

**Харламов Павел Викторович**

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ  
«ПУТЬ-ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ»  
ТЕРМОМЕТАЛЛОПЛАКИРОВАНИЕМ  
ФРИКЦИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КОЛЕСА И РЕЛЬСА**

Специальности: 2.5.3 – «Трение и износ в машинах»  
2.9.3 (05.22.07) – «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация»

Автореферат  
диссертации на соискание учёной степени  
доктора технических наук

Ростов-на-Дону  
2022

Работа выполнена на кафедре «Транспортные машины и триботехника» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Ростовский государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВО РГУПС)

**Научные консультанты:**

**по специальности 2.5.3 -**

**Колесников Игорь Владимирович**,  
доктор технических наук, профессор Российской академии наук, заведующий НИЛ «Нанотехнологии и новые материалы» НИЦ НТ НИЧ ФГБОУ ВО РГУПС;

**по специальности 2.9.3 (05.22.07) -**

**Шаповалов Владимир Владимирович**,  
доктор технических наук, профессор кафедры «Транспортные машины и триботехника» ФГБОУ ВО РГУПС;

**Официальные оппоненты:**

**Памфилов Евгений Анатольевич** - доктор технических наук, профессор кафедры «Триботехническое материаловедение и технологии материалов» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», г. Брянск;

**Бутенко Виктор Иванович** - доктор технических наук, профессор кафедры «Технология машиностроения» ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», г. Ростов-на-Дону;

**Кононов Дмитрий Павлович** - доктор технических наук, профессор «Наземные транспортно-технологические комплексы» ФГБОУ ВО «Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I», г. Санкт-Петербург.

**Ведущая организация:**

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН), г. Москва.

Защита состоится «16» мая 2022 г. в 14<sup>00</sup> часов на заседании диссертационного совета 44.2.005.01 при ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения» по адресу: 344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2, (конференц-зал).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО РГУПС по адресу: 344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2 и на сайте <http://www.rgups.ru>.

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2022 г.

Учёный секретарь диссертационного совета  
д.т.н., профессор

П.Н. Щербак

**Актуальность темы исследования.** Сегодня – в век инновационных технологий, повышенных нагрузок и скоростей на всех видах транспорта, предъявляются высокие требования к надежности работы тяжело нагруженных трибосистем. Поэтому весьма актуальным научным направлением исследований является повышение износостойкости узлов трения путем установления механизмов, протекающих на фрикционном контакте с модифицирующим покрытием с учетом эволюции свойств поверхностных трибослоев, сопровождающихся изменением свойств структуры трущихся материалов. В этой связи проблема разработки технологии управления процессами, протекающими во фрикционном контакте колеса локомотива с рельсом, является актуальной.

Перспективным подходом для освоения в России нового высокотехнологичного уклада является развитие скоростного железнодорожного транспорта. Кроме того, огромная территория, соединяющая страны ЕС, Юго-Восточной Азии, Североамериканского континента, становится основой для развития и подъема национальной экономики.

Интеграция России с другими странами требует не только развития межрегиональных транспортных сетей воздушного, морского, железнодорожного и автомобильного транспорта, но и модернизации транспортной инфраструктуры, развития логистики, применения отечественного программного обеспечения, а также увеличения пропускной способности. В соответствии с поставленными задачами необходимы мероприятия по реконструкции верхнего строения пути железнодорожных путей, мостов и туннелей, а также подвижного состава.

В последние годы для решения проблем фрикционной подсистемы «колесо – рельс» применяют целый ряд технологических решений, связанных с методами введения третьего тела в область фрикционного взаимодействия колёс и рельсов. Так, для снижения потерь тяговой мощности локомотивов в криволинейных участках железнодорожного пути, предотвращения термоповреждений гребней колёсных пар развиваются технические средства лубрикации, подачи смазочных покрытий на гребни колёсных пар.

Для решения задач стабильности фрикционных связей колес и рельсов тягового подвижного состава развиваются технические средства активации фрикционных связей методами модификации активных объемов фрикционного взаимодействия. Для эффективной защиты рельсов и колесных пар локомотивов и следующих за ними вагонов в последнее время стали применять твердые смазочные покрытия и системы автоматизированной подачи в зону трения.

Поэтому проблема разработки методов и материалов нанесения износостойких модифицированных покрытий на металлические поверхности остается достаточно востребованной научным поиском с учетом сложной динамики взаимодействия колесных пар с рельсами, нелинейных процессов на трибоконтате и достоверной оперативной информации о техническом состоянии трибосопряжения.

На основании вышеизложенного, разработка теоретических и практических основ трибоспектральной идентификации и прогнозирования их трансформации на базе методов физико-математического моделирования и проведение исследований не только на макро-, мезо-, но и микроскопическом уровнях является актуальной.

О важности решения отмеченных задач говорит тот факт, что исследования в этой области были поддержаны грантами Президента РФ в 2013-2014 гг.

(конкурс МК-2013), ОАО «РЖД» на развитие научно-педагогических школ в области железнодорожного транспорта 2018-2021 гг.

**Степень разработанности проблемы.** В историческом развитии науки о трибологии теоретические и экспериментальные исследования в мире ведутся на макроуровне, мезоуровне, а сегодня активно проводятся и на микроуровне. Это российские школы академиков РАН Горячевой И.Г., Каблова Е.Н, Колесникова В.И., Панина В.Е.; профессоров – Бутенко В.И., Машкова Ю.К., Петрова Ю.А., Федоро С.В. и др. В Белоруссии – академиков БАН Мышкина Н.А., Свириденка А.И. Следует отметить исследования в Японии профессора Кейджи Накаямы, во Франции – Жана Мишеля Мартина. Однако, отмечая успехи исследований на макро-, мезо- и микроуровнях, необходимо отметить, что нет ясного понимания о процессах, протекающих в тяжело нагруженных трибосистемах, например, взаимодействия колеса подвижного состава и рельсов железнодорожного транспорта, работающих в условиях широкого спектра динамических нагрузок.

Вопросами динамики машин и механизмов в части анализа колебаний линейных систем с переменными параметрами занимались такие учёные как В.В. Болотин, Г.Д. Данжело, Л. Заде. Динамикой процессов сухого трения и фрикционными автоколебаниями при трении занимались Ф.Р. Геккер, Ю.И. Костерин, И.В. Крагельский, В.А. Кудинов, Д.М. Толстой, А.В. Чичинадзе. Вопросам динамики трибосистем посвящены работы В.Л. Заковоротного, М.В. Келдыша, В.В. Шаповалова.

Научным исследованиям в направлении снижения износа колес подвижного состава и рельсов при взаимодействии железнодорожного транспорта и пути посвящены работы советских и российских ученых: А.И. Андреева, Е.П. Блохина, В.М. Богданова, Ю.В. Демина, Ю.А. Евдокимова, С.М. Захарова, И.В. Колесникова, В.С. Коссова, Ю.М. Лужнова, И.А. Майбы, Ю.С. Ромена, В.В. Шаповалова, В.Н. Шестакова и других.

Разработкам в области мониторинга трибосистем посвящены работы А.В. Авилова, А.А. Александрова, В.А. Аметова, Ю.А. Гурьянова, В.Л. Заковоротного, И.Д. Ибатуллина, И.В. Колесникова, К.Б. Корнеева, П.А. Коропца, Ю.А. Маркарьян, А.Е. Наумова, А.Л. Озябкина, М.С. Островского;; С.А. Раловца, М.Б. Флека, В.В. Шаповалова и др.

В работах указанных авторов проблемы физического и математического моделирования, а также организации мониторинга динамических фрикционных систем отражены недостаточно полно, а большинство моделей имеют значительные допущения.

**Цель работы:** научное обоснование теоретических и экспериментальных исследований на макро- и микроскопическом уровнях по влиянию металлоплакирования на процессы трения, изнашивания и механизмы самоорганизации за счет структурной приспособляемости; разработка на этой основе методов повышения энергоэффективности тягового подвижного состава за счет управления процессами трения, протекающими в контакте «колесо-рельс», с учетом информации о его динамике.

#### **Задачи исследований**

1. Определение основных факторов, влияющих на коэффициент сцепления колеса локомотива с рельсом, с учетом специфики условий эксплуатации

подвижного состава и взаимности влияния динамических процессов, протекающих в квазилинейной (механической) и существенно-нелинейной (фрикционной) подсистемах системы «путь-подвижной состав».

2. Развитие теоретических основ трибоспектральной идентификации процессов трения и прогнозирования их трансформации на базе методов физико-математического моделирования и корреляционного анализа трибоспектральных характеристик натурной и модельной мобильных фрикционных систем.

3. Установить на основе физико-математического моделирования и динамического анализа амплитудо-фазочастотных трибоспектральных характеристик фрикционного взаимодействия колеса с рельсом основные закономерности управления коэффициентом сцепления с применением модификаторов поверхностей трения с анизотропными свойствами.

4. Установить закономерности определения динамического безразмерного коэффициента демпфирования фрикционной системы в октавных (треть-октавных или 12-тиоктавных) диапазонах частот вынужденных колебаний.

5. Разработать информационный канал управления приводами подачи модификаторов трения или активаторов сцепления для их систем автоматизированного управления.

6. Разработать технологию управления процессами, протекающими во фрикционном контакте колеса локомотива с рельсом, на основе информации о его динамике в виде амплитудных и фазированных спектров фрикционного взаимодействия контактирующих поверхностей.

7. Оценить с достоверной вероятностью 0,95 коэффициент корреляции Пирсона трендов коэффициента трения в стационарном движении и трендов упруго-диссипативных параметров узла трения в октавных (долеоктавных) диапазонах частот.

8. Путем применения квантово-химического метода и ОЖЕ-электронной спектроскопии установить закономерности образования поверхностных слоев из модификаторов в тяжелонагруженном трибосопряжении «колесо подвижного состава – рельс железнодорожного транспорта».

9. На основе полученных теоретических и экспериментальных результатов разработать принцип использования модификаторов трения на границе контакта колеса подвижного состава – рельс железнодорожного транспорта.

10. В результате разработанной технологии управления приводами подачи модификаторов трения осуществить экспериментальную проверку предложенных методов и средств повышения энергоэффективности тягового подвижного состава при эксплуатации.

**Методы исследования.** Для достижения поставленной цели и решения обозначенных задач применялись подходы классической теории колебаний, математической статистики и планирования эксперимента, физико-математического n-вариантного моделирования, трибоспектральной идентификации процессов трения, частотных передаточных функций, динамического мониторинга трибологических процессов, квантово-химических расчетов с применением системы анализа поверхности SPECS для рентгеноэлектронной и оже-электронной спектроскопии.

Применение сертифицированного измерительного оборудования и программного обеспечения в качестве инструментальных средств позволило обес-

печить достоверность проведенных исследований: машина трения типа Амслер (ИИ-5018), система анализа поверхности (интерференционный микроскоп – оптический профилометр NewView-600 фирмы ZYGO), программное обеспечение MetroPro 9, сканирующий (растровый) электронный микроскоп (SEM) Zeiss EVO MA 18 с приставкой энергодисперсионного (ЭДС) анализатора X-Max 50N и программного обеспечения Aztec, уникальный лабораторный комплекс «путь-подвижной состав» для физического моделирования взаимодействия подвижного состава и пути, программные продукты ЗАО «Электронные технологии и метрологические системы – ЗЭТ» ФГУП ВНИИФТРИ, система анализа поверхности трения с помощью рентгеновской и оже-электронной спектроскопии (РФЭС и ОЭС).

Экспериментальные исследования на лабораторных, макетных и натуральных образцах проводились для подтверждения корректности теоретических результатов.

**Научная новизна работы** заключается в разработке научного направления в области системного анализа и синтеза функционально связанных физико-химических и упруго-диссипативных характеристик, трибодинамических процессов на микро- и макроуровнях, протекающих в динамически нагруженном фрикционном контакте на примере взаимодействия колеса тягового подвижного состава с рельсом при реализации термометаллоплакирования стальных поверхностей, с целью управления свойствами фрикционной механической системы.

К наиболее значимым научным результатам относятся следующие положения.

По специальности 2.5.3. «Трение и износ в машинах»

*п. 10 - Физическое и математическое моделирование трения и изнашивания:*

1. Разработка n-вариантных эквивалентных моделей квазилинейных фрикционных подсистем динамической системы «путь - тяговый подвижной состав» с заданным уровнем корреляции основных динамических характеристик существенно-нелинейных фрикционных и квазилинейных механических подсистем природы и модели, что позволяет сократить этап натуральных испытаний.

2. На основе теоретических положений трибоспектральной идентификации процессов трения и динамического мониторинга изменений упруго-диссипативных характеристик обосновано математическое выражение безразмерного коэффициента демпфирования, что позволяет во времени наблюдения идентифицировать в октавных диапазонах частот тенденции изменения упругих, инерционных и диссипативных свойств фрикционного взаимодействия рабочих поверхностей узлов трения.

*п. 7 - Триботехнические свойства материалов, покрытий и модифицированных поверхностных слоев:*

3. На основе физико-химического подхода и квантово-химического анализа изучен механизм и кинетика образования вторичных структур фрикционного переноса на поверхности контртела, что позволяет обосновать применение металлоплакирующих материалов для модифицирования фрикционных поверхностей колес тягового подвижного состава.

4. С помощью метода рентгеновской фотоэлектронной спектроскопии (РФЭС) и системы анализа поверхности SPECS показано, что:

а) во вторичных структурах помимо зарегистрированных С 1s, О 1s и Al 2p спектров происходит образование окисленных атомов железа и  $Al_2O_3$ ;

б) содержание железа на исходной поверхности трения и на модифицированной поверхности после ионного травления отличается в десятки раз, что указывает на то, что пленка из  $Al_2O_3$  снижает диффузию кислорода из внешней среды в поверхность катания колеса.

По специальности 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация»:

*п. 10 - Взаимодействие подвижного состава и пути. Системы, средства и материалы, снижающие износ элементов пути и ходовых частей подвижного состава и повышающие безопасность движения:*

1. На базе анализа тенденции изменения упруго-диссипативных характеристик фрикционного взаимодействия предложена методология идентификации трибологических процессов во фрикционном контакте колеса тягового подвижного состава с рельсом, что позволяет контролировать выходные трибохарактеристики и прогнозировать аномальные явления, например, срыв сцепления.

2. На базе анализа тенденции изменения упруго-диссипативных характеристик фрикционного взаимодействия колеса тягового подвижного состава с рельсом предложена методика формирования функциональных вторичных структур на рабочих поверхностях бандажа колес тягового подвижного состава способом термометаллоплакирования.

3. Разработаны критерии подобия тяговой мощности и контактного давления натурального подвижного состава его физико-математической модели, что позволило методами математического планирования эксперимента, математической статистики и трибоспектральной идентификации сформулировать принципы реализации процесса сцепления колес тягового подвижного состава с рельсами при использовании модификаторов трения.

4. На основе теоретических и лабораторных исследований разработан способ металлоплакирования и метод динамического мониторинга процессов сцепления колесных пар подвижного состава в режиме тяги, защищенных патентами РФ.

#### **Теоретическая значимость работы**

1. Изучен механизм эволюционных преобразований в контактной области колеса тягового подвижного состава с рельсом при наличии модификатора.

2. Разработана методика, позволяющая установить влияние динамических характеристик взаимодействующих фрикционных подсистем на эксплуатационные свойства тяжело нагруженных трибосистем.

3. Изучен механизм образования вторичных структур на контакте «колесо подвижного состава - рельс железнодорожного транспорта», что позволило создать новый класс модификаторов трения.

4. С помощью системы анализа поверхности SPECS послойного ионного профилирования определено содержание химических элементов пленки вторичных структур и показан механизм снижения диффузии кислорода из

внешней среды в поверхность катания колеса.

5. Определена совокупность параметров для организации динамического мониторинга фрикционных систем с учетом реализации многообразия физико-химических и упруго-диссипативных характеристик трибосистем.

6. Разработана технология адаптивных систем мониторинга и на ее основе сформулированы принципы управления тяжело нагруженными трибосистемами.

### **Практическая ценность исследований**

1. Раскрытие механизма фрикционного переноса материалов и формирование вторичных покрытий с анизотропными свойствами современными методами динамического мониторинга и трибоспектральной идентификации процессов трения, акустической эмиссии обеспечит создание информационной базы для разработки новых высокоэффективных модификаторов трения, а для исключения термических повреждений поверхностей трения с использованием октавного анализа энергетических потерь во фрикционном контакте обеспечит управление нагрузочно-скоростными условиями эксплуатации различных фрикционных подсистем, а следовательно повысит энергоэффективность тягового подвижного состава.

