

На правах рукописи

Озябкин Андрей Львович



**РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ И МЕТОДОВ ДИНАМИЧЕСКОГО
МОНИТОРИНГА ФРИКЦИОННЫХ СИСТЕМ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

Специальность: 05.02.04 – «Трение и износ в машинах»

Автореферат
диссертации на соискание учёной степени
доктора технических наук

Ростов-на-Дону
2014

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

Научный консультант: *Шаповалов Владимир Владимирович*,
доктор технических наук, профессор, зав. каф.
«Транспортные машины и триботехника» ФГБОУ
ВПО РГУПС;

Официальные оппоненты: *Памфилов Евгений Анатольевич*,
доктор технических наук, профессор каф. «Ма-
шиностроение и материаловедение», ФГБОУ
ВПО «Брянский государственный технический
университет»;

Эркенов Ахмат Чокаевич,
доктор технических наук, профессор каф. «Техно-
логия машиностроения», ФГБОУ ВПО «Северо-
Кавказская государственная гуманитарно-техноло-
гическая академия»;

Шульга Геннадий Иванович,
доктор технических наук, профессор каф. «Авто-
мобильный транспорт и организация дорожного
движения», ФГБОУ ВПО «Южно-Российский
государственный политехнический университет
(НПИ) им. М.И. Платова».

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное учре-
ждение науки «Институт проблем механики им.
А.Ю. Ишлинского» Российской академии наук.

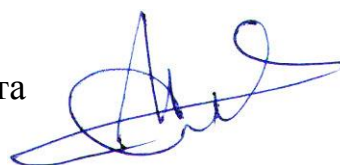
Защита состоится «24» октября 2014 г. в 11⁰⁰ часов

на заседании диссертационного совета Д 218.010.02 при ФГБОУ ВПО «Ростов-
ский государственный университет путей сообщения» по адресу: 344038, г. Ро-
стов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2,
(главный корпус, конференц-зал).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО 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 «23» июля 2014 г.

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



И.М. Елманов

Актуальность темы исследования. Практически любые машины или механизмы являются фрикционными системами, состоящими из квазилинейных частей механических подсистем и существенно-нелинейных подсистем фрикционных контактов. Рабочие поверхности фрикционных систем «колесо – рельс» железнодорожного транспорта, дисковых тормозов транспортных систем и др. эксплуатируются в режимах интенсивных динамических нагрузок и подвержены воздействию атмосферных осадков, загрязнений (в том числе абразивных частиц – пыли, продуктов износа и т.п.), температуры окружающей среды и т.п. При эксплуатации таких «открытых» узлов трения в связи с различными эволюционными преобразованиями в зоне фрикционного контакта, характеризующимися открытостью, неравновесностью, неизотермичностью, самоорганизацией при трении, изменяются фрикционные связи. Этому посвящены работы А.С. Ахматова, В.А. Белого, Б.И. Костецкого, И.В. Крагельского, Д.Н. Гаркунова, М.М. Хрущёва, А.В. Чичинадзе, Ю.М. Дроздова и др. Изменение указанных связей может влиять на изменение эффективности, надёжности, производительности, качества выполняемых работ, устойчивости и безопасности транспортных систем.

Развитие в XXI веке вычислительной техники, информационных технологий и инструментальных средств измерений физических величин способствует появлению новых технологий для выявления законов динамического функционирования машин и механизмов. Например, акустические, тензометрические или виброметрические способы регистрации виброколебательных состояний машин и механизмов позволяют осуществлять их диагностику *отображением динамических характеристик фрикционных связей в координатах состояния, доступных измерению*. От уровня взаимосвязи динамики механических и фрикционных подсистем зависят стабильность работы фрикционного контакта, устойчивость и безопасность эксплуатации транспортной системы.

Однако существующие системы непрерывного динамического мониторинга фрикционных систем в основном не учитывают данную взаимосвязь, не обеспечивают идентификацию состояний трибосистем и прогноз их изменений.

Степень разработанности проблемы. В работах Т.А. Тибилова, В.Л. Заковоротного, В.И. Колесникова, В.В. Шаповалова и др. рассмотрен ряд вопросов динамики открытых узлов трения транспортных систем, эксплуатируемых при высоких скоростях движения, имеющих значительные габаритные размеры и массы, подвергающиеся значительным внешним воздействиям (контактной сети, окружающей среды, загрязнений, ветра и т.д.). С учётом приведенных выше условий эксплуатации транспортных систем объектом динамического мониторинга выбран железнодорожный транспорт, имеющий динамически нагруженный узел трения «колесо – рельс» с антифрикционной (контактом гребня колеса с боковой гранью головки рельса) и фрикционной (контактом поверхности катания с головкой рельса) нелинейными связями.

В работах В.В. Болотина, Г.Д. Данжело, В.В. Запорожца, Л. Заде, И.В. Крагельского, В.А. Кудинова, М.В. Келдыша, М. Марчака, Д.М. Толстого, А.В. Чичинадзе, С.А. Раловца и др. основное внимание уделялось развитию фрикционных автоколебаний механических систем и вопросам устойчивости траекторий движения масс. Не решены вопросы теоретического и экспериментального характера по определению текущего состояния фрикционного контакта: взаи-

мосвязи динамических многофакторных процессов трения с динамическими характеристиками механической системы; устойчивости фрикционных систем с учётом реального протекания процессов трения; выбора идентификационных признаков, качества и числа информационных каналов; контроля свойств трибослоя на наноуровне, определяющих выходные трибохарактеристики фрикционного контакта (его нормальное или аномальное состояние, например явления термического схватывания гребней колёсных пар и рельсов).

Эффективными способами исследования трибосистем, оптимизации их упруго-диссипативных связей, прогнозирования критических режимов фрикционного взаимодействия являются методы натурного эксперимента, базирующиеся на теоретических основах физико-математического моделирования. В основе методов физико-математического моделирования лежат работы Ю.А. Евдокимова, Ю.Н. Дроздова, И.В. Крагельского, А.В. Чичинадзе, Э.Д. Брауна, М.В. Келдыша, В.В. Шаповалова, П.Н. Щербака и др. Однако в работах перечисленных авторов не рассматривались вопросы динамического мониторинга фрикционных систем в реальном времени, а вопросы физического моделирования отражены не полностью или с некоторыми неточностями.

Объект исследования: динамический мониторинг трибосистем «колесо – рельс» в системе «подвижной состав – верхнее строение пути» и «диск – тормозная колодка» транспортных систем.

Предметом исследований является изучение возможностей формирования управляющих воздействий на фрикционный контакт с помощью систем автоматического управления исполнительными устройствами, реализации номинальных и исключения аномальных режимов функционирования.

Цель работы: *повышение эффективности, безопасности и ресурса узлов трения железнодорожного транспорта на основе их модельных исследований, динамического мониторинга и формирования управляющих воздействий на фрикционный контакт, обеспечивающих реализацию номинальных и исключение аномальных режимов функционирования.*

Задачи исследований

1 Разработать многовариантные физико-математические модели трибосистем с открытыми узлами трения, обеспечивающие подобие динамических характеристик механических систем и условий динамического взаимодействия фрикционного контакта.

2 Развить теорию динамического мониторинга открытых узлов трения путём представления коэффициента трения в виде комплексной функции, учитывающей упруго-диссипативные свойства фрикционных связей, а также взаимовлияние динамических процессов, протекающих в механической системе и во фрикционном контакте.

3 Разработать косвенные оценки устойчивости фрикционных систем, динамического их состояния в наиболее информативных частотных диапазонах.

4 Оптимизировать упруго-диссипативные и инерционные связи специализированного подвижного состава на базе методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации процессов трения (на примере мотовоза погрузочно-транспортного грузового, серийно выпускаемого на Тихорецком машиностроительном заводе им. В.В. Воровского).

5 Сформировать базу данных трибоспектральных характеристик, параметры которых имеют уровень корреляции порядка $0,7 \dots 0,9$ с соответствующими параметрами натуральных трибосистем, что позволяет осуществлять их динамический мониторинг в эксплуатации.

6 Выполнить комплексные исследования термомеханических характеристик поверхностей трения, которые могут приводить к термическому и (или) атермическому схватыванию, что позволяет осуществить динамический мониторинг натуральных трибосистем, исключить аномальные режимы контактирования.

7 Провести проверку и апробацию полученных теоретических и экспериментальных результатов научных исследований при эксплуатации трибосистем железнодорожного транспорта.

Методы исследования. Для решения поставленных задач использовались базовые положения теории колебаний, нелинейной динамики систем с конечным числом степеней свободы, быстрого преобразования Фурье, частотных передаточных функций, физико-математического моделирования, трибоспектральной идентификации процессов трения, математической статистики, математического планирования эксперимента, экспериментальной триботермодинамики (раздела прикладной физики, в которой экспериментально исследуются законы превращения относительного движения во фрикционных системах в теплоту и наоборот), динамического мониторинга (постоянного систематического сбора и обработки диагностической информации, наблюдения и прогнозирования изменений) процессов, протекающих в открытых узлах трения.

