  – стоимость обточки колесной пары, тыс.руб.

*Определение экономии годовых эксплуатационных расходов на ремонт вагонов [110]*

Экономия годовых эксплуатационных расходов на ремонт вагонов рассчитывается по формуле:

$$\Delta I_{ваг} = C_{ваг.отц} \cdot \Delta N_{ваг} \quad (5.11)$$

где  $C_{ваг.отц}$  – стоимость текущего ремонта вагона с отцепкой от поезда;

$\Delta N_{\text{ваг}}$  – сокращение количества отцепок вагонов в текущий отцепочный ремонт по износу гребней колесных пар в связи с применением рельсосмазывателей [27].

## 5.2 Расчет экономической эффективности вагона-рельсосмазывателя

В связи с тем, что на сети железных дорог ОАО «РЖД» применяется только традиционная лубрикация рельсов и по результатам ее применению накоплен большой статистический материал, а эффективность комбинированной лубрикации рельсов подтверждена только компьютерным моделированием и немногочисленными натурными экспериментами, то расчет экономической эффективности вагона-рельсосмазывателя будет проведен только для этого варианта лубрикации рельсов.

Экономия эксплуатационных расходов от применения системы рельсосмазывания «обеспечивается за счет:

- сокращения расходов на замену рельсов по боковому износу;
- снижения энергетических расходов на тягу поездов за счет уменьшения сопротивления движению подвижного состава;
- уменьшения расходов на обточки колесных пар локомотивов и вагонов по износу гребней» [118].

Предполагается оборудование пассажирского вагона под систему нанесения смазочного материала для лубрикации рельсов с установкой необходимых бранд-стенок и оборудованием автоматизации процесса нанесения смазочного материала на рельсы, позволяющим без участия оператора включать подачу смазки в конкретном месте (за 50 метров до начала кривой). Вагон-рельсосмазыватель предполагается включать в состав почтово-багажных (пассажирских) поездов.

По своим трибологическим свойствам при условии соблюдения рекомендованной технологии применения смазочный материал обеспечивает снижение коэффициента трения в контакте "колесо-рельс" не более 0,15 после нанесения и не превышает 0,25 в установленный графиком период очередного смазывания, обес-

печивает долговечность покрытия не менее 15000 осей подвижного состава при однократном его нанесении на участке 1000 км в течении одних суток [64].

Техническое обслуживание, ремонт и заправка смазочным материалом вагона-рельсосмазывателя будут производиться только в пункте приписки.

Результатом внедрения будет являться:

- высвобождение большого парка локомотивов-рельсосмазывателей под основной процесс деятельности – перевозка ж.д. составов;
- высвобождение отдельных графиковых ниток;
- снижение затрат энергоносителей на передвижение поездов и рельсосмазывателя;
- сокращение числа персонала, занятого обслуживанием локомотивов-рельсосмазывателей и др.

### ***5.2.1 Расчет экономии годовых эксплуатационных затрат от сокращения расходов на замену рельсов***

«Сокращение расходов на замену рельсов по боковому износу в результате их лубрикации определяется в основном:

- сокращением потребности в рельсах;
- экономией расходов на работы по замене рельсов;
- экономией расходов, связанных с предоставлением «окна» для замены рельсов.

Уровень этих составляющих находится в прямой зависимости от изменение протяженности рельсов, замененных до и после внедрения лубрикации, с учетом реального сокращения объема необходимых при этом работ  $\Delta L_p$ » [118].

#### *Сокращение потребности в рельсах*

Оценка эффективности лубрикации произведена применительно к кривым кривых радиусом 650 м и менее.

«Наибольшая интенсивность бокового износа сухих рельсов имеет место в зоне стыка и составляет 0,25–0,31 мм/млн т брутто в кривых радиусом 350 м и менее; 0,14–0,18 мм/млн – в кривых радиусом 351–500 м и 0,10–0,14 мм/млн – в

кривых радиусом 501–650 м. На сети дорог России протяженность кривых радиусов 350 м и менее составляет 2802 км, кривых радиусом 351–500 м – 3735 км, а кривых радиусов 501–650 м – 10428 км» (данные ЦТех на 01.01.2012).

Средневзвешенная интенсивность бокового износа рельсов  $\gamma_{cp}$  определяется «по формуле:

$$\gamma_{cp} = \frac{\gamma_1 \cdot L_1 + \gamma_2 \cdot L_2 + \gamma_3 \cdot L_3}{L_1 + L_2 + L_3} = \frac{0,28 \cdot 2802 + 0,16 \cdot 3735 + 0,12 \cdot 10428}{2802 + 3735 + 10428} = 0,16 \text{ мм/млн ткм брутто} \quad (5.12)$$

где  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$  – интенсивность бокового износа рельсов в кривых радиусом соответственно менее 350 м, 351–500 м и 501–650 м, мм/млн тонн брутто;

$L_1, L_2, L_3$  – соответствующая протяженность кривых, км» [118].

«Средневзвешенная наработка тоннажа до образования нормативного бокового износа рельсов:

$$T_{cp} = \frac{\Delta}{\gamma_{cp}} = \frac{15}{0,16} = 93,75 \text{ млн т} \quad (5.13)$$

где  $\Delta = 15$  мм – нормативный боковой износ рельсов типа Р65 на участках с грузонапряженностью 25 млн ткм брутто на км в год;

$\gamma_{cp}$  – средневзвешенная интенсивность бокового износа рельсов, мм/млн ткм брутто  $\gamma_{cp} = 0,16$  мм/млн т км брутто» [118].

Средневзвешенный срок службы рельсов по боковому износу  $t_{cp}$  определяется по формуле:

$$t_{cp} = \frac{T_{cp}}{\Gamma_{год}} = \frac{93,75}{26,07} = 3,6 \text{ года.} \quad (5.14)$$

В «Анализе использования технических средств лубрикации и износа элементов системы «колесо – рельс» в структурных подразделениях и филиалах ОАО «РЖД» за 12 месяцев 2010 г.» обозначено, что среднесетевое снижение интенсивности бокового износа рельсов для сети железных дорог составило в кривых радиусом менее 350 м – 0,04 мм/млн тонн брутто, в кривых радиусом 351–650 м – 0,033 мм/млн тонн брутто и в кривых радиусом более 650 м – 0,025 мм/млн тонн

брутто. «С учетом этого средневзвешенная интенсивность бокового износа смазываемых рельсов составит 0,03 мм/млн т км брутто. При неизменной средней грузонапряженности срок службы рельсов возрастет пропорционально снижению интенсивности бокового износа с 3,6 до 19,2 лет» [112].

«Уменьшение годового выхода рельсов по боковому износу в результате увеличения их срока службы при смазывании рассчитано по формуле:

$$\Delta N = N \cdot \left( \frac{1}{t_1} - \frac{1}{t_2} \right) = 47631 \cdot \left( \frac{1}{3,6} - \frac{1}{19,2} \right) = 10750 \text{ шт.} \quad (5.15)$$

где  $N$  – суммарный годовой выход рельсов со сверхнормативным боковым износом, шт;

$t_{cp}, t_2$  – средневзвешенный срок службы сухих и смазанных рельсов в кривых радиусом менее 650 м» [118].

«За 1995 год (до внедрения лубрикации) суммарный выход рельсов по боковому износу (дефект 44) по сети железных дорог РФ составил 47631 шт.» (данные ЦКБ Путьмаш к «Расчету технико-экономической эффективности машины для правки стыков рельсов в пути МПРС» 1997 г.).

«Увеличение срока службы рельсов при их смазывании обеспечит снижение их годовой потребности:

Стоимость одной тонны термоупрочненного рельса типа Р65 производства ОАО «Нижнетагильский металлургический комбинат» составила в 2016 году 45.3 тыс. руб. без НДС, что соответствует стоимости одного рельса (длиной 25 м) 73.5 тыс. руб.» [118].

«Годовая экономия от снижения потребности в рельсах для сети железных дорог составит:

$$\Delta I_p = \Delta N \cdot C_p = 73,5 \cdot 10750 = 790125,0 \text{ тыс. руб.} \quad (5.16)$$

Исходя из протяженности полигона сети железных дорог 85262 км (по состоянию на 01.01.2016 г.), средняя годовая экономия от снижения выхода из строя рельсов по боковому износу составит 9,27 тыс. руб./км» [118] (790125/85262), а в расчете на один вагон-рельсосмазыватель, обслуживающий участок протяженностью 1000 км, составит:

$$\Delta I'_p = 9,27 \times 1000 = 9270,0 \text{ тыс. руб. в год.}$$

*Экономия расходов на работы по замене рельсов*

«Расходы по смене рельсов в связи с их выходом по боковому износу рассчитаны на основании данных отделения «Организации и механизации путевых работ» ВНИИЖТа, согласно которым стоимость работ по замене 1 км нитки рельсов с учетом затрат по машинам и механизмам составила 335 тыс. руб. (в ценах 1999 года). Коэффициент увеличения затрат в связи с ростом стоимости машины и уровня заработной платы принят за 2000-2016 гг. на уровне 4,7. При снижении потребности в ежегодной замене рельсов по боковому износу в количестве 10750 шт., что соответствует 268,8 км одной нитки, экономия затрат на замену рельсов составит» [118]:

$$\Delta I_{см} = l \times C = 268,8 \times (335 \times 4,7) = 423225,6 \text{ тыс. руб.}, \quad (5.17)$$

где  $l$  – снижение потребности в ежегодной замене рельсов одной нитки по боковому износу, км;

$C$  – стоимость работ по замене 1 км нитки рельсов с учетом затрат по машинам и механизмам, тыс. руб.

Соответственно в расчете на один автоматизированный вагон-рельсосмазыватель, обслуживающий участок протяженностью 1000 км, сокращение расходов по смене рельсов составит:

$$\Delta I'_{см} = 423225,6 \times \frac{1000}{85262} = 4964,6 \text{ тыс. руб./год.}$$

*«Экономия расходов, связанных с предоставлением «окна» для замены рельсов*

В соответствии с «Методикой оценки технико-экономической эффективности внедрения рельсосберегающих технологий и их влияния на сокращение эксплуатационных расходов» (таблица 2.9.) [109] стоимость 1 часа простоя грузового поезда в груженом рейсе вагонов при электровозной тяге учетом индекса цен составляет 2968 руб.» [118].

При интенсивности движения (участок Рязань (Рыбное) – Голутвин – Воскресенск) до 85 пар поездов в сутки с учетом пассажирского движения и продол-

жительности «окна» 3 часа текущие расходы в связи с простоем 10 поездов экономия расходов на всей сети железных дорог составит:

$$\Delta I_{ок} = C_{пр} \cdot t_{ок} \cdot l = 29680,0 \times 3 \times 268,8 \cdot 10^{-3} = 23934,0 \text{ тыс. руб.}, \quad (5.18)$$

где  $C_{пр}$  – стоимость простоя 10 поездов в течении 1 часа

( $2968,0 \times 10 = 29680,0$ ), руб.;

$t_{ок}$  – продолжительность «окна», ч;

$l$  – снижению потребности в ежегодной замене рельсов одной нитки по боковому износу (214,6 км), км.

Соответственно в расчете на один автоматизированный вагон-рельсосмазыватель, обслуживающий участок протяженностью 1000 км, сокращение расходов на выделение «окон» по замене рельсов по боковому износу составит:

$$\Delta I'_{ок} = 23934,0 \times \frac{1000}{85248} = 280,8 \text{ тыс. руб.}$$

Суммарное сокращение расходов на замену рельсов по боковому износу в результате их лубрикации в расчете на один автоматизированный вагон-рельсосмазыватель, обслуживающий участок протяженностью 1000 км, составит:

$$\Delta I_{зр} = \Delta I'_p + \Delta I'_{см} + \Delta I'_{ок} = 9270,0 + 4964,6 + 280,8 = 14515,4 \text{ тыс. руб.}$$

### ***5.2.2 Сокращение энергетических расходов на тягу поездов за счет уменьшения сопротивления движению подвижного состава***

«Лубрикация рельсов сокращает энергетические расходы на тягу поездов за счет уменьшения сопротивления движению подвижного состава» [118].

Специалистами ВНИИЖТа экспериментально было доказано, что сопротивление движению поезда при наличии смазанных рельсов снижается на 20–30 % в кривых и до 10% – в прямых участках пути. Это было подтверждено экспериментальными исследованиями, проведенными на Забайкальской железной дороге.

ВНИКТИ выполнил расчеты и провел экспериментальные исследования по определению снижения сопротивления движению от применения смазочного материала с долговечностью не менее 15000 осей подвижного состава при лубрикации рельсов в кривых различного радиуса.

Испытания проводились на участке Голутвин – Озеры Московской ж.д. в кривых радиусом 300, 600 и 1000 м.

Результаты испытаний показали, что при скоростях 20–70 км/ч снижение сопротивления на прямых участках пути составит 5,71–7,45 %.

Снижение сопротивления в кривых радиусом 305–1000 м по результатам испытаний составило 43,6–66,3 %.

Согласно «Методике анализа результатов расхода энергоресурсов на тягу поездов» (Указание МПС РФ от 20.06.1997 № В-741У), каждый процент уменьшения сопротивления движению поезда обеспечивает снижение расхода энергоресурсов на тягу на 0,2 %. Исходя из этого, потенциально возможное снижение расхода энергоресурсов может составить 8,7–13,26 %. Однако, учитывая влияние других независимых факторов, в расчете принято минимальное снижение расхода электроэнергии на уровне 0,5 %.

Оценка эффективности инвестиционного проекта выполнена в расчете на один вагон-рельсосмазыватель, обслуживающий участок 1000 км,

Для расчета приняты исходные данные:

– протяженность участка, обслуживаемого одним вагоном-рельсосмазывателем ( $L$ ) – 1000 км;

– годовой расход на тягу поездов по сети железных дорог РФ ( $G_{ст}$ ) составил 35205 млн кВт·ч [146];

– общая протяженность электрифицированных участков сети железных дорог РФ ( $s$ ) – 43306 км [145];

– протяженность участков (кривых), где непосредственно производится лубрикация рельсов ( $l$ ), отношение длины участков (кривых) непосредственно подлежащих лубрикации к общей протяженности полигона сети железных дорог со-

ставляет 29,3 %. Для участка, обслуживаемого одним автоматизированным вагоном-рельсосмазывателем  $l = 293$  км;

– процент снижения расхода электроэнергии на тягу поездов к кривых от применения лубрикации ( $\alpha_{эл}$ ), принят на уровне 0,5 %.

По данным Департамента локомотивного хозяйства ОАО «РЖД» стоимость электроэнергии ( $C_{эл}$ ) составляет 2,307 руб. за 1 кВт-ч.

Сокращение расходов на электроэнергию на тягу поездов в кривых в расчете на один автоматизированный вагон-рельсосмазыватель, обслуживающий участок протяженностью 1000 км, составит:

$$\Delta I_{эл} = C_{эл} \times \frac{G_{эл} \times L}{S} \times \alpha_{эл} \times \frac{l}{L} \quad (5.19)$$

$$\Delta I_{эл} = 2,307 \times 10^{-3} \times \frac{(35205 \times 10^6) \times 1000}{43306} \times 0,005 \times \frac{293}{1000} = 2747,5 \text{ тыс. руб.}$$

### ***5.2.3 Сокращение расходов на обточку колесных пар локомотивов по износу гребня***

В связи с отсутствием данных о снижении обточек колесных пар электровозов в результате применения лубрикации рельсов по другим участкам, сокращение расходов на обточку колесных пар электровозов, рассчитывается применительно к условиям участка Москва – Сухиничи.

«По данным депо Бекасово-Сортировочное число Московской ж.д. число обточек колесных пар электровозов ВЛ10У, обеспечивающих движение поездов на участке Москва – Сухиничи снизилось в 1996 году (после внедрения рельсосмазывателей) по сравнению с 1995 годом (до их внедрения) с 422 до 214 или на 49,3 %» [118]. На данный период никаких мероприятий по ресурсосбережению в депо не проводилось.

Стоимость обточки колесной пары составляет 13378,4 руб. [125]

Протяженность электрифицированных линий участка Москва – Сухиничи составляет 506 км (две нитки).