2. Для решения задач динамического мониторинга фрикционных систем (непрерывного сбора информации о динамических параметрах), а также краткосрочного, либо долгосрочного прогнозирования динамического состояния механической системы и, в частности, фрикционного контакта, управления его динамическими свойствами разработан способ оценки состояния трибосистемы по анализу коэффициентов корреляции и конкордации, однозначно характеризующих многообразие состояний механической системы.

3. Обосновано применение металлоплакирующих материалов для формирования равновесной шероховатости тяговой поверхности колеса локомотива, стабилизации сил продольного и поперечного Крипа и тяговой мощности.

4. Разработана инновационная и принципиально новая технология повышения силы тяги локомотива и сокращение потерь энергии. В качестве третьего тела вносимого в контакт колеса локомотива с рельсом используется материал, обладающий анизотропными свойствами, а именно обеспечивающий высокий (не менее 0,3-0,35) при продольном крипе и низкий (не более 0,11-0,14) при поперечном крипе значения коэффициента сцепления.

5. Инновации по исследованию механизма образования вторичных структур, а также методы динамического мониторинга мобильных трибосистем вошли в состав учебников для ряда специальностей и направлений подготовки.

**Реализация результатов работы.** Выводы по работе базируются на положениях теории физического и математического моделирования, трибоспектральной идентификации, корреляционного анализа, результатов планирования эксперимента, математической статистики и экспериментальных данных. Достоверность полученных результатов подтверждается корректностью разработанных моделей, использованием положений фундаментальных наук, сходимостью результатов теоретических исследований с данными эксплуатации ряда фрикционных подсистем железнодорожного транспорта, апробацией на сети дорог ОАО «РЖД» (СКЖД). Достоверность новизны технических решений подтверждается полученными патен-



тами РФ в областях испытаний узлов трения, динамического мониторинга мобильных нелинейных технических систем, термоплакирования стальных поверхностей трения.

Результаты работы отражены в учебниках и пособиях, используемых в учебном процессе ФГБОУ ВО РГУПС при подготовке бакалавров, специалистов и магистров.

**Апробация работы.** Материалы диссертации докладывались и обсуждались на: Всероссийской научно-практической конференции «Транспорт-2007-2013» (Ростов-на-Дону); Международной научно-практической конференции «Транспорт-2014-2021» (Ростов-на-Дону); на 9-й сессии международной научной школы «Фундаментальные и прикладные проблемы надёжности и диагностики машин и механизмов» (Санкт-Петербург, 2009); международном транспортном форуме «Транспорт России: становление, развитие, перспективы» (Москва, 2009); Всероссийской научно-практической конференции «Актуальные проблемы развития транспортного комплекса» (Самара, 2009); Всероссийской научно-практической конференции «Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта» (Ростов-на-Дону, 2009); Международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития транспортного комплекса: образование, наука, производство» (Ростов-на-Дону, 2009); Всероссийской конференции «Проблемы синергетики в трибологии, трибоэлектрохимии, материаловедения и мехатроники» (Новочеркасск, 2011); Международной научной конференции «Механика и трибология транспортных систем» (Ростов-на-Дону, 2011, 2016, 2021 гг.); III Международном научно-практическом семинаре «Трибология и проблемы МЧС РФ (Иваново, 2012); Международной школе «Физическое материаловедение 2013» (Новочеркасск, 2013); международном научно-техническом форуме «Инновации, экология и ресурсосберегающие технологии (ИнЭРТ-2014)» (Ростов-на-Дону, 2014); Всероссийской научно-технической конференции с участием иностранных специалистов «Трибология – машиностроению» (Москва, ИМАШ РАН, 2014); Международной научной конференции «Актуальные вопросы современной техники и технологии» (Липецк, 2014); Международной научно-практической конференции «Перспективы развития и эффективность функционирования транспортного комплекса Юга России» (Ростов-на-Дону, 2014); Международной научно-практической конференции «Проблемы синергетики в трибологии, трибоэлектрохимии, материаловедении и мехатронике» (Новочеркасск, 2014); International Scientific Conference «Transport Problems» (Katowice, Польша, 2016-2019); Международной научно-практической конференции «Энергоресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях» (Белгород, 2019), Всероссийской национальной научно-практической конференции «Современное развитие науки и техники (НАУКА)» (Ростов-на-Дону, 2017, 2019 гг.); международной научно-практической конференции «Динамика технических систем» (Ростов-на-Дону 2019, 2020 гг.).

Материалы исследований доложены на: научно-техническом совете ОАО РЖД секция «Локомотивное хозяйство» 2019 г., семинаре по научным проблемам машиностроения им. И.И. Артоболевского (Москва, ИМАШ РАН, 2021 г.), заседаниях кафедр «Транспортные машины и триботехника» и «Тяговый подвижной состав» ФГБОУ ВО РГУПС (2010-2021 гг.).

**Публикации.** Основное содержание диссертации отражено в 110 печатных работах, в том числе: 26 – в изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки России, 10 – в изданиях, входящих в международные базы цитирования Scopus и Web of Science, опубликованы 3 монографии, 3 учебника, получено 8 патентов РФ на изобретения.

**Структура работы.** Диссертация из 468 страниц машинописного текста включает в себя введение, пять глав, общие выводы, библиографический список из 232 наименований, 7 приложений, 51 таблицу и 305 рисунков. Основное содержание изложено на 344 страницах текста.

### Содержание работы

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертации, сформулирована научная новизна, теоретическая и практическая значимость диссертационной работы.

**В главе 1** на основе выполненного анализа литературных источников осуществлен анализ работ в направлении контактирования колес подвижного состава и рельсов при взаимодействии железнодорожного подвижного состава и элементов пути. Кроме того, проведен обзор существующих теоретических и экспериментальных работ по вибродиагностике, технологии мониторинга транспортных средств различной степени сложности, динамике машин и механизмов, физического моделирования и натурного эксперимента.

Выполненный обзор исследований позволил сформулировать цель и задачи исследований настоящей работы.

**В главе 2** рассматриваются вопросы математического и физического моделирования транспортных систем с открытыми узлами трения.

Объектом исследования является трёхосная тележка магистрального тепловоза 2ТЭ116, так как условия вписывания локомотивов с трёхосными тележками в криволинейные участки пути малого радиуса являются самыми неблагоприятными.

Цель разработки математической модели: определить расчётным путём значения сил фрикционного взаимодействия тяговых колёсных пар с рельсами в кривых радиусом 350 м и менее для оценки динамических характеристик узла трения «колесо – рельс» и мониторинга их изменений в условиях реализации тяговой мощности.

При математическом моделировании контролю подлежат значения:

- 1) поперечных смещений кузова, тележки и колёсных пар;
- 2) угол поворота (виляние) рамы тележки;
- 3) возвращающих сил поперечной связи «кузов – тележка», определяемых нелинейной зависимостью жёсткости роликовых опор и упругого упора;
- 4) направляющих сил, определяющих износ гребней колёс и головки рельсов;
- 5) боковых сил, определяющих контактное давление колёс с рельсами.

Параметры экипажа выбранного моделируемого подвижного состава – магистрального тепловоза 2ТЭ116 определены по данным работы.

Модель пути опишем функциями изменения свободного зазора в колее  $\sigma_{\min}$ , кривизны  $\rho$  и возвышения наружного рельса  $h$  в зависимости от пройденного пути.

Модель пути представим в виде следующих участков:

- прямого участка пути на входе длиной  $sr_0 = 10$  м и возвышением  $h = 0$  мм;
- переходной кривой на входе длиной  $sr_1 = 50$  м и линейным повышением возвышения;
- круговой кривой длиной 150 м и заданным возвышением (таблица 2.1);
- переходной кривой на выходе длиной  $sr_2 = 50$  м и линейным снижением возвышения до минимального уровня;
- участка прямой длиной  $s_R = 200$  м и нулевым возвышением.

Изменение ширины колеи в переходной кривой от номинального на прямой до допустимого (с учётом уширения) в круговой кривой примем по линейному закону.

Таблица 2.1– Перечень моделируемых участков пути:

Радиус криво-линейного участка пути $R$ , м	Ширина колеи, мм	Возвышение наружного рельса $h_y$ , мм	Скорость движения $V$ , км/ч			Непогашенное ускорение, $m/c^2$		
						$a_{ин} = \frac{(V / 3,6)^2}{R} - \frac{g \cdot h_R}{2b_C}$		
250	1535/1520	130	35	50	70	-0,419	-0,025	+0,715
300	1530/1520	100	30	50	70	-0,382	+0,030	+0,647

Взаимодействие колеса и рельса (рисунок 2.2) опишем на основании *теории крива* в зависимости от скорости проскальзывания колёс по рельсам.

Переносное движение колёсной пары на участке пути с кривизной  $\rho$  представим состоящим из поступательного движения центра масс со скоростью  $V$  в направлении касательной к осевой линии пути и вращения вокруг центра масс с угловой скоростью  $\omega = \rho \cdot V$ .

В зоне контакта тягового колеса с рельсом возникают продольные и поперечные силы, определяемые коэффициентом крива по Мюллеру

$$K = 235P - 2,4P^2 + 0,01P^3 = \quad (2.1)$$

$$= 235 \cdot 112,7 - 2,4 \cdot 112,7^2 + 0,01 \cdot 112,7^3 = 10312,1 \text{ кН},$$

где  $P$  – статическая нагрузка колеса на рельс, кН.

Эмпирическая зависимость коэффициента трения скольжения для данной скорости

$$f_T(s) = \frac{8}{100 + 20V_k} + 0,042 + 3,03 \cdot 10^{-3} s - 1,55 \cdot 10^{-5} s^2 + \quad (2.2)$$

$$+ 3,37 \cdot 10^{-8} s^3 + 2,63 \cdot 10^{-11} s^4$$

где  $V_k$  – скорость движения подвижного состава, км/ч.

Удельный коэффициент крива

$$K_s = \frac{K}{P f_m} = \frac{10312,1}{112,7 \cdot 0,26} = 352,08 \quad (2.3)$$

Примем коэффициент трения гребня колеса по рельсу равным  $f_g = 0,25$ . Рассмотрим классическую схему двухточечного контакта колеса с рельсом (рисунки 2.1 и 2.2).

В общем случае нагрузку от колеса на рельс следует рассматривать как переменную. Нормальная сила  $N_k$  в точке контакта колеса по кругу катания

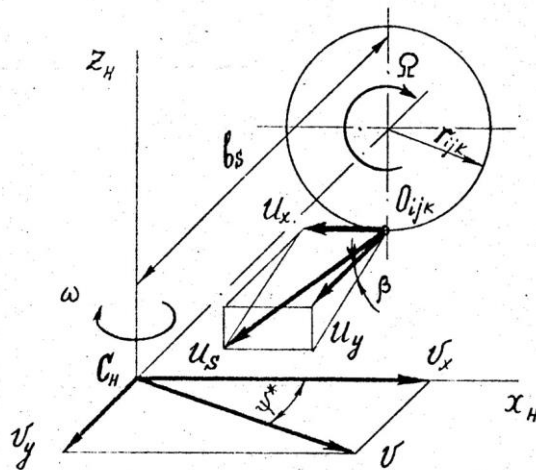


Рисунок 2.1 – Схема векторов скоростей в контакте колеса с рельсом

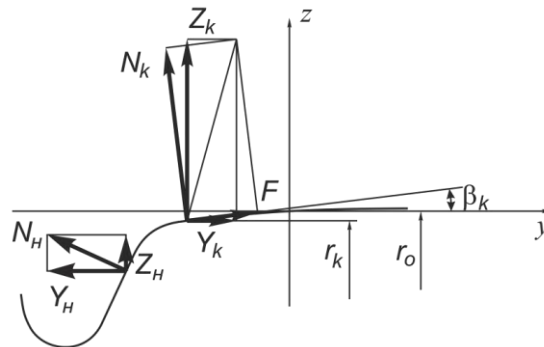


Рисунок 2.2 – Схема сил в контакте колеса и рельса

$$N_k = \frac{P \cdot [1 + p_0 \cdot a_n(s) \cdot (-1)^{k+1}]}{\xi(u, u_y) \cdot \operatorname{tg} \beta_k + \cos \beta_k}, \quad (2.4)$$

где  $P$  – статическая нагрузка колеса на рельс, кН

$$P = \frac{(m_g + 2m_p + 6m_n) \cdot g}{12} = \frac{(91,3 + 2 \cdot 10,5 + 6 \cdot 4,25) \cdot 9,81}{12} = 112,7 \quad (2.5)$$

$m_g$  – масса кузова, (таблица 2.1), т;

$m_p$  – подрессоренная масса тележки (таблица 2.1), т;

$m_n$  – неподдресоренная масса (таблица 2.1), т;

$p_0$  – относительное перераспределение нагрузки на колесо

$$p_0 = \frac{h_C}{g \cdot b_s} = \frac{2}{9,81 \cdot 0,8} = 0,255 \quad (2.6)$$

$h_C$  – высота центра тяжести локомотива от уровня головок рельсов (таблица 2.1), м;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$b_s$  – половина расстояния между кругами катания, м (таблица 2.1);

$a_n(s)$  – непогашенное поперечное ускорение

$$a_n(s) = V^2 \cdot \rho(s) - \frac{g \cdot h(s)}{2 \cdot b_s} \quad (2.7)$$

$V$  – скорость движения подвижного состава, м/с;

$\rho$  – кривизна пути, м<sup>-1</sup>

$h$  – возвышение наружного рельса, м

$k$  – наружное ( $k = 1$ ) и внутреннее ( $k = 2$ ) колёса;

$\xi(u, u_y)$  – нелинейная функция касательной силы трения в точке контакта колеса и рельса (рисунок 2.3) определяется в рамках нелинейной теории крива:

$$\xi(u, u_y) = f_m \frac{K_s u_y}{\sqrt{1 + K_s^2 u^2}} \quad (2.8)$$

$f_m$  – эмпирический коэффициент трения скольжения (2.2);

$K_s$  – удельный коэффициент крива (2.3);

$u$  – полная скорость скольжения колеса относительно рельса:

$$u = \sqrt{u_x^2 + \left( \frac{u_y}{\cos \beta_k} \right)^2} \quad (2.9)$$

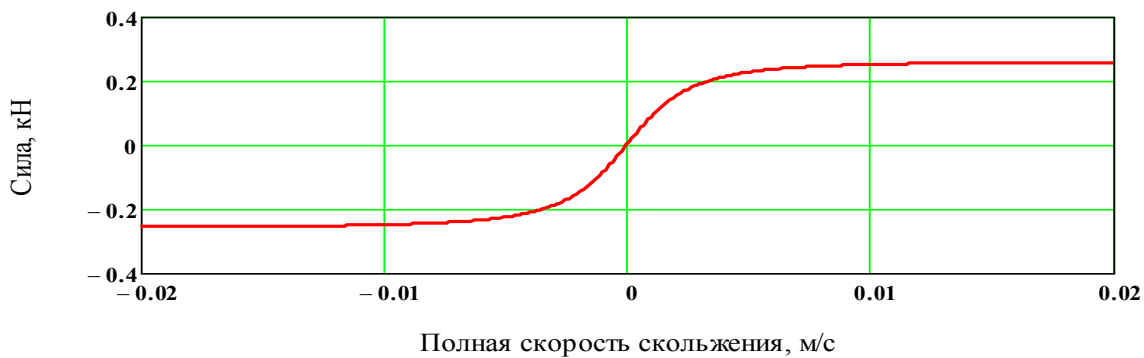


Рисунок 2.3 – Нелинейная функция касательной силы трения

$u_x$  – продольное проскальзывание колёс, определяемое несоответствием путей, проходимых колёсами по внешнему и внутреннему рельсам

$$u_x = \frac{1}{V} \left[ \Omega_k r_k - V + (-1)^k b_s (\omega - \dot{\psi}_{ij}) \right] = \Delta r_{ijk} + (-1)^k b_s \left( \rho - \frac{\dot{\psi}_{ij}}{V} \right) \quad (2.10)$$

$\Omega_k$  – угловая скорость вращения колёсной пары вокруг собственной оси; для случая движения на выбеге без боксования и юза с достаточной точностью можно принять  $\Omega_k = V/r_0$ ,

$r_k$  – радиус катания колеса;

$r_0$  – средний радиус катания колеса (Таблица 2.1);

$u_y$  – поперечное скольжение колеса относительно рельса;

$\psi_{ij}$  – угол поворота колеса в профиле пути;

$\Delta r$  – относительное изменение радиуса круга катания при поперечном перемещении колёсной пары для конического бандажа

$$\Delta r_{ijk} = \frac{\eta_{ij} + (-1)^{j+1} a_{ij} \psi_{ij}}{r_0} \beta_k \quad (2.11)$$

$\beta_{ijk}$  – угол наклона конической части профиля колеса по кругу катания

$$\beta_k = \arctg(0,05) \cdot (-1)^{k+1} \quad (2.12)$$

Расчётная схема представлена на рисунке 2.4.