В качестве инструментальных средств использовались сертифицированное измерительное оборудование и программное обеспечение ЗАО «Электронные технологии и метрологические системы – ЗЭТ» ФГУП ВНИИФТРИ. На основе регистрируемых дискретных значений виброколебаний сил нормального давления, момента трения, скорости и температур, их математической обработки и анализа некоторых характеристик, однозначно определяющих функционирование фрикционных систем, решаются задачи их динамического мониторинга.

Научная новизна работы

1 С использованием положений физико-математического моделирования сформулированы принципы исследования и синтеза динамических характеристик транспортных систем, состоящих из механических и фрикционных подсистем, взаимодействующих между собой через узел трения. Взаимосвязь указанных подсистем определяется идентичностью: а) частот и основных форм колебаний масс механических систем, б) частот и форм колебаний микро- и макрошероховатостей, 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. Эти принципы, проиллюстрированные на примерах фрикционных систем железнодорожного транспорта, могут быть распространены на любые стационарные и мобильные фрикционные системы.

2 Предложен ряд интегральных оценок, определяемых на основе анализа спектральных характеристик сил нормального и тангенциального контактного взаимодействия. Наблюдение и изучение вышеназванных интегральных оценок, характеризующих упруго-диссипативную природу процессов трения, в наиболее информативных *октавных (долеоктавных) полосах частот* позволяет качественно и количественно определять значения текущей работы и (или) мощности необратимых изменений подводимой энергии в узле трения. На этой основе предложены методы, способы и алгоритмы *динамического мониторинга*, позволяющие в реальном времени возможность: *а)* наблюдения за состоянием узлов трения, *б)* прогнозирования их изменений и *в)* управления нагрузочно – скоростными режимами эксплуатации фрикционных систем, либо изменения функциональных трибохарактеристик контакта. Принципы и примеры создания систем динамического мониторинга проиллюстрированы при оценивании и прогнозировании изменений параметров фрикционных связей в контактах «колесо – рельс» и «диск – тормозные колодки».

3 Раскрыта связь необратимых процессов, протекающих во фрикционном контакте, с регистрируемыми амплитудо-фазочастотными характеристиками преобразования нормальных составляющих сил контактного взаимодействия в тангенциальные и выходными триботехническими характеристиками фрикционных систем. Показана возможность оценки: значений объёмных температур в контактной области, динамики формирования аномальных режимов контактного взаимодействия (например, термического и (или) атермического видов схватываний поверхностей трения), неуправляемого движения (например, боксования, потери устойчивости). Количественное и качественное сопоставление оценок объёмных максимальных температур с трибоспектральными характеристиками процессов трения позволяет создать новые, не имеющие аналогов, алгоритмы динамического мониторинга натуральных фрикционных систем.

4 Обоснована эффективность использования методов *многовариантного физико-математического моделирования, трибоспектральной идентификации процессов трения и экспериментальной триботермодинамики* при совместном анализе параметров термодинамики и трибоспектров сил фрикционного взаимодействия модельного и натурального объектов. Разработана инструментальная база (алгоритмы и программное обеспечение) динамического мониторинга натуральных фрикционных систем, что позволило оценить: *а)* взаимовлияние динамических процессов, протекающих в механических и фрикционных подсистемах, *б)* динамические условия потери устойчивости движения фрикционной системы, *в)* эволюционные изменения фрикционных характеристик и пр.

Теоретическая значимость работы

Установлена совокупность параметров динамического мониторинга фрикционных систем, что позволяет: *а)* учесть многообразие динамических и физических свойств систем трения; *б)* дополнить существующую систему знаний об узлах трения в области влияния динамических характеристик взаимодействующих друг с другом механических и фрикционных подсистем на функ-

циональные свойства трибосистем как динамической связи, их объединяющей; в) объяснить многие, не рассматриваемые ранее явления в трибоконтакте; з) оценивать мощность необратимых, эволюционных преобразований в контактной области (например, развития износа в контактной области, изменения фрикционных характеристик контакта за счёт изменения свойств внешней среды и пр.); д) создать интеллектуальные системы управления функционированием фрикционных систем, отказы которых недопустимы. К таким системам относится подвижной состав железнодорожного транспорта.

Практическая ценность исследований

1 Разработана единая система мониторинга подсистемы «тяговая колёсная пара – рельс» по стабилизации коэффициента сцепления и предотвращения боксования колёсных пар. Сформулированы конструктивные требования к автоматизированным приводам подачи брикетов модификаторов трения в зону фрикционного взаимодействия колёс и рельсов [3, 37].

2 Разработан способ оценки триботехнических характеристик смазочных материалов, применяемых в тяжёлонагруженной трибосистеме «ребёнок колеса – рельс» на основе анализа их трибоспектральных характеристик, что позволило прогнозировать ресурс смазочных материалов при разовом их нанесении [7, 14, 15].

3 На основе стендовых и эксплуатационных исследований системы «Подвижной состав – верхнее строение пути» при различных значениях ширины рельсовой колеи (1520 и 1524 мм) и используемом подвижном составе установлена нецелесообразность возврата ширины рельсовой колеи 1524 мм [35].

4 Разработан способ повышения устойчивости и безопасности эксплуатации натурального специализированного подвижного состава на базе модельной оптимизации упруго-диссипативных и инерционных связей [10].

5 Определено максимально допустимое расстояние между разгружающими модулями противоположных систем, устанавливаемых на немеханизированных сортировочных горках, что позволяет исключить критические состояния фрикционной системы «колесо – рельс» по условиям реализации термодинамики [8, 11, 16, 18].

6 Разработан способ снижения уровня акустического шума, возникающего при взаимодействии колёсных пар грузовых вагонов с тормозными шинами на механизированных сортировочных горках, до величин, регламентированных СНиП для железнодорожных станций, включающий модификатор поверхности трения и устройство для его нанесения.

7 Разработана методика динамического мониторинга дисковых тормозных механизмов, повышающая надёжность и эффективность транспортных систем [5, 6, 25].

8 Разработана методика динамического мониторинга подшипников привода буровых машин [34].

9 Разработана методика динамического мониторинга резьбовых соединений тормозных магистралей подвижного состава [1, 12, 17].

10 Усовершенствованные основы динамического мониторинга мобильных трибосистем используются в учебном процессе при выполнении практических занятий на экспериментальных комплексах «подвижной состав – путь» по ряду дисциплин специальностей 151600 «Прикладная механика», 190109

«Наземные транспортно-технологические средства» и вошли в состав учебных пособий и учебников: «Управление техническими системами»; «Транспортная триботехника», Т. 2 и 3; «Моделирование фрикционных систем»; «Теория наземных транспортно-технологических систем».

Обоснованность и достоверность научных положений. Выводы по работе базируются на известных положениях теории физического и математического моделирования, результатов планирования эксперимента, математической статистики и экспериментальных данных. Достоверность полученных результатов подтверждается корректностью разработанных моделей, использованием известных положений фундаментальных наук, сходимостью результатов теоретических исследований с данными эксплуатации ряда фрикционных подсистем железнодорожного транспорта, апробацией на сети дорог ОАО РЖД (СКЖД, ВСЖД, Горьковской, Куйбышевской и др.), в ходе реализации отраслевой научно-исследовательской работы по теме 19.5.002.Р «Оптимизация ширины рельсовой колеи». Достоверность новизны технических решений подтверждается полученными патентами РФ: № 2293677 «*Модификатор трения и система управления приводом его подачи*», № 2090859 «*Способ исследования триботехнических характеристик узла трения*», № 2343450 «*Способ испытаний узлов трения*», № 2517946 «*Способ динамического мониторинга фрикционных мобильных систем*». Основные выводы работы опубликованы в изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки России, представлены на международных конференциях, обсуждались на научных семинарах: по трению и износу машин (ИМАШ РАН, 2011, 2012 г., ИПМех РАН, 2013 г.).

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались и обсуждались на: 3-й Научно-практической конференции «Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте». – М.: МИИТ, 2000; конференции, посвящённой 50-летию факультета ДСМ. – Ростов н/Д: РГУПС, 2004; 7-й Международной практической конференции «Технология ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки». – СПб., 2005; на V Международном симпозиуме по трибофатике. – Иркутск: ИрГУПС, 2005; IV Международной научно-практической конференции «Проблемы синергетики в трибологии, трибоэлектрохимии, материаловедении и мехатронике». – Новочеркасск: ЮРГТУ, 2005; международной конференции «Евротриб-5» (АИТС-АИТ-2006). – Италия: Парма, 2006; на 9-й сессии международной научной школы «Фундаментальные и прикладные проблемы надёжности и диагностики машин и механизмов». – СПб., 2009; международном транспортном форуме «Транспорт России: становление, развитие, перспективы». – М.: МИИТ, 2009; международной конференции «Наука и инновации в области сервиса автотранспортных средств и обеспечения безопасности дорожного движения». – Шахты: ЮРГУЭС, 2011; международной научной конференции «МехТрибоТранс-2011». – Ростов н/Д: РГУПС, 2011; всероссийских научно-практических конференциях «Транспорт-2006», «Транспорт-2008», «Транспорт-2009», «Транспорт-2010», «Транспорт-2012». – Ростов н/Д: ФГБОУ ВПО РГУПС; заседании научного семинара по трению и износу машин им. М.М. Хрущёва 21.02.2011 под председательством И.А. Буяновского. – М.: ИМАШ РАН, 2011; III Международном научно-практическом семинаре «Трибология и проблемы МЧС РФ». – Иваново: ИвГУ, 2012; XII Международной

научной конференции «Трибология и надёжность». – СПб: БГТУ, 2012; всероссийской научно-технической конференции «Проблемы машиноведения: трибология – машиностроению». – М.: ИМАШ РАН, 2012; IV International Scientific Conference «Transport Problems – 2012». – Poland: Katowice, 2012.