Сокращение расходов на обточку колесных пар электровозов применительно к условиям участка Москва – Сухиничи составляет:

$$\Delta I_{обт} = (n_{обт1} - n_{обт2}) \cdot C_{обт} = (422 - 214) \cdot 13,3784 = 2782,7 \text{ тыс. руб./год.} \quad (5.20)$$

Соответственно сокращение расходов на обточку колесных пар электровозов в расчете на один автоматизированный вагон-рельсосмазыватель, обслуживающий участок протяженностью 1000 км, составит:

$$\Delta I'_{обт} = \Delta I_{обт} \times \frac{1000}{506} = 2782,7 \times \frac{1000}{506} = 5499,4 \text{ тыс. руб./год.}$$

#### **5.2.4 Сокращение расходов на ремонт вагонов по износу гребней колес**

Согласно Указанию МПС России от 25.01.1999 № 30У «О дополнительных мерах по снижению интенсивности износа гребней колесных пар и рельсов» применение лубрикации позволило в 1,6 раза снизить число отцепок вагонов в текущий отцепочный ремонт по износу гребней колесных пар. Количество неисправных по колесным парам грузовых вагонов на сети сократилось с 40 тыс. до 8,2 тыс. единиц.

В связи с отсутствием данных о снижении обточек колесных пар грузовых вагонов в результате применения лубрикации рельсов по другим участкам, сокращение расходов на обточку колесных пар грузовых вагонов, рассчитывается применительно к условиям участка Москва – Сухиничи. Протяженность электрифицированных линий участка Москва – Сухиничи 506 км (две нитки).

Среднее количество грузовых поездов на участке 25 пар в сутки [146].

При средней массе поезда 3500 т в состав поезда входит 43 вагона.

Количество вагонов, обращающихся на участке за год, составит:

$$N_{ваг} = 43 \cdot 25 \cdot 365 = 392375 \text{ вагонов.}$$

До внедрения лубрикации количество неисправных вагонов по колесным парам на рассматриваемом участке составляло 5% от общего числа неисправных вагонов т.е.  $392375 \cdot 0,05 = 19618$  вагона, после внедрения 1 % –  $392375 \cdot 0,01 = 3923$  вагона, т.е. количество неисправных вагонов сокращается на

15695 вагонов. В расчете принято, что 10 % общего сокращения числа неисправных вагонов обеспечивается применением лубрикации; сокращение числа отцепок вагонов в текущий ремонт по износу гребней колесных пар составит 1569 вагонов.

По данным «Анализа итогов финансово-хозяйственной деятельности вагонного хозяйства за 2002 год» расходы на текущий ремонт вагона с отцепкой от поезда составляли 884,2 руб. С учетом индекса цен за 2003–2016 гг. (2,48) эта величина составит 2192,8 руб.

Экономия годовых эксплуатационных расходов на ремонт вагонов по износу гребней колес на участке Москва – Сухиничи определяется по формуле 5.11:

$$\Delta I_{\text{ваг}} = C_{\text{ваг.отц}} \cdot \Delta N_{\text{ваг}} = 1786,1 \cdot 1569 \cdot 10^{-3} = 3440,5 \text{ тыс. руб./год.} \quad (5.20)$$

Соответственно сокращение расходов на обточку колесных пар грузовых вагонов в расчете на один вагон-рельсосмазыватель, обслуживающий участок протяженностью 1000 км, составит:

$$\Delta I'_{\text{ваг}} = \Delta I_{\text{ваг}} \times \frac{1000}{506} = 3440,5 \times \frac{1000}{506} = 6799,4 \text{ тыс. руб./год.}$$

### **5.2.5 Суммарная экономия эксплуатационных расходов**

Суммарная экономия эксплуатационных расходов в расчете на один автоматизированный вагон-рельсосмазыватель, обслуживающий участок протяженностью 1000 км, составит:

$$\Delta I_{\text{экл. сум.}} = \Delta I_{\text{ЗР}} + \Delta I_{\text{эл}} + \Delta I'_{\text{обт}} + \Delta I'_{\text{ваг}} = 14515,4 + 2747,5 + 5499,4 + 6799,4 = 29561,7 \text{ тыс. руб./год.}$$

## **5.3 Расчет дополнительных эксплуатационных расходов на содержание вагона-рельсосмазывателя**

Расходы на содержание вагона-рельсосмазывателя включают в себя:

– расходы на техническое обслуживание и ремонт пассажирского вагона на котором установлено рельсосмазывающее оборудование;

- расходы на электроэнергию при перемещении вагона-рельсосмазывателя, обслуживающий участок протяженностью 1000 км, в составе пассажирского поезда;
- расходы на закупку смазочного материала для смазки рельсов;
- расходы на техническое обслуживание и ремонт рельсосмазывающего оборудования.

### **5.3.1 Расходы на техническое обслуживание и ремонт пассажирского вагона на котором установлено рельсосмазывающее оборудование**

Расходы на техническое обслуживание и ремонт одного пассажирского вагона рассчитаны в соответствии с «Методикой оценки технико-экономической эффективности внедрения ресурсосберегающих технологий и их влияния на сокращение эксплуатационных расходов» [109], разработанной ВНИИЖТ по формуле:

$$I_p = e_{в-км} \times L \times T_{ваг} \quad (5.21)$$

где  $e_{в-км}$  – расходная ставка на 1 вагоно-км, составляет 3,74 руб.;

$L$  – длина участка – 1000 км;

$T_{ваг}$  – количество рейсов, совершаемых одним автоматизированным вагоном-рельсосмазывателем по участку в год.

$$T_{ваг} = \frac{365}{M_{инв.}}$$

где  $M_{инв.}$  – инвентарный парк вагонов-рельсосмазывателей для обслуживания участка эксплуатации пассажирского поезда в течении года.

$$M_{инв.} = \alpha \times M_{эксп.} \quad (5.22)$$

где  $\alpha$  – коэффициент перехода от эксплуатационного количества вагонов-рельсосмазывателей к инвентарному – 1,22;

$M_{эксп.}$  – эксплуатационный парк вагонов-рельсосмазывателей для обслуживания участка эксплуатации пассажирского поезда в течении года – 1 единицы.

$$M_{инв.} = 1,22 \times 1 = 1,22 \text{ ед./год},$$

соответственно

$$T_{ваг} = \frac{365}{1,22} = 299 \text{ рейсов/год}.$$

Расходы на техническое обслуживание и ремонт одного пассажирского вагона, оборудованного рельсосмазывателем, составят:

$$I_p = 3,74 \times 1000 \times 299 \times 10^{-3} = 1118,3 \text{ тыс. руб./год}.$$

### ***5.3.2 Расходы на электроэнергию при перемещение вагона-рельсосмазывателя по участку в составе пассажирского поезда***

Расходы на перемещение вагона-рельсосмазывателя рассчитаны применительно к участку эксплуатации пассажирского поезда с вагоном-рельсосмазывателем по формуле:

$$I_э = q_э \times Q_B \times Ц_э \times L \times T_{ваг} \quad (5.23)$$

где  $q_э$  – удельный расход электроэнергии в среднем по сети ж.д. – 94.9 кВт-ч/10<sup>4</sup>ткм брутто [146];

$Q_B$  – вес вагона (55 т);

$Ц_э$  – стоимость 1 кВт-ч электроэнергии (п 5.2.2);

$L$  – протяженность участка, обслуживаемого одним вагоном-рельсосмазывателем – 1000 км;

$T_{ваг}$  – количество рейсов, совершаемых одним вагоном-рельсосмазывателем в год – 299.

Исходя из этого, затраты на электроэнергию за один рейс составят:

$$I'_э = 94,9 \times 55 \times 2,307 \times 1000 \times 10^{-7} = 1,2 \text{ тыс. руб.}$$

Соответственно на 299 рейсов:

$$I_э = 1,2 \times 299 = 358,8 \text{ тыс. руб. в год}.$$

### **5.3.3 Расходы на закупку смазочного материала для лубрикации рельсов**

Расходы на закупку смазочного материала для лубрикации рельсов на участке эксплуатации вагона-рельсосмазывателя рассчитаны по формуле:

$$I_{P.см} = S_{кр} \times q_{см} \times C_{см} \times T \quad (5.24)$$

где  $S_{кр}$  – протяженность участков полигона эксплуатации вагона-рельсосмазывателя, где используется непосредственно лубрификация рельсов – 293 км;

$q_{см}$  – расход смазочного материала на 1 км смазываемого участка пути – 0,3 кг;

$C_{см}$  – цена 1 кг смазочного материала для лубрикации рельсов с долговечностью не менее 15000 осей подвижного состава – 0,108 тыс. руб. (по данным ЦУНР ОАО «РЖД»);

$T_{ваг}$  – количество рейсов, совершаемых одним автоматизированным вагоном-рельсосмазывателем по участку ж.д. в год – 299.

Расходы на закупку смазочного материала для лубрикации рельсов одним вагоном-рельсосмазывателем составят:

$$I_{P.см} = 293 \times 0,3 \times 0,108 \times 299 = 2838,5 \text{ тыс. руб./год.}$$

### **5.3.4 Расходы техническое обслуживание и ремонт рельсосмазывающего оборудования**

Техническое обслуживание и ремонт рельсосмазывающего оборудования планируется проводить в соответствии с «Регламентом технического обслуживания вагона-рельсосмазывателя» в сроки, установленные для пассажирского вагона на котором оно установлено без привлечения дополнительных рабочих (слесарей, электриков).

Расходы на техническое обслуживание и ремонт рельсосмазывающего оборудования в соответствии условиями эксплуатации вагона-рельсосмазывателя и режима лубрикации рельсов на полигоне эксплуатации в течении одного года рассчитываем по формуле:

$$I_{ТО.Сум.} = I_{ТОиР} + I_{ЕТО} \quad (5.25)$$

где  $I_{ТОиР}$  – расходы на техническое обслуживание и ремонт рельсосмазывающего оборудования без расходов на техническое обслуживание и ремонт рельсосмазывающего оборудования перед каждым рейсом, тыс. руб./год;

$I_{ЕТО}$  – расходы на техническое обслуживание и ремонт рельсосмазывающего оборудования перед каждым рейсом, тыс. руб./год.

Расходы на техническое обслуживание и ремонт рельсосмазывающего оборудования без учета расходов на техническое обслуживание рельсосмазывающего оборудования перед каждым рейсом рассчитываем по формуле:

$$I_{ТОиР} = (m_1 \times C + Q_{yn}) \times 2 + \frac{m_2 \times C + Q_{кр}}{n} \quad (5.26)$$

где  $m_1$  – количество чел/ч на техническое обслуживание и ремонт рельсосмазывающего оборудования производимых 1 раз в 6 месяцев;

$m_2$  – количество чел/ч на техническое обслуживание и ремонт рельсосмазывающего оборудования производимых 1 раз в 5 лет;

$C$  – средняя заработная плата слесаря в час с учетом отчислений по социальному налогу, по состоянию на 01.01.2016 составляет 170,5 руб./чел-ч;

$n$  – срок службы рельсосмазывающего оборудования – 10 лет;

$Q_{кр}$  – стоимость сборочных единиц и деталей заменяемых при КР, тыс. руб.;

$Q_{yn}$  – стоимость уплотнителей клапана форсунки, тыс. руб.;

$$I_{ТОиР} = (4,5 \times 0,1705 + 0,096) \times 2 + \frac{13,98 \times 0,1705 + 222,8}{10} = 22,3 \text{ тыс. руб./год.}$$

Расходы на техническое обслуживание и ремонт рельсосмазывающего оборудования перед каждым рейсом рассчитываем по формуле:

$$I_{ЕТО} = m_{ЕТО} \times C \times T_{ваг} \quad (5.27)$$

где  $m_{ЕТО}$  – количество чел/ч на техническое обслуживание и ремонт рельсосмазывающего оборудования производимых перед каждым рейсом;

$T_{ваг}$  – количество рейсов, совершаемых одним автоматизированным вагоном-рельсосмазывателем по участку ж.д. в год – 299.

$$I_{\text{ТО}} = 3,21 \times 0,1705 \times 299 = 163,6 \text{ тыс. руб./год.}$$

Суммарные расходы на техническое обслуживание и ремонт рельсосмазывающего оборудования составят:

$$I_{\text{ТО.Сум.}} = 22,3 + 163,6 = 187,9 \text{ тыс. руб./год.}$$

### **5.3.5 Суммарные дополнительные эксплуатационные расходы на содержание вагона-рельсосмазывателя**

Суммарные расходы на содержание эксплуатационных одного автоматизированного вагона-рельсосмазывателя, обслуживающего участок протяженностью 1000 км, составит:

$$I_c = I_o + I_p + I_{\text{Р.см.}} + I_{\text{ТО.Сум.}}$$

$$I_c = 358,8 + 1118,3 + 2838,5 + 187,9 = 4503,5 \text{ тыс. руб./год.}$$

### **5.4 Суммарная экономия годовых эксплуатационных расходов от применения вагона-рельсосмазывателя (годовой эффект)**

С учетом расходов на электроэнергию по перемещению вагона-рельсосмазывателя, его техническое обслуживание и ремонт, расходов на смазочный материал, экономия годовых эксплуатационных расходов составит:

$$\Delta I = \Delta I_{\text{эсп. сум}} - I_c = 29561,7 - 4503,5 = 25058,2 \text{ тыс. руб./год.} \quad (5.28)$$

#### **5.4.1 Расчет интегрального экономического эффекта (чистого дисконтированного дохода) и срока окупаемости затрат**

Стоимость рельсосмазывающего оборудования и затраты на его установку на пассажирский вагон, как уже отмечалось ранее, по состоянию на 01.01.2016 составили 6720 тыс. руб. Стоимость пассажирского вагона в расчетах при расчете интегрального экономического эффекта не учитывалась.

«Основными показателями эффективности ресурсосберегающего проекта, согласно действующим методическим указаниям, выступает интегральный эффект и срок окупаемости затрат» [118].

Основными показателями, характеризующими эффективность предлагаемых технических решений по лубрикации рельсов, являются чистый доход, чистый дисконтированный доход (интегральный эффект) и срок окупаемости затрат по проекту.

«Интегральный эффект представляет собой сумму годовых эффектов от использования вагонов, оборудованных рельсосмазывателями.

Величина интегрального экономического эффекта за расчетный период определена по формуле:

$$\mathcal{E}_T = P_T - Z_T \quad (5.29)$$

где  $P_T$  – стоимостная оценка результатов осуществления мероприятия (в данном случае это экономия эксплуатационных расходов от использования вагона-рельсосмазывателя)» [118];

$Z_T$  – затраты, связанные с осуществлением мероприятия.

Применительно к вагону-рельсосмазывателю величина интегрального экономического эффекта рассчитана «по формуле:

$$\mathcal{E}_T = \sum_{t=0}^T (\Delta I - \Delta H_t + \Delta Z_t) \times \alpha_t \quad (5.30)$$

где  $\Delta I$  – экономия годовых эксплуатационных расходов в год  $t$  расчетного периода с учетом увеличения амортизационных отчислений, снижающих величину экономии годовых эксплуатационных расходов и, соответственно, снижение прибыли;

$\Delta H_t$  – изменение налоговых отчислений от прибыли в году  $t$ ;

$\Delta Z_t$  – затраты, связанные с оборудованием вагона-рельсосмазывателя;

$\alpha_t$  – коэффициент приведения разновременных затрат и результатов к расчетному году

$$\alpha_t = \frac{1}{(1 + E)^t} \quad (5.31)$$

где  $t$  – номер шага расчета ( $t = 0, 1, 2, \dots, T$ ),

$T$  – горизонт расчета;

$E$  – норма дисконта» [118].

Расчет интегрального экономического эффекта (чистого дисконтированного дохода) выполнен для одного вагона-рельсосмазывателя для железнодорожного участка 1000 км. При расчете интегрального экономического эффекта от внедрения вагона-рельсосмазывателя учтено налоговое окружение по ставкам 2016 года:

налог на прибыль – 20 %.

Налог на прибыль определяется по формуле:

$$H_{np} = (\Delta И - A - H_{ум}) \cdot \gamma = (25058,2 - 672,0) \cdot 0,2 = 4877,2 \text{ тыс. руб.} \quad (5.32)$$

Чистая прибыль первого года осуществления мероприятия (без учета инвестиционных затрат) составит:

$$P_t = \Delta И - H_{np} - H_{ум} = 25058,2 - 4877,2 = 20181,0 \text{ тыс. руб.} \quad (5.33)$$

Срок окупаемости инвестиционных затрат от применения рельсосмазывателя составит:

$$T_{ок} = \frac{6720,0}{20181,0} = 0,33 \text{ года или 4 месяца.}$$

Расчет интегрального эффекта представлен в таблице 5.1.