Проекции переносной скорости  $V$  на оси координат системы  $xOy$  равны

$$\left. \begin{aligned} V_x &= V \cos \psi_{ij}; \\ V_y &= V \sin \psi_{ij}, \end{aligned} \right\} \quad (2.13)$$

Поперечное скольжение колеса относительно рельса определяется переносной скоростью  $V_y$  (2.13) и разностью относительных скоростей

$$u_{yijk} = \frac{1}{V} (V_y - \dot{\eta}_{ij} + \dot{\eta}_{rijk}),$$

где  $\dot{\eta}_{rijk}$  – скорость перемещения рельса под колесом с индексом  $ijk$ ;

$k$  – индекс колеса ( $k = 1$  – наружное,  $k = 2$  – внутреннее).

Рассматривая малые колебания, произведём замену  $\sin \psi_{ij} \cong \psi_{ij}$ , тогда

$$u_{yijk} = \psi_{ij} - \frac{1}{V} (\dot{\eta}_{ij} - \dot{\eta}_{rijk}).$$

Скорость поперечного проскальзывания колёс  $j$ -й колёсной пары

$$u_{yjk} = \psi_{pi} - \frac{\dot{\eta}_{ij}}{V} + a_i \rho, \quad (2.14)$$

где  $a_i$  – координаты центра колёсной пары относительно центра  $i$ -й тележки

$$a_i = (2 - i) a_p;$$

$a_p$  – половина базы тележки (таблица 2.1), м;

$\rho$  – функция изменения кривизны траектории пути.

Продольная жёсткость связи рамы тележки и колёсных пар осуществляется через буксовые поводки. Продольная жёсткость связи рамы тележки и колёсной пары на порядок больше поперечной жёсткости. Поэтому для задачи определения поперечных сил в кривой можно положить, что колёсная пара имеет одну степень свободы – поперечное перемещение, а угол поворота колёсной пары определяется углом поворота тележки.

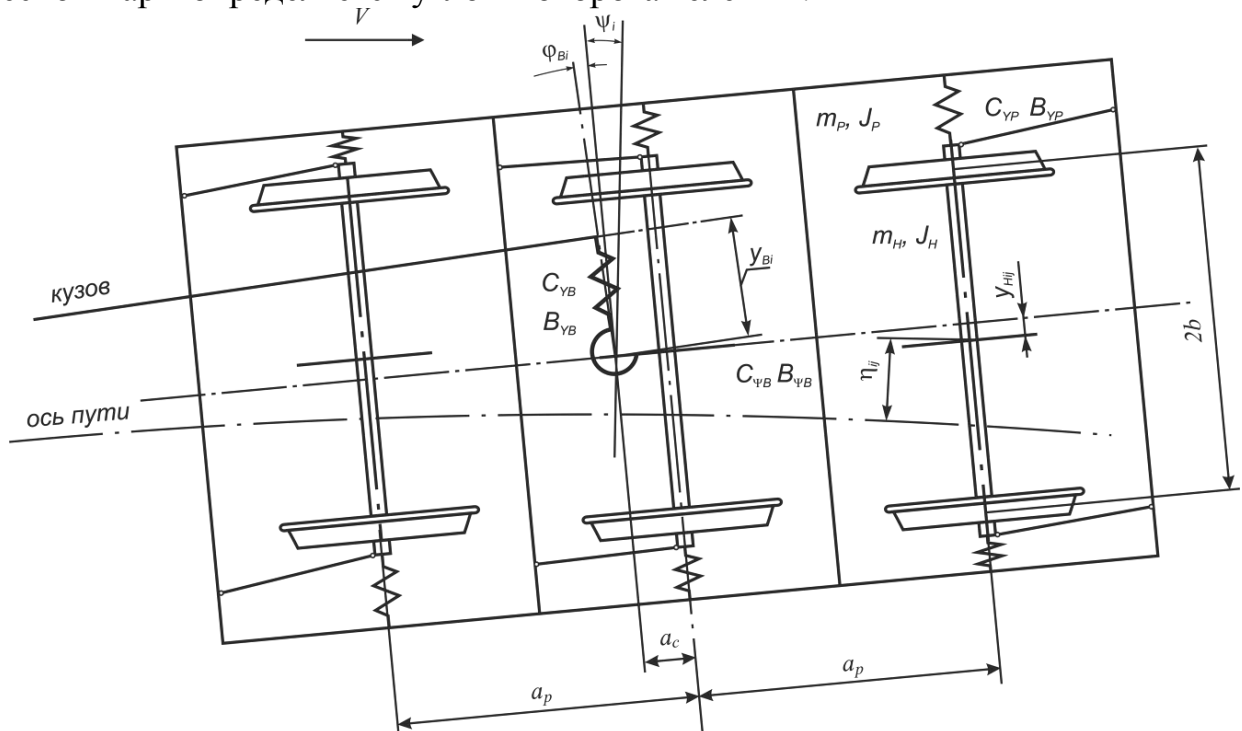


Рисунок 2.4 – Расчётная схема тележки тепловоза 2ТЭ116

Проекция силы Крива в продольном и поперечном направлениях:

$$\begin{aligned} X_{ijk} &= N_k \cdot \xi(u, u_x) = \\ &= \frac{P \cdot [1 + p_0 \cdot a_n(s) \cdot (-1)^{k+1}]}{f_m \frac{K_S \cdot u_y}{\sqrt{1 + K_S^2 u^2}} \cdot \operatorname{tg} \beta_k + \cos \beta_k} \cdot f_m \frac{K_S \cdot u_x}{\sqrt{1 + K_S^2 u^2}} \end{aligned} \quad (2.15)$$

$$\begin{aligned} Y_{ijk} &= N_k \cdot [\xi(u, u_y) - \sin \beta_k] = \\ &= \frac{P \cdot [1 + p_0 \cdot a_n(s) \cdot (-1)^{k+1}]}{f_m \frac{K_S \cdot u_y}{\sqrt{1 + K_S^2 u^2}} \cdot \operatorname{tg} \beta_k + \cos \beta_k} \cdot \left( f_m \frac{K_S \cdot u_y}{\sqrt{1 + K_S^2 u^2}} - \sin \beta_k \right), \end{aligned} \quad (2.16)$$

где  $N_k$  – нормальная сила в точке контакта колеса по кругу катания (2.4);

$\xi(u)$  – нелинейная функция касательной силы трения в точке контакта колеса и рельса (2.8).

Дифференциальные уравнения имеют вид (2.17).

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{y}_0 &= y_1; \\ \dot{y}_1 &= \frac{1}{m_A} [-F_{YB}(y_0 - y_2) - B_Y(y_1 - y_3)] + a_i(Vt); \\ \dot{y}_2 &= y_3; \\ \dot{y}_3 &= \frac{1}{m_P} \left[ F_{YB}(y_0 - y_2) + B_Y(y_1 - y_3) - \left[ F_{YP2}(y_2 - y_{10}) + B_{YP2}(y_3 - y_{11}) + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + C_{YP1}(2y_2 - y_4 - y_6) + B_{YP1}(2y_3 - y_5 - y_7) \right] \right] + a_i(Vt); \\ \dot{y}_4 &= y_5; \\ \dot{y}_5 &= \frac{1}{m_H} \left[ C_{YP1}(y_2 - y_4 + a_P y_8) + B_{YP1}(y_3 - y_5 + a_P y_9) + \right. \\ &\quad \left. + Y_{11}(y_4, y_5, y_8, y_9, Vt) + Y_{12}(y_4, y_5, y_8, y_9, Vt) - Y_H(y_4, Vt) \right] + a_i(Vt + a_P); \\ \dot{y}_6 &= y_7; \\ \dot{y}_7 &= \frac{1}{m_H} \left[ C_{YP1}(y_2 - y_6 - a_P y_8) + B_{YP1}(y_3 - y_7 - a_P y_9) + \right. \\ &\quad \left. + Y_{31}(y_6, y_7, y_8, y_9, Vt) + Y_{32}(y_6, y_7, y_8, y_9, Vt) - Y_H(y_6, Vt) \right] + a_i(Vt - a_P); \\ \dot{y}_8 &= y_9; \\ \dot{y}_9 &= \frac{1}{J_P} \left[ C_\phi(a_\phi \cdot \rho(Vt) - y_8) - B_\phi y_9 + \right. \\ &\quad \left. + a_P [C_{YP1}(y_4 - y_6 - 2a_P y_8) + B_{YP1}(y_5 - y_7 - 2a_P y_9)] + \right. \\ &\quad \left. + a_C F_{YB}(y_2 - y_0) + b_S \left[ X_{12}(y_4, y_5, y_8, y_9, Vt) - X_{11}(y_4, y_5, y_8, y_9, Vt) + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + X_{32}(y_6, y_7, y_8, y_9, Vt) - X_{31}(y_6, y_7, y_8, y_9, Vt) + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + X_{22}(y_{10}, y_{11}, y_8, y_9, Vt) - X_{21}(y_{10}, y_{11}, y_8, y_9, Vt) \right] \right]; \\ \dot{y}_{10} &= y_{11}; \\ \dot{y}_{11} &= \frac{1}{m_H} \left[ F_{YP2}(y_2 - y_{10}) + B_{YP2}(y_3 - y_{11}) + \right. \\ &\quad \left. + Y_{21}(y_{10}, y_{11}, y_8, y_9, Vt) + Y_{22}(y_{10}, y_{11}, y_8, y_9, Vt) - Y_H(y_{10}, Vt) \right] + a_i(Vt), \end{aligned} \right. \quad (2.17)$$

где  $y_0 = \eta_B$  – поперечное перемещение центра масс кузова;

- $y_1 = \dot{\eta}_B$  – скорость поперечного перемещения центра масс кузова;  
 $y_2 = \eta_{p1}$  – поперечное перемещение центра масс тележки;  
 $y_3 = \dot{\eta}_{p1}$  – скорость поперечного перемещения центра масс тележки;  
 $y_4 = \eta_1$  – поперечное перемещение центра масс 1-й колёсной пары;  
 $y_5 = \dot{\eta}_1$  – скорость поперечного перемещения центра масс 1-й колёсной пары;  
 $y_6 = \eta_3$  – поперечное перемещение центра масс 3-й колёсной пары;  
 $y_7 = \dot{\eta}_3$  – скорость поперечного перемещения центра масс 3-й колёсной пары;  
 $y_8 = \psi_{p1}$  – угол поворота (виляние) рамы тележки;  
 $y_9 = \dot{\psi}_{p1}$  – скорость изменения угла поворота (виляния) рамы тележки;  
 $y_{10} = \eta_2$  – поперечное перемещение центра масс 2-й колёсной пары;  
 $y_{11} = \dot{\eta}_2$  – скорость поперечного перемещения центра масс 2-й колёсной пары.

Экипаж представлен в виде системы, состоящей из 9 твёрдых тел: кузов, обрессоренные части двух тележек, шесть колёсных пар, соединённых упруго-диссипативными связями. Положим, что все тела совершают колебания поперечного отхода и виляния в горизонтальной плоскости. Рассматриваются малые колебания экипажа вблизи равновесного положения и только одной из его тележек.

После решения системы из 12 дифференциальных уравнений определялись значения:

- боковых сил, определяющих отжатие рельса  $\eta_{ij}$

$$Y_{Rij} = Y_{Hij} - Y_{ijk} , \quad (2.18)$$

где  $Y_{Hij}$  – направляющая сила поперечного перемещения колёсной пары (2.20);

$Y_{ijk}$  – проекции силы Крипа в поперечном направлении (2.16).

$F_{YB}(y)$  – нелинейная упругая характеристика поперечной связи «кузов – тележка», жёсткость которого определяется работой роликовых опор, и участок, включающий дополнительный упругий упор (рисунок 2.5).

$$\begin{aligned}
 F_{YB}(y) = & C_{YB0}y + (C_{YB1} - C_{YB0}) \cdot \left[ y + \frac{1}{2}(|y - y_{B0}| - |y + y_{B0}|) \right] + \\
 & + 20C_{YB1} \cdot \left[ y + \frac{1}{2}(|y - y_{B1}| - |y + y_{B1}|) \right].
 \end{aligned} \quad (2.19)$$

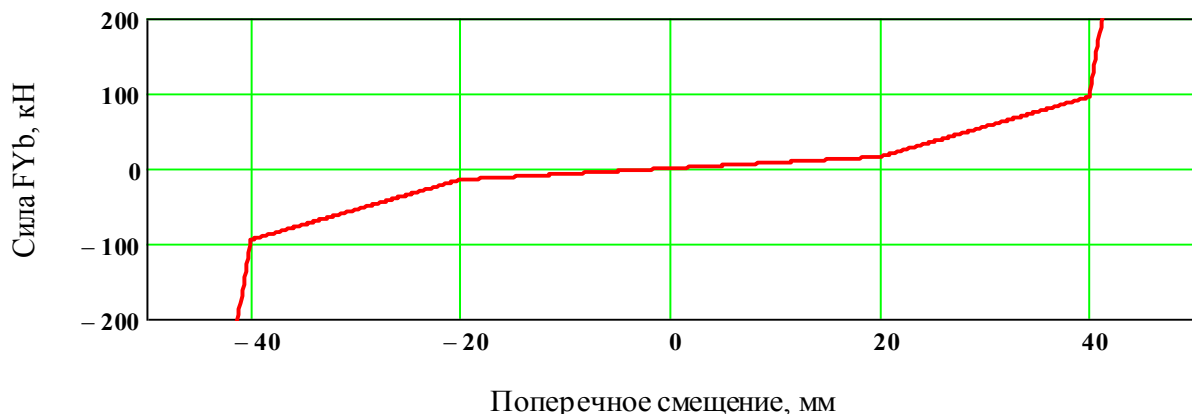


Рисунок 2.5 – Характеристика поперечной связи «кузов – тележка»



$B_y$  – поперечное сопротивление «кузов – тележка», кН·с/м;

$F_{YP2}(y)$  – нелинейная упругая характеристика связи «тележка – средняя колёсная пара»;

$B_{YP2}$  – поперечное сопротивление в связи «рама тележки – средняя колёсная пара», кН·с/м;

$C_{YP1}$  – поперечная жёсткость в связи «рама тележки – крайняя колёсная пара», кН/м;

$B_{YP1}$  – поперечное сопротивление в связи «рама тележки – крайняя колёсная пара», кН·с/м

$a_P$  – половина базы тележки, м;

$Y_{11}, Y_{12}$  – проекции силы крипа в поперечном направлении для 1-й колёсной пары соответственно для левого и правого колеса;

$Y_H$  – направляющая сила поперечного перемещения колёсной пары (рисунок 2.6), определяемая свободным ходом поперечного перемещения  $h_{ij}$  колёсной пары

$$Y_{Hij} = C_R \cdot \left( \eta_{ij} + 0,5 \left( |\eta_{ij} - e| - |\eta_{ij} + e| \right) \right), \quad (2.20)$$

где  $e$  – половина свободного зазора в колее,  $e = \sigma_1$  (таблица 2.1);

$C_R$  – контактная жёсткость, включающая поперечную жёсткость рельса (таблица 2.1), кН/м.