Публикации. Основное содержание диссертации отражено в **64** печатных работах, в том числе **19** – в изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки России, **6** монографиях, **20** тезисах докладов в материалах международных и всероссийских конференций, **6** патентах РФ. В опубликованных работах автору принадлежат идеи, теоретический и экспериментальный материал, выводы.

Структура работы. Диссертация из **398** страниц машинописного текста включает в себя введение, четыре главы, общие выводы, библиографический список из **255** наименований и **7** приложений, в том числе **33** таблицы и **137** рисунков. Основное содержание изложено на **329** страницах текста.

Автор диссертации выражает благодарность за консультации заслуженному деятелю науки РФ, д.т.н., профессору, зав. каф. «Автоматизации производственных процессов» ФГБОУ ВПО «Донской государственный технический университет» **Заковоротному Вилору Лаврентьевичу**.

Содержание работы

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулирована цель и основные положения, выносимые на защиту, научная новизна и практическая значимость диссертационной работы.

В главе 1 выполнен обзор существующих теоретических и экспериментальных работ по мониторингу трибосистем. Задача обеспечения эффективности фрикционных систем является комплексной, включающей наблюдение координат состояния фрикционного контакта и выбор некоторых характеристик, однозначно определяющих функционирование системы. Процесс трения рассматривается как *динамическая связь*, формируемая под влиянием механической системы и подсистемы фрикционного контакта через узел трения. Эта динамическая связь существует всегда: и при устойчивой стационарной траектории, и при неустойчивой, когда во фрикционной системе развиваются автоколебания. Изменению координат состояния соответствуют вариации параметров динамической связи, которые связаны с состоянием контакта. Такой подход принципиально отличается от традиционных исследований динамики фрикционных систем.

Для повышения безопасности эксплуатации, устойчивости, общей надёжности, эффективности работы фрикционных систем следует использовать информационные технологии и *динамический мониторинг*, решающий задачи:

- 1) комплексных исследований модельной системы;
- 2) диагностики текущего состояния модельной и натурной систем;
- 3) прогнозирования изменения состояний модельной и натурной систем;
- 4) управления фрикционной системой системами автоматического управления с целью предотвращения критических режимов их функционирования.

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.

Используя фундаментальные основы динамики фрикционных систем, разработанные проф. В.Л. Заковоротным, в работе раскрывается динамическая связь «колесо – рельс» магистрального электровоза 2ЭС5К «Ермак» (рис. 1) на основе экспериментально – теоретических и статистических методов обработки информации с учётом взаимного влияния динамики тягового привода, механической системы и фрикционного контакта.

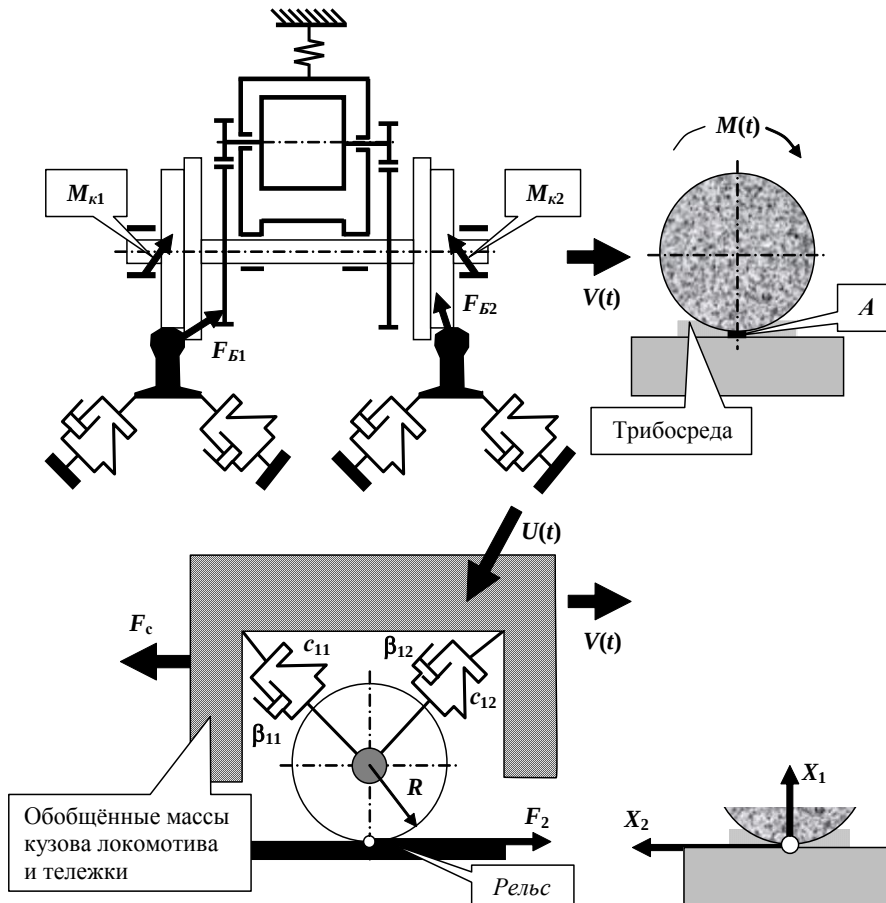


Рис. 1 – Схема динамической подсистемы тягового подвижного состава, взаимодействующего с фрикционной подсистемой «колесо – рельс»

Ограничимся упрощённой схемой подвижного состава, имеющей одну ведущую колёсную пару. Контакт колёсной пары с рельсом осуществляется в точке A и определяет его движение $V(t)$, устойчивость фазовой траектории движения $\{X, \dot{X}\}^T$ в направлении колебаний и динамическую характеристику контакта колёс с рельсами. Динамические свойства фрикционного контакта характеризуются трибологической средой и определяются смещениями в вертикальном X_1 и горизонтальном X_2 направлениях.

На рис. 2 изображена эквивалентная система из двух маховиков с моментами инерции J_0 и J_1 , объединённых упруго-диссипативной связью с параметрами c_0 и β_0 . Колёсную пару массой m_1 и моментом инерции J_1 представим единым целым, соединённую с моторной тележкой с помощью ортогонально расположенных упруго-диссипативных элементов (коэффициентов жёсткости c_{11} , c_{12} и вязкого сопротивления β_{11} , β_{12}). Колёсная пара через фрикционную связь $F(X_1, X_2, \omega_1)$ формирует момент сопротивления M_k , взаимодействуя с рельсом, имеющим приведённую массу m_2 , коэффициент вязкого трения β_{21} и жёсткость c_{21} . Масса кузова локомотива, приведённая к массе моторной тележки m_3 , и колёсная пара совершают движение своих центров тяжести в плоскости « X_1 - X_2 ». Кинематические возмущения со стороны пути отсутствуют и неизменны характеристики пути (m_2 , β_{21} и c_{21} постоянны).

Система дифференциальных уравнений имеет вид

$$\left. \begin{aligned} T_{ЭМ} T_{Э} \frac{d^2 \omega_0}{dt^2} + T_{ЭМ} \frac{d\omega_0}{dt} + \omega_0 &= \omega_{0,0} - c_k R \left[F_2 + T_{Э} \frac{dF_2}{dt} \right]; \\ M\ddot{X} + H\dot{X} + CX &= F(X, \dot{X}) + F^*(t) + U(t) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $T_{ЭМ}$ – электромеханическая постоянная времени; $T_{Э}$ – электрическая постоянная времени двигателя; ω_0 – текущая частота вращения ротора тягового двигателя; $\omega_{0,0}$ – установившаяся частота вращения тягового двигателя на холостом ходу; c_k – коэффициент приведения момента сопротивления к частоте вращения ротора; R – радиус тягового колеса локомотива; F_2 – нелинейная сила, зависящая от скорости скольжения $V(t)$, свойств и внешних условий в контакте «колесо – рельс»; M, H, C – матрицы обобщённых масс, диссипативных и жесткостных коэффициентов связей; $X = \{X_{11}, X_{12}, X_{21}, X_{31}, X_{32}\}^T$ – вектор упругих линейных деформаций; $F(X, \dot{X})$ – функция сил контактного взаимодействия от координат состояния; $F^*(t)$ – неуправляемый силовой шум; $U(t)$ – вектор управления требуемых траекторий движения системы в координатах состояния.