## 5.5 Выводы по разделу 5

Применение вагона-рельсосмазывателя, позволит снизить эксплуатационные расходы на электроэнергию на тягу поездов, замену рельсов, обточки колесных пар на 25 058,2 тыс. руб. в год и обеспечит интегральный эффект (чистый дисконтированный доход) в размере 129 683,6 тыс. руб.

Срок окупаемости рельсосмазывающего оборудования вагона-рельсосмазывателя – 4 месяца. В расчете учтены дополнительные затраты, связанные с содержанием вагона-рельсосмазывателя, включающие расходы на электроэнергию, приобретение смазочных материалов и техническое обслуживание вагона и установленного на нем рельсосмазывающего оборудования.

**Таблица 5.1** – Расчет интегрального эффекта и срока окупаемости затрат от внедрения вагона-рельсосмазывателя (тыс. руб./ед.)

Год	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<b>Единовременные затраты</b>	6720,0									
<b>Экономия годовых эксплуатационных расходов</b>	25058.2	25058.2	25058.2	25058.2	25058.2	25058.2	25058.2	25058.2	25058.2	25058.2
<b>Амортизация</b>	672,0	672,0	672,0	672,0	672,0	672,0	672,0	672,0	672,0	672,0
<b>Налог на прибыль</b>	4877.2	4877.2	4877.2	4877.2	4877.2	4877.2	4877.2	4877.2	4877.2	4877.2
<b>Чистая прибыль</b>	20181.0	20181.0	20181.0	20181.0	20181.0	20181.0	20181.0	20181.0	20181.0	20181.0
<b>Сальдо денежного потока (чистый доход)</b>	13461.0	20181.0	20181.0	20181.0	20181.0	20181.0	20181.0	20181.0	20181.0	20181.0
<b>Чистый доход (накопленный)</b>	13461.0	33641.9	53822.9	74003.8	97184.8	114365.8	134546.7	154727.7	174908.6	<b>195089.6</b>
<b>Коэффициент дисконтирования</b>	1,0	0,91	0,83	0,75	0,68	0,62	0,56	0,51	0,47	0,42
<b>Дисконтированный денежный поток</b>	13461.0	18346.3	16678.5	15162.3	13783.9	12530.8	11391.6	10356.0	9414.6	8558.7
<b>Интегральный эффект</b>	13461.0	31807.3	48485.8	63648.0	77431.9	89962.7	101354.3	111710.3	121124.9	<b>129683.6</b>

Чистый доход = **195089,6 тыс. руб.**

Интегральный эффект (чистый дисконтированный доход) = **129683,6 тыс. руб.**

Дисконтированный срок окупаемости затрат = **0,33 года или 4 месяца**

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации выполнен анализ отечественных и зарубежных работ по теории взаимодействия подвижного состава и пути.

В соответствии с задачами диссертационного исследования получены следующие выводы и результаты.

1 На основании разработанных математических моделей нелинейных пространственных колебаний взаимодействия подвижного состава и пути, позволяющих учитывать различные трибологические состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами, получены зависимости влияния трибологического состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами на взаимодействие колес подвижного состава и рельсов.

2 По результатам компьютерного моделирования:

Определены варианты трибологического состояния контактных поверхностей между колесами подвижного состава и рельсами в кривых, обеспечивающий наиболее эффективное взаимодействие колес подвижного состава и рельсов по критериям снижения бокового воздействия колес подвижного состава на рельсы и факторов износа:

– для грузового тепловоза – вариант с одновременным понижением коэффициента трения скольжения гребня набегающего колеса по боковой поверхности и выкружке наружного рельса и на поверхности катания сбегающего колеса по внутреннему рельсу (комбинированная лубрикация), обеспечивающий в зависимости от скорости движения в режиме тяги в диапазоне от 30 км/ч до 70 км/ч, без проскальзывания колес снижение: боковых сил на 89 %; удельной работы сил трения в контакте гребней с рельсами на 95 %; мощности сил трения в зависимости по скорости скольжения на 95 %;

– для грузового вагона на тележках модели 18-100 – вариант с одновременным понижением коэффициента трения скольжения гребня набегающего колеса по боковой поверхности и выкружке наружного рельса и на поверхности катания сбегающего колеса по внутреннему рельсу (комбинированная лубрикация), обес-

печивающий в зависимости от скорости движения в груженом состоянии в диапазоне от 30 км/ч до 70 км/ч, без проскальзывания колес снижение: боковых сил на 62 %; удельной работы сил трения в контакте гребней с рельсами на 70 %; мощности сил трения в зависимости по скорости скольжения на 68 %.

Для грузового вагона также применим вариант с одновременным понижением коэффициента трения скольжения гребня набегающего колеса по боковой поверхности и выкружке наружного рельса и коэффициента трения на поверхностях катания наружного и внутреннего рельсов, обеспечивающий в зависимости от скорости движения в груженом состоянии в диапазоне от 30 км/ч до 70 км/ч, снижение: боковых сил на 65 %; удельной работы сил трения в контакте гребней с рельсами на 86 %; мощности сил трения в зависимости по скорости скольжения на 85 %.

Обосновано возникновение эффекта снижения момента сопротивления повороту тележки грузового локомотива в режиме тяги в кривой от применения комбинированной лубрикации за счет перераспределения продольных и поперечных сил крипа в точках контакта колес с рельсами таким образом, что сила тяги в большей степени будет реализовываться на наружном рельсе. Для грузового вагона снижения момента сопротивления повороту тележки при комбинированной лубрикации рельсов в кривой реализуется за счет перераспределения продольных и поперечных сил крипа в точках контакта колеса с рельсом таким образом, что уменьшение продольных сил крипа на гребне набегающего на наружный рельс колеса ведет к увеличению поперечных сил крипа на набегающем колесе. При этом в точке контакта сбегающего колеса и внутреннего рельса поперечные силы крипа уменьшаются.

3 В результате аналитических расчетов подтвержденных компьютерным моделированием определены рациональные значения коэффициентов трения на контактных поверхностях между колесами подвижного состава и рельсами в кривых по условиям реализации тяги и торможения подвижного состава: на боковой грани головки наружного рельса после нанесения смазочного материала в диапа-

зоне 0,1 – 0,25; на поверхности катания головки внутреннего рельса после нанесения смазочного материала в диапазоне 0,18 – 0,25.

4 Экспериментально получено подтверждение результатов компьютерного моделирования эффективности трибологического состояния рельсов по варианту комбинированной лубрикации.

5 По результатам теоретических и экспериментальных исследований предложены:

Запатентованные технические решения всепогодного рельсосмазывающего устройства для установки на различные типы подвижного состава, с возможностью применения комбинированной лубрикации и нанесения различных типов смазочных материалов.

Технология комбинированной лубрикации рельсов локомотивом, ведущим состав, отличающаяся от существующих технологий тем, что лубрикация внутреннего рельса в кривой производится тяговым локомотивом в составе поезда, но на участках пути, где осуществлена лубрикация боковой грани головки наружного рельса вагонами-рельсосмазывателями.

6 По разработанной конструкторской документации для ОАО «РЖД» оборудованы и эксплуатируются на сети железных дорог России семь вагонов-рельсосмазывателей и один локомотивный рельсосмазыватель на базе тепловоза ЧМЭЗ. Применение одного вагона-рельсосмазывателя, позволяет снизить эксплуатационные расходы на электроэнергию на тягу поездов, замену рельсов, обточки колесных пар на 25058,2 тыс.руб. в год и обеспечит интегральный эффект (чистый дисконтированный доход) в размере 129683,6 тыс.руб.

7 Рекомендуются оснащение грузовых локомотивов рельсосмазывающими устройствами для нанесения смазочного материала на поверхность катания внутреннего рельса в кривых.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

- 1 Альбрехт В. Г. Угон пути и борьба с ним [Текст] – М.: Транспорт, 1961. – 145 с.
- 2 Альбрехт В.Г. Некоторые результаты экспериментальных исследований при движении вагонов на тележках ЦНИИ-ХЗ и ЦМВ [Текст] / В.Г. Альбрехт, Р.И. Корн, И.А. Котюков // Вестник Всесоюз. науч.-исслед. ин-та ж.-д. транспорта. – Москва, 1967. – № 4. – С. 16–18.
- 3 Андреев А.И. Износ рельсов и колес подвижного состава [Текст] / А.И. Андреев, К.Л. Комаров, Н.И. Карпущенко // Железнодорожный транспорт. – 1997. – №7. – С. 31–36.
- 4 Андриевский С.М. Боковой износ рельсов на кривых [Текст] // Науч. тр. Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М., 1961. – Вып. 207. – 128 с.
- 5 Беляев А.И. Интенсивность износа рельсов локомотивными и вагонными колесами [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. тепловозн. ин-та. – Коломна, 1973. – Вып. 38. – С.197-204.
- 6 Бирюков И.В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог [Текст] / И.В. Бирюков, А.И. Беляев, Е.К. Рыбников. – М.: Транспорт, 1986. – 256 с.
- 7 Блохин Е.П. Динамика поезда [Текст] / Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
- 8 Блохин Е.П. Расчеты и испытания тяжеловесных поездов [Текст] / Е.П. Блохин, Л. А. Манашкин, Е. Л. Стамблер. – М.: Транспорт, 1986. – 263 с.
- 9 Богданов В.М. Снижение интенсивности износа гребней колес и бокового износа рельсов [Текст] // Железнодорожный транспорт. – 1992 – №12. – С. 30-34.
- 10 Богданов В.М. Об износе колес и рельсов / В.М. Богданов, Л.И. Бартенева // Железнодорожный транспорт. – 1999. – №7. – С. 48-50.
- 11 Богданов В.М. Современные проблемы системы колесо – рельс [Текст] / В.М. Богданов, С.М. Захаров // Железные дороги мира. – 2004. – № 1. – С. 57–62.

12 Бузало Г.А. Математическое моделирование динамических процессов при пассивном и управляемом прохождении локомотивом криволинейных участков пути: дис. канд. техн. наук. [Текст] – Новочеркасск, 2003. – 203 с.

13 Буйносов А.П. Взаимодействие колеса и рельса // Путь и путевое хозяйство. – 1999. – №5. – С. 22-25.

14 Бурчак Г.П. Моделирование возмущений в виде горизонтальной неровности оси пути для исследования извилистого движения рельсового экипажа [Текст] / Г.П. Бурчак., А.Н. Савоськин А.Н., Г.Н. Фрадкин, В.С. Коссов // Труды МИИТ. – 1997. – Вып. 912. – С. 23-28.

15 Вагон-рельсосмазыватель[Текст] : пат. 104525 Рос. Федерация: МПК В61К 3/00 / Коссов В.С., Панин Ю.А., Чаркин В.А., Сазонов И.В., Дисветов М.Л., Трифонов А.В.; заявитель и патентообладатель ОАО «РЖД». – № 2010150267/11; заявл. 08.12.2010; опубл. 20.05.2011, Бюл. № 14.

16 Вериго М.Ф. Вертикальные силы, действующие на путь при прохождении подвижного состава [Текст] / М.Ф. Вериго // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М.: Трансжелдориздат. – 1955. – Вып.97. –228 с.

17 Вериго М.Ф. Анализ методов математического моделирования динамических процессов в исследованиях интенсивности развития бокового износа рельсов и гребней колес [Текст] / М.Ф. Вериго // Вестник Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М., 1997. – № 6. – С. 24-32.

18 Вериго М.Ф. К вопросу о процессах взаимодействия необрессоренных масс и пути [Текст] / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган // Вестник Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – Москва, 1969. – Вып.6. – С.22-25.

19 Вериго М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган; под общ. ред. М.Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.

20 Вериго М.Ф. Имитационное моделирование сил взаимодействия экипажа и пути [Текст] / М.Ф. Вериго, Г.И. Петров, В.Д. Хусидов // Бюллетень ОСЖД. – Варшава, 1993. – № 4. – С. 3-8.

21 Вершинский С.В. Динамика вагона [Текст] / С.В. Вершинский., В.Н. Данилов, И.И.Челноков. – М.: Транспорт, 1978. – 352 с.

22 Вальран О. Исследование механических систем методами динамического моделирования [Текст] / О. Вальран, А. Яшинский // Железные дороги мира. – 1987. – № 12. – С. 36-45.

23 Галичев А.Г. Влияние триботехнического состояния колес и рельсов на динамику движения грузового тепловоза в режимах выбега и тяги: дис. канд. техн. наук [Текст] – Брянск, 2002. – 195 с.

24 Годыцкий-Цвирко А.М. Взаимодействие пути и подвижного состава железных дорог [Текст] – М.: Гострансиздат, 1931. – 215 с.

25 Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом [Текст]: 2-е изд. доп. и перераб – Луганск: Из-во ВУГУ, 1999. – 476 с.

26 Голубятников, С.М. Исследования динамики локомотивов [Текст] / С.М.Голубятников, Л.К.Добрынин, А.И.Кокорев // Науч. тр. Всесоюз. н.-и. тепло-воз. ин-та. – Коломна, 1967. – Вып.30. – С.281-322.

27 Грачева Л.О. Взаимодействие вагонов и железнодорожного пути [Текст]// Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М.: Транспорт, 1968. – Вып. 356. – С. 207.

28 Грачева Л.О. Причины интенсивного износа гребней колес и бокового износа рельсов и оценка безопасности от схода в кривых участках пути [Текст] / Л.О.Грачева., Л.Н.Косарев // Сб. науч. трудов Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – Москва, 1995. Проблемы повышения безопасности движения.– С. 56-66.

29 Данилов В.Н. Железнодорожный путь и его взаимодействие с подвижным составом [Текст] – М.: Трансжелдориздат, 1961. – 111 с.

30 Данович В.Д. Влияние способа определения сил псевдоскольжения на результаты решения задачи взаимодействия пассажирского вагона и пути [Текст] / В.Д. Данович, Т.Ф. Мокрый, Е.В. Трубицкая. – Днепропетровск, 1983. – 16 с.

31 Дружинина О.В. Алгоритм анализа устойчивости модели динамического взаимодействия поезда и железнодорожного пути при сейсмических воздействиях [Текст] / О.В. Дружинина, Д.В. Климова, А.С. Мулкиджан // Наука и техника транспорта. – 2011. –№4. – С. 24-32.

32 Демин Ю.В. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей [Текст] / Ю.В. Демин, Л.А. Длугач, М.Л. Коротенко, О.М. Маркова. – Киев: Наук. думка, 1984. – 159 с.

33 Добрынин Л.К. Исследования динамики экипажных частей тепловозов [Текст] / Л.К.Добрынин, А.С.Евстратов, В.В.Березин, А.И.Кокорев, В.С.Коссов, В.А.Пузанов, В.А.Чаркин. // Науч. труды Всесоюз. н.-и. тепловоз. ин-та. – Коломна, 1967. – Вып.30. – С. 281-322.

34 Домбровский К.И. Пути снижения износа бандажей колес локомотивов [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта – М.: Транспорт. – 1973. – Вып.504. – С. 49-61.

35 Евстратов А.С. Динамические нагрузки экипажа тепловоза от колебаний необрессоренных частей и их уменьшение [Текст] : автореф. дис. д-ра техн. наук. – М., 1984. – 36 с.

36 Ермаков В.М. Причины бокового износа рельсов [Текст] / Ермаков В.М., Войцеховская Н.В., Степанова Г.Е. //Путь и путевое хозяйство.–1997.–№8.–С. 2-4.

37 Ершков О.П. Расчеты поперечных горизонтальных сил в кривых [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М.,1966. – Вып. 301.–235 с.

38 Ершков О.П. Расчет рельса на действие боковых сил в кривых [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М., 1960. – Вып. 332, – 168 с.

39 Ершков О.П. Построение графиков удельных характеристик и графиков паспортов вписывания железнодорожных экипажей в кривых [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М., 1963. – Вып. 268. – С. 64-125.

40 Жаров И.А. Влияние различных факторов на боковой износ рельсов через углы набегания и боковые силы при движении тележки в кривой [Текст] / Жаров И.А., Захаров С.М. //Вестник Всесоюз.н.-и. ин-та ж.-д. транспорта.–М.,1999.–№5.–С.3-7.