$Y_{31}, Y_{32}$  – проекции силы крипа в поперечном направлении для 3-й колёсной пары соответственно для левого и правого колеса;

$C_\phi$  – угловая жёсткость в связи «кузов – тележка», кН·м/рад;

$B_\phi$  – угловое сопротивление в связи «кузов – тележка», кН·с·м/рад;

$a_{Ш}$  – половина шкворневой базы кузова, м;

$a_P$  – половина базы тележки, м;

$a_C$  – продольное расстояние шкворня относительно средней колёсной пары, м;

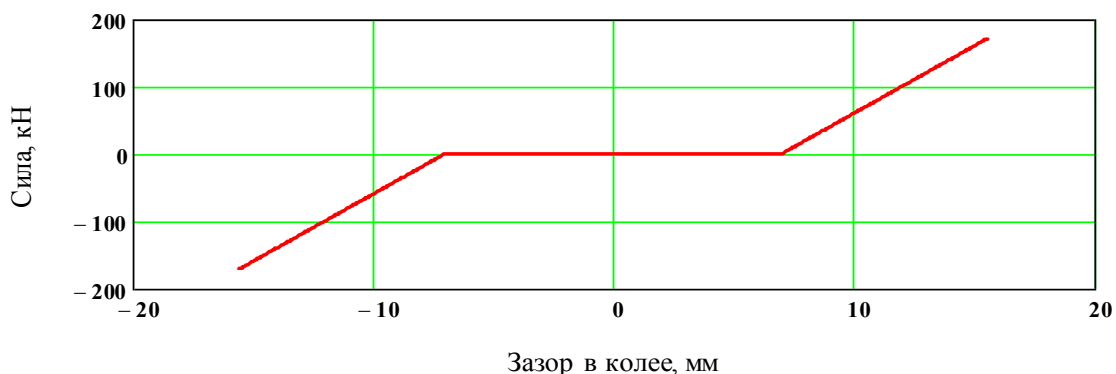


Рисунок 2.6 – Направляющая сила поперечного перемещения колёсной пары

$b_S$  – половина расстояния между кругами катания, м;

$\rho$  – функция изменения кривизны траектории пути;

$X_{ij}$  – проекции силы крипа в продольном направлении для 1-й, 3-й и 2-й колёсных пар соответственно для левого и правого колеса;

$F_{YP2}$  – упругая характеристика связи «тележка – средняя колёсная пара» определяется свободным ходом колёсной пары относительно буксы и упругой связью буксы и рамы тележки (рисунок 2.7)

$$F_{Yp2}(y) = C_{P20} \cdot \left[ y + \frac{1}{2} (|y - y_{P20}| - |y + y_{P20}|) \right] \quad (2.21)$$

$B_{Yp2}$  – поперечное сопротивление в связи «рама тележки – средняя колёсная пара», кН·с/м;

$Y_{21}, Y_{22}$  – проекции силы крипа в поперечном направлении для 2-й колёсной пары соответственно для левого и правого колеса.

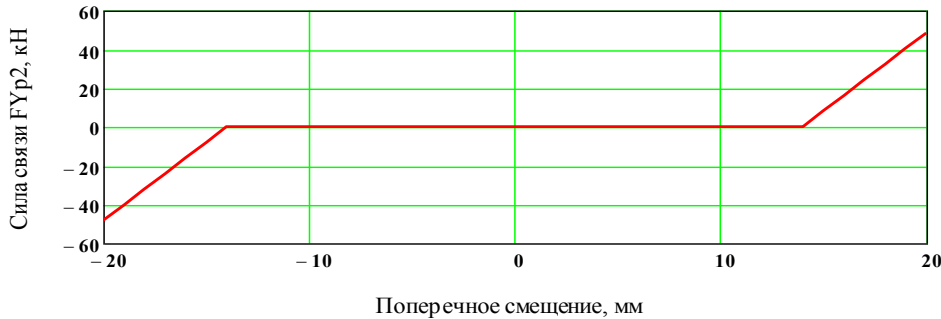


Рисунок 2.7 – Характеристика связи «тележка – средняя колёсная пара»

В технической литературе в качестве критерия, позволяющего дать качественную оценку износа колёсных пар, предлагается фактор износа. За фактор износа принята работа, затрачиваемая на преодоление сил трения в области контакта при движении подвижного состава. Износ колёсных пар и рельсов связан в основном с износом гребня колеса и боковой поверхности головки рельсов, лимитирующую дальнейшую эксплуатацию колёсных пар и рельсов:

$$Fg_i = Y_{Hij} \left( y_8 \pm \frac{a_P}{R} \right) \cdot fg, \quad (2.22)$$

где  $a_P$  – расстояние от центра поворота тележки до колёсной пары – половина базы тележки, м;

$fg$  – коэффициент трения гребня колеса по рельсу;

$y_8$  – угол поворота (виляние) рамы тележки – угол наклона гребня;

$Y_{Hij}$  – направляющая сила поперечного перемещения колёсной пары (2.20).

Критерий оценки оптимальности ширины колеи по фактору износа является суммарный фактор износа по всем колёсным парам. Если при уменьшении ширины колеи с 1535/1530 мм до 1520 мм суммарный фактор износа снижается, то ширина колеи 1520 мм является оптимальной при отсутствии явления заклинивания колёсных пар.

Важнейшим фактором, определяющим возможность формирования защитной плёнки из алюминия на поверхности стали, является прочность химической связи между компонентами в такой системе. Для оценки этой величины нами рассчитано соотношение энергий адгезии и когезии  $E_{адг} / E_{ког}$  в системе. Модель поверхности была выбрана в виде бесконечной пластины, состоящей из пяти горизонтальных атомных слоёв (рисунок 2.8, 2.9). Квантово-химические расчёты проводились с помощью методов, основанных на приближении DFT. Был использован пакет компьютерных программ ADF-BAND, обладающий необходимой точностью для анализа таких систем.

Слева на рисунке 2.8 показан фрагмент системы, состоящей из двух слоёв атомов Al и трёх слоёв атомов Fe. Эти слои обозначены как 2Al и 3Fe соответственно. Симметрия системы определяется симметрией кубической объёмно-

центрированной решётки (ОЦК), характерной для железа, поскольку железо является основным элементом в данной системе. Плоскость раздела между слоями соответствует индексу Миллера. Общее количество атомов в данном фрагменте равно 30, и они представляют собой три элементарных ячейки системы. Линейный размер одной ячейки равен 3,40 Å. При механическом или тепловом воздействии эта система может распадаться на слои из атомов Al и Fe (см. правую часть рисунок 2.8). Энергия, необходимая для такого распада (в данном случае это энергия адгезии), вычисляется по формуле

$$\Delta E = E(3\text{Fe}+2\text{Al}) - E(3\text{Fe}) - E(2\text{Al}) = E_{\text{адг}},$$

где  $E(3\text{Fe}, 2\text{Al})$  – энергия всей системы,

$E(3\text{Fe})$  и  $E(2\text{Al})$  – энергии распадающихся частей соответственно.

Все энергии относятся к одной ячейке системы. Результаты расчётов представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Энергии атомного комплекса Fe-Al (эВ)

$E(3\text{Fe}+2\text{Al})$	$E(3\text{Fe})$	$E(2\text{Al})$	$E_{\text{адг}}$
-73,77	-55,21	-14,37	4,19

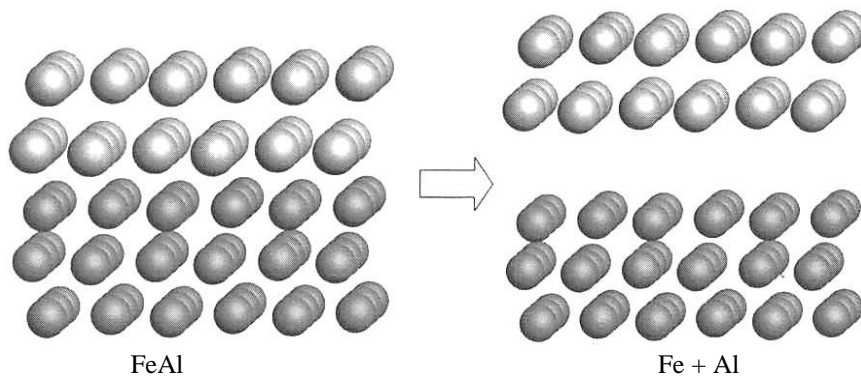


Рисунок 2.8 – Адгезия алюминия на железе.

Распад комплекса железо-алюминий на две части (атомы алюминия изображены более светлыми шарами, атомы железа – более темными)

В результате расчетов получено, что энергия, необходимая для разрыва химических связей в одной ячейке такой системы, равна 4.19 эВ.

Для оценки энергии когезии в алюминии рассматривалась многоатомная система, изображённая на рисунок 2.9. Здесь изображены фрагмент исходной системы 5Al, содержащий пять слоёв из атомов алюминия, и распад этого фрагмента на две части – 2Al и 3Al, состоящие из двух и трёх слоёв атомов Al соответственно. Тип решётки – кубическая гранецентрированная (ГЦК), характерная для алюминия.

Величина энергии распада (энергии когезии) находится по формуле

$$\Delta E = E(5\text{Al}) - E(3\text{Al}) - E(2\text{Al}) = E_{\text{ког}}.$$

Результаты расчётов сведены в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 - Энергии атомного комплекса Al-Al (эВ)

$E(5\text{Al})$	$E(3\text{Al})$	$E(2\text{Al})$	$E_{\text{ког}}$
-40,40	-23,05	-14,21	3,14

Таким образом, энергия, необходимая для разрыва химических связей в этом комплексе, равна  $\Delta E = 3,14$  эВ.

Для расчета когезии используем модель: 5-слойная система с трансляционной симметрией кристаллической решетки:

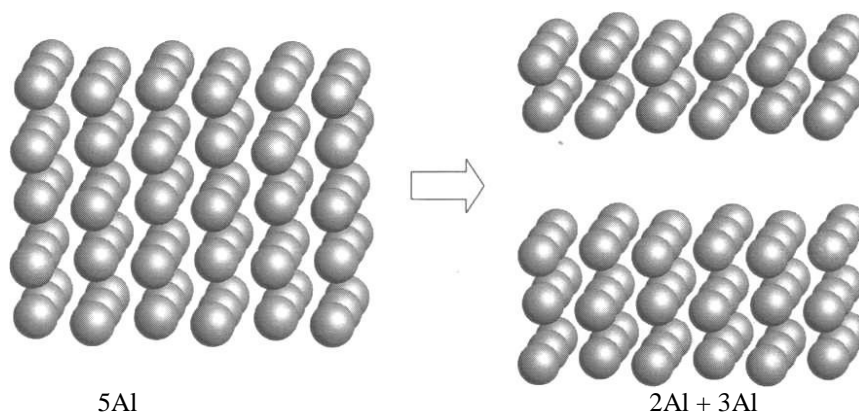


Рисунок 2.9 – Когезия в алюминии.  
Распад алюминиевого комплекса на две части

Горизонтальные слои представляют собой двумерную периодическую структуру. Изображены 9 ячеек этой структуры. Энергия разрыва ячейки вычислялась по формуле:  $\Delta E = E(5 \text{ слоев}) - E(3 \text{ слоя}) - E(2 \text{ слоя})$ .

Таблица 2.4 - Удельная энергия когезии:  $E_{\text{ког.}} = \Delta E / S_{\text{ячейки}}$

Химические элементы	Симметрия решетки	Энергия разрыва ячейки, эВ (5 слоев $\rightarrow$ 3+2)	Энергия когезии удельная, эВ/Å <sup>2</sup>	Эксперим. предел прочности, МПа	Температура плавления, К
Fe	ОЦК (объемно-центрированная)	5.62	0.48	250	1808
Cu	ГЦК (гранецентрированная)	3.27	0.25	220	1356
Al	ГЦК	3.14	0.19	80	934
Zn	ГЕК (гексагональная)	1.83	0.15		692

Таблица 2.5 - Вспомогательные данные (энергии слоев и т.д.)

Элементы	Энергия 5 слоев, эВ	Энергия 3 слоев, эВ	Энергия 2 слоев, эВ	S (площадь грани ячейки), Å <sup>2</sup>
Fe	-96.55	-55.21	-35.72	11.65
Cu	-41.74	-23.48	-14.98	13.07
Al	-40.40	-23.05	-14.21	16.40
Zn	-19.19	-10.76	-6.60	12.30

Для корректного сопоставления энергий адгезии и когезии нужно соотнести эти энергии к единице площади разрыва каждого из типов систем. Для этого учтём, что площадь поверхности разрыва в каждой из систем разная. В обоих случаях она пропорциональна площади соответствующей элементарной ячейки. В случае ОЦК площадь разрыва равна 11,6 Å<sup>2</sup>, а в случае ГЦК - 16,4 Å<sup>2</sup>. Тогда для системы Fe-Al – энергия разрыва  $\Delta E/S$ , отнесённая к единице площади, равна 0,36 эВ / Å<sup>2</sup>, а для системы Al-Al –  $\Delta E/S = 0,19 \text{ эВ} / \text{Å}^2$ .

Сравнивая энергии разрыва для двух систем, приходим к выводу, что энергия адгезии алюминия к железу в 1,9 раза больше энергии когезии в алюминии:

$$E_{\text{адг.}} / E_{\text{ког.}} = 1,9.$$

Данное соотношение подтверждает справедливость приведенного выше утверждения о том, что энергия адгезии алюминия к стали превышает энергию когезии в алюминии.

Для физического моделирования фрикционной механической системы «путь – подвижной состав», а также всех ее подсистем разработан уникальный лабораторный стенд. Конструкция каткового стенда (рисунок 2.10) позволяет проводить сравнительные испытания различных моделей экипажей, моделировать взаимодействие железнодорожного пути (верхнее строение пути) и подвижного состава, а также воздействие его на ходовую часть подвижного состава.

Испытательный стенд представляет собой раму 2, изготовленную из швеллеров, на которой смонтированы генератор постоянного тока 10 с редуктором 3 и подшипниковые опоры 4. На консолях валов опорных катков 5 расположены конические редукторы, соединённые посредством карданных валов с редуктором 3. На опорных катках 5 стенда установлена модель экипажа. С целью имитации процессов, происходящих при реальном движении тягового подвижного состава, для обеспечения возможности независимого срыва сцепления или индивидуального управления каждой колёсной парой, была проведена модернизация, заключающаяся в развязке силового контура.



Рисунок 2.10 – Моделирование колебаний экипажа:

1- пневмоцилиндр; 2 – трубопроводы; 3 – пневмораспределитель;  
2- 4 – тросы; 5 – блоки.

Опорные катки спроектированы таким образом, что позволяют моделировать железнодорожный путь с разной шириной колеи – 1524 мм и 1520 мм (в масштабе модели 304,8 мм и 304 мм соответственно). На стенде возможно смоделировать такие виды колебаний экипажа как: боковая качка – наддресорное строение вращается вокруг продольной оси экипажа; подпрыгивание; продольная качка (галомирование) – наддресорное строение вращается относительно поперечной оси; виляние; колебания, возникающие при прохождении рельсового стыка.

Для моделирования указанных процессов предусмотрена пневмомеханическая система, состоящая из тросов, блоков, трубопроводов, пневмоцилиндров

и пневмораспределителей. Для моделирования сил продольного и поперечного крипа стенд оборудован (рисунок 2.10) двумя пневмоцилиндрами 1 и пневмораспределителем 3. Используя пневмораспределитель, сжатый воздух поступает поочередно в левый и правый пневмоцилиндры, где происходит перемещение поршня. Поршень через шток связан с тросом 4, который жестко закреплен на раме стенда. Для направленного движения троса используется система блоков 5. Таким образом установленная система способствует поперечному раскачиванию экипажа, что используется для моделирования поперечной ветровой нагрузки, вписывания экипажа в кривую, а также сил поперечного крипа.

Сформулированы основные выводы по математическому моделированию:

1) критерий выбора оптимальности ширины колеи по боковым усилиям не позволяет объективно оценить условия взаимодействия подвижного состава и пути, так как кроме бокового усилия необходимо также учитывать значения фактической площади касания, угла набегания гребня колеса на рельс, непогашенного ускорения, переменную величину коэффициента трения.

2) во всех результатах расчёта получено, что при унификации ширины рельсовой колеи с 1535 / 1530 мм до 1520 мм поперечные смещения колёсных пар уменьшаются, а также уменьшается угол набегания колёсных пар на рельсы, что свидетельствует о возможной тенденции к снижению износа колёсных пар подвижного состава.

3) критерием выбора оптимальности ширины колеи по фактору износа (Дж/с) является суммарный фактор износа по всем колёсным парам. Если при уменьшении ширины колеи с 1535 / 1530 до 1520 мм суммарный фактор износа снижается, то ширина колеи 1520 мм является оптимальной при отсутствии явления заклинивания колёсных пар.