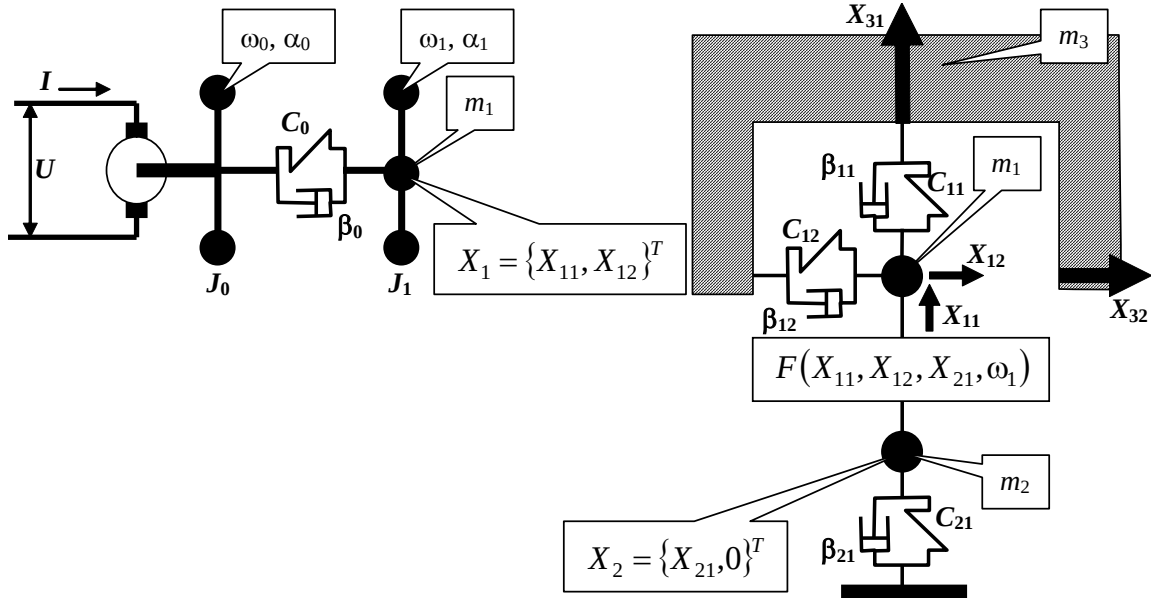


Рис. 2 – Динамическая модель подсистемы «колесо – рельс»

В стационарном состоянии скорость изменения фрикционных связей $V = \text{const}$, а главное свойство динамической связи может быть раскрыто на основе введения функций сближения контактируемых поверхностей

$$F_1 = F_1\{\Delta(t)\}; \quad F_2 = F_2\{\Delta(t - \tau)\},$$

где t – время, τ – аргумент запаздывания во времени, $\Delta(t)$ – вектор координат относительного сближения контактируемых поверхностей трения, входящих во взаимодействие через фрикционный контакт, т.е. $\Delta = \{X_1, X_2\}$; F_1 – нелинейная сила, зависящая от сближения колеса и рельса X_{11} в нормальном направлении фрикционного взаимодействия, скорости скольжения $V(t)$, контактной жёсткости в нормальном $\partial F_1 / \partial X_{11}$ и тангенциальном $\partial F_2 / \partial X_{11}$ направлениях, коэффициента сцепления колеса с рельсом $\partial F_2 / \partial X_{12} = \psi$.

Для характеристики взаимодействия колёс с рельсами в условиях трения качения с проскальзыванием в систему уравнений (1) введено безразмерное

время запаздывания $t = T_0 \cdot \tau$ тангенциальных колебаний X_2 колёс относительно вертикальных смещений X_1 . Уравнения «медленных» движений $X^{(2)} = \{X_{31}\}$ задают стационарные траектории $X_i^*(\tau)$, которые на малых временных отрезках можно рассматривать как *точки равновесия*, относительно которых анализируется в вариациях система «быстрых» движений $X^{(1)} = \{X_{12}, X_{21}, X_{32}\}$.

Постоянная точка равновесия в пространстве состояний трибосистемы относится к случаю, когда внешнее воздействие $U(t)$ постоянно, а установившаяся реакция системы $F^*(t)$ на вектор управления эквивалентна выражению $F^*(t) \equiv 0$. Система имеет единственную стационарную траекторию $X_1 = X_1^*$, $X_2 = X_2^*$ движения, определяемую установившейся реакцией $F^*(t)$. Для изучения устойчивости точек равновесия рассматривается уравнение в *вариациях координат* $x_i(t)$ относительно X_i^* . Заменив в (1) $X_i(t) = X_i^*(t) + x_i(t)$, получим:

$$M\ddot{x} + H\dot{x} + Cx = \varphi(X^*, \dot{X}^*, x, \dot{x}) + U(t),$$

где $\varphi(X^*, \dot{X}^*, x, \dot{x}) = F\left(X^* + x, \frac{d(X^* + x)}{dt}\right) - F\left(X^*, \frac{dX^*}{dt}\right)$ – нелинейная вектор-функция динамической характеристики процесса трения в вариациях относительно выбранной траектории $X^*(t)$, которая удовлетворяет условию $\varphi(X^*, \dot{X}^*, 0, 0) \equiv 0$.

Устойчивость стационарной траектории $X^*(t)$ определяется свойствами системы согласно уравнению

$$M\ddot{x} + \left[H - \frac{\partial \varphi(X^*, x)}{\partial \dot{x}} \right] \dot{x} + \left[C - \frac{\partial \varphi(X^*, x)}{\partial x} \right] x = 0, \quad (2)$$

где $\frac{\partial \varphi}{\partial \dot{x}}$ и $\frac{\partial \varphi}{\partial x}$ – матрицы динамической диссипации и жёсткости трибосопряжения в окрестности стационарной траектории X^* .

За счёт динамической связи в узле трения вместо (2) рассматривается система уравнений в вариациях относительно выбранной точки равновесия

$$m_z \frac{d^2 z}{dt^2} + [\beta_z^{(c)} + \beta_z^{(k)}] \frac{dz}{dt} + [c_z^{(c)} + c_z^{(k)}] z = 0, \quad (3)$$

где $\beta_z^{(c)}$, $c_z^{(c)}$ – симметричная часть матриц уравнения в вариациях;

$\beta_z^{(k)}$, $c_z^{(k)}$ – кососимметричная часть матриц.

Циркуляционные силы (кососимметричная часть матрицы $c_z^{(k)}$) в динамической системе трения всегда формируются естественным образом и определяют один из механизмов потери устойчивости. Второй механизм связан с существованием запаздывающих аргументов, потенциально влияющих на преобразование положительно определённой матрицы скоростных коэффициентов (симметричная составляющая матрицы $\beta_z^{(c)}$) в отрицательно определённую.

По мере увеличения скорости проскальзывания колеса и рельса изменяются силы, действующие в тангенциальном направлении. Эту зависимость принято называть *характеристикой сцепления* (рис. 3). Деформации колёс и рельсов X_{11} и X_{12} в (1) рассматриваются в подвижной системе координат и зависят от частоты вращения $\omega_{0,0}$. В точке O градиент силы тяги по скорости скольжения положителен, число формируемых фрикционных связей превали-

рует над количеством разорванных – наблюдается устойчивый режим тяги. При максимальном коэффициенте сцепления A градиент тягового усилия равен нулю – количество формируемых и разрываемых фрикционных связей колеблется около неустойчивого равновесия. Незначительное изменение условий окружающей среды может изменить указанный градиент в область отрицательных значений – переход к B или C – режимам автоколебаний и боксования.

Рассмотрим наиболее тяжёлый случай (рис. 4), когда динамическая система трения имеет три стационарные точки равновесия, зависящих от состояния фрикционного контакта. Первое состояние 1 соответствует восходящей ветви тяговой характеристики, когда градиент сил фрикционного взаимодействия положителен; 2 – градиент сил отрицателен; 3 – установившееся скольжение колеса относительно рельса, т.е. боксование. Изменение стационарных траекторий $X_i^*(\tau)$ в точках A , B и B под влиянием внешних воздействий

U_1 и U_2 влечёт изменение соотношений между координатами сближения X_{11} и X_{12} , а также изменение структуры рассматриваемых матриц [обобщённых масс