41 Оптимизация взаимодействия колеса и рельса [Текст] // Железные дороги мира. – 2003. – № 1. – С. 66–70.

42 Жоли Р. Исследование поперечных колебаний железнодорожного экипажа при высоких скоростях движения [Текст] // Железные дороги мира.–1972.– №3.– С. 23-51.

43 Жуковский Н.Е. Теория прибора инженера Ромейко-Гурко [Текст] // Собр. соч. – М.–Л.: Госиздат, 1949. – Т. 3. – С.329-333.

44 Жуковский Н.Е. Трение бандажей железнодорожных колес о рельсы [Текст] // Собр. соч. – М.–Л.: Госиздат, 1950. – Т. 7. – С. 426-478.

45 Захаров С.М. Трибологические аспекты взаимодействия колеса и рельса [Текст] / Захаров С.М., Жаров И.А., Комаровский И.А. // Сб. докладов Межд. конф. ассоциации тяжеловесного движения «Проблемы взаимодействия колеса и рельса» (М., 1999). – Т. 1. – С. 221-228.

46 Иванов В.Н. Конструкция и динамика тепловозов [Текст] – М.:Транспорт, 1974.– 336 с.

47 Иванов И.А. Повышение ресурса колес рельсовых экипажей [Текст]: автореферат дис. д-ра техн. наук. – СПб., 1993. – 37 с.

48 Иванчук Р.С. Совершенствование технологии ремонта колесных пар локомотивов в депо Рыбное [Электронный ресурс]: дипл. проект. – М.: МИИТ, 2014.– 115 с.— Режим доступа: <https://www.bibliofond.ru/view.aspx?id=805962>, свободный.

49 Исаев И.П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами [Текст] / Исаев И.П., Лужнов Ю.М. – М.: Машиностроение, 1985. – 238 с.

50 Исследование взаимодействия пути и подвижного состава в США [Текст] // Железные дороги мира. – 1991. – № 9. – С. 45-48.

51 Казаринов В.М. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов [Текст] / Казаринов В.М., Иноземцев В.Г., Ясенцев В.Ф. – М.: Транспорт, 1968. – 400 с.

52 Калихович В.Н. Повышение долговечности бандажей локомотивов [Текст] / Калихович В.Н., Маркин П.П. // Железнодорожный транспорт.– 1982.–№ 12.– С. 52-55.

53 Калкер И.И. Обзор теории локального скольжения в области упругого контакта с сухим трением [Текст] / Калкер И.И., де Патер А.Д. // Прикладная механика. – 1971. – Т. 7. – Вып. 5. – С. 9-20.

54 Камаев А.А. Исследование на моделях воздействия подвижного состава на путь в кривых [Текст] // Улучшение динамических и экономических характеристик локомотивов. – М.: Машгиз, 1961. – С. 5-42.

55 Камаев А.А. Взаимодействие локомотива и пути в кривых участках [Текст] / Камаев А.А., Михальченко Г.С. // Науч. труды Тульского политех. ин-та. – Тула, 1977. – 67 с.

56 Камаев А.А. К вопросу моделирования факторов, определяющих износ колес и рельсов, на физическом стенде [Текст] / Камаев А.А., Михальченко Г.С. [и др.]. // Науч. труды Омского ин-та инж. ж.-д. транспорта. – Омск, 1975. – Т. 172. Взаимодействие подвижного состава и пути, динамика локомотивов. – С. 49-53.

57 Камаев В.А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава [Текст] – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

58 Кашников В.Н. Управление движением железнодорожных экипажей в кривых участках рельсовой колеи [Текст]: автореф. дис. д-ра техн. наук.– Л., 1984.–32 с.

59 Ковалев Н.А. Боковые колебания подвижного состава [Текст] –М.: Трансжелдориздат, 1957. – 248 с.

60 Коган А.Я. Вертикальные динамические силы, действующие на путь [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М.: Транспорт, 1969. – Вып. 402. – 206 с.

61 Коган А.Я. Поперечные горизонтальные силы, действующие на железнодорожный путь в прямых участках [Текст] / Коган А.Я. [и др.]. // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М.: Транспорт, 1979. – Вып. 619. – 88 с.

62 Колесин Ю.В. Анализ причин интенсивного износа бандажей колесных пар тягового подвижного состава с целью увеличения срока их службы [Текст] /

Колесин Ю.В., Неглинский В.В. // Отчет по науч.-исслед. работе Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М., 1986. – 45 с.

63 Кондрашов В.М. Единые принципы исследования динамики железнодорожных экипажей в теории и эксперименте [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М.: Интекст, 2001. – 188 с.

64 Концепция развития лубрикации в системе «колесо – рельс» [Текст] /ОАО «РЖД». – М., 2008. – 75 с.

65 Королев К.П. Вписывание паровозов в кривые участки пути [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М.: Трансжелдориздат, 1950. – Вып. 37, – 224 с.

66 Коротенко М.Л. К определению сил взаимодействия колес и рельсов [Текст] // Науч. труды Днепропетр. ин-та инж. ж.-д. транспорта. – Днепропетровск, 1972. – Вып. 128. – С. 72-76.

67 Корольков Е.П. Снижение износа колес железнодорожного подвижного состава при конструктивных изменениях ходовых частей [Текст]: автореф. дис. д-ра техн. наук. – М., 1997. – 47 с.

68 Коссов В.С. Улучшение условий взаимодействия колес локомотивов с рельсами [Текст] // Железные дороги мира. – 2000. – № 4. – С. 22-29.

69. Коссов В.С. Влияние лубрикации рельсов на динамические качества и износ гребней колес при движении локомотива в кривых [Текст] // Вопросы транспортного машиностроения: сб. – Брянск: БГТУ, 2000. – С. 31-39.

70 Коссов В.С. Математическая модель пространственных колебаний грузового тепловоза для исследования движения в режиме тяги и выбега [Текст] / Коссов В.С., Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Галичев А.Г. // Труды ВНИТИ, Коломна, 1999. – Вып. 79. – С. 143-158.

71 Коссов В.С. Снижение бокового воздействия на путь как результат применения комбинированной лубрикации рельсов [Текст] / В.С. Коссов, Ю.А. Панин, А.В. Трифонов // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: тез. докл. LXVI Междунар. науч.-практ. конф.– Днепропетровск: 2006.– С.64-65.

72 Коссов В.С. Влияние управляемого изменения коэффициента трения головок рельсов на снижение бокового воздействия на путь и повышение весовых норм грузовых вагонов [Текст] / В.С. Коссов, Ю.А. Панин, В.П. Гриневич, А.В. Трифонов // Вестник Научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава (Вестник ВНИКТИ). – 2014. – № 96. – С. 4-10.

73 Коссов В.С. Пути улучшения динамики шестиосного экипажа в кривых участках пути [Текст] / Коссов В.С., Евстратов А.С., Спиридов А.В., Потехин В.В. // Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта: тез. докладов II Межд. научно-технической конф., т. 2. – М., 1996. – С. 91.

74 Коссов В.С. Компьютерное моделирование динамики навесного модульного рельсосмазывателя [Текст] / Коссов В.С., Погорелов Д.Ю., Пузанов В.А. – М., ЦНИИ ТЭИ МПС, 1998. – № 1 (313) – 40 с.

75 Коссов В.С. Методика расчетно-экспериментальных исследований триботехнической системы колесо-рельс для тягового подвижного состава [Текст] // Труды ВНИТИ. – Коломна, 1998. – Вып. 77. – С. 3-6.

76 Коссов В.С. Факторный анализ в исследованиях триботехнических систем «колесо-рельс» для тягового подвижного состава [Текст] // Подвижной состав 21 века: тез. докладов науч.-техн. конфер. – СПб., 1999. – С. 9-10.

77 Коссов В.С. Трибологические показатели в зоне взаимодействия гребней колесных пар с боковой гранью рельса при лубрикации рельсов смазкой типа РС6В [Текст] / Коссов В.С., Пузанов В.А., Панин Ю.А., Халявин В.С. // Совершенствование подвижного состава и его обслуживание: тез. докладов Всероссийской научно-практич. конф. – СПб., ПГУПС, 1999. – С. 11-12.

78 Коссов В.С. Моделирование энергетического взаимодействия локомотива и пути для различного трибологического состояния колес и рельсов [Текст] // Вестник ВНИИЖТ. – М., 2001. – № 2. – С. 17-19.

79 Коссов В.С. Лубрикация рельсов тяговым локомотивом в составе поезда [Текст] / В.С. Коссов, А.А. Лунин, Ю.А. Панин, В.П., А.В. Трифонов, И.Е. Ильин

// Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ).– 2017 –Т. 76. – № 1. – С. 57-60.

80 Коссов В.С. Снижение силового взаимодействия ходовых частей подвижного состава с рельсами (алгоритмы, моделирование, экспериментальные исследования, технические решения и технологии) [Текст] / Коссов В.С., Пузанов В.А. // Вісн. Східноукр. держ. ун-та. – Луганск, 2000. – № 7 (29). – С. 58-64.

81. Коссов В.С. Воздействие длинносоставных поездов на путь [Текст] / В.С. Коссов, А.А. Лунин, Ю.А. Панин, А.В. Трифонов, И.Е. Ильин // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ).– 2016 –Т. 75.– № 4.– С. 224-232.

82 Коссов В.С. Снижение нагруженности ходовых частей локомотивов и пути [Текст]: дис. д-ра техн. наук. – Коломна, 2001. – 339 с.

83 Коссов В.С. Результаты динамических и по воздействию на путь испытаний поездов повышенной массы и длины [Текст] / В.С. Коссов, В.А. Гапанович, А.А. Лунин, А.В. Спириков, А.В. Трифонов // Техника железных дорог (Вестник Института проблем естественных монополий: Техника железных дорог).– 2018.–№ 2. – С. 82-87.

84 Коссов В.С. В перспективе – комбинированная лубрикация [Текст] / Коссов В.С., Панин Ю.А., Трифонов А.В. // Локомотив. – 2006. – № 12. – С. 32-33.

85 Коссов В.С. Перспективный локомотивный рельсосмазыватель [Текст] /Коссов В.С., Чаркин В.А., Панин Ю.А., Трифонов А.В.//Локомотив.–2012.–№ 4.– С.22-23.

86 Коссов В.С. Технические решения по снижению бокового воздействия подвижного состава на путь и стрелочные переводы [Текст] / Коссов В.С., Панин Ю.А., Трифонов А.В., Кошелев В.И. // Труды ВНИКТИ. – Коломна, 2007. –Вып. 88. – С. 35-49.

87 Коссов В.С. Влияние ширины колеи на показатели динамики, воздействия на путь, сопротивления движению и критерии износа рельсов [Текст] / Коссов В.С., Бидуля А.Л., Березин В.В. Быков В.А., Лунин А.А., Гриневич В.П., Спи-

ров А.В., Трифонов А.В. // Вестник ВНИКТИ. – Коломна, 2010. – Вып. 92.– С. 3-21.

88 Коссов В.С. Способы оценки износостойкости смазочных покрытий для лубрикации рельсов [Текст] / Коссов В.С., Чаркин В.А., Березин В.В., Панин Ю.А., Трифонов А.В. // Вестник ВНИКТИ. – Коломна, 2012. – Вып. 94.– С. 3-17.

89 Коссов В.С. Новая смазка для передвижных рельсосмазывателей [Текст] / Коссов В.С., Чаркин В.А., Березин В.В., Панин Ю.А., Трифонов А.В. // Вестник ВНИКТИ. – Коломна, 2012. – Вып. 94.– С. 37-42.

90 Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах [Текст] – Киев: Техника, 1970. – 396 с.

91 Крагельский И.В. Трение и износ [Текст] – М.: Машиностроение, 1968. – 479 с.

92 Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ [Текст] / Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

93 Креттек О. Современные достижения в исследовании проблемы сцепления [Текст] // Железные дороги мира. – 1974. – № 10. – С. 3-16.

94 Куценко С.М. Динамика неустановившегося движения локомотивов в кривых [Текст] / Куценко С.М., Руссо А.Э., Элбаев Э.П. [и др.]. – Харьков: Выща шк., 1975. – 132 с.

95 Куценко С.М. Установившееся движение локомотивов в кривых участках железнодорожного пути [Текст] – М.: Машгиз, 1954. – С. 4-47.

96 Кумар С. Эффективность лубрикации рельсов : лубрикация рельсов [Текст] // Железные дороги мира. – 2011. – N 1. – С. 65-68

97 Лазарян В.А. Устойчивость движения рельсовых экипажей [Текст] / Лазарян В.А., Длугач Л.А., Коротенко М.Л. – Киев: Наук. думка, 1972. – 198 с.

98 Лужнов Ю.М. Сцепление колес с рельсами. Природа и закономерности [Текст] – М.: ИНТЕКСТ, 2003. – 144 с.

99 Левинзон М. А. Теоретическое исследование причин повышенного бокового износа рельсов в кривых малого радиуса при пропуске грузовых вагонов в поездах повышенной массы [Текст] // Сб. науч. трудов Всесоюз. н.-у. ин-та ж.-д.

транспорта. – М., 1992. Исследование прочности, устойчивости воздействия на путь и технического обслуживания вагонов в поездах повышенной массы и длины. – С. 108-112.

100 Мантурова, Е. А. Экономия топливно-энергетических ресурсов вследствие применения наноматериалов в технологиях лубрикации на железнодорожном транспорте // Молодёжь и наука: Сборник материалов VII Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных, посвященной 50-летию первого полета человека в космос [Электронный ресурс]. — Красноярск: Сибирский федеральный ун-т, 2011. — Режим доступа: <http://conf.sfu-kras.ru/sites/mn2011/section01.html>, свободный.

101 Малахов Р.М. Оценка эффективности смазывания рельсов в эксплуатационных условиях. Железнодорожный транспорт на современном этапе. Задачи и пути их решения [Текст]: сб. науч. тр. ОАО «ВНИИЖТ» – М.: Интекст, 2008. – 288 с.

102 Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств [Текст] / Под ред. Ушкалова В.Ф. – Киев: Наук. думка, 1989. – 240 с.

103 Марье Г. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / Перевод под редакцией Н.А. Бредихина, Н.Т. Митюшина и Ф.В. Пугачевского. – М.: Госжелдориздат, 1933. – 338 с.

104 Марков Д.П. Трибология и ее применение на железнодорожном транспорте [Текст] / Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М.: Интекст, 2007. – 408 с.

105 Марков Д.П. Испытания рельсовых смазочных материалов на экспериментальном кольце ОАО «ВНИИЖТ» [Текст] // Промышленный транспорт XXI век. – 2012. – № 1. – С.49-52.

106 Медель В.Б. Исследования движения железнодорожных экипажей в кривых [Текст] //Тр. Томского электромех. ин-та ж.-д. трансп. – 1956. Вып. 20. – 207 с.

107 Медель В.Б. Основные уравнения динамики подвижного состава железных дорог [Текст] // Науч. труды Моск. эл.-мех. ин-та инж. ж.-д. транспорта. – М.: Трансжелдориздат, 1948. – Вып. 55. –143 с.

108 Мелентьев Л.П. Взаимодействие колес с рельсами и их износ [Текст] // Путь и путевое хозяйство. – 1999. – № 5. С. 6-15.

109 Методика оценки технико-экономической эффективности внедрения ресурсосберегающих технологий и их влияния на сокращение эксплуатационных расходов [Текст] – М.: ВНИИЖТ, 1998.

110 Методические рекомендации по расчету экономического эффекта внедрения научно-технических достижений и передового опыта на железных дорогах – филиалах ОАО «РЖД» [Текст]. Утв. Распоряжением ОАО «РЖД» 21.09.2005. № 1392р.

111 Михальченко Г.С. Разработка методологии выбора структуры и параметров экипажной части многоосных локомотивов и ее реализация при проектировании восьмиосных тепловозов [Текст]: дис. д-ра техн. наук.– Брянск, 1985. – 453 с.

112 Никитенко А.Г. Математическое моделирование динамики электровозов [Текст] / Никитенко А.Г., Плохов Е.М., Зарифьян А.А., Хоменко Б.И. – М., Высш. шк., 1998, – 274 с.