Было установлено, что при уменьшении ширины колеи с 1535 / 1530 до 1520 мм суммарный фактор износа снижается:

а) при радиусах кривой  $R = 250 \dots 350$  м при всех значениях непогашенного поперечного ускорения от  $-0,4$  до  $+0,6$  м/с<sup>2</sup> на

19,7 % при  $R = 250$  м и  $V = 35$  км/ч;

18,1 % при  $R = 250$  м и  $V = 50$  км/ч;

б) при радиусах кривой  $R = 250 \dots 350$  м и значений непогашенного поперечного ускорения  $+0,5 \dots 0,7$  м/с<sup>2</sup> согласно критерию (2.22) следует уменьшить верхние значения максимально допускаемой скорости подвижного состава, соответствующей непогашенному поперечному ускорению до  $+0,6$  м/с. В ходе произведённых расчётов наблюдаем возрастание фактора износа:

-2,0 % при  $R = 250$  м и  $V = 70$  км/ч.

в) при всех скоростях движения наблюдаем незначительное увеличение фактора износа. Это может быть вызвано тем, что в математической модели могли не учитываться такие важные факторы, как переменная величина коэффициента трения скольжения, переменная величина фактической площади касания и ряда других факторов.

г) полученный результат кванто-химического расчета является итогом теоретического моделирования. При изменении модели найденное значение может несколько изменяться. Однако поскольку это значение достаточно велико по сравнению с единицей, можно утверждать, что в реальных случаях энергия адгезии алюминия к железу больше, чем энергия когезии в алюминии.



**В главе 3** выполнены модельные исследования динамики формирования третьего слоя в контактной области колеса и рельса на машине трения ИИ-5018. На базе теоретических положений физико-математического моделирования тяжело нагруженных фрикционно-механических систем обоснованы масштабы подобия и определены нагрузочно-скоростные условия проведения стендовых испытаний трибосистем:

– «ролик – тормозная колодка» при исследовании ресурса разового нанесения твёрдых смазочных покрытий типа РАПС;

– «ролик – ролик» при исследовании металлоплакирования поверхностей трения и стабилизации сил сцепления.

Так как в ТАУ амплитуда коэффициента передачи находится в обратной пропорциональности безразмерному коэффициенту демпфирования  $\xi$  колебательного звена

$$|Q_{\max}| = A(0) / (2\xi_{\min}), \quad (3.1)$$

где  $A(0)$  – стационарно устойчивое значение коэффициента трения;

$\xi_{\min}$  – безразмерный коэффициент демпфирования;

$Q_{\max}$  – динамический коэффициент трения при сдвиге фазы  $\psi = 90^\circ$ ,

то *выдвинута гипотеза* о том, что логарифмический декремент затухания колебаний  $\delta(t)$  в текущий момент времени наблюдения  $t$  за изменением характеристик быть определён как отношение декремента колебаний во временной области или модуля амплитуд динамического коэффициента трения к амплитудам диссипации энергии – в диапазонах октавных (1/3-; 1/12-; 1/24-долеоктавных) частот  $\omega$

$$\delta(t) = \ln \left( \frac{h_{\max 1} - h_{yc}}{h_{\max 2} - h_{yc}} \right) \approx \ln \left( \frac{\int_{\omega_i}^{\omega_j} A(\omega) d\omega}{\int_{\omega_i}^{\omega_j} |Q(\omega)| d\omega} \right), \quad (3.2)$$

где  $h_{\max 1}$ ,  $h_{\max 2}$ ,  $h_{yc}$  – амплитуды максимальных отклонений динамического коэффициента трения от установившейся величины переходной функции при отклике фрикционной системы на типовое воздействие в виде функции Хэвисайда;

$A(\omega)$  – амплитудная частотная функция;

$Q(\omega)$  – мнимая частотная функция;

$\omega_i$ ,  $\omega_j$  – граничные частоты при октавном (долеоктавном) спектральном анализе.

Это позволяет выполнять идентификацию трибологических характеристик модификаторов трения и характеристик износа, характеризующихся своими собственными частотами  $\omega_k$ , методом анализа трендов по времени  $t$  логарифмического декремента затухания  $\delta(t)$  или интегральной величины безразмерного коэффициента демпфирования

$$I_{\xi}(t) = \frac{\beta}{\beta_{кр}} = \frac{T_1}{2T_2} \approx 1 / \sqrt{1 + \frac{4\pi^2}{\delta^2(t)}}, \quad (3.3)$$

где  $\delta(t)$  – изменение логарифмического декремента колебаний во времени  $t$ ;

$T_1$ ,  $T_2$  – постоянные интегрирования типового звена второго порядка;

$\beta$ ,  $\beta_{кр}$  – коэффициент сопротивления (Н·с/м) и его критическая величина.

В этом случае с увеличением амплитуды комплексного (динамического) коэффициента трения относительно установившейся величины возрастает ло-

гарифмический декремент затухания  $\delta$ , а величина безразмерного коэффициента демпфирования  $\xi$  и её аналог  $I_{\xi}(t)$  в частотной области снижаются.

Результаты трибоспектральной идентификации процессов модифицирования фрикционной системы «ролик – колодка» в 12-тиоктавных диапазонах частот представлены на рисунках 3.1 и 3.2. С 15 по  $t_0 = 28$  с эксперимента во фрикционный контакт разово наносилось твёрдо-пластичное смазочное покрытие типа РАПС (рисунок 3.1).

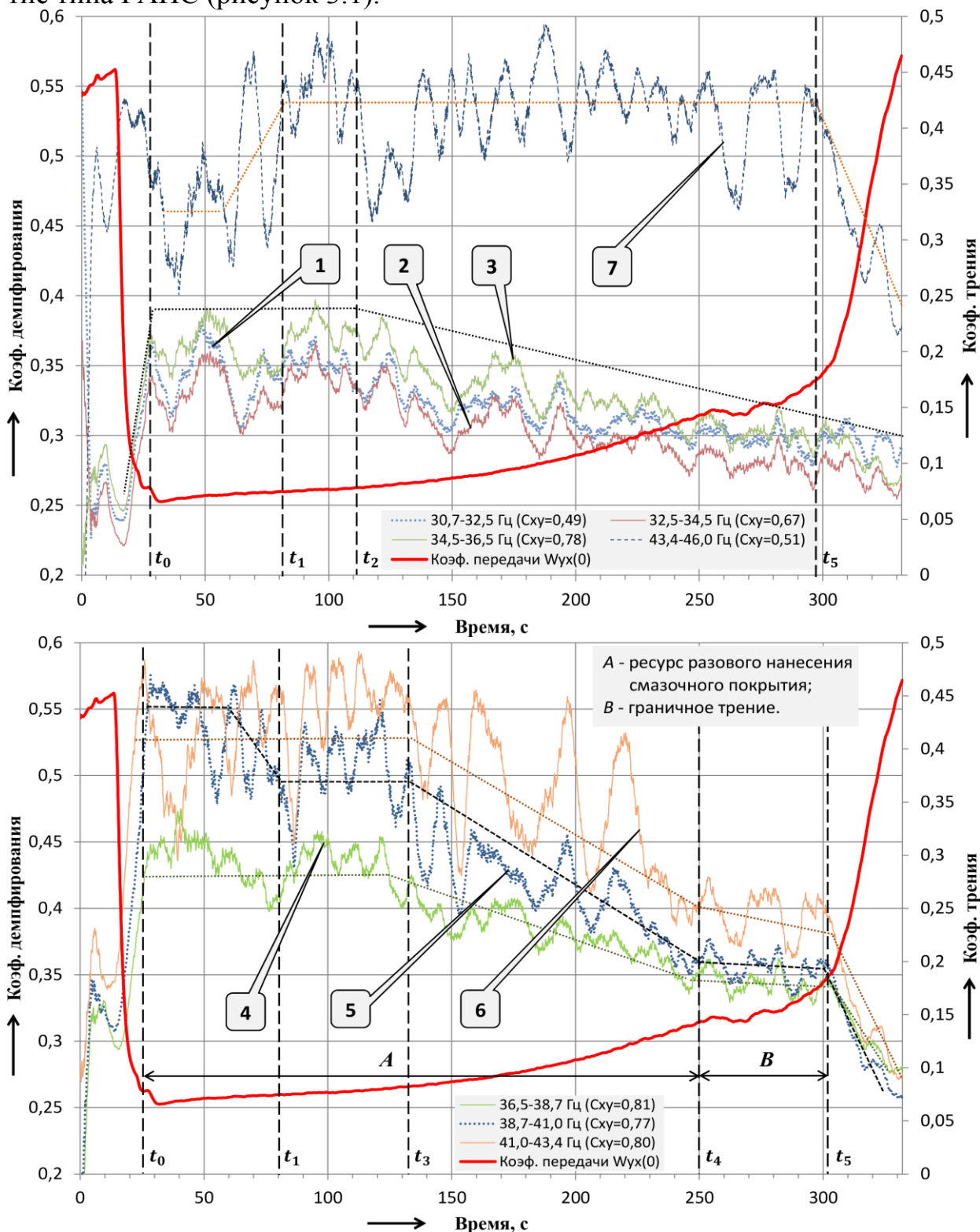


Рисунок 3.1 – Тренды безразмерного коэффициента демпфирования в 1/12-тиоктавных диапазонах частот при введении в узел трения смазочного материала



Видно, что по мере нанесения модификатора в 1/12-тиоктавных диапазонах частот 30,7...46,0 Гц динамический коэффициент демпфирования (3.3) возрастает, что обусловлено снижением сил относительного сопротивления и возрастанием относительного демпфирования. Для оценки достоверности полученных характеристик использован коэффициент корреляции Пирсона  $S_{xy}$  временных реализаций трендов коэффициента трения стационарного движения (см. рисунок 3.1) и безразмерного коэффициента демпфирования (3.3) в диапазонах частот. Видно, что с вероятностью 0,95 выделенные на рисунке 3.1 моменты времени  $t_1...t_5$  изменений безразмерного коэффициента демпфирования в 1/12-тиоктавных диапазонах частот обуславливают изменение градиента физико-механических свойств фрикционного взаимодействия и возрастание значений регистрируемого коэффициента трения.

На рисунке 3.2 представлены результаты трибоспектральной идентификации процессов трения при активации сил сцепления металлолакирующим материалом. Видно, что активация сил сцепления металлолакирующим материалом обуславливает рост значений безразмерного коэффициента демпфирования (3.3) в диапазонах 1/3-октавных частот 0,71 – 11,2 Гц, а на поверхностях трения формируется равновесная шероховатость со стабильными фрикционными свойствами.

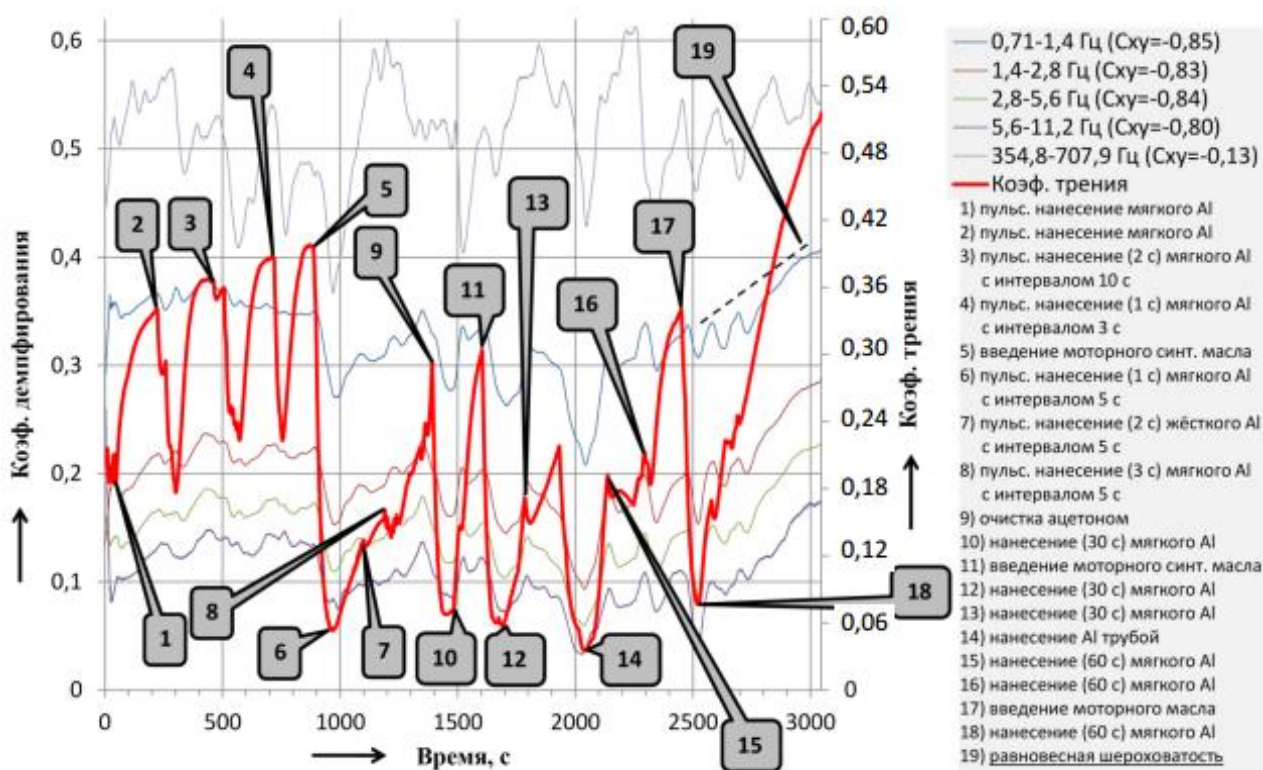


Рисунок 3.2 – Тренды динамического безразмерного коэффициента демпфирования системы в 1/3-октавных диапазонах частот при проскальзывании 3,3 % во фрикционном контакте

Здесь вычисленные значения коэффициента корреляции Пирсона отрицательны, а тренды коэффициента (3.3) уже характеризуют диссипацию энергии при активации сил сцепления, так как коэффициент демпфирования (3.3) обратно пропорционален значениям динамического коэффициента трения (3.1).

Для совершенствования систем автоматического управления приводами подачи модификаторов трения для фрикционной системы «гребень колеса –

рельс» и активаторов сцепления – для системы «тяговая поверхность колеса – рельс» использован обобщённый динамический критерий качества фрикционной системы:

$$I_d(t) = \frac{1}{21} \left( \sum_{k=1}^{13} J_k^{(\text{част.})} + \sum_{k=1}^8 J_k^{(\text{вр.})} \right), \quad (3.4)$$

где  $J_k^{(\text{част.})}$  – частные критерии качества частотных характеристик ТАУ (запасов устойчивости по амплитуде и фазе; показателя колебательности; частот среза; упруго-диссипативных характеристик и т.д.);

$J_k^{(\text{вр.})}$  – частные критерии качества переходных характеристик ТАУ (времени регулирования, перерегулирования, добротности, линейных критериев ошибки регулирования и т.д.);

$k$  – текущий номер критерия.

На рисунке 3.3 представлены тренды обобщённого критерия качества фрикционной системы и сопоставление их величин с установленным нагрузочно-скоростными условиями эксплуатации порогом «предупреждения».