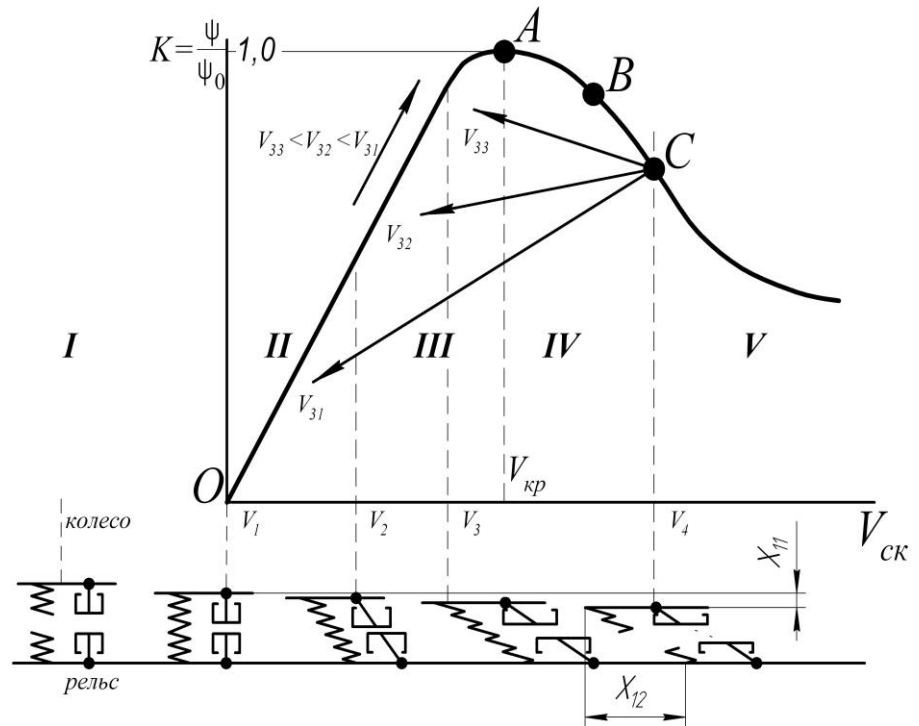


Рис. 3 – Формирование фрикционных связей при сцеплении колеса с рельсом

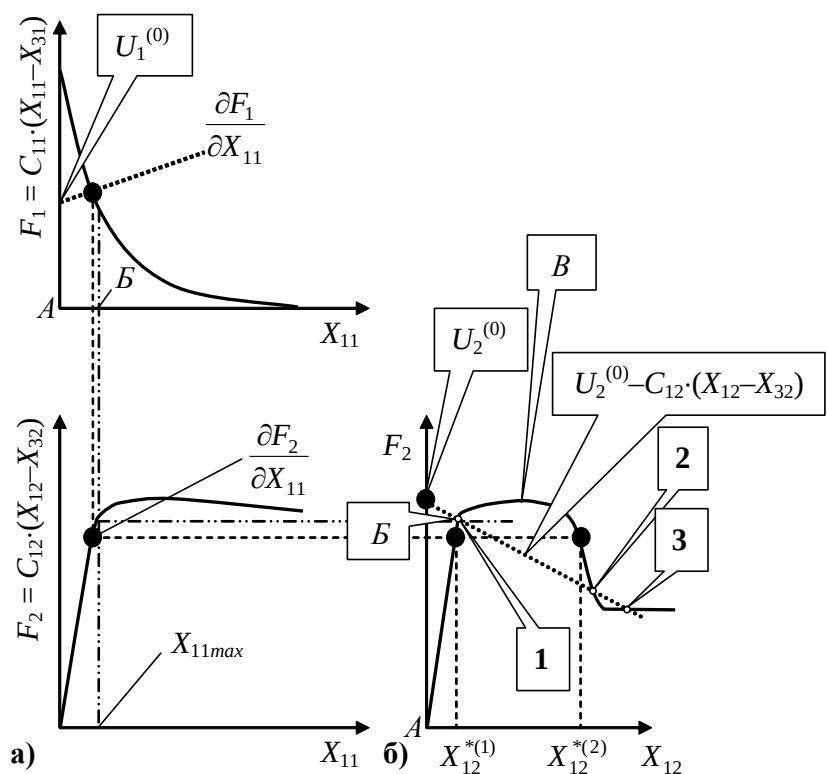


Рис. 4 – Зависимость нелинейных функций F_1 и F_2 от функций сближения колеса и рельса X_{11} (а) и тангенциального смещения X_{12} (б)

M , коэффициентов демпфирования H и жёсткости C системы (2), динамической жёсткости $c_z^{(c)}$ и $c_z^{(k)}$ и диссипации $\beta_z^{(c)}$ системы (3)].

Параметры, входящие в линеаризованное уравнение в вариациях, зависят от точек равновесия и свойств связей, характеризующих фрикционный контакт. Изменяющиеся параметры динамических связей отображаются в характеристическом полиноме $\Delta(s)$ системы уравнений (2)

$$\Delta(s) = [T_{\Sigma M} T_{\Sigma} s^2 + T_{\Sigma M} s + 1] \cdot [m_2 s^2 + \beta_{21} s + c_{21}] \times \\ \times \left\{ \begin{aligned} & [m_1 s^2 + \beta_{11} s + c_{11}] \cdot [m_3 s^2 + \beta_{11} s + c_{11}] \times \\ & \times \left\{ [m_1 s^2 + \beta_{12} s + c_{12}] \cdot [m_3 s^2 + \beta_{12} s + c_{12}] - [-\beta_{12} s - c_{12}]^2 \right\} + \\ & + [-\beta_{11} s - c_{11}]^2 \cdot \left\{ [-\beta_{12} s - c_{12}]^2 - [m_3 s^2 + \beta_{12} s + c_{12}] \right\} \end{aligned} \right\}$$

где s – комплексная переменная, характеризующая изображение сигнала во временной области или характеристический полином степени $2n$.

Корни s характеристического полинома $\Delta(s)$ будут функциями состояния фрикционного контакта и внешних сил, изменяющимися во времени наблюдения

$$\Delta(s, t) = a_0(t)s^{12} + a_1(t)s^{11} + \dots + a_{11}(t)s + a_{12}(t) = 0.$$

Упругие и диссипативные реакции, обусловленные связями, формируемыми во фрикционном контакте, различным образом отображаются в вибрационных координатах транспортной системы. Изменение коэффициентов дифференциальных уравнений в вариациях координат отображается в распределении корней характеристического полинома в комплексной плоскости, которые несут информацию о свойствах фрикционных связей контакта.

Для решения задач мониторинга фрикционных систем широко используются принципы построения информационного пространства на основе *авторегрессионных моделей* вибрационных последовательностей (например, Юла-Уолкера, Берга и др.). На основе эволюционных преобразований корней характеристического полинома на комплексной плоскости строятся информационные модели изменяющихся свойств контакта (см., например, работы М. Марчака). Однако используемые авторегрессионные спектральные оценки *недостаточно отображают диссипативные потери* систем. Для раскрытия динамической модели фрикционных связей, формируемых во фрикционном контакте, введено понятие *частотной передаточной функции*

$$W(i\omega) = \frac{S_{X_{12}}(i\omega) \cdot S_{X_{11}}(-i\omega)}{|S_{X_{11}}(i\omega)|^2} = \frac{S_{X_{12}X_{11}}(i\omega)}{S_{X_{11}X_{11}}(\omega)} = A(\omega) \cdot e^{i\varphi(\omega)} = P(\omega) + iQ(\omega), \quad (4)$$

где $S_{X_{12}X_{11}}(i\omega)$ – взаимная спектральная функция тангенциального и нормального силового взаимодействия, учитывающая свойства трибосреды и внешние условия окружающей среды; $S_{X_{11}X_{11}}(\omega)$ – автоспектральная функция нормального силового воздействия во фрикционном контакте с учётом неуправляемого шума, возмущающего стационарные движения; $A(\omega)$ – амплитудочастотная характеристика; $\varphi(\omega)$ – фазочастотная характеристика; $P(\omega)$ – вещественная частотная характеристика, характеризующая упруго-инерционные свойства системы; $Q(\omega)$ – мнимая частотная характеристика, характеризующая диссипативные потери в трибосистеме; ω – частота колебаний.

При варьировании частоты ω от нуля до частоты Найквиста ω_N изменяются значения $A(\omega)$ и $\varphi(\omega)$ в выражении (4), а на фазовой плоскости отображается годограф амплитудо-фазочастотной характеристики.

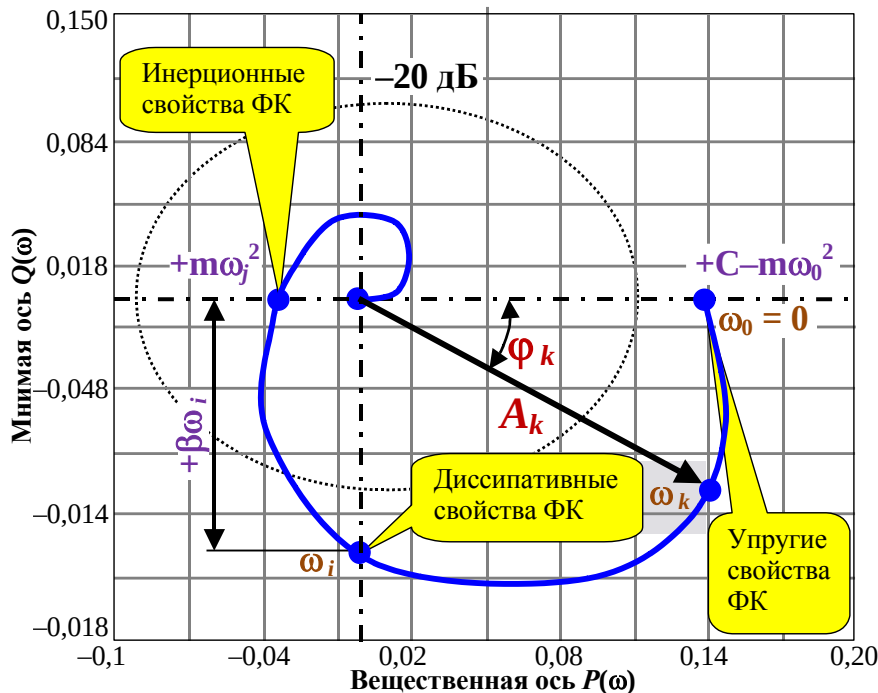


Рис. 5 – Интерпретация амплитудо-фазочастотных характеристик с точки зрения упруго-диссипативных свойств трибосистемы, где m – масса активных микрообъемов, участвующих в трении; β – эквивалентный коэффициент демпфирования; C – коэффициент упругих свойств контакта

На основе анализа амплитудо-фазочастотных характеристик (рис. 5) предложена *не используемая ранее система интегральных оценок*, позволяющая оценить соотношение упруго-инерционных и диссипативных сил фрикционного взаимодействия, выявить не рассматриваемые ранее механизмы потери устойчивости, условия необратимости в контактной области и сформулировать новое направление динамического мониторинга состояний фрикционных систем непосредственно в ходе их функционирования:

– интегральная оценка диссипативной составляющей трения, определяющая потери на трение, т.е. диссипативные свойства механической системы и процесса трения как динамической связи, $I_Q = \int |Q(\omega)| d\omega$; (5)

– интегральная оценка степени диссипации, характеризующей упруго-диссипативные свойства механической подсистемы и процесса трения во фрикционном контакте как динамической связи, $I_\gamma = \int |Q(\omega)| d\omega / \int |P(\omega)| d\omega$; (6)

– интегральная оценка относительной величины потери стабильности, рассчитывается по амплитудо-фазочастотным характеристикам и представляет единую характеристику как потери устойчивости по амплитуде, так и по фазе.