113 Неглинский В.В. Новая технология смазывания рельсов [Текст] / Неглинский В.В., Атамаюк А.М., Щербаков К.Ф. // Железнодорожный транспорт. – 1993. – № 11. – С. 52-55.

114 Никифоров Б.Д. Техническая эксплуатация железных дорог [Текст] / Никифоров Б.Д., Пашинин С.А. – М.: Транспорт, 1982. – 343 с.

115 Новая технология смазывания рельсов [Текст] ЦНИИ ТЭИ МПС, Железнодорожный тр-т за рубежом. Сер. IV Путь и путевое хозяйство, – Вып. 1. – М., 1999, – С. 1-6.

116 О допуске к применению смазок КР-400 и МС-27 [Текст]: распоряжение ОАО «РЖД» от 20.01.2012 г. № 76р. – М., ОАО «РЖД». – 2012. – 40 с.

117 Оценка эффективности смазывания рельсов [Текст] // Железные дороги мира. – 1999. – №4. – С. 67-68.

118 Панин Ю.А. Снижение бокового воздействия подвижного состава на путь применением комбинированной лубрикации рельсов [Текст]: дис. канд. техн. наук. – Коломна, 2005. – 174 с.

119 Панин Ю.А. Снижение бокового воздействия на путь как результат применения комбинированной лубрикации рельсов [Текст] / Панин Ю.А., Коссов В.С., Трифонов А.В. // Труды ВНИКТИ. – Коломна, 2005. – Вып. 85.– С. 159-166.

120 Панин, Ю.А. Технические решения по снижению бокового воздействия подвижного состава на путь и стрелочные переводы [Текст] / Ю.А. Панин, В.С. Коссов, А.В. Трифонов // Исследования узлов и агрегатов подвижного состава: Труды института. – Коломна: Всероссийский Научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава (ВНИКТИ), 2005. – выпуск 88. – С. 35-49.

121 Панин Ю.А. Влияние коэффициента трения на контактных поверхностях головок рельсов на эффективность эксплуатации локомотивов [Текст] / Ю.А. Панин, А.В. Трифонов // Материалы V Международной научно-практической конференции «Техника и технологии, политика и экономика: проблемы и перспективы» (Коломенский институт (филиал) ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет»). – Москва: Московский Политех, 2018. – С. 89-95.

122 Петров Н.П. Давление колес на рельсы железных дорог, прочность рельсов и устойчивость пути [Текст] – Петроград, 1915. – 327 с.

123 Погорелов Д.Ю. Моделирование механических систем с большим числом степеней свободы. Численные методы и алгоритмы [Текст]: автореферат дисс. д-ра физ. мат. наук. – Брянск, 1994. 36 с.

124 Правила тяговых расчетов для поездной работы. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.

125 Прайс-лист ОАО «Подольское ППЖТ» [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. – Режим доступа: <http://ppzt.ru/activity.php?section=4&subsection=1>, свободный. – Загл. с экрана. – Дата обрац.: 14.03.2014.

126 Пузанов В.А. Улучшение динамических качеств электровозов серии ВЛ10 [Текст] / Пузанов В.А., Чаркин В.А., Добрынин Л.К., Коссов В.С., Панин

Ю.А. // Тез. докладов Всероссийской науч. практич. конф. – СПб.: ПГУПС, 1999. – Совершенствование подвижного состава и его обслуживание. – С. 18-19.

127 Регулирование трения в контакте «колесо – рельс» [Текст] // Железные дороги мира. – 1998. – № 3. – С. 45-47.

128 Редькин В.И. Комплексная система снижения интенсивности бокового износа рельсов на Забайкальской ж.д. [Текст]: автореф. дис. канд. техн. наук. – Чита, 1998. – 29 с.

129 Рейфф Р. Передвижные трибометры [Текст] // Железные дороги мира. – 1999. – № 6. – С. 31-33.

130 Регулирование трения в системе колесо-рельс [Текст] // Железные дороги мира. – 2009. – № 7. – С. 71-77.

131 Рельсосмазывающее оборудование для вагона-рельсосмазывателя [Текст]: пат. 94935 Рос. Федерация: МПК В61К 3/02 / Коссов В.С., Чаркин В.А., Березин В.В., Панин Ю.А., Халявин В.С., Трифонов А.В., Егоров А.Ю., Дисветов М.Л.; заявитель и патентообладатель ОАО «РЖД». – № 2010103727/22; заявл. 04.02.2010; опубл. 10.06.2010, Бюл. № 16.

132 Рельсосмазывающее оборудование для вагона-рельсосмазывателя [Текст]: пат.103342 Рос. Федерация: МПК В61К 3/02 / Коссов В.С., Чаркин В.А., Березин В.В., Панин Ю.А., Халявин В.С., Трифонов А.В., Егоров А.Ю., Дисветов М.Л.; заявитель и патентообладатель ОАО «РЖД». – № 2010144831/11; заявл. 02.11.2010; опубл. 10.04.2011, Бюл. № 10.

133 Рельсосмазыватель [Текст] : пат. 109076 Рос. Федерация: МПК В61К 3/02 / Коссов В.С., Чаркин В.А., Березин В.В., Панин Ю.А., Трифонов А.В., Халявин В.С., Егоров А.Ю., Дисветов М.Л., Сариева Т.В., Беляев Ю.И.; заявитель и патентообладатель ОАО «ВНИКТИ». – № 20111119941/11; заявл. 19.05.2011, опубл. 10.10.2011, Бюл. № 28.

134 Рельсосмазыватель локомотивный [Текст] : пат. 109446 Рос. Федерация: МПК В61К 3/02 / Коссов В.С., Чаркин В.А., Березин В.В., Панин Ю.А., Трифонов А.В., Халявин В.С., Егоров А.Ю., Дисветов М.Л., Сариева Т.В., Беляев

Ю.И.; заявитель и патентообладатель ОАО «ВНИКТИ». – № 201111110793/11; заявл. 23.03.2011, опубл. 20.10.2011, Бюл. № 29.

135 Рельсосмазывающее оборудование [Текст]: пат. 114926 Рос. Федерация: МПК В61К 3/02 / Коссов В.С., Чаркин В.А., Панин Ю.А., Трифонов А.В.; заявитель и патентообладатель ОАО «ВНИКТИ». – № 20111145879/11; заявл. 14.11.2011, опубл. 20.04.2012, Бюл. № 11.

136 Ромен Ю.С. Исследование бокового воздействия подвижного состава на путь с применением электронных вычислительных машин [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М.: Транспорт, 1969. – Вып. 385. – С. 71-94.

137 Ромен Ю.С. Методы расчетов динамических процессов в подвижном составе с учетом неровностей железнодорожного пути в эксплуатации [Текст]: автореф. дис. д-ра техн. наук. – М., 1986. – 31 с.

138 Радченко Н.А. Криволинейное движение рельсовых транспортных средств [Текст] – Киев: Наук. думка, 1988. – 216 с.

139 Савоськин А.Н. Об учете влияния характеристик экипажа и пути на возмущения, вызывающие вертикальные колебания рельсовых экипажей [Текст] // Науч. труды Моск. ин-та инж. ж.-д. транспорта. – М., 1970. – Вып. 329. – С. 14-33.

140 Совершенствование условий взаимодействия колеса с рельсом [Текст]. ЦНИИ ТЭИ МПС. Железнодорожный транспорт за рубежом. Сер. IV. Путь и путевое хозяйство. – М., 1998. – Вып. 5-6. – С. 1-4.

141 Трифонов А.В. Исследования влияния трибологического состояния рельсов на взаимодействие подвижного состава и пути методом математического моделирования [Текст] / А.В. Трифонов, В.С. Коссов, Ю.А. Панин, В.А. Быков // Вестник Научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава (Вестник ВНИКТИ). – 2015. – № 97. – С. 5-15.

142 Стратегическая программа обеспечения устойчивого взаимодействия в системе «колесо – рельс» [Текст] : ввод в действие с 29.03.2004; приказ МПС России № 12. – М., ОАО «РЖД». – 2004. – 52 с.

143 Смазочные материалы для лубрикации зоны контакта колес и рельсов [Текст]: Технические требования: утв. ст. вице-президентом ОАО «РЖД» 05.11.2009: ввод в действие с 24.02.2010 распоряжением ОАО «РЖД» № 375р. – М.:ОАО «РЖД», 2010. – 88 с.

144 Способ и система управления устройством для нанесения смазки [Текст]: пат. 2309075 Рос. Федерация: МПК В61К 3/02 / Коссов В.С., Панин Ю.А., Трифонов А.В., Кошелев В.И., Коновалов Е.В., Логинов С.Н.; заявитель и патентообладатель ФГУП ВНИКТИ МПС России. – № 2006114038/11; заявл. 26.04.2006; опубл. 27.10.2007, Бюл. № 30.

145 Статистический отчет о работе железнодорожного транспорта в 2007 году [Текст] – М., ОАО «РЖД», 2008. – 350 с.

146 Статистический отчет о работе железнодорожного транспорта в 2012 году [Текст] – М., ОАО «РЖД», 2013. – 342 с.

147 Трифонов А.В. Технические решения по управлению трением во взаимодействии колес подвижного состава с рельсами [Текст] / А.В. Трифонов, В.С. Коссов [и др.] // Материалы VI Международной научно-практической конференции «Современные проблемы теории машин» (НИЦ «МашиноСтроение»). – 2018. – №6. – С. 67-74.

148 Типовой расчет тормоза грузовых и рефрижераторных вагонов: утв. Упр. вагонного хоз-ва МПС Рос. Федерации 02.08.1996. – М.: ВНИИЖТ. 1996. – 32 с.

149 Трифонов А.В. Способы и средства оценки износостойкости смазочных покрытий для лубрикации рельсов [Текст] / А.В. Трифонов, В.С. Коссов, Ю.А. Панин // Вестник Научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава (Вестник ВНИКТИ).– 2016. – № 98. – С. 14-18.

150 Трифонов А.В. Опыт разработки и перспективы внедрения навигационного устройства управления рельсосмазывателем [Текст] / Трифонов А.В., Коссов В.С., Панин Ю.А., Кошелев В.И., Коновалов Е.В., Логинов С.Н.// Сб. докладов Междунар. науч.-практич. конф. «Современные тенденции развития средств управления на железнодорожном транспорте» (Звенигород, 2006). – С. 118-122.

151 Трифонов А.В. Исследования по применению комбинированной лубрикации рельсов [Текст] / Трифонов А.В., Лунин А.А. // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. – Луганск, 2005. – № 8 (90), – С. 118-121.

152 Трифонов А.В. Математическая модель пространственных колебаний шестиосного локомотива [Текст] / Трифонов А.В., Коссов В.С., Панин Ю.А., Быков В.А. // Вестник ВНИКТИ: [сб. науч. тр.] / ОАО «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (ОАО «ВНИКТИ»). – Коломна, 2013. – Вып. 95. – С. 21-42.

153 Устройство для нанесения смазки и модификатора трения на рельсы [Текст]: пат. 2348557 Рос. Федерация: МПК В61К 3/02 / Коссов В.С., Чаркин В.А., Панин Ю.А., Халявин В.С., Чижиков А.Н., Трифонов А.В., Егоров А.Ю., Дисветов М.Л.; заявитель и патентообладатель ОАО «РЖД». – № 2007141824/11; заявл. 14.11.2007; опубл. 10.03.2009, Бюл. № 7.

154 Устройство для нанесения смазки и модификатора трения на рельсы [Текст]: пат. 2288125 Рос. Федерация: МПК В61К 3/02 / Коссов В.С., Панин Ю.А., Халявин В.С., Чижиков А.Н., Трифонов А.В., Егоров А.Ю.; заявитель и патентообладатель ФГУП «ВНИКТИ» МПС России. – № 2005117455/11; заявл. 07.06.2005; опубл. 27.11.2006, Бюл. № 33.

155 Устройство для нанесения смазки на рельсы [Текст] : пат. 83987 Рос. Федерация: МПК В61К 3/02 / Коссов В.С., Панин Ю.А., Халявин В.С., Чижиков А.Н., Трифонов А.В., Егоров А.Ю.; заявитель и патентообладатель ОАО «ВНИКТИ». – № 2009102920/22; заявл. 29.01.2009; опубл. 27.06.2009, Бюл. № 18.

156 Ушкалов В.Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей [Текст] / Ушкалов В.Ф., Резников Л.М., Редько С.Ф. – Киев: Наук. думка, 1982. – 360 с.

157 Федюнин Ю.П. Исследование боковых колебаний вагона метрополитена с пневмоподвешиванием при воздействии случайных неровностей пути [Текст] / Федюнин Ю.П., Савоськин А.Н., Сердобинцев Е.В. // Труды Акад. коммунальн. хоз-ва. – М., 1975. – Вып. 121. – С. 128-138.

158 Филиппов В.Н. Особенности расчета, анализа и пути улучшения динамических показателей перспективных большегрузных вагонов [Текст]: автореферат. дисс. д-ра техн. наук. – М., 1987. – 44 с.

159 Фришман М.А. Исследование взаимодействия пути и подвижного состава методом кино съемки [Текст] – М.: Трансжелдориздат, 1953. – 115 с.

160 Харрис У.Дж. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса [Текст] / У.Дж. Харрис, С.М. Захаров, Дж. Лангрэн, Х. Турне, В. Эберсен; пер. с англ. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.

161 Хейман Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеи [Текст] – М.: Трансжелдориздат, 1957, – 416 с.

162 Хохлов А.А. Решение экспериментальных задач динамики вагонов [Текст] – М.: МИИТ, 1982. – 105 с.

163 Хусидов В.Д. Колебания грузовых вагонов при нелинейных связях кузова с тележками [Текст] // Вестн. Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М., 1967. – № 1. – С. 26-30.

164 Холодецкий А.А. К вопросу о влиянии скорости и неправильного вида колес на динамические прогибы рельсов. – М., 1915. – 93 с.

165 Холодецкий А.А. Исследование влияния внешних сил на верхнее строение пути // Инженер. – 1898. – № 9. – С. 177-202.

166 Цеглинский К.Ю. Железнодорожный путь в кривых [Текст] – М., 1983. – 155 с.

167. Челноков И.И. Основные направления совершенствования и разработки рессорного подвешивания вагонов для перспективных условий эксплуатации [Текст] / Челноков И.И., Соколов М.М., Левков Г.В.// Тр. Ленингр. ин-та инж. ж.-д. транспорта. – Л., 1977. – Вып. 403. – С. 3-20.

168 Черкашин Ю.М. Динамика наливного поезда [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М., 1975. – Вып. 543. – 136 с.

169 Черкашин Ю.М. Об устойчивости движения железнодорожного подвижного состава [Текст] / Черкашин Ю.М., Шестаков А.Л. // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М., 1982. – Вып. 649. – С. 42-49.

170 Черный В.С. Комплексная технология рельсосмазывания [Текст] / Черный В.С., Богданов В.М., Шаповалов В.В. // Железнодорожный транспорт. – 1999. – № 5 – С. 27-28.

171 Шаповалов В.В. Повышение эффективности лубрикации железнодорожного транспорта [Текст] / Шаповалов В.В., Евдокимов Ю.А., Богданов В.М., Майба И.Л. // Железнодорожный транспорт. – 1993. – № 7. – С. 40-41.

172 Шашков Н.А. Улучшение динамических качеств специальных вагонов с повышенными осевыми нагрузками и ориентацией колесных пар [Текст]: автореф. дис. д-ра техн. наук. – Л., 1985. – 41 с.

173 Шахунянец Г.М. Расчеты верхнего строения пути [Текст] – М.: Трансжелдориздат, 1959. – 261 с.

174 Шестаков В.Н. Аналитическое исследование касания колеса и рельса [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М.: Транспорт, 1966. – Вып. 317. – С. 52-69.

175 Шестаков В.Н. Разработка способов уменьшения поперечных колебаний локомотивов в эксплуатационных условиях с целью повышения допускаемых скоростей движения [Текст]: автореф. дис. д-ра техн. наук. – М. – 32с.

176 Шлифование рельсов в Северной Америке [Текст] // Железные дороги мира. – 1996. – № 8. – С. 62-66.

177. Шульга В.Я. Сферы рационального применения конструкций верхнего строения пути [Текст] // Науч. труды Моск. ин-та инж. ж.-д. транспорта. – М.: Транспорт, 1966. – Вып. 182. – 230 с.