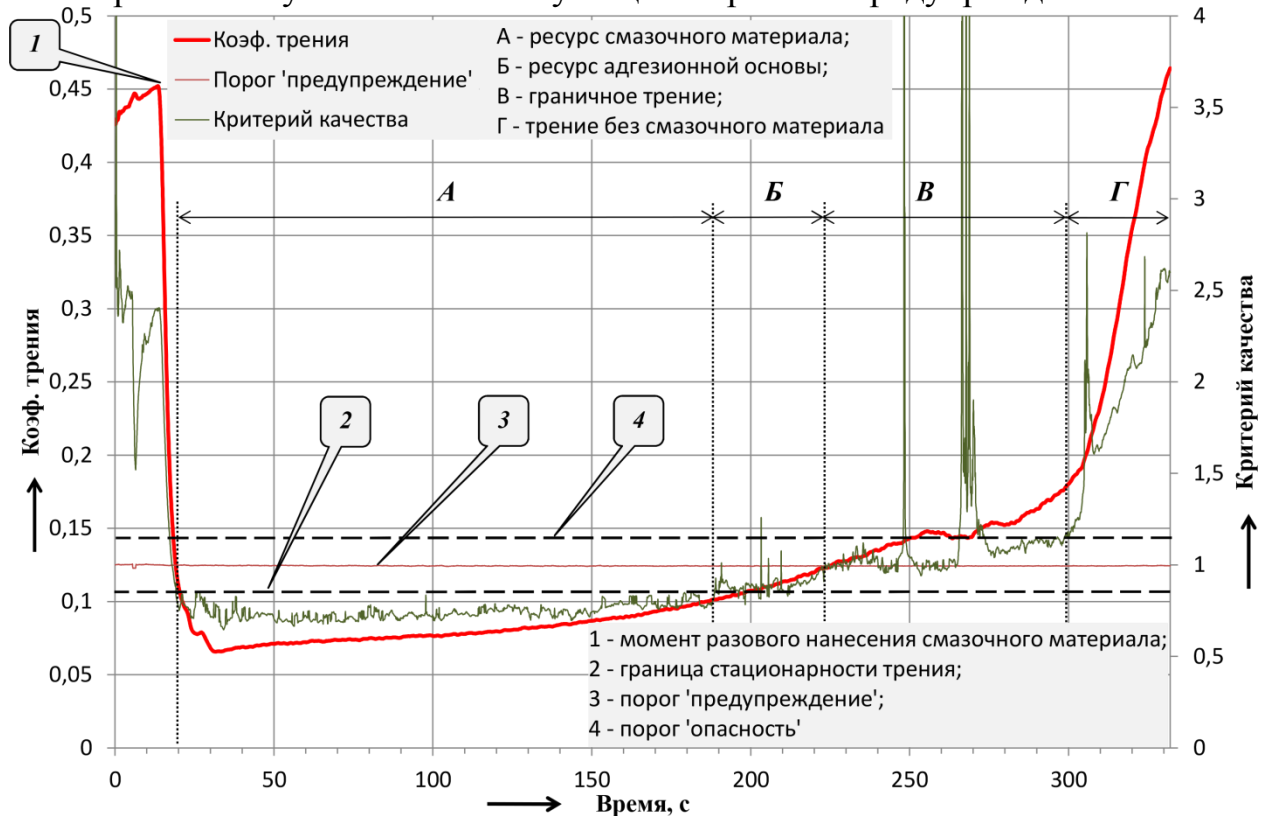


Рисунок 3.3 – Тренды динамического критерия качества и коэффициента трения в стационарном движении фрикционной системы «ролик – колодка» со смазочным материалом РАПС-1

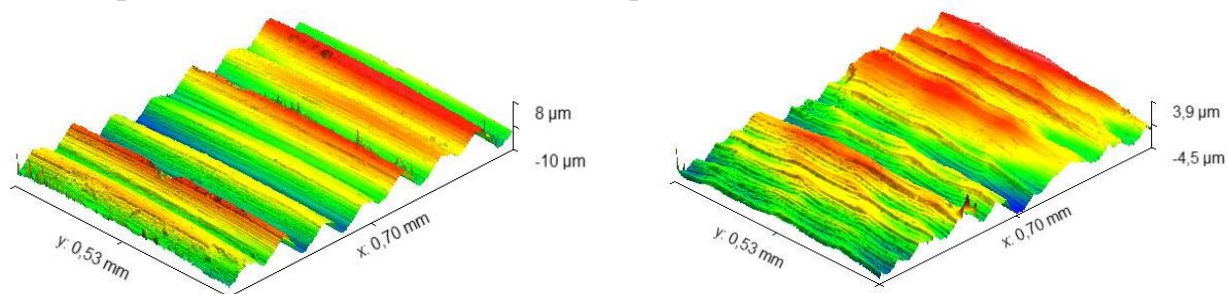
На основе анализа трендов безразмерного коэффициента демпфирования системы (3.3) и динамического критерия качества (3.4) и масштабов подобия физико-математического моделирования определены для тепловоза 2ТЭ116 и криволинейных участков пути радиуса 250 м: а) ресурс разового нанесения смазки РАПС-1 – 2667 м; б) прогнозируемый остаточный ресурс разового нанесения смазки РАПС-1 – 1838 м; в) общий ресурс разового нанесения – 4505 м.

**Глава 4** посвящена изучению механизма и кинетики образования вторичных структур фрикционного переноса на поверхности контртела современ-

ными методами исследования поверхности и реализации управляемого процесса термометаллоплакирования рабочих поверхностей бандажа колеса локомотива материалами с анизотропными свойствами.

С целью установления механизма переноса металлоплакирующего модификатора трения, а также анализа его влияния на микрорельеф поверхности трения проводилось изучение состояния поверхности металлических контртел (роликов) после трения на машине трения. Морфология поверхности исследовалась с помощью системы анализа поверхности (интерференционного микроскопа – оптического профилометра NewView-600 фирмы ZYGO). Система анализа поверхности оборудована объективом с 10-тикратным увеличением. Площадь сканирования данного объектива составляет  $0,371 \text{ мм}^2$ . Каждый образец исследовался в 3-х точках, расположенных под  $120^\circ$ , и вычислялось среднее значение шероховатости Ra. Исходные ролики имели среднюю шероховатость  $Ra_{\text{ср}} = 3,325 \text{ мкм}$ .

Поверхность роликов исследовалась после трибологических испытаний на машине трения типа Амслер ИИ-5018 по схеме «ролик-ролик» при установке в приводе зубчатых шестерен, обеспечивающих проскальзывания 0% образцов. Диаметр контактирующих поверхностей подбирался таким образом, чтобы обеспечить величину проскальзывания в контакте от 2 до 3 %. Модификатор трения подавался контактно-ротапринтным способом в горизонтальной плоскости, исключая вертикальное давление на образцы, с обеспечением подачи перпендикулярно оси вращения ролика. Морфология базовой поверхности контртел образцов представлена на рисунке 4.1. На образцах были проведены серии экспериментов по нанесению модификатора трения с анизотропными свойствами. Каждый раз материал подавался на новую дорожку трения. В качестве материала модификатора трения был выбран алюминий различной твердости. Результат трибологических испытаний по нанесению мягкого и твердого алюминия представлены соответственно на рисунках 4.2 и 4.3.



а) Поверхности трения верхнего образца до нанесения материала модификатора

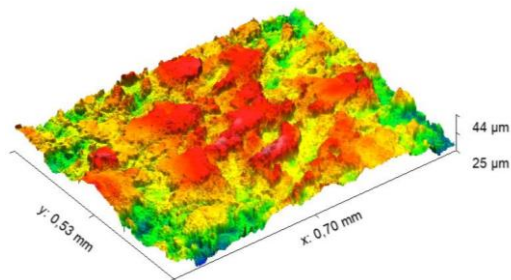
б) Поверхности трения нижнего образца до нанесения материала модификатора

Рисунок 4.1 – Базовые поверхности трения образцов

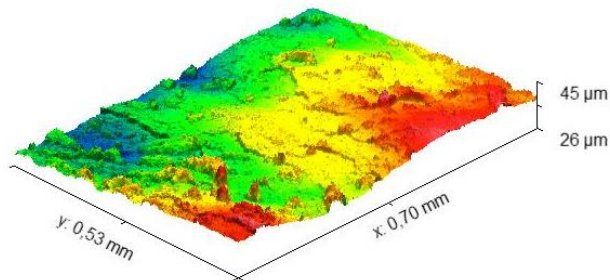
Как видно из анализа микрорельефа поверхностей исследуемых образцов, при подаче мягкого алюминия (рисунок 4.2) происходит заполнение им глубоких борозд, сопровождающееся уменьшением уровня шероховатости, что свидетельствует об увеличении фактической площади касания. Поверхности при этом представлены относительно ровными участками с образованием вторичных структур, закрепленных на поверхности базового образца. Образованные вторичные структуры наблюдаются на поверхности обоих контртел, что свидетельствует о надежном закреплении материала модификатора на верхнем образце при обеспечении контактно-ротапринтного способа подачи и переносе



материала модификатора в контакт трения с нижним образцом. Кроме того, можно сделать промежуточный вывод о наличии достаточного объема материала модификатора в контакте трения и защите поверхностей образцов от износа за счет формирования на поверхностях контртел вторичных структур.



а) Поверхности верхнего образца после нанесения материала модификатора (мягкий) образец 5008

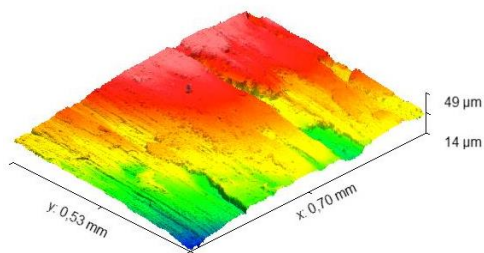


б) Поверхности нижнего образца после нанесения материала модификатора (мягкий) образец 4942

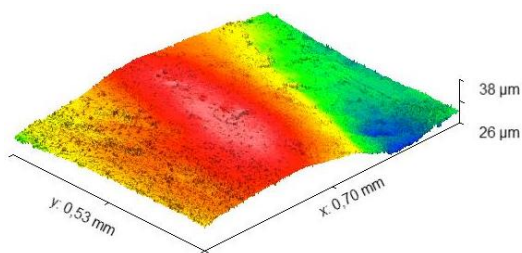
Рисунок 4.2 – Поверхности трения образцов при нанесении мягкого алюминия

При подаче твердого алюминия (рисунок 4.3) наблюдается похожая картина, однако на поверхностях трения контртел наблюдается неравномерное распределение вторичных структур с ярко выраженными пиками. Средняя величина шероховатости поверхности ниже уровня базовых поверхностей образцов, но выше, чем при подаче мягкого алюминия, что свидетельствует о худшей защите базовой поверхности от износа.

Для анализа работы модификатора трения в экстремальных условиях во фрикционный контакт базовых поверхностей была осуществлена подача загрязнителя (рисунок 4.3), в качестве которого использовалось трансмиссионное масло. После снижения коэффициента трения в контакте с базового 0,13 для сухого состояния контакта до 0,07 при нанесении загрязнителя была осуществлена подача материала модификатора трения в виде мягкого алюминия, что привело к росту коэффициента трения до 0,17 и стабилизации этого значения на всем протяжении подачи модификатора.



а) Поверхности верхнего ролика после нанесения масляного загрязнителя и материала модификатора 136.65



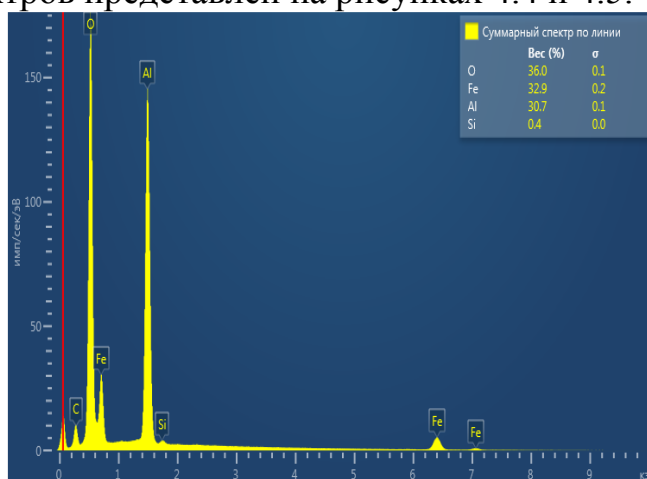
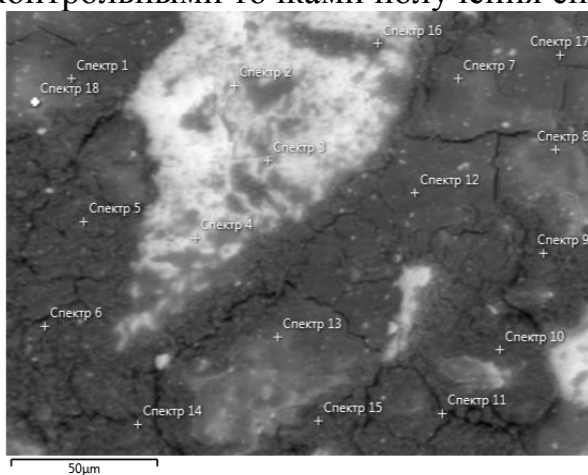
б) Поверхности нижнего образца после нанесения масляного загрязнителя и материала модификатора 191.460

Рисунок 4.3 – Поверхности трения образцов при нанесении мягкого алюминия на загрязнитель, нанесенный на поверхность

Подача твердого алюминия при аналогичных условиях незначительно повлияла на изменение коэффициента трения после нанесения загрязнителя. Можно предположить, что эффективная работа модификатора трения в виде мягкого алюминия обусловлена лучшим нанесением на поверхность за счет своих физико-механических свойств, уменьшением шероховатости поверхности, что способствует вытеснению загрязнителя с поверхности образцов за счет уменьшения невыдавливаемых объемов и увеличению коэффициента трения за

счет увеличения фактической площади касания в трибоконтакте. Наличие достаточного объема материала модификатора на поверхности верхнего образца объясняется наличием прочной химической связи между компонентами поверхности образца и материала модификатора трения, что подтверждает теоретическое моделирование при выполнении квантово-химических расчетов адгезии и когезии в различных металлических системах.

Исследования микроструктуры, топографии, качественного и количественного состава модифицированных покрытий проводились с использованием сканирующего (растрового) электронного микроскопа (SEM) Zeiss EVO MA 18 с приставкой энергодисперсионного (ЭДС) анализатора X-Max 50N и программного обеспечения AZtec. Пример анализируемого участка поверхности с контрольными точками получения спектров представлен на рисунках 4.4 и 4.5.



а)

б)

Рисунок 4.4 – Анализируемый участок поверхности:

а) контрольные точки получения спектров; б) элементный состав обзорного спектра анализа вторичных структур на поверхности образца

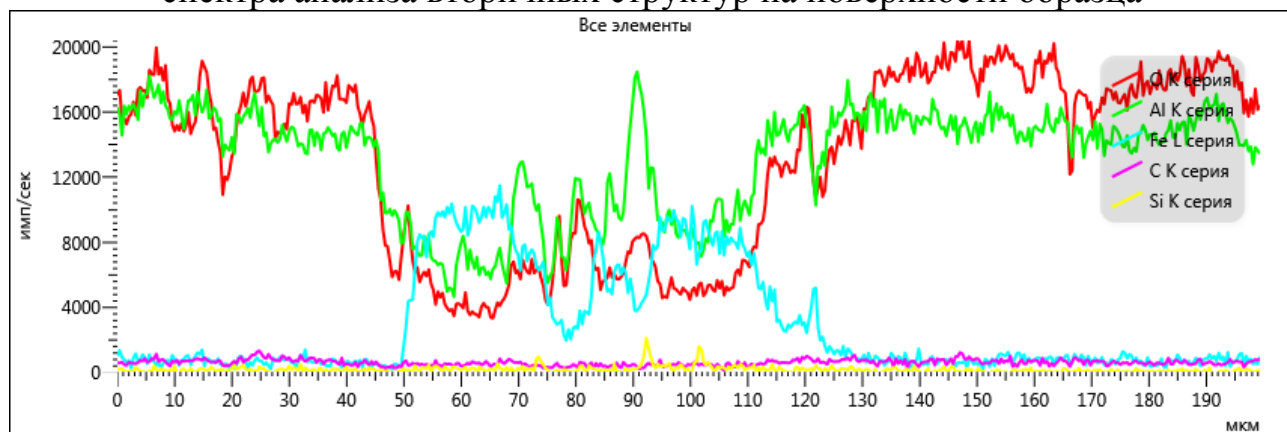


Рисунок 4.5 – Элементный состава вторичных структур поверхности образца

Для анализа выбраны 8 образцов: поверхности верхнего № 1 и нижнего № 2 роликов без обработки модификатором; поверхности верхнего № 3 и нижнего № 4 ролика при металлоплакировании верхнего образца мягким алюминием; поверхности верхнего № 5 и нижнего № 6 ролика при металлоплакировании верхнего образца твердым алюминием и поверхности верхнего № 7 и нижнего №8 ролика при нанесении масляного загрязнителя на образцы и металлоплакировании поверхности верхнего образца мягким алюминием. Наличие Al во вторичных структурах на поверхности образцов свидетельствует о его переносе с

верхнего ролика в зону трения даже в условиях наличия масляного загрязнения поверхностей трения, что подтверждает теоретическое моделирование квантово-химического расчета.