Все последующие экспериментальные исследования и анализ получаемых результатов выполнялись на основе введённых интегральных оценок, что позволило реализовать задачи динамического мониторинга фрикционных систем.

Вторая часть главы 2 посвящена обоснованию методов физико-математического моделирования при исследовании фрикционных систем на физических моделях. Впервые осуществлён комплексный подход к моделированию, обеспечивающий адекватность динамических характеристик механической системы объекта и физической модели, объединяемых фрикционным

контактом; идентичность взаимосвязей и взаимовлияний динамических процессов.

Динамическое подобие системы «подвижной состав – путь» обеспечивается идентичностью дифференциальных уравнений **(1)** объекта **(о)** и модели **(м)**. Структура уравнений одинакова, согласно первой теореме подобия рассмотрим только вращательный и поступательный виды движения

$$\left. \begin{aligned} T_{\mathcal{E}M}^{(o)} T_{\mathcal{E}}^{(o)} \frac{d^2 \omega_0^{(o)}}{dt^{(o)2}} + T_{\mathcal{E}M}^{(o)} \frac{d\omega_0^{(o)}}{dt^{(o)}} + \omega_0^{(o)} &= \omega_{0,0}^{(o)} - c_k^{(o)} R^{(o)} \left[F_2^{(o)} + T_{\mathcal{E}}^{(o)} \frac{dF_2^{(o)}}{dt^{(o)}} \right]; \\ m_1^{(o)} \ddot{X}_{11}^{(o)} + \beta_{11}^{(o)} (\dot{X}_{11}^{(o)} - \dot{X}_{31}^{(o)}) + c_{11}^{(o)} (X_{11}^{(o)} - X_{31}^{(o)}) &= F_1^{(o)} (X_{11}^{(o)}, X_{12}^{(o)}, X_{21}^{(o)}, \omega_1^{(o)}) \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} T_{\mathcal{E}M}^{(m)} T_{\mathcal{E}}^{(m)} \frac{d^2 \omega_0^{(m)}}{dt^{(m)2}} + T_{\mathcal{E}M}^{(m)} \frac{d\omega_0^{(m)}}{dt^{(m)}} + \omega_0^{(m)} &= \omega_{0,0}^{(m)} - c_k^{(m)} R^{(m)} \left[F_2^{(m)} + T_{\mathcal{E}}^{(m)} \frac{dF_2^{(m)}}{dt^{(m)}} \right]; \\ m_1^{(m)} \ddot{X}_{11}^{(m)} + \beta_{11}^{(m)} (\dot{X}_{11}^{(m)} - \dot{X}_{31}^{(m)}) + c_{11}^{(m)} (X_{11}^{(m)} - X_{31}^{(m)}) &= F_1^{(m)} (X_{11}^{(m)}, X_{12}^{(m)}, X_{21}^{(m)}, \omega_1^{(m)}) \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

которые должны иметь идентичный вид.

Отношения всех характеризующих уравнение **(7)** величин представляются с помощью констант подобия:

$$C_T = \frac{T_{\mathcal{E}M}^{(o)}}{T_{\mathcal{E}M}^{(m)}} = \frac{T_{\mathcal{E}}^{(o)}}{T_{\mathcal{E}}^{(m)}} = \frac{t^{(o)}}{t^{(m)}}; C_{\omega} = \frac{\omega_0^{(o)}}{\omega_0^{(m)}} = \frac{\omega_1^{(o)}}{\omega_1^{(m)}} = \frac{\omega_{0,0}^{(o)}}{\omega_{0,0}^{(m)}}; C_{C_k} = \frac{c_k^{(o)}}{c_k^{(m)}}; C_m = \frac{m_1^{(o)}}{m_1^{(m)}};$$

$$C_{\beta} = \frac{\beta_{11}^{(o)}}{\beta_{11}^{(m)}}; C_C = \frac{c_{11}^{(o)}}{c_{11}^{(m)}}; C_F = \frac{F_1^{(o)}}{F_1^{(m)}} = \frac{F_2^{(o)}}{F_2^{(m)}}; C_{\ell} = \frac{R^{(o)}}{R^{(m)}} = \frac{X_{11}^{(o)}}{X_{11}^{(m)}} = \frac{X_{12}^{(o)}}{X_{12}^{(m)}} = \frac{X_{21}^{(o)}}{X_{21}^{(m)}} = \frac{X_{31}^{(o)}}{X_{31}^{(m)}}, \quad (8)$$

где константы подобия: C_T – времени; C_{ω} – частоты колебаний; C_{C_k} – коэффициента приведения момента сопротивления к частоте вращения ротора; C_m – массы; C_{β} – демпфирования; C_C – линейной жёсткости; C_F – внешних сил; C_{ℓ} – геометрических размеров.

Константы подобия **(8)** введём в уравнение **(7)**

$$\begin{aligned} \frac{C_T^2 C_{\omega}}{C_T^2} \cdot T_{\mathcal{E}M}^{(m)} T_{\mathcal{E}}^{(m)} \frac{d^2 \omega_0^{(m)}}{dt^{(m)2}} + \frac{C_T C_{\omega}}{C_T} \cdot T_{\mathcal{E}M}^{(m)} \frac{d\omega_0^{(m)}}{dt^{(m)}} + C_{\omega} \cdot \omega_0^{(m)} &= \\ &= C_{\omega} \cdot \omega_{0,0}^{(m)} - C_{C_k} C_{\ell} \cdot c_k^{(m)} R^{(m)} \left[C_F \cdot F_2^{(m)} + \frac{C_T C_F}{C_T} \cdot T_{\mathcal{E}}^{(m)} \frac{dF_2^{(m)}}{dt^{(m)}} \right]; \\ \frac{C_m C_{\ell}}{C_T^2} \cdot m_1^{(m)} \ddot{X}_{11}^{(m)} + \frac{C_{\beta} C_{\ell}}{C_T} \cdot \beta_{11}^{(m)} (\dot{X}_{11}^{(m)} - \dot{X}_{31}^{(m)}) + C_C C_{\ell} \cdot c_{11}^{(m)} (X_{11}^{(m)} - X_{31}^{(m)}) &= \\ &= C_F \cdot F_1^{(m)} (X_{11}^{(m)}, X_{12}^{(m)}, X_{21}^{(m)}, \omega_1^{(m)}). \end{aligned} \quad (9)$$

Следствием тождественности уравнений **(7)** и **(9)** являются критерии подобия динамических характеристик механических подсистем:

$$\frac{C_T^2 C_{\omega}}{C_T^2 C_{\omega}} = 1; \frac{C_T C_{\omega}}{C_T C_{\omega}} = 1; \frac{C_{\omega}}{C_{\omega}} = 1; \frac{C_{C_k} C_{\ell}}{C_{\omega}} = 1; \frac{C_m C_{\ell}}{C_T^2 C_F} = 1; \frac{C_{\beta} C_{\ell}}{C_T C_F} = 1; \frac{C_C C_{\ell}}{C_F} = 1; \frac{C_F}{C_F} = 1. \quad (10)$$

Динамическое подобие механической системы объекта и модели обеспечивается равенством частот ($C_{\omega} = 1$) и форм ($C_A = 1$) собственных колебаний.

Попарно объединив критерии подобия $\frac{C_m C_\ell}{C_T^2 C_F} = 1$ и $\frac{C_C C_\ell}{C_F} = 1$ с последующей подстановкой $C_\omega = \sqrt{C_C / C_m}$, получим

$$\frac{C_C C_\ell}{C_F} \cdot \frac{C_T^2 C_F}{C_m C_\ell} = \frac{C_C C_T^2}{C_m} = C_\omega^2 C_T^2 = 1; \quad \frac{C_\beta C_\ell}{C_T C_F} \cdot \frac{C_T^2 C_F}{C_m C_\ell} = \frac{C_\beta C_T}{C_m} = C_\omega C_T = 1.$$

Условия равенства констант подобия масс, жесткостей упругих элементов и демпфирования ($C_m = C_C = C_\beta$), времени испытаний $C_T = 1$ обеспечивают динамическое подобие модели и объекта любой n -массной системы.