178 Шур Е.А. Повреждения рельсов [Текст] – М.: Транспорт, 1971. – 108 с.

179 Энергетические испытания при смазке боковой поверхности рельса [Текст]: отчет Association of American Railroads (AAR). – Пуэбло, США, 1997.

180 Эффективность смазывания рельсов [Текст] // Железные дороги мира. – 1996. – № 6, – С. 55-62.

181 Эффективность лубрикации рельсов [Текст] // Железные дороги мира. – 2011. – № 1. – С. 65-68.

182 Яковлев В.Ф. Исследование сил взаимодействия, деформаций и напряжений в зоне контакта железнодорожных колес и рельсов [Текст]: автореф. дис. д-ра техн. наук. – Л., 1964. – 31 с.

183 Яковлева Т.Г. Железнодорожный путь [Текст] / Яковлева Т.Г., Карпущенко Н.И., Клинов С.И., Путря Н.Н, Смирнов М.П.– М.: Транспорт, 1999.– 405 с.

184 ADAMS User Guide Mechanical Dynamics [Текст] / Corporated, Ann Arbor. – Michigan U.S.A., 2002. – 64 p.

185 Berthittr Y. The Third Body Concept [Текст] // Proceedings of the 22<sup>nd</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology «Interpretation of Tribological Phenomena-95». Tribology Series 31. Elsevier Science, – Amsterdam, 1996. – 747 p.

186 Bychly I. Führung und Lau des Lokomotivrades im Gleis [Текст] // Schweizerische Bauzeitung. – 1923. – V. 32. – № 2. – S. 119-125.

187 Carter F.W. On the action of locomotive driving wheel [Текст] // Proc. Roy. Soc. – Ser.A. – 1926. – V. 112. – P. 151-157.

188 Eadie D.T., Kalouser J. Sray it on, let'em roll [Текст] // Railuay Agc. – 2001. – № 6. – P. 48–49.

189 Frederich F. Beitrag zur Untersuchung der Kraftschlußbeanspruchungen an Schrägrollenden Schienenfahrzeugräder [Текст]: diss. TU. – Braunschweig, 1969. – 171 s.

190 Joly R. Rail Vehicle Running through Curves Guiding Forces [Текст] / Joly R., Pyrgidis C. // Rail International. – 1990 – № 12. – P. 11-28.

191 Hou K. Rheological Model of Solid Layer in Rolling Contact [Текст] / Hou K., Kalousek J., Magel E. // Wear. – 1997 – V. 211. – P. 134-140.

192 357. Kalker J.J. Some New Results in Rolling Contact [Текст] / Kalker J.J., Piotrowski J. // Vehicle System Dynamics. – 1989. – № 18. – P. 223-242.

193 Kalker J.J. Über die Mechanik des Kontaktes zwischen Rad und Schiene [Текст] // ZEV-Glasers Annalen. – 1978. – V. 102. –№ 7/8. – S. 214-218.

194 Klingel H. Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf gerader Bahn. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwagens in technischer Beziehung [Текст] // Neue Fogle. XX Band. – 1883. – № 4. – S. 113-123.

195 Krettek O. Ein Berechnungsverfahren des Schwingungsverhaltens von Schienenfahrzeugen bei regelloser Erregung [Текст] // ZEV-Glasers Annalen. – 1975. – V.99. – № 1. – S.23-28; № 2. – S.54-56.

196 Kik W. Auswirkungen des Rad- Schiene- Kontakts beim Bogeneinlauf auf eine Antriebsregelung [Текст] // ZEV+DET Glas. Annalen. – 1997. – № 2/3. –S. 234-244.

197 Multibody Systems Handbook / Ed. Schiehlen W. – Berlin: Springer Verlag, 1990. – 432 p.

198 Müller C. T. Dynamische Probleme des Bogenlaufes von Eisenbahnfahrzeugen [Текст] // ZEV-Glasers Annalen. – 1956. – V. 80. – № 8. – S. 233-241.

199 Pater de A.D. On the Reciprocal Pressure between Two Elastic Bodies [Текст] // Proc. of Symp. on Rolling Contact Phenomena. – Amsterdam: Ed. Bidwell, 1962. – P. 29-75.

200 Reiff R.P. Verification of the effectiveness of lubrication of rails. [Текст] / Reiff R.P., Steele R.K., Gudiness T.A. // Railway Track & Structures. –1994. – № 2.

201 Sachs G. Versuche über die Reibung fester Körper [Текст] // Zeitschri für angewandte Math und Mech. – 1924. – Bd. 4. – №. 1.

202 Uebelacker G. Untersuchungen über die Bewegung von Lokomotiven mit Drehgestellen in Bahnkrümmungen [Текст] // Organ J.d.F. Beilage. – 1903.

203 Weber H. Zur direkter Messung der Kräfte zwischen Rad und Schiene [Текст] // Elektrische Bahnen. – 1961. – № 5. – S. 93-110.

204 Zarembski A. Measuring Lubricatures Effectiveness [Текст] // Railway Track And Structures (USA). – 1985. – № 5.

**ПРИЛОЖЕНИЕ А**  
**(справочное)**

**Результаты моделирования движения подвижного состава**

**Таблица А.1 – Грузовой тепловоз. Режим тяги. Кривая R 300 м. Скорость V=1 км/ч. 1-я колесная пара. Вариант 3**

	Коэффициент трения ( $k_f$ )				$F_{ijn}^x$ , кН	$F_{ijn}^y$ , кН	$N_{ijn}$ , кН
	ПК наруж	ПК внутр	ГР наруж	ГР внутр			
Наружный рельс	0,3	0,3	0,3	0,3	10,36466	14,19902	58,81393
	0,3	0,3	0,25	0,3	11,39153	14,37218	61,32954
	0,3	0,3	0,2	0,3	12,41847	14,45145	63,69761
	0,3	0,3	0,15	0,3	13,50314	14,53883	66,30848
	0,3	0,3	0,1	0,3	14,51963	14,43805	68,40904
	0,25	0,25	0,25	0,25	13,61096	10,56612	69,16137
	0,25	0,25	0,2	0,25	14,47353	10,23640	71,14367
	0,25	0,25	0,15	0,25	15,29552	9,84106	72,98173
	0,25	0,25	0,1	0,25	16,07332	9,45224	74,81187
	0,25	0,2	0,25	0,25	18,26015	6,38412	77,83968
	0,25	0,2	0,2	0,25	18,60541	6,03249	78,64088
	0,25	0,2	0,15	0,25	18,85292	5,74732	79,19345
	0,25	0,2	0,1	0,25	19,08691	5,45654	79,71698
	0,25	0,15	0,25	0,25	18,92379	1,12469	75,35879
	0,25	0,15	0,2	0,25	18,92987	1,12869	75,38402
	0,25	0,15	0,15	0,25	18,93077	1,13004	75,38808
	0,25	0,15	0,1	0,25	18,93500	1,13041	75,40507
	0,25	0,1	0,25	0,25	18,70678	0,48540	74,36969
	0,25	0,1	0,2	0,25	18,75429	0,48400	74,55825
	0,25	0,1	0,15	0,25	18,70944	0,48680	74,38041
0,25	0,1	0,1	0,25	18,76466	0,48474	74,59956	
0,3	0,25	0,3	0,3	13,25755	13,76314	63,92092	
0,3	0,2	0,3	0,3	17,53555	11,79838	70,75624	
0,3	0,15	0,3	0,3	22,24393	3,89076	75,03713	
0,3	0,1	0,3	0,3	22,09772	1,27256	73,32929	
Внутренний рельс	0,3	0,3	0,3	0,3	20,60849	22,76702	102,45448
	0,3	0,3	0,25	0,3	21,30357	22,02129	102,22413
	0,3	0,3	0,2	0,3	21,98543	21,27370	102,07103
	0,3	0,3	0,15	0,3	22,58835	20,48849	101,75205
	0,3	0,3	0,1	0,3	23,22375	19,70566	101,62608
	0,25	0,25	0,25	0,25	21,23453	14,49160	103,00218
	0,25	0,25	0,2	0,25	21,72025	13,65731	102,80845
	0,25	0,25	0,15	0,25	22,17381	12,81932	102,64118
	0,25	0,25	0,1	0,25	22,58047	12,04081	102,55952
	0,25	0,2	0,25	0,25	20,11785	6,60572	106,35508
	0,25	0,2	0,2	0,25	20,24418	6,18561	106,26749
	0,25	0,2	0,15	0,25	20,37883	5,87118	106,41608
	0,25	0,2	0,1	0,25	20,46580	5,54257	106,34904
	0,25	0,15	0,25	0,25	16,69017	0,91168	110,73662
	0,25	0,15	0,2	0,25	16,68769	0,91401	110,72124
	0,25	0,15	0,15	0,25	16,69846	0,91573	110,79332
	0,25	0,15	0,1	0,25	16,69051	0,91537	110,74065
	0,25	0,1	0,25	0,25	11,22251	0,28093	111,53665
	0,25	0,1	0,2	0,25	11,21765	0,27936	111,48797
	0,25	0,1	0,15	0,25	11,21379	0,28139	111,45019
0,25	0,1	0,1	0,25	11,22002	0,27959	111,51162	
0,3	0,25	0,3	0,3	19,52702	17,01706	103,71694	
0,3	0,2	0,3	0,3	18,15548	10,77458	105,78717	
0,3	0,15	0,3	0,3	16,66357	2,28242	111,58265	
0,3	0,1	0,3	0,3	11,13869	0,57519	110,84195	

**Таблица А,2** – Грузовой тепловоз. Режим тяги. Кривая R=300 м. Скорость V=1 км/ч. 2-я колесная пара. Вариант 3

	Коэффициент трения ( $k_f$ )				$F_{ijn}^x$ , кН	$F_{ijn}^y$ , кН	$N_{ijn}$ , кН
	ПК наруж	ПК внутр	ГР наруж	ГР внутр			
Наружный рельс	0,3	0,3	0,3	0,3	10,16279	17,06376	66,73377
	0,3	0,3	0,25	0,3	10,76574	17,08723	67,83335
	0,3	0,3	0,2	0,3	11,33804	17,08070	68,83391
	0,3	0,3	0,15	0,3	11,91929	17,09381	69,94713
	0,3	0,3	0,1	0,3	12,40489	17,02844	70,69855
	0,25	0,25	0,25	0,25	14,10553	12,44690	75,81671
	0,25	0,25	0,2	0,25	14,33186	12,36241	76,24526
	0,25	0,25	0,15	0,25	14,53217	12,27740	76,60803
	0,25	0,25	0,1	0,25	14,72532	12,19375	76,96643
	0,25	0,2	0,25	0,25	18,43628	8,36047	81,78987
	0,25	0,2	0,2	0,25	18,46210	8,36384	81,87764
	0,25	0,2	0,15	0,25	18,44007	8,34017	81,75699
	0,25	0,2	0,1	0,25	18,44289	8,33297	81,76643
	0,25	0,15	0,25	0,25	20,51866	0,46227	82,37145
	0,25	0,15	0,2	0,25	20,52440	0,46219	82,38529
	0,25	0,15	0,15	0,25	20,50894	0,46170	82,32025
	0,25	0,15	0,1	0,25	20,51193	0,46369	82,33294
	0,25	0,1	0,25	0,25	21,21981	0,00032	84,33092
	0,25	0,1	0,2	0,25	21,14415	0,00129	84,03027
	0,25	0,1	0,15	0,25	21,27341	-0,00038	84,54393
0,25	0,1	0,1	0,25	21,14470	0,00135	84,03243	
0,3	0,25	0,3	0,3	13,87333	16,25330	71,75917	
0,3	0,2	0,3	0,3	18,79063	13,51944	77,80212	
0,3	0,15	0,3	0,3	24,42818	3,90259	81,71064	
0,3	0,1	0,3	0,3	25,12069	-0,33496	83,26087	
Внутренний рельс	0,3	0,3	0,3	0,3	25,43267	26,92513	123,80487
	0,3	0,3	0,25	0,3	25,92521	26,49050	123,81579
	0,3	0,3	0,2	0,3	26,38832	26,07557	123,85777
	0,3	0,3	0,15	0,3	26,77745	25,60941	123,65049
	0,3	0,3	0,1	0,3	27,19701	25,27141	123,84958
	0,25	0,25	0,25	0,25	25,65322	16,99916	123,30930
	0,25	0,25	0,2	0,25	25,80125	16,79389	123,30880
	0,25	0,25	0,15	0,25	25,92671	16,60005	123,27268
	0,25	0,25	0,1	0,25	26,03400	16,40450	123,18870
	0,25	0,2	0,25	0,25	22,63265	8,06510	120,50476
	0,25	0,2	0,2	0,25	22,61371	8,05545	120,39336
	0,25	0,2	0,15	0,25	22,64052	8,04962	120,50663
	0,25	0,2	0,1	0,25	22,64267	8,03178	120,48516
	0,25	0,15	0,25	0,25	17,58695	0,18930	116,56672
	0,25	0,15	0,2	0,25	17,58555	0,18888	116,55734
	0,25	0,15	0,15	0,25	17,59019	0,18854	116,58794
	0,25	0,15	0,1	0,25	17,59178	0,18924	116,59862
	0,25	0,1	0,25	0,25	11,75693	0,00038	116,81002
	0,25	0,1	0,2	0,25	11,75534	0,00089	116,79418
	0,25	0,1	0,15	0,25	11,74273	0,00002	116,66889
0,25	0,1	0,1	0,25	11,75101	0,00090	116,75124	
0,3	0,25	0,3	0,3	23,89320	19,46639	123,50405	
0,3	0,2	0,3	0,3	21,46365	11,70827	122,57826	
0,3	0,15	0,3	0,3	17,74696	0,82371	117,86003	
0,3	0,1	0,3	0,3	11,63031	-0,07168	115,61924	

**Таблица А.3** – Грузовой тепловоз. Режим тяги. Кривая R=300 м. Скорость V=1 км/ч. 3-я колесная пара. Вариант 3

	Коэффициент трения ( $k_f$ )				$F_{ijn}^x$ , кН	$F_{ijn}^y$ , кН	$N_{ijn}$ , кН
	ПК наруж	ПК внутр	ГР наруж	ГР внутр			
Наружный рельс	0,3	0,3	0,3	0,3	6,99181	8,93720	14,02063
	0,3	0,3	0,25	0,3	6,91679	9,17736	13,80045
	0,3	0,3	0,2	0,3	6,83126	9,38429	13,62864
	0,3	0,3	0,15	0,3	6,73399	9,61042	13,48389
	0,3	0,3	0,1	0,3	6,64429	9,79394	13,29771
	0,25	0,25	0,25	0,25	9,46910	9,52162	7,70411
	0,25	0,25	0,2	0,25	9,41464	9,61585	7,66054
	0,25	0,25	0,15	0,25	9,36347	9,70255	7,61803
	0,25	0,25	0,1	0,25	9,39974	9,76415	7,52168
	0,25	0,2	0,25	0,25	14,64147	7,61552	4,62898
	0,25	0,2	0,2	0,25	14,63463	7,60779	4,65793
	0,25	0,2	0,15	0,25	14,60953	7,61031	4,62088
	0,25	0,2	0,1	0,25	14,58965	7,59478	4,65205
	0,25	0,15	0,25	0,25	15,83372	-12,82753	0,71659
	0,25	0,15	0,2	0,25	15,82888	-12,83579	0,71201
	0,25	0,15	0,15	0,25	15,83035	-12,81005	0,71657
	0,25	0,15	0,1	0,25	15,83543	-12,79497	0,71558
	0,25	0,1	0,25	0,25	21,64659	-1,53349	-0,06709
	0,25	0,1	0,2	0,25	21,72534	-1,50843	-0,07130
	0,25	0,1	0,15	0,25	21,65743	-1,55249	-0,06496
0,25	0,1	0,1	0,25	21,72002	-1,48563	-0,07331	
0,3	0,25	0,3	0,3	10,26736	8,60102	12,24942	
0,3	0,2	0,3	0,3	15,56738	6,74713	9,05735	
0,3	0,15	0,3	0,3	13,04656	-19,09710	2,37921	
0,3	0,1	0,3	0,3	20,95173	-14,05980	1,04927	
Внутренний рельс	0,3	0,3	0,3	0,3	34,38749	6,66426	3,99301
	0,3	0,3	0,25	0,3	34,47990	6,87509	3,91439
	0,3	0,3	0,2	0,3	34,55935	7,05410	3,86887
	0,3	0,3	0,15	0,3	34,57226	7,19722	3,80746
	0,3	0,3	0,1	0,3	34,65858	7,39275	3,79122
	0,25	0,25	0,25	0,25	31,57561	4,95592	0,39688
	0,25	0,25	0,2	0,25	31,57490	5,03994	0,40516
	0,25	0,25	0,15	0,25	31,61258	5,10716	0,40080
	0,25	0,25	0,1	0,25	31,58252	5,13932	0,38558
	0,25	0,2	0,25	0,25	25,37649	2,80829	0,05699
	0,25	0,2	0,2	0,25	25,36128	2,80420	0,05621
	0,25	0,2	0,15	0,25	25,35871	2,82682	0,05778
	0,25	0,2	0,1	0,25	25,36055	2,83034	0,06392
	0,25	0,15	0,25	0,25	15,84510	-5,70859	-0,03318
	0,25	0,15	0,2	0,25	15,85103	-5,71535	-0,03370
	0,25	0,15	0,15	0,25	15,84785	-5,70740	-0,03366
	0,25	0,15	0,1	0,25	15,85528	-5,70662	-0,03303
	0,25	0,1	0,25	0,25	12,08626	-0,70998	-0,06217
	0,25	0,1	0,2	0,25	12,07688	-0,69926	-0,06276
	0,25	0,1	0,15	0,25	12,07070	-0,71585	-0,06170
0,25	0,1	0,1	0,25	12,07602	-0,69135	-0,06325	
0,3	0,25	0,3	0,3	30,79908	4,36433	1,04550	
0,3	0,2	0,3	0,3	25,11590	2,18097	0,15430	
0,3	0,15	0,3	0,3	14,71841	-6,57847	0,02486	
0,3	0,1	0,3	0,3	10,55021	-3,46549	0,01986	