Для исследования механизма формирования поверхностных структур, образованных металлоплакирующим модификатором в процессе фрикционного контакта с рабочими поверхностями трибологической системы «колесо-рельс», был использован метод рентгеновской фотоэлектронной спектроскопии (РФЭС) с помощью системы анализа поверхности SPECS (Германия). Система SPECS обеспечивает возможность послойного ионного профилирования (распыления, стравливания) поверхности и в результате глубинного получения спектров. Используя программное обеспечение комплекса SPECS, полученные спектры были разложены на составляющие, которые показывают химическую связь атомов, присутствующих на исследуемой поверхности. Пример полученных обзорных спектров представлен на рисунке 4.6.

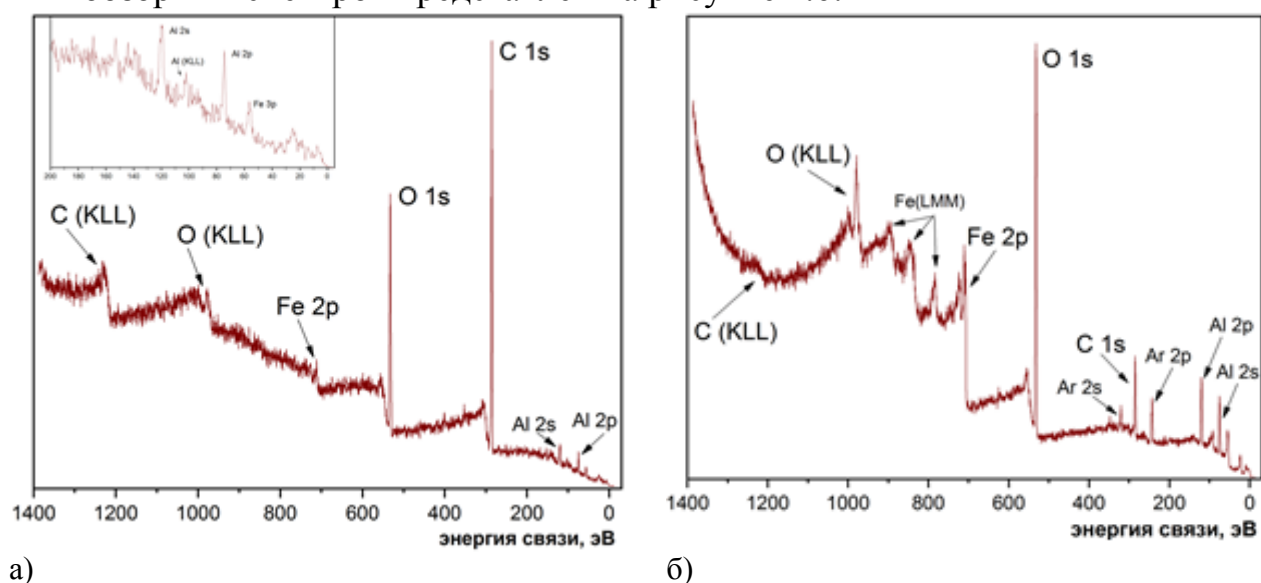


Рисунок 4.6 – РФЭС спектры с поверхности трения:

а) исходной поверхности; б) поверхности трения после ионного травления

Полученные результаты позволяют говорить о фазовом составе покрытия, имеющего толщину 3 нм. Ионное профилирование происходило до появления атомов железа, т.е. до стальной поверхности образца. Скорость травления составляла 1,85 Å/с.

Таблица 4.1 - Данные количественного анализа по данным РФЭС

	Содержание на поверхности атомов %			
	<i>O 1s</i>	<i>C 1s</i>	<i>Fe 2p</i>	<i>Al 2p</i>
Исходная поверхность	21,2	74,5	0,1	4,2
Поверхность после травления ионами $Ar^+$	46,2	17,8	6,5	29,5

В работе представлены результаты аналитической обработки спектров в виде распределения химически активных электронных конфигураций элементов (т.е. их химических связей) по глубине покрытия.

Анализ спектров и количественного анализа элементов (таблица 4.1) позволяет сделать следующие заключения:

1. На поверхности трения стали по нанесению пленки из алюминия происходит образование вторичных структур, зарегистрированных по  $C 1s$ ,  $O 1s$  и  $Al 2p$  спектрам, а также окисленным атомам железа.

2. Содержание железа на исходной поверхности трения и на модифицированной поверхности после ионного травления отличается в десятки раз, что позволяет утверждать, что пленка из  $Al_2O_3$  значительно снижает диффузию кислорода из внешней среды в поверхность катания колеса, а это способствует увеличению износостойкости.

**Глава 5** посвящена обработке технологии подачи модификатора трения с анизотропными свойствами и проведению эксплуатационных испытаний.

Триботехническая система «колесо-рельс» может быть представлена элементами, характеризующими ее свойства во взаимосвязи. Различные типы величин в трибосистеме «колесо-рельс» могут быть рассмотрены послойно на собственных плоскостях, что позволяет устанавливать сложные взаимодействия контактирующих поверхностей.

Формирование фрактальных кластеров может влиять на ход суммарного процесса или явления: при коагуляции, перколяции, полимеризации полимеров, на физико-химические явления, протекающие в зоне контакта в трибосистеме «колесо-рельс-гребнесмазыватель». При эксплуатации трибосистемы «колесо-рельс» с использованием гребнесмазывателей на контактирующих поверхностях могут формироваться многослойные пленки из фрактальных кластеров и их лигандных оболочек в результате физической или химической адсорбции фрактальных структур. В контакте трибосистемы «колесо – рельс» многослойные пленки непрерывно разрушаются и восстанавливаются, то есть создаются условия для реализации нормального процесса износа контактирующих элементов трибосистемы.

Это решение позволяет повысить силу тяги путем обеспечения оптимальных скоростей скольжения каждой из осей колесных пар, улучшить условия вписывания в кривые тележек локомотивов путем снижения сил поперечного крипа. За счет применения фрикционного плакирующего материала с анизотропными свойствами снижается уровень вероятности развития усталостных трещин в материале колеса путем их «залечивания» в состоянии зарождения, что увеличивает ресурс колесной пары. Во время проведения наблюдений на физических моделях обеспечивается идентичность: а) частот и основных форм колебаний масс механических систем, б) частот и форм колебаний микро- и макро-шероховатостей, в) давлений, г) скоростей относительного скольжения поверхностей трения, д) характерных видов изнашивания поверхностей трения модельного и натурального объектов.

Для этого в динамическую модель квазилинейной механической подсистемы вводится модель реального фрикционного контакта, динамические характеристики которого определяются на основе представления сил контактного взаимодействия в координатах состояния, доступных для измерения. Это позволяет на основе модельного эксперимента анализировать трибохарактеристики натуральных узлов трения с учётом взаимовлияния процессов, протекающих в механических и фрикционных подсистемах, и существенно дополнить известные методы экспериментального исследования процессов трения на физических моделях.



На данном этапе исследования параллельно с фиксацией выходных триботехнических характеристик осуществляется «неразрушающий контроль» механической системы и её фрикционных подсистем путём регистрации и анализа амплитудно-фазово-частотных характеристик в требуемом частотном диапазоне, определяемом максимальной величиной одной из парциальных частот, параметрами микро- и макрошероховатостей поверхностей трущихся тел, аппаратно-программным обеспечением и классом решаемых задач.

Эксплуатационные сравнительные испытания проводились на полигоне Северо-Кавказской железной дороги. В испытаниях участвовали: маневровый тепловоз ЧМЭ-3э №6761 и магистральный тепловоз 2ТЭ25КМ №0261. Для проведения испытаний были подготовлены соответствующие испытательные образцы. Пробег локомотива за период проведения сравнительных эксплуатационных испытаний составил 6,1 тыс. км по данным программы АСУТ-Т ЮГ. Испытаниям подверглись экспериментальные стержни с повышенными ресурсными характеристиками. Испытания проходили для двух режимов работы:

- металлоплакирование с образованием защитного слоя с высокими фрикционными свойствами;
- нанесение переносимого на рельсы наполнителя из термостабильного термопласта-адгезива со специальными функциональными присадками.



Рисунок 5.1 – Этапы измерения экспериментальных стержней в процессе эксплуатации, установленных на магистральном тепловозе

Средний расчетный ресурс разовой заправки, по проведенным замерам в ходе эксплуатационных испытаний представлен в таблице 5.1.

Таблица 5.1 - Средний ресурс экспериментальных стержней

Экспериментальные стержни	Средний ресурс разовой заправки, тыс. км
Образец 1 (твердый)	32,5
Образец 2 (мягкий)	28,7
Образец 3 (твердый в оболочке)	35,4
Образец 4 (мягкий в оболочке)	30,2
Образец 5 (трубка с термопласт-адгезивом)	29,8

По результатам испытаний рабочая поверхность бандажей колесных пар, на которые были установлены экспериментальные стержни, имеет характерный



блеск и ровную поверхность, демонстрирующую активное металлоплакирование, перенос и удержание на рабочей поверхности колеса материала стержня. Это позволяет сделать заключение о достаточном уровне адгезии материала стержня к поверхности колеса и его гарантированное попадание в рабочую зону контакта «колесо-рельс».

На основании вышеизложенного анализа данных эксплуатационных испытаний можно сделать вывод о том, что средний ресурс разовой заправки экспериментальных стержней превышает 30 тыс. км при обеспечении заданных трибологических параметров в контакте «колесо-рельс» и защитных свойств рабочих поверхностей, как колеса, так и рельса.

### **ЗАКЛЮЧЕНИЕ. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ.**

В результате проведённых исследований физико-химических и упруго-диссипативных характеристик, трибодинамических процессов на микро- и макроуровнях, протекающих во фрикционном контакте при реализации металлоплакирования стальных поверхностей с целью управления свойствами фрикционной механической системы, можно сделать следующие выводы:

1. По результатам математического моделирования поперечных и продольных сил крипа и вписывания набегающей колёсной пары в криволинейные участки моделируемого пути поперечный крип снижается на 1,5 %, что позволяет уменьшить износ колёсных пар и рельсов в криволинейных участках пути и повысить тяговую мощность локомотива за счёт снижения их энергетических потерь, а продольный крип возрастает на 60,6 %, что улучшает сцепление колёсных пар с рельсами и повышает тяговую мощность локомотива.

2. Анализ частотных и переходных критериев качества динамической системы по значениям критерия  $I_d$  позволил установить, что при повышении требований к сужению рельсовой колеи в криволинейных участках пути и рассматриваемых режимах движения (значения  $a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2$ ;  $0 \text{ м/с}^2$  и  $+0,3 \text{ м/с}^2$ ) в подсистеме «колесо – рельс» снижаются амплитуды вынужденных сил инерции, при этом возрастание продольных сил сопротивления обуславливает лучшее кинематическое вписывание колесной пары в криволинейном участке пути.

3. Исследование, анализ и сопоставление результатов расчета математической модели «путь – подвижной состав» и частотно-временной модели с помощью критериев Фишера и Стьюдента позволили установить, что применение линейной теории автоматизированного управления, в частности прямых и косвенных критериев качества, к методу трибоспектральной идентификации нелинейных процессов трения возможно, так как рассматриваются малые вариации нелинейной модели.

4. Установлены закономерности, позволившие обоснованно уточнить выражение для расчета безразмерного коэффициента демпфирования фрикционной механической системы, что позволяет во времени наблюдения идентифицировать в октавных диапазонах частот тренды изменения упруго-диссипативных свойств фрикционного взаимодействия.

5. Методом физико-математического моделирования определены условия динамического подобия реализации продольных и поперечных сил крипа, что позволило разработать критерии подобия тяговой мощности и кон-

тактного давления и перенести результаты модельных исследований на натуральный объект с эквивалентными фрикционными характеристиками.

6. С помощью квантово-химических расчётов и анализа морфологии поверхностей было установлено, что эффективная работа модификатора трения в виде мягкого алюминия обусловлена наличием прочной химической связи между компонентами поверхности образца и материала модификатора трения, так как энергия адгезии алюминия к стали превышает энергию когезии в алюминии, а также уменьшением шероховатости поверхности.

7. Путем применения квантово-химических расчетов и ОЖЭ-электронной спектроскопии установлен механизм формирования вторичных поверхностных структур в тяжело нагруженных системах «колесо – рельс» при наличии термометаллоплакирования; показано, что во вторичных структурах помимо зарегистрированных  $C 1s$ ,  $O 1s$  и  $Al 2p$  спектрам происходит образование окисленных атомов алюминия  $Al_2O_3$ , при этом содержание железа на исходной поверхности трения и на модифицированной поверхности после ионного травления отличается в десятки раз. Это указывает на то, что пленка  $Al_2O_3$  снижает диффузию кислорода с внешней среды в поверхность катания колеса.

8. На основе проведенных исследований анализа изменения упруго-диссипативных характеристик фрикционного взаимодействия предложен метод идентификации трибологических процессов во фрикционном контакте колеса тягового подвижного состава с рельсом, что позволяет контролировать триботехнические характеристики и прогнозировать аномальные состояния, например, явление срыва сцепления.

9. Показано, что при активации фрикционных связей металлоплакирующим материалом динамический безразмерный коэффициент демпфирования возрастает в два-три раза, что снижает амплитуды фрикционных автоколебаний объёмов масс поверхностных слоёв контактирующих тел, как в переходных, так и стационарных режимах движения, изменяет микрогеометрию контактирующих поверхностей трения и формирует новую равновесную шероховатость.

10. На основании результатов исследований разработан способ повышения износостойкости тяжело нагруженных металлических трибосистем и предложен метод динамического мониторинга за их работоспособностью.

#### **Рекомендации и перспективы дальнейших исследований по теме работы**

Полученные результаты являются весьма перспективными для последующего изучения:

1. Всех видов трения, включая граничное.
2. Исследование широкого спектра модификаторов для узлов трения машин и механизмов, работающих в широком диапазоне нагрузок и скоростей.

#### **ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

*Публикации в рецензируемых научных журналах,  
рекомендованных ВАК и в международных базах Scopus и WoS*

##### **По специальности 2.5.3**

1. Шаповалов, В.В. Применение методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации для мониторинга фрикцион-

- ных механических систем / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, **П.В. Харламов** //Трение и смазка в машинах и механизмах. 2009. № 5. С. 49.
2. Озябкин, А.Л. Физико-математическое моделирование фрикционного контакта диско-колодочного тормозного механизма автомобиля / А.Л. Озябкин, **П.В. Харламов**, А.П. Павлов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2009. – № 1. – С. 15–22.
3. **Харламов П.В.** Повышение оперативности срабатывания антиблокировочных систем на основе метода трибоспектральной идентификации / П.В. Харламов // Инженерный вестник Дона. 2009. № 3 (9). С. 47-58.
4. Шаповалов, В.В. Применение методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации для мониторинга фрикционных механических систем / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, **П.В. Харламов** // Вестник машиностроения. – 2009. – № 5. – С. 49–57.
5. Окулова Е.С. Метод оценки трибологических и трибоспектральных характеристик наноструктурированного смазочного материала для открытых тяжело-нагруженных узлов трения / Е.С. Окулова, **П.В. Харламов**, Е.А. Мантурова, В.М. Кутняхов //Трение и смазка в машинах и механизмах. 2011. № 10. С. 42-48.
6. Озябкин, А.Л. Мониторинг триботермодинамики фрикционного контакта мобильной трибосистемы / А.Л. Озябкин, И.В. Колесников, **П.В. Харламов** // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2012. – № 3. – С. 25–36.
7. Колесников И.В. Организация мониторинга динамических процессов, протекающих в мобильных трибосистемах / И.В. Колесников, **П.В. Харламов** //Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2012. № 1 (165). С. 98-104.
8. Зиновьев В.Е. Влияние микротрещин, скрытых дефектов и остаточных напряжений полимерного клеевого слоя на его разрушение / В.Е. Зиновьев, **П.В. Харламов** // Фундаментальные исследования. 2015. № 12-1. С. 37-42.
9. Зиновьев В.Е. Анализ типовых дефектов вышедших из строя деталей неподвижных сопряжений транспортных средств / В.Е. Зиновьев, **П.В. Харламов** //Инженерный вестник Дона. 2015. № 1-1 (33). С. 15.
10. Шаповалов В.В. Основы моделирования и мониторинга фрикционных систем с учётом синергетического подхода / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, И.В. Колесников, **П.В. Харламов** // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2016. № 4 (64). С. 57-64.
11. Шаповалов, В.В. Формирование адгезионных связей при контактно-ротапринтном смазывании / В.В. Шаповалов, **П.В. Харламов**, В.Б. Мищенко, М.М. Шестаков, Ю.Ф. Мигаль //Трение и износ. 2017. Т. 38. № 5. С. 488-497. DOI: 10.3103/S1068366617050129
12. Shapovalov, V. Improving the energy efficiency of power transmissions of a rolling stock on the basis of dynamic anisotropy of frictional contact / V. Shapovalov, P. Shcherbak, **P. Kharlamov**, T. Sajamova, D. Ryabysh // E3S Web of Conferences. 2019. С. 01002. DOI: 10.1051/e3sconf/201910401002
13. Shapovalov, V. Express analysis of lubricants properties for dynamically loaded open- and closed-loop units / V. Shapovalov, A. Ozyabkin, **P. Kharlamov**, V. Mishchenko, J. Sangin, I. Kolesnikov // AIP Conference Proceedings. XV International Scientific-Technical Conference "Dynamics of Technical Systems", DTS 2019. 2019. С. 020012. DOI: 10.1063/1.5138386

14. Shapovalov, V.V. Tribological testing of MI-26T helicopter tail driver couplings/ V.V. Shapovalov, A.L. Ozyabkin, **P.V. Kharlamov**, V.B. Mischinenko, I.V. Kolesnikov // AIP Conference Proceedings. XV International Scientific-Technical Conference "Dynamics of Technical Systems", DTS 2019. 2019. С. 020013. DOI: 10.1063/1.5138387

15. Shapovalov V. Application of methods physical and mathematical modeling for a research of nonlinear mechanical systems on the example of the rolling stock / V. Shapovalov, **P. Kharlamov**, A. Oziabkin, S. Gorin, V. Zinovev, R. Kornienko, A. Mihajluk // AIP Conference Proceedings. XV International Scientific-Technical Conference "Dynamics of Technical Systems", DTS 2019. 2019. С. 020017. DOI: 10.1063/1.5138391

16. Zinoviev V.E. Analysis of factors affecting the strength of fixed bonds assembled using metal-polymer compositions / V.E. Zinoviev, P.V. Kharlamov, N.V. Zinoviev, R.A. Kornienko // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 900 (1), 2020, статья № 012009. DOI: 10.1088/1757-899X/900/1/012009

17. **Харламов П.В.** Мониторинг изменений упруго-диссипативных характеристик для решения задач по исследованию трибологических процессов в системе «железнодорожный путь - подвижной состав» /П.В. Харламов //Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2021. №. 1, С. 122-129.