Адекватность процессов трения и вида изнашивания поверхностных слоёв трущихся тел в исследуемой и модельной трибосистемах обеспечивается использованием одинаковых материалов, из которых изготовлены пары трения, и равенством констант подобия:

$$\begin{aligned} C_\omega = C_T = C_h = C_r = C_A = C_{Vc} = C_Q = C_f = C_i = 1; \\ C_S = C_F = C_N = C_m = C_C = C_\beta = C_l^2; \\ C_J = C_M = C_F C_l = C_l^3, \end{aligned}$$

где константы подобия: C_Q – давления; C_{Vc} – скорости относительного скольжения; C_ω – частот собственных колебаний; C_T – времени релаксации фрикционных связей; C_A – форм собственных колебаний; C_h, C_r – микрогеометрии контактирующих поверхностей; C_f – коэффициента трения; C_i – линейного износа; C_S – фактической площади касания; C_F – сил фрикционного взаимодействия; C_N – статической нагрузки; C_J – момента инерции вращающихся масс; C_M – тягового (тормозного) момента.

Сопоставим критерии подобия динамики механической системы (10) с критериями подобия динамики фрикционного контакта. Полученные соотношения

$$\begin{aligned} \frac{C_m C_A}{C_T^2 C_F} = \frac{C_l^2 \cdot 1}{1^2 \cdot C_l^2} = 1; \quad \frac{C_\beta C_A}{C_T C_F} = \frac{C_l^2 \cdot 1}{1 \cdot C_l^2} = 1; \quad \frac{C_C C_A}{C_F} = \frac{C_l^2 \cdot 1}{C_l^2} = 1; \\ C_Q = \frac{C_F}{C_S} = \frac{C_m C_g}{C_S} = \frac{C_l^2 \cdot 1}{C_l^2} = 1 \text{ и } C_Q = \frac{C_m C_a}{C_S} = \frac{C_m C_A / C_l^2}{C_S} = \frac{C_l^2 \cdot 1 / 1^2}{C_l^2} = 1 \end{aligned}$$

не противоречат критериям подобия, выведенным при динамическом подобии механической системы, а также не нарушают условий моделирования модели и её натурального образца. *Идентичность динамических характеристик механической системы и фрикционного контакта объекта и модели является одним из условий, обеспечивающих идентичность триботехнических (интенсивности изнашивания, коэффициента трения и т.п.) и трибоспектральных (амплитудно-фазочастотных) характеристик фрикционного взаимодействия.*

Например, при исследовании системы «подвижной состав – путь» (рис. 6) интенсивность изнашивания поверхностей трения I является функциональной зависимостью комплекса безразмерных критериев подобия:

$$I = f \left[\frac{kl}{V}, \frac{Ql^2}{N}, \frac{\Delta\Theta \sigma l^3}{NV}, \frac{tV}{l}, \frac{HBl^2}{N}, \frac{El^2}{N}, \frac{mV^2}{Nl}, \frac{\beta V}{N}, \frac{JV^2}{Nl^3}, \frac{A}{l}, \frac{L}{l}, \frac{F}{N}, \frac{(\Delta m)V}{N}, \frac{\gamma V^2 l^2}{N}, \right. \\ \left. \frac{V_N l}{NV}, \frac{\delta}{l^2}, \frac{S_{xy} l^3}{N^2 V}, W_{xy}, \frac{\tau l^2}{N}, \frac{V_c}{V}, \frac{W}{N \cdot l}, \frac{S}{l^2}, \frac{h}{l}, \frac{I_0 l^2}{NV}, \frac{\Phi}{NV}, \frac{UV^2 l^2}{N}, \frac{\Theta \sigma l^2}{NV}, \frac{S_1 l_2^2}{l_1^2 S_2}, \frac{A_c l^2}{N} \right],$$

где σ – коэффициент теплоотдачи, Вт/(°K·м²); N – нормальная нагрузка колеса на рельс, H ; V – скорость качения, м/с; l – геометрический масштаб, м; k – частота собственных колебаний, с⁻¹; Q – давление, Па; $\Delta\Theta$ – градиент температуры, °K/м; t – время трения, с; HB – твёрдость материалов, Па; E – модуль упругости, Па; m – масса, кг; β – коэффициент вязкого демпфирования, (Н·с)/м; J – момент инерции, кг·м²; A – амплитуда деформации связей, м; L – путь трения, м; F – сила тяги локомотива, H ; Δm – массовый расход модификатора трения, кг/с; γ – плотность материала, кг/м³; V_N – скорость нарастания приложения нагрузки, Н/с; δ – размер

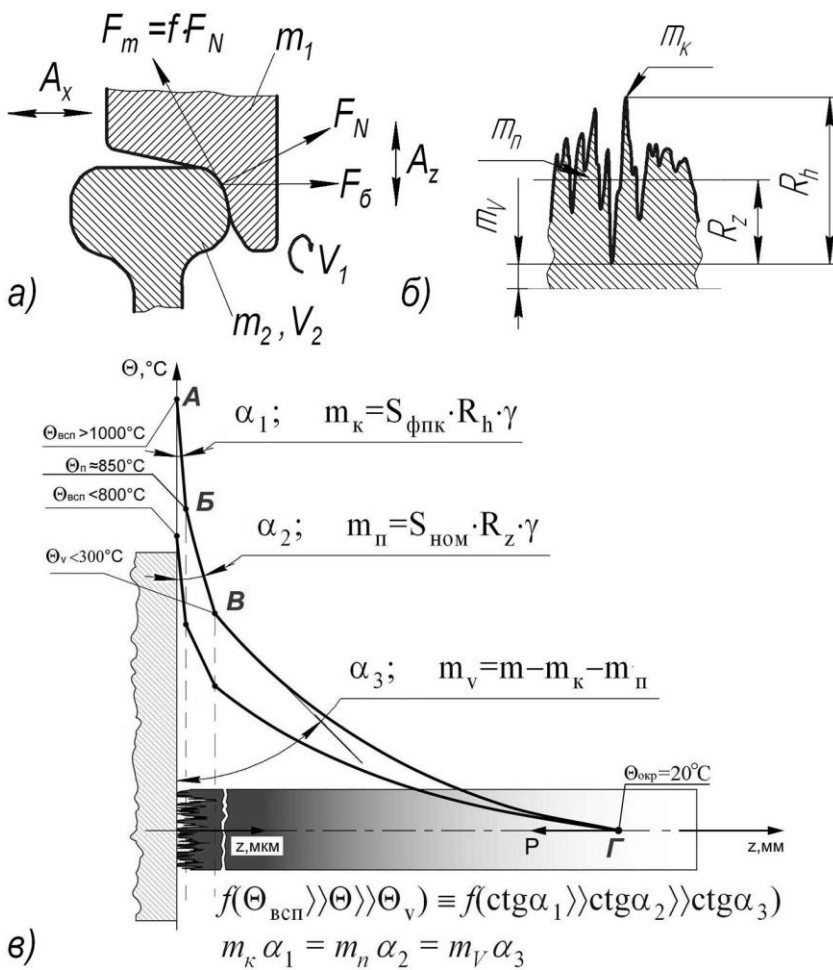


Рис. 6 – Модельное представление открытого узла трения «колесо – рельс»

В отличие от существующих тепловых моделей *используется гипотеза* проф. В.В. Шаповалова, что максимальная объёмная температура («температура вспышки», $\Theta_{всп}$) контактирующих поверхностей определяется при стремлении к нулю градиентов линейных размеров контактирующих поверхностей – Δz . В соответствии с выдвинутой гипотезой объёмная температура изменяется от Θ_{max} (при $z \rightarrow 0$) до Θ_{min} (температуры окружающей среды) по закону логарифма

частиц песка, используемых для улучшения сцепления колёс и рельсов, м²; S_{xy} – спектральная оценка силы трения, приходящаяся на единицу площади касания, Н²/(Гц·м²); W_{xy} – комплексный коэффициент передачи двух сигналов; τ – напряжение (тангенциальное), Па; V_c – скорость скольжения, м/с; W – работа сил трения, Дж; S – фактическая площадь касания, м²; h – шероховатость поверхности R_z , м; I_0 – интенсивность охлаждения, Вт/м²; Φ – тепловой поток, Дж/с; U – удельный износ весовой, кг/м³; Θ – температура тормозной колодки, °K; $k_{вз}$ – коэффициент взаимного перекрытия; A_c – сопротивление плёнок окислов срезу, Па.

рифмического декремента затухания. Количество асимптот зависит от геометрических, теплофизических и др. характеристик контактирующих тел. В первом приближении их может быть три (рис. 6, в). Должны выполняться условия равенства произведений масс активных микрообъёмов m на показатель асимптоты α зависимости объёмной температуры от z , то есть $m_k \alpha_1 = m_n \alpha_2 = m_v \alpha_3$ при $\lim_{z \rightarrow 0} \Theta = \Theta_{\max}$, а «температура вспышки» является максимальным значением объёмной температуры при фрикционном взаимодействии твёрдых тел. Определив значения объёмных температур в двух точках (по координате z) и зная величины активных объёмов масс поверхности трения, можно оценить значения объёмных температур трибослоёв и контактных температур.