**Таблица А.4** – Грузовой тепловоз. Режим тяги. Кривая R=300 м. Скорость V=30 км/ч. 1-я колесная пара. Вариант 3

	Коэффициент трения ( $k_f$ )				$F_{ijn}^x$ , кН	$F_{ijn}^y$ , кН	$N_{ijn}$ , кН
	ПК наруж	ПК внутр	ГР наруж	ГР внутр			
Наружный рельс	0,3	0,3	0,3	0,3	6,95935	17,32151	62,92080
	0,3	0,3	0,25	0,3	8,02582	17,79213	65,73787
	0,3	0,3	0,2	0,3	9,13528	18,18522	68,49240
	0,3	0,3	0,15	0,3	10,28246	18,50311	71,19801
	0,3	0,3	0,1	0,3	11,46633	18,74571	73,86722
	0,25	0,25	0,25	0,25	9,74311	14,90807	71,90771
	0,25	0,25	0,2	0,25	10,72989	14,94957	74,25944
	0,25	0,25	0,15	0,25	11,72592	14,91777	76,53603
	0,25	0,25	0,1	0,25	12,71667	14,80988	78,70518
	0,25	0,2	0,25	0,25	12,60919	14,17056	76,55724
	0,25	0,2	0,2	0,25	13,50137	13,97555	78,39696
	0,25	0,2	0,15	0,25	14,37961	13,73292	80,19018
	0,25	0,2	0,1	0,25	15,22570	13,42397	81,83564
	0,25	0,15	0,25	0,25	16,65579	11,78071	81,38792
	0,25	0,15	0,2	0,25	17,29780	11,38393	82,58377
	0,25	0,15	0,15	0,25	17,88914	10,96930	83,66119
	0,25	0,15	0,1	0,25	18,43747	10,55393	84,67170
	0,25	0,1	0,25	0,25	20,73526	3,43868	83,64752
	0,25	0,1	0,2	0,25	20,72889	3,43230	83,61798
	0,25	0,1	0,15	0,25	20,73457	3,43604	83,64296
0,25	0,1	0,1	0,25	20,73213	3,43384	83,63185	
0,3	0,25	0,3	0,3	9,11826	17,68327	67,00489	
0,3	0,2	0,3	0,3	11,98811	17,58720	71,63435	
0,3	0,15	0,3	0,3	15,93500	16,42813	76,03282	
0,3	0,1	0,3	0,3	22,02398	12,05241	83,69513	
Внутренний рельс	0,3	0,3	0,3	0,3	15,25229	25,85758	100,51331
	0,3	0,3	0,25	0,3	16,10661	25,22073	100,19637
	0,3	0,3	0,2	0,3	16,93821	24,57214	99,92978
	0,3	0,3	0,15	0,3	17,74342	23,90824	99,69333
	0,3	0,3	0,1	0,3	18,51507	23,21505	99,43264
	0,25	0,25	0,25	0,25	16,23020	19,22753	101,10104
	0,25	0,25	0,2	0,25	16,87880	18,59589	100,91110
	0,25	0,25	0,15	0,25	17,49797	17,94182	100,70561
	0,25	0,25	0,1	0,25	18,09217	17,27834	100,53125
	0,25	0,2	0,25	0,25	15,03847	13,80698	102,54026
	0,25	0,2	0,2	0,25	15,47640	13,28501	102,44672
	0,25	0,2	0,15	0,25	15,88551	12,75499	102,32986
	0,25	0,2	0,1	0,25	16,27581	12,22041	102,23429
	0,25	0,15	0,25	0,25	13,32403	8,15786	103,70718
	0,25	0,15	0,2	0,25	13,54074	7,78773	103,67837
	0,25	0,15	0,15	0,25	13,73978	7,42887	103,66012
	0,25	0,15	0,1	0,25	13,91375	7,08186	103,59973
	0,25	0,1	0,25	0,25	10,99522	1,49459	110,33560
	0,25	0,1	0,2	0,25	10,99929	1,49332	110,37378
	0,25	0,1	0,15	0,25	10,99546	1,49373	110,33675
0,25	0,1	0,1	0,25	10,99671	1,49326	110,34841	
0,3	0,25	0,3	0,3	14,63559	20,63992	101,65079	
0,3	0,2	0,3	0,3	13,58789	15,37985	103,05421	
0,3	0,15	0,3	0,3	11,97800	10,08815	103,88297	
0,3	0,1	0,3	0,3	9,64316	4,62018	106,67663	

**Таблица А.5** – Грузовой тепловоз. Режим тяги. Кривая R=300 м. Скорость V=30 км/ч. 2-я колесная пара. Вариант 3

	Коэффициент трения ( $k_f$ )				$F_{ijn}^x$ , кН	$F_{ijn}^y$ , кН	$N_{ijn}$ , кН
	ПК наруж	ПК внутр	ГР наруж	ГР внутр			
Наружный рельс	0,3	0,3	0,3	0,3	5,41335	20,12638	69,97974
	0,3	0,3	0,25	0,3	6,33203	20,35096	71,52329
	0,3	0,3	0,2	0,3	7,24679	20,51996	72,99069
	0,3	0,3	0,15	0,3	8,15208	20,64237	74,40227
	0,3	0,3	0,1	0,3	9,05070	20,73494	75,81038
	0,25	0,25	0,25	0,25	8,91488	17,06250	77,37139
	0,25	0,25	0,2	0,25	9,64261	16,99940	78,51160
	0,25	0,25	0,15	0,25	10,33811	16,91020	79,59062
	0,25	0,25	0,1	0,25	10,99765	16,79619	80,59419
	0,25	0,2	0,25	0,25	12,64776	15,97621	81,79778
	0,25	0,2	0,2	0,25	13,19716	15,78404	82,55260
	0,25	0,2	0,15	0,25	13,70936	15,59205	83,27488
	0,25	0,2	0,1	0,25	14,17386	15,39190	83,90161
	0,25	0,15	0,25	0,25	17,55821	12,69861	86,58998
	0,25	0,15	0,2	0,25	17,78047	12,53873	86,88312
	0,25	0,15	0,15	0,25	17,97314	12,38654	87,12117
	0,25	0,15	0,1	0,25	18,14876	12,25831	87,37702
	0,25	0,1	0,25	0,25	21,36481	7,82653	89,79632
	0,25	0,1	0,2	0,25	21,36032	7,82502	89,76353
	0,25	0,1	0,15	0,25	21,36138	7,82419	89,78784
0,25	0,1	0,1	0,25	21,36164	7,82623	89,78645	
0,3	0,25	0,3	0,3	8,04240	20,42256	73,60075	
0,3	0,2	0,3	0,3	11,71894	20,05591	77,82064	
0,3	0,15	0,3	0,3	16,58299	18,24569	82,11795	
0,3	0,1	0,3	0,3	22,78237	13,67908	88,00266	
Внутренний рельс	0,3	0,3	0,3	0,3	19,08341	28,65232	117,22121
	0,3	0,3	0,25	0,3	19,91991	28,17189	117,17325
	0,3	0,3	0,2	0,3	20,71329	27,69102	117,15889
	0,3	0,3	0,15	0,3	21,46084	27,20762	117,15565
	0,3	0,3	0,1	0,3	22,15590	26,71047	117,11191
	0,25	0,25	0,25	0,25	19,86688	21,37077	117,53478
	0,25	0,25	0,2	0,25	20,36761	20,91281	117,50640
	0,25	0,25	0,15	0,25	20,83017	20,46894	117,48606
	0,25	0,25	0,1	0,25	21,25797	20,04258	117,48256
	0,25	0,2	0,25	0,25	18,10370	14,84702	117,73740
	0,25	0,2	0,2	0,25	18,37319	14,53266	117,75251
	0,25	0,2	0,15	0,25	18,61366	14,23125	117,73584
	0,25	0,2	0,1	0,25	18,83695	13,95445	117,76197
	0,25	0,15	0,25	0,25	15,42115	8,30941	116,51941
	0,25	0,15	0,2	0,25	15,49643	8,18334	116,51419
	0,25	0,15	0,15	0,25	15,56527	8,06984	116,52682
	0,25	0,15	0,1	0,25	15,61858	7,96648	116,49227
	0,25	0,1	0,25	0,25	11,43827	0,06170	113,92354
	0,25	0,1	0,2	0,25	11,44169	0,06208	113,95763
	0,25	0,1	0,15	0,25	11,43898	0,06164	113,93129
0,25	0,1	0,1	0,25	11,43992	0,06171	113,93981	
0,3	0,25	0,3	0,3	18,25312	22,65909	117,49732	
0,3	0,2	0,3	0,3	16,66527	16,39556	117,70563	
0,3	0,15	0,3	0,3	14,19038	10,31951	116,79651	
0,3	0,1	0,3	0,3	10,67145	4,62157	116,17639	

**Таблица А.6** – Грузовой тепловоз, Режим тяги. Кривая R=300 м. Скорость V=30 км/ч. 3-я колесная пара. Вариант 3

	Коэффициент трения ( $k_f$ )				$F_{ijn}^x$ , кН	$F_{ijn}^y$ , кН	$N_{ijn}$ , кН
	ПК наруж	ПК внутр	ГР наруж	ГР внутр			
Наружный рельс	0.3	0.3	0.3	0.3	-2.50567	9.52222	92.97165
	0.3	0.3	0.25	0.3	-2.54809	9.90024	92.69084
	0.3	0.3	0.2	0.3	-2.59408	10.25935	92.37005
	0.3	0.3	0.15	0.3	-2.63875	10.59900	92.03888
	0.3	0.3	0.1	0.3	-2.66601	10.91683	91.78505
	0.25	0.25	0.25	0.25	3.63728	8.15932	93.84907
	0.25	0.25	0.2	0.25	3.60786	8.44172	93.63021
	0.25	0.25	0.15	0.25	3.57782	8.70136	93.44851
	0.25	0.25	0.1	0.25	3.54799	8.94550	93.24739
	0.25	0.2	0.25	0.25	10.06441	5.04651	95.80676
	0.25	0.2	0.2	0.25	10.04065	5.22985	95.64658
	0.25	0.2	0.15	0.25	10.02905	5.39177	95.53395
	0.25	0.2	0.1	0.25	10.00510	5.54841	95.41463
	0.25	0.15	0.25	0.25	16.33649	1.57759	97.63956
	0.25	0.15	0.2	0.25	16.32759	1.66451	97.56692
	0.25	0.15	0.15	0.25	16.31448	1.74565	97.48693
	0.25	0.15	0.1	0.25	16.31080	1.80667	97.47864
	0.25	0.1	0.25	0.25	17.57656	-15.92290	96.76115
	0.25	0.1	0.2	0.25	17.57266	-15.91329	96.72021
	0.25	0.1	0.15	0.25	17.57725	-15.91750	96.74909
0.25	0.1	0.1	0.25	17.57693	-15.91841	96.74325	
0.3	0.25	0.3	0.3	3.73725	7.38291	94.52098	
0.3	0.2	0.3	0.3	10.14900	4.23016	96.39950	
0.3	0.15	0.3	0.3	16.44671	0.43088	98.52872	
0.3	0.1	0.3	0.3	22.45411	-3.77054	100.36581	
Внутренний рельс	0.3	0.3	0.3	0.3	36.93324	3.55460	124.91501
	0.3	0.3	0.25	0.3	36.97499	3.84494	125.19685
	0.3	0.3	0.2	0.3	37.01785	4.12873	125.48862
	0.3	0.3	0.15	0.3	37.06064	4.40467	125.78521
	0.3	0.3	0.1	0.3	37.08644	4.65479	126.01438
	0.25	0.25	0.25	0.25	30.74452	2.33536	123.92947
	0.25	0.25	0.2	0.25	30.77250	2.49526	124.10558
	0.25	0.25	0.15	0.25	30.79939	2.64272	124.27539
	0.25	0.25	0.1	0.25	30.82716	2.78421	124.44911
	0.25	0.2	0.25	0.25	24.26389	0.86981	121.94095
	0.25	0.2	0.2	0.25	24.28520	0.94305	122.06926
	0.25	0.2	0.15	0.25	24.29410	1.00730	122.13390
	0.25	0.2	0.1	0.25	24.31563	1.07124	122.26302
	0.25	0.15	0.25	0.25	17.92372	-0.13072	119.04558
	0.25	0.15	0.2	0.25	17.92998	-0.11021	119.08770
	0.25	0.15	0.15	0.25	17.93935	-0.09005	119.15253
	0.25	0.15	0.1	0.25	17.93998	-0.07471	119.15969
	0.25	0.1	0.25	0.25	10.07551	-4.10471	108.42179
	0.25	0.1	0.2	0.25	10.07860	-4.10480	108.44966
	0.25	0.1	0.15	0.25	10.07644	-4.10465	108.43024
0.25	0.1	0.1	0.25	10.07611	-4.10463	108.42648	
0.3	0.25	0.3	0.3	30.63684	1.80878	123.31065	
0.3	0.2	0.3	0.3	24.16949	0.51131	121.37343	
0.3	0.15	0.3	0.3	17.82289	-0.42549	118.34042	
0.3	0.1	0.3	0.3	11.66057	-0.81275	116.40062	