18. **Харламов П.В.** Применение физико-химического подхода для изучения механизма образования вторичных структур фрикционного переноса на поверхности контртела /П.В. Харламов //Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2021. №. 3, С. 37-45.

19. **Харламов П.В.** Исследование образования вторичных структур фрикционного переноса на поверхности стальных образцов при реализации технологии металлоплакирования /П.В. Харламов/ Сборка в машиностроении, приборостроении, 2021, № 12, стр. 556-560.

#### **По специальности 2.9.3 (05.22.07)**

20. Озябкин, А.Л. Повышение эффективности лубрикации в системе «подвижной состав – путь» / А.Л. Озябкин, **П.В. Харламов**, Э.Э. Фейзов // Железнодорожный транспорт. – 2011. – № 12. – С. 30–34.

21. Озябкин, А.Л. Динамический мониторинг состояния резьбовых соединений тормозных систем вагонов / А.Л. Озябкин, И.В. Колесников, **П.В. Харламов** // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения.. – 2012. – № 1. – С. 22–28.

22. Повышение эффективности и надёжности мостовых кранов фирмы Demag / М.А. Буракова, А.Л. Озябкин, **П.В. Харламов**, Е.С. Окулова // Строительные и дорожные машины. – 2012. – № 4. – С. 35–40.

23. **Харламов П.В.** Исследование вибронагруженности колеса с широкопрофильной шиной /Харламов П.В., Горин С.Л.//Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2012. № 2(166). С.74-76.

24. Мантурова Е.А. Влияние динамики подвижного состава на расход смазочного материала / Е.А. Мантурова, **П.В. Харламов**, Д.С. Мантуров //Современные проблемы науки и образования. 2014. № 6. С. 149.

25. **Харламов П.В.** Физическое подобие фрикционных подсистем модели подвижного состава / Харламов П.В.//Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2016. № 4 (192). С. 77-85.

26. Shapovalov V. Application of tribology theoretical bases for working out of resource-saving systems on railway transportation / V. Shapovalov, A. Lubyagov, **P. Kharlamov**//Transport Problems. 2017. Т. 12. № 2. С. 137-146. DOI: 10.20858/tp.2017.12.2.13

27. Shapovalov V. Friction contact control in "wheel - rail" locomotive system / V.V. Shapovalov, **P.V. Kharlamov**, S.L. Gorin // Procedia Engineering, 206, 2017, pp. 682-687. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.537

28. Шаповалов В.В. Повышение эффективности фрикционной системы «колесо – рельс» / В.В. Шаповалов, П.Н. Щербак, В.М. Богданов, Э.Э. Фейзов, **П.В. Харламов**, В.А. Фейзова //Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2019. Т. 78. № 3. С. 177-182.

29. Shapovalov V.V. Improving the efficiency of the path - Rolling stock system based on the implementation of anisotropic frictional bonds / V.V. Shapovalov, V.I. Kolesnikov, **P.V. Kharlamov**, R.A. Kornienko, A.M. Petrik //IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 900 (1), 2020, статья № 012011. DOI: 10.1088/1757-899X/900/1/012011

30. Шаповалов, В.В. Металлоплакирование рабочих поверхностей трения пары «колесо – рельс» / В.В. Шаповалов, Ю.Ф. Мигаль, А.Л. Озябкин, И.В. Колесников, Р.А. Корниенко, Е.С. Новиков, Э.Э. Фейзов, **П.В. Харламов** //Трение и износ. 2020. Т. 41. № 4. С. 464-474. DOI:10.3103/S1068366620040121

31. **Харламов П.В.** Проектирование системы подачи модификаторов трения к фрикционным поверхностям трибологического контакта «колесо-рельс» / П.В. Харламов / Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2021. № 2 (82). С. 58-66.

32. **Харламов П.В.** Модельная оценка динамических характеристик фрикционной подсистемы «колесо – рельс» для мониторинга их изменений в условиях реализации тяговой мощности / П.В. Харламов / Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2021. № 4, стр. 51-56.

33. **Харламов П.В.** Исследование вторичных структур фрикционного переноса на поверхности стальных образцов при реализации технологии металлоплакирования системы подачи модификаторов трения для контакта «колесо-рельс» /П.В. Харламов / Вестник транспорта Поволжья, 2021. № 5, стр. 19-25.

#### Монографии

34. Амплитудо-фазочастотный анализ критических состояний фрикционных систем : монография / В.В. Шаповалов, А.В. Челохьян, А.Л. Озябкин, И.В. Колесников, **П.В. Харламов**. – М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2010. – 383 с. ISBN 978-5-9994-0021-5

35. Теоретические основы проектирования устройств вариации скорости и мониторинга критических состояний фрикционных систем транспортных средств: монография / А. В. Владимиров, **П. В. Харламов**, В. А. Лысянский // Монография. – ГОУ ВО «Южно-Российский государственный университет экономики и сервиса» (ЮРГУЭС), г. Шахты, 2010. – 172 с. ISBN 978-5-93834-609-3

36. Трибомониторинг фрикционного контакта тормозного механизма автомобиля (монография) / П.В. Харламов // Монография. – LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co., Germany, 2012. – 167 с. ISBN 978-3-8465-9713-2

#### Учебники

37. Управление наземными транспортно-технологическими средствами: учебник / В.В. Шаповалов, А.Ч. Эркенов, А.Л. Озябкин, **П.В. Харламов**, С.А.

Вялов, Д.В. Глазунов // ФГБУ ДПО «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», М.: 2018. – 263 с.

38. Мониторинг наземных транспортно-технологических средств: учебник / В.В. Шаповалов, А.Ч. Эркенев, А.Л. Озябкин, **П.В. Харламов**, С.А. Вялов, Д.В. Глазунов, А.М. Лубягов // ФГБУ ДПО «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», М.: 2018. – 221 с.

39. Моделирование мобильных фрикционных систем: учебник / В.В. Шаповалов, П.Н. Щербак, А.Л. Озябкин, **П.В. Харламов** // под ред. В.В. Шаповалова. — М.: ФГБУ ДПО «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2020. — 1147 с.

#### Патенты

40. **Патент РФ № 2343450 РФ**, МПК G01N 3/56. Способ испытаний узлов трения / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, **П.В. Харламов** [и др.]. – № 2343450 ; заявл. 13.06.2006 ; опубл. 10.01.2009, Бюл. № 1 ; приоритет 13.06.2006, № 2006121024/28.

41. **Патент РФ № 2517946 РФ**, МПК G01N 3/56. Способ динамического мониторинга фрикционных мобильных систем / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, **П.В. Харламов** [и др.]. – № 2517946; 10.06.2014. Заявка № 2012113329/28 от 05.04.2012.

42. **Патент РФ № 2674899 РФ**, МПК B61C 15/10, F16D 65/00. Способ повышения эффективности фрикционных систем / В.В. Шаповалов, Р.А. Корниенко, П.В. Харламов, В.Б. Мишиненко [и др.]. – № 2674899; 13.12.2018. Заявка № 2016128401 от 12.07.2016.

43. **Патент РФ № 2740465 РФ**, МПК B61K 3/02 (2006.01) «Способ термометаллоплакирования стальных поверхностей трения» / В.В. Шаповалов, **П.В. Харламов**, [и др.]. – № 2740465; 14.01.2021. Заявка № 2019145543 от 30.12.2019.

44. **Патент РФ № 2745382** Способ динамического мониторинга высоко-мобильных нелинейных технических систем / В.И. Колесников, В.В. Шаповалов, И.В. Колесников, **П.В. Харламов** [и др.]; B61K 3/02, № заявки 2020111612, заявл. 19.03.2020; опубл. 24.03.2021.

45. **Патент РФ № 2745984** Динамический мониторинг мобильных нелинейных технических систем / В.И. Колесников, В.В. Шаповалов, И.В. Колесников, Е.С. Новиков, **П.В. Харламов** [и др.]; B61K 3/02, № заявки 2020111613, заявл. 19.03.2020; опубл. 05.04.2021.

46. **Патент РФ № 2748933** Динамический мониторинг узлов трения мобильных технических систем / В.И. Колесников, В.В. Шаповалов, И.В. Колесников, Е.С. Новиков, **П.В. Харламов** [и др.]; № заявки 2020111610, заявл. 19.03.2020; опубл. 01.06.2021.

47. **Патент РФ № 2750585** Способ модифицирования систем термоплакирования стальных поверхностей трения / В.В. Шаповалов, В.Б. Мишиненко, А.Л. Озябкин, **П.В. Харламов** [и др.]; B61K 3/02, № заявки 2020134704, заявл. 21.10.2020; опубл. 29.06.2021.

#### Публикации в других изданиях

48. **Харламов П.В.** Физико-математическое моделирование как способ исследования динамических процессов фрикционного контакта /П.В. Харламов, Ш.В. Кикичев // Транспорт-2009. Труды Всероссийской научно-практической конференции, посвященные 80-летию РГУПС. – Ростов н/Д: РГУПС. 2009. Т.1 С. 388-390.

49. **Харламов П.В.** К вопросу о прогнозировании состояния фрикционной механической системы / П.В. Харламов // Транспорт-2011. Труды Всероссийской научно-практической конференции. – Ростов н/Д: РГУПС. 2011. Т. 3. С. 69-71.

50. **Харламов П.В.** Организация мониторинга процессов, протекающих во фрикционном контакте для повышения эксплуатационных характеристик транспортных средств / П.В. Харламов // Механика и трибология транспортных систем (МехТрибоТранс - 2011). Международная научная конференция: сборник докладов. – Ростов н/Д: РГУПС. 2011. С. 326-331.

51. **Харламов П.В.** Применение методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации для мониторинга процессов в мобильных трибосистемах / П.В. Харламов // Проблемы синергетики в трибологии, трибоэлектрохимии, материаловедении и мехатронике. Материалы Международной конференции. – Новочеркасск: ЮРГТУ(НПИ). 2011. С. 266-269.

52. **Харламов П.В.** Применение метода трибоспектральной идентификации для осуществления процессов протекающих во фрикционном контакте / П.В. Харламов // Проблемы синергетики в трибологии, трибоэлектрохимии, материаловедении и мехатронике. Материалы Международной конференции. – Новочеркасск: ЮРГТУ(НПИ). 2011. С. 270-277.

53. **Харламов П.В.** Методы контроля и управления процессами трения в контакте колесо-рельс / П.В. Харламов // Труды Международной научно-практической конференции «Транспорт-2014». – Ростов н/Д: ФГБОУ ВПО РГУПС. 2014. Т.2 С. 251-253.

54. **Харламов П.В.** Динамическая модель взаимодействия подвижного состава и пути в кривых малого радиуса / П.В. Харламов // Труды международной научно-практической конференции «Транспорт-2015». – Ростов н/Д: ФГБОУ ВПО РГУПС. 2015. Т. 2. С. 276-278.

55. **Харламов П.В.** Динамический мониторинг процесса взаимодействия колеса с рельсом / П.В. Харламов // Труды международной научно-практической конференции «Перспективы развития и эффективность функционирования транспортного комплекса Юга России». – Ростов н/Д: ФГБОУ ВПО РГУПС. 2015. Т.1 С. 241-243.

56. **Харламов П.В.** Моделирование фрикционных нелинейных систем / П.В. Харламов // Транспорт: наука, образование, производство. Труды международной научно-практической конференции. – Ростов н/Д: ФГБОУ ВО РГУПС. 2016. Т.2 С. 177-181.

57. **Харламов П.В.** Повышение энергоэффективности системы "путь-подвижной состав" путем реализации анизотропии фрикционного контакта / П.В. Харламов // Транспорт: наука, образование, производство. Сборник научных трудов Международной научно-практической конференции. – Ростов н/Д: ФГБОУ ВО РГУПС. 2017. Т. 3. С. 75-79.

58. **Харламов П.В.** Управление тягой локомотива путем модифицирования тяговой поверхности колес / П.В. Харламов // Сборник научных трудов «Транспорт: наука, образование, производство». Труды Международной научно-практической конференции. – Ростов н/Д: ФГБОУ ВО РГУПС. 2020.Т.2.С. 356-360.

59. **Харламов П.В.** Модельная оптимизация тяговых характеристик локомотивов / П.В. Харламов // Сборник научных трудов «Транспорт: наука, образование, производство». Труды Международной научно-практической конференции. – Ростов н/Д: ФГБОУ ВО РГУПС. 2021. Т.2. С. 350-354.

### **Личный вклад автора в работах, выполненных в соавторстве**

В перечисленных ниже работах автору принадлежат следующие результаты: [1, 2, 4-12] – выбор расчетных моделей, математические преобразования, участие в постановке задачи и экспериментальных исследованиях, разработка методик и информационных каналов мониторинга свойств трибосопряжений, сопровождение исследований модифицированной поверхности, анализ результатов; [13-16, 20-24] – формулирование научной задачи, математические преобразования, разработка программ лабораторных, стендовых и эксплуатационных испытаний, участие в проведении испытаний, обработка и объяснение результатов исследований; [26-30, 48] – постановка задачи, выбор расчетных моделей, решение уравнений, расчёт режимов динамического нагружения модельного узла трения, формулирование и анализ результатов. В монографии [34] – п. 1.4, гл. 2 и п. 3.2; в монографии [35] – п. 1.3, п. 2.2, гл. 4, п. 5.3 и п. 5.4. В учебнике [37] – разделы 3.2, 3.3, 5.3, 5.4, [38] – глава 1, глава 3, разделы 5.1, 5.2, [39] – главы 1, 2, 5. В патентах РФ на изобретения, полученных в соавторстве, права распределены между всеми авторами в равных долях.

**Харламов Павел Викторович**

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ПУТЬ-ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ ТЕРМОМЕТАЛЛОПЛАКИРОВАНИЕМ ФРИКЦИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КОЛЕСА И РЕЛЬСА**

Автореферат диссертации  
на соискание учёной степени доктора технических наук

Формат 60×84/16. Бумага офсетная.

Ризография. Усл. печ. л. 2,0.

Тираж 100 экз. Заказ № \_\_\_\_\_.

Редакционно-издательский центр ФГБОУ ВО РГУПС.

Адрес университета: 344038, г. Ростов н/Д, пл. Ростовского Стрелкового Полка  
Народного Ополчения, 2.