**Таблица А.7** – Грузеный полувагон. Кривая R=300 м. Скорость V=30 км/ч. 1-я колесная пара. Вариант 3

	Коэффициент трения ( $k_f$ )				$F_{ijn}^x$ , кН	$F_{ijn}^y$ , кН	$N_{ijn}$ , кН
	ПК наруж	ПК внутр	ГР наруж	ГР внутр			
Наружный рельс	0.3	0.3	0.3	0.3	-8.33126	17.81241	66.62993
	0.3	0.3	0.25	0.3	-7.15816	18.35848	66.11613
	0.3	0.3	0.2	0.3	-6.04725	18.95855	66.54146
	0.3	0.3	0.15	0.3	-4.91142	19.63612	67.61279
	0.3	0.3	0.1	0.3	-3.79633	20.40445	69.28891
	0.25	0.25	0.25	0.25	-6.35630	16.63211	71.48083
	0.25	0.25	0.2	0.25	-5.51477	17.19821	72.43289
	0.25	0.25	0.15	0.25	-4.36274	17.81548	73.49179
	0.25	0.25	0.1	0.25	-3.38875	18.43488	75.06529
	0.25	0.2	0.25	0.25	-6.24553	17.57469	74.80235
	0.25	0.2	0.2	0.25	-5.23598	18.18112	75.81601
	0.25	0.2	0.15	0.25	-4.20899	18.79218	77.12512
	0.25	0.2	0.1	0.25	-3.19955	19.35380	78.52321
	0.25	0.15	0.25	0.25	-5.84659	18.67232	78.40496
	0.25	0.15	0.2	0.25	-4.92297	19.23766	79.53250
	0.25	0.15	0.15	0.25	-3.91562	19.77771	80.70598
	0.25	0.15	0.1	0.25	-3.01414	20.29684	82.10318
	0.25	0.1	0.25	0.25	-5.36058	19.83566	82.15162
	0.25	0.1	0.2	0.25	-4.46421	20.32230	83.14706
	0.25	0.1	0.15	0.25	-3.57855	20.79949	84.29770
0.25	0.1	0.1	0.25	-2.70160	21.25254	85.53430	
0.3	0.25	0.3	0.3	-8.10552	18.58452	67.99776	
0.3	0.2	0.3	0.3	-7.94777	19.69790	70.98871	
0.3	0.15	0.3	0.3	-7.62703	20.98209	74.46836	
0.3	0.1	0.3	0.3	-7.11863	22.33650	78.13695	
Внутренний рельс	0.3	0.3	0.3	0.3	-5.74471	34.15215	127.2511
	0.3	0.3	0.25	0.3	-4.72124	36.02832	127.2489
	0.3	0.3	0.2	0.3	-3.42986	37.25078	127.26
	0.3	0.3	0.15	0.3	-2.1043	37.90329	127.164
	0.3	0.3	0.1	0.3	-0.84014	38.11178	127.1034
	0.25	0.25	0.25	0.25	-3.85827	30.99425	127.1465
	0.25	0.25	0.2	0.25	-2.658	31.41652	127.1024
	0.25	0.25	0.15	0.25	-1.55848	31.69742	127.0242
	0.25	0.25	0.1	0.25	-0.22286	31.73845	126.959
	0.25	0.2	0.25	0.25	-2.71433	25.18381	126.9792
	0.25	0.2	0.2	0.25	-1.76658	25.31376	126.939
	0.25	0.2	0.15	0.25	-0.89639	25.35333	126.853
	0.25	0.2	0.1	0.25	-0.16297	25.34196	126.7127
	0.25	0.15	0.25	0.25	-1.63415	18.9324	126.7431
	0.25	0.15	0.2	0.25	-0.95615	18.9776	126.7186
	0.25	0.15	0.15	0.25	-0.37694	18.98772	126.6395
	0.25	0.15	0.1	0.25	0.144171	18.96517	126.469
	0.25	0.1	0.25	0.25	-0.74439	12.62138	126.0322
	0.25	0.1	0.2	0.25	-0.3452	12.63504	125.99
	0.25	0.1	0.15	0.25	0.015853	12.63025	125.8959
0.25	0.1	0.1	0.25	0.326462	12.62303	125.867	
0.3	0.25	0.3	0.3	-4.89373	30.44197	126.8585	
0.3	0.2	0.3	0.3	-3.57666	24.9972	126.6597	
0.3	0.15	0.3	0.3	-2.24912	18.86247	126.6995	
0.3	0.1	0.3	0.3	-1.15999	12.58146	126.2177	

**Таблица А.8** – Грузеный полувагон. Кривая R=300 м. Скорость V=30 км/ч. 2-я колесная пара. Вариант 3

	Коэффициент трения ( $k_f$ )				$F_{ijn}^x$ , кН	$F_{ijn}^y$ , кН	$N_{ijn}$ , кН
	ПК наруж	ПК внутр	ГР наруж	ГР внутр			
Наружный рельс	0.3	0.3	0.3	0.3	12.59245	17.29	91.08148
	0.3	0.3	0.25	0.3	14.16357	18.12	88.14814
	0.3	0.3	0.2	0.3	16.51391	19.52	83.4251
	0.3	0.3	0.15	0.3	18.82814	20.87	78.46446
	0.3	0.3	0.1	0.3	20.44238	21.53	73.39965
	0.25	0.25	0.25	0.25	13.68176	17.25	88.32036
	0.25	0.25	0.2	0.25	15.34598	18.09	84.95955
	0.25	0.25	0.15	0.25	17.13609	18.94	80.57669
	0.25	0.25	0.1	0.25	18.19658	19.15	77.34851
	0.25	0.2	0.25	0.25	14.74202	17.91	87.10744
	0.25	0.2	0.2	0.25	16.52919	18.86	83.8185
	0.25	0.2	0.15	0.25	18.1038	19.54	80.57852
	0.25	0.2	0.1	0.25	19.11574	19.85	79.62936
	0.25	0.15	0.25	0.25	16.46432	19.04	85.87169
	0.25	0.15	0.2	0.25	18.14089	19.90	83.58068
	0.25	0.15	0.15	0.25	19.4025	20.42	82.44976
	0.25	0.15	0.1	0.25	20.14895	20.69	82.7189
	0.25	0.1	0.25	0.25	18.86952	20.57	86.14793
	0.25	0.1	0.2	0.25	19.93584	21.08	85.653
	0.25	0.1	0.15	0.25	20.68232	21.38	85.69479
0.25	0.1	0.1	0.25	21.19903	21.56	86.02869	
0.3	0.25	0.3	0.3	13.21146	17.66	90.28412	
0.3	0.2	0.3	0.3	14.66136	18.63	88.11228	
0.3	0.15	0.3	0.3	16.74506	20.10	86.04949	
0.3	0.1	0.3	0.3	19.53609	22.01	85.66683	
Внутренний рельс	0.3	0.3	0.3	0.3	5.25015	12.92324	125.6761
	0.3	0.3	0.25	0.3	4.59689	15.8652	125.8391
	0.3	0.3	0.2	0.3	3.520729	20.76481	125.9273
	0.3	0.3	0.15	0.3	2.696746	26.52993	126.0704
	0.3	0.3	0.1	0.3	1.867683	33.51067	126.3645
	0.25	0.25	0.25	0.25	3.862709	16.1546	125.7918
	0.25	0.25	0.2	0.25	3.206333	19.83125	125.9716
	0.25	0.25	0.15	0.25	2.296148	25.01222	126.0767
	0.25	0.25	0.1	0.25	1.713659	29.71677	126.3191
	0.25	0.2	0.25	0.25	3.188855	16.63268	125.8328
	0.25	0.2	0.2	0.25	2.485251	19.97809	125.839
	0.25	0.2	0.15	0.25	1.80645	23.35375	126.0543
	0.25	0.2	0.1	0.25	1.589662	24.99389	126.2041
	0.25	0.15	0.25	0.25	2.332782	16.03796	125.7758
	0.25	0.15	0.2	0.25	1.844296	17.76593	125.8749
	0.25	0.15	0.15	0.25	1.535005	18.63778	125.9649
	0.25	0.15	0.1	0.25	1.557876	18.85012	126.1121
	0.25	0.1	0.25	0.25	1.574185	12.08041	125.6816
	0.25	0.1	0.2	0.25	1.480716	12.29297	125.7117
	0.25	0.1	0.15	0.25	1.460065	12.40424	125.7896
0.25	0.1	0.1	0.25	1.388099	12.48516	125.8836	
0.3	0.25	0.3	0.3	4.835941	13.36245	125.7684	
0.3	0.2	0.3	0.3	3.726776	14.61212	125.7812	
0.3	0.15	0.3	0.3	2.643756	14.74422	125.7374	
0.3	0.1	0.3	0.3	1.95591	11.58496	125.6532	

**Таблица А.9** – Порожний полувагон. Кривая R=300 м. Скорость V=30 км/ч. 1-я колесная пара. Вариант 3

	Коэффициент трения ( $k_f$ )				$F_{ijn}^x$ , кН	$F_{ijn}^y$ , кН	$N_{ijn}$ , кН
	ПК наруж	ПК внутр	ГР наруж	ГР внутр			
Наружный рельс	0.3	0.3	0.3	0.3	-2.1753	4.400991	16.43594
	0.3	0.3	0.25	0.3	-1.93902	4.601552	16.69775
	0.3	0.3	0.2	0.3	-1.69627	4.806901	17.03305
	0.3	0.3	0.15	0.3	-1.43779	5.013758	17.4186
	0.3	0.3	0.1	0.3	-1.16713	5.220758	17.85726
	0.25	0.25	0.25	0.25	-1.7171	4.192004	18.16645
	0.25	0.25	0.2	0.25	-1.49749	4.359625	18.47444
	0.25	0.25	0.15	0.25	-1.26959	4.523005	18.81837
	0.25	0.25	0.1	0.25	-1.03646	4.684109	19.21011
	0.25	0.2	0.25	0.25	-1.67123	4.436055	18.99666
	0.25	0.2	0.2	0.25	-1.45293	4.593809	19.29918
	0.25	0.2	0.15	0.25	-1.22703	4.746735	19.63114
	0.25	0.2	0.1	0.25	-0.99834	4.893633	19.99178
	0.25	0.15	0.25	0.25	-1.60684	4.689123	19.85407
	0.25	0.15	0.2	0.25	-1.39159	4.833574	20.13961
	0.25	0.15	0.15	0.25	-1.17098	4.974241	20.45425
	0.25	0.15	0.1	0.25	-0.94417	5.108171	20.78629
	0.25	0.1	0.25	0.25	-1.52494	4.953348	20.74696
	0.25	0.1	0.2	0.25	-1.31345	5.085058	21.01627
	0.25	0.1	0.15	0.25	-1.09425	5.210954	21.30013
	0.25	0.1	0.1	0.25	-0.86964	5.32919	21.59401
	0.3	0.25	0.3	0.3	-2.15875	4.676781	17.22229
	0.3	0.2	0.3	0.3	-2.11603	4.964421	18.02811
	0.3	0.15	0.3	0.3	-2.05599	5.262672	18.86464
0.3	0.1	0.3	0.3	-1.97109	5.578141	19.74611	
Внутренний рельс	0.3	0.3	0.3	0.3	-1.47062	8.252698	28.08358
	0.3	0.3	0.25	0.3	-1.08749	8.329632	28.07294
	0.3	0.3	0.2	0.3	-0.71206	8.3707	28.05059
	0.3	0.3	0.15	0.3	-0.361	8.381962	28.00607
	0.3	0.3	0.1	0.3	-0.04069	8.370798	27.94154
	0.25	0.25	0.25	0.25	-0.84742	6.944196	28.03788
	0.25	0.25	0.2	0.25	-0.54182	6.971867	28.0171
	0.25	0.25	0.15	0.25	-0.25537	6.979831	27.97965
	0.25	0.25	0.1	0.25	0.008753	6.968736	27.91562
	0.25	0.2	0.25	0.25	-0.57837	5.554503	27.97453
	0.25	0.2	0.2	0.25	-0.34281	5.569761	27.94782
	0.25	0.2	0.15	0.25	-0.12138	5.572095	27.91119
	0.25	0.2	0.1	0.25	0.085013	5.561761	27.85663
	0.25	0.15	0.25	0.25	-0.34337	4.165364	27.91592
	0.25	0.15	0.2	0.25	-0.17281	4.172258	27.88807
	0.25	0.15	0.15	0.25	-0.01032	4.169955	27.84898
	0.25	0.15	0.1	0.25	0.1425	4.161474	27.81112
	0.25	0.1	0.25	0.25	-0.14967	2.775262	27.76256
	0.25	0.1	0.2	0.25	-0.03664	2.777051	27.74289
	0.25	0.1	0.15	0.25	0.071568	2.773574	27.71885
	0.25	0.1	0.1	0.25	0.173763	2.766111	27.69461
	0.3	0.25	0.3	0.3	-1.11511	6.900518	28.02894
	0.3	0.2	0.3	0.3	-0.7894	5.524825	27.96336
	0.3	0.15	0.3	0.3	-0.49951	4.147042	27.90483
0.3	0.1	0.3	0.3	-0.25601	2.766661	27.7573	

**Таблица А.10** – Порожний полувагон. Кривая R=300 м. Скорость V=30 км/ч. 2-я колесная пара. Вариант 3

	Коэффициент трения ( $k_f$ )				$F_{ijn}^x$ , кН	$F_{ijn}^y$ , кН	$N_{ijn}$ , кН
	ПК наруж	ПК внутр	ГР наруж	ГР внутр			
Наружный рельс	0.3	0.3	0.3	0.3	-3.84185	3.301049	21.87902
	0.3	0.3	0.25	0.3	-3.59869	3.720428	21.05375
	0.3	0.3	0.2	0.3	-3.26017	4.174011	20.15184
	0.3	0.3	0.15	0.3	-2.82608	4.613827	19.34571
	0.3	0.3	0.1	0.3	-2.28801	4.98871	18.77018
	0.25	0.25	0.25	0.25	-3.21981	3.422002	21.50978
	0.25	0.25	0.2	0.25	-2.90218	3.783467	20.84447
	0.25	0.25	0.15	0.25	-2.50326	4.138806	20.2741
	0.25	0.25	0.1	0.25	-2.05307	4.431283	19.94329
	0.25	0.2	0.25	0.25	-3.03796	3.762518	21.4494
	0.25	0.2	0.2	0.25	-2.71697	4.104982	21.00825
	0.25	0.2	0.15	0.25	-2.33013	4.426335	20.6866
	0.25	0.2	0.1	0.25	-1.9295	4.678852	20.57263
	0.25	0.15	0.25	0.25	-2.77247	4.191931	21.64122
	0.25	0.15	0.2	0.25	-2.46356	4.48561	21.42009
	0.25	0.15	0.15	0.25	-2.12138	4.737253	21.3014
	0.25	0.15	0.1	0.25	-1.76545	4.944038	21.27478
	0.25	0.1	0.25	0.25	-2.39566	4.61119	22.21106
	0.25	0.1	0.2	0.25	-2.13654	4.829038	22.10996
	0.25	0.1	0.15	0.25	-1.85716	5.023734	22.06163
0.25	0.1	0.1	0.25	-1.57269	5.184098	22.06425	
0.3	0.25	0.3	0.3	-3.7187	3.619473	21.53434	
0.3	0.2	0.3	0.3	-3.55331	4.025407	21.32774	
0.3	0.15	0.3	0.3	-3.29129	4.540456	21.37157	
0.3	0.1	0.3	0.3	-2.86576	5.038563	21.83159	
Внутренний рельс	0.3	0.3	0.3	0.3	1.894064	4.277875	28.15226
	0.3	0.3	0.25	0.3	1.611933	5.165458	28.1839
	0.3	0.3	0.2	0.3	1.353848	6.182257	28.2285
	0.3	0.3	0.15	0.3	1.187755	7.161155	28.29378
	0.3	0.3	0.1	0.3	1.098656	7.965295	28.38075
	0.25	0.25	0.25	0.25	1.434721	4.810875	28.18325
	0.25	0.25	0.2	0.25	1.239466	5.560925	28.21774
	0.25	0.25	0.15	0.25	1.108065	6.248963	28.27277
	0.25	0.25	0.1	0.25	1.066519	6.725544	28.35244
	0.25	0.2	0.25	0.25	1.257716	4.512022	28.17896
	0.25	0.2	0.2	0.25	1.14393	4.940121	28.2162
	0.25	0.2	0.15	0.25	1.070167	5.277308	28.26303
	0.25	0.2	0.1	0.25	1.067043	5.461688	28.32556
	0.25	0.15	0.25	0.25	1.121458	3.718253	28.16672
	0.25	0.15	0.2	0.25	1.068038	3.886793	28.20037
	0.25	0.15	0.15	0.25	1.042684	3.995141	28.23828
	0.25	0.15	0.1	0.25	1.034807	4.058172	28.28163
	0.25	0.1	0.25	0.25	1.018615	2.441263	28.14247
	0.25	0.1	0.2	0.25	0.994856	2.498822	28.16678
	0.25	0.1	0.15	0.25	0.978526	2.541813	28.18769
0.25	0.1	0.1	0.25	0.97735	2.568438	28.21245	
0.3	0.25	0.3	0.3	1.619764	4.411483	28.15638	
0.3	0.2	0.3	0.3	1.391124	4.235571	28.15893	
0.3	0.15	0.3	0.3	1.205716	3.572541	28.14346	
0.3	0.1	0.3	0.3	1.049523	2.380915	28.11337	