При решении конкретных задач по исследованию фрикционных систем необходимо из общего количества величин (как было указано, их более пятидесяти) выделить минимальное количество однозначно характеризующих исследуемый процесс. Аналогично стандартным критериям Ньютона, гомохронности, Био, Фруда и т.д., впервые выведены новые критерии подобия:

1) идентичности упруго-диссипативных характеристик связей, однозначно определяющий соотношение спектральных характеристик трибосистемы

$$\pi_w = W_{xy} \cdot \tau / \sigma = idem;$$

2) фрикционных характеристик брикетов модификатора трения, предназначенных для стабилизации коэффициента сцепления поверхностей трения, предотвращения боксования

$$\pi_{\phi c} = F \cdot \Delta m / \gamma \cdot V_N \cdot \delta \cdot L = idem;$$

3) демпфирующих характеристик трибосистем при введении во фрикционный контакт смазочных материалов $\pi_{cm} = \beta k / QL = idem$;

4) экспериментальной триботермодинамики, позволяющий определить значение температуры вспышки Θ активных микрообъёмов поверхностей трения

$$\pi_{\Theta} = \Theta \cdot \frac{QV_c \sigma W \gamma Sh}{\alpha m \beta k I_0 \Phi} = idem, \quad (11)$$

где α – показатель асимптоты градиента температуры активного теплопоглощающего объёма; m – массы контактной m_k , поверхностной m_n , либо объёмной массы m_v , участвующей в теплопередаче, кг (см. рис. 6, б).

Для решения поставленных задач динамического мониторинга по оценке *общей динамики* подвижного состава (подпрыгивания, галопирования, боковой качки, вписывания в криволинейный участок пути, движения на затяжных подъёмах или спусках), влияния модифицирования поверхностей трения «колесо – рельс» на характеристики тягового подвижного состава, величины демпфирования верхнего строения пути на величину и стабильность значений коэффициента сцепления использован катковый стенд с коэффициентом подобия линейных размеров $C_l = 5$. При исследовании триботехнических, трибоспектральных, тепловых характеристик фрикционного контакта использована модернизированная установка трения СМЦ-2 (с коэффициентом подобия линейных размеров $C_l = 24$), включающая замкнутый силовой контур тягового привода и позволяющая моделировать взаимодействие поверхностей трения с разной величиной проскальзывания и исследовать все режимы тяговой характеристики.

В главе 3 приведены результаты лабораторных и стендовых испытаний фрикционных систем. Для реализации задач динамического мониторинга разработаны алгоритм и программа, регистрирующая амплитудно-фазочастотные характеристики механических систем, в которых отображаются динамические свойства фрикционного контакта. Особенностью программы является возможность анализа трибоспектральных характеристик в реальном времени, прогнозирования динамического поведения трибосистемы и оперативного управления свойствами трибосистемы через цифровой порт цифроаналогового модуля.

Решение первой практической задачи. С целью предотвращения критических режимов движения тягового подвижного состава (боксования) и *стабилизации коэффициента сцепления колёс с рельсами* в настоящее время применяют кварцевый песок в качестве активизатора сцепления. Использование песка приводит к потере до 5 % тяговой мощности, абразивному изнашиванию колёс и рельсов, а также запесочиванию балластной призмы пути.

С целью обеспечения максимального тягового момента, стабильности коэффициента сцепления колеса с рельсом, предотвращения критического режима движения (боксование тяговых колёс) при различных скоростях относительного скольжения, преодолении уклонов пути, торможении подвижного состава на тяговую поверхность колёсных пар следует подавать альтернативные варианты *модификаторов трения* (например, [30]). Учитывая специфику тяговых приводов, условий реализации тягового усилия, система автоматического управления приводом подачи модификаторов трения должна иметь информационную систему по диагностике и прогнозированию явлений срыва сцепления и обеспечивать своевременное включение приводов подачи до начала критического режима.



Рис. 7 – Кривые изменения коэффициента сцепления во времени как функции скорости относительного скольжения: II – «трогание» подвижного состава; III – реализация тягового усилия локомотива; IV – граница устойчивости реализации тягового усилия; V – потеря устойчивости тягового усилия, снижение коэффициента сцепления, наступление боксования

Для решения задач динамического мониторинга тягового подвижного состава, сбора идентификационных характеристик выполнены стендовые испытания модельной подсистемы «колесо – рельс» грузового электровоза переменного тока 2ЭС5К «ЕРМАК», анализ коэффициента трения и трибоспектральных характеристик при отсутствии 1 и наличии 2 в зоне фрикционного взаимодействия модификаторов трения (рис. 7).

При реализации тягового усилия подвижного состава и возрастании скорости относительного скольжения его колёсных пар от V_1 до V_2 неподвижному контакту колёс с рельсами соответствует периодическое образование локальных участков фрикционного контакта с положительным и отрицательным градиентом механических свойств. Это обуславливает падение теплопоглощающих и теплоотдающих характеристик фрикционного контакта, вызывает увеличение объёмной температуры и температурного градиента, создаёт условия возрастания инерционной и диссипативной составляющих взаимодействия. Поверхности трения разогреваются до температуры плавления, образуются мостики схватывания. За счёт спонтанного разрыва мостиков схватывания реализуется мгновенный рост тягового усилия. Формируются условия развития фрикционных автоколебаний и «боксования на месте». По анализу амплитудно-фазочастотных характеристик регистрируем возрастание значения интегральных оценок (5) диссипативной составляющей трения $I_Q 1$ (рис. 8), смещение инерционных характеристик в отрицательную область фазовой плоскости, возможную потерю стабильности фрикционных связей 2. Фрикционные автоколебания наблюдаются в частотном диапазоне 125...250 Гц; несколько слабее – в диапазоне 0...125 Гц, и отсутствуют в диапазонах частот, превышающих 250 Гц. При использовании модификаторов трения дисперсия интегральных оценок значительно ниже по сравнению с экспериментом без их применения, что характеризует большую стабильность реализуемых сил сцепления.

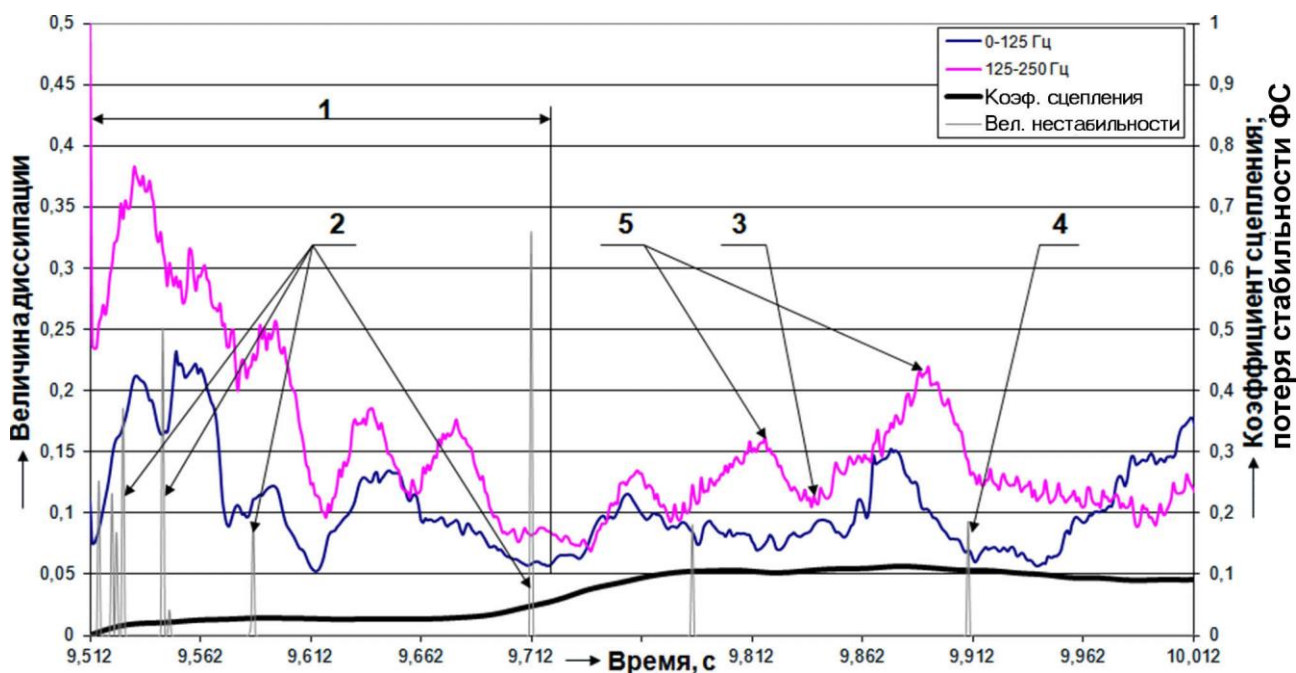


Рис. 8 – Интегральная оценка диссипативной составляющей трения (5) при трогании тягового подвижного состава (скорость относительного скольжения от 0 до 0,6 %):

- 1 – область фрикционных автоколебаний в частотном диапазоне до 250 Гц;
- 2 – потеря стабильности, обусловленная мостиками схватывания;
- 3 – «момент зарождения неустойчивости»; 4 – потеря стабильности;
- 5 – развитие фрикционных автоколебаний

При увеличении скорости скольжения до 2 % скорости движения (рис. 9) в результате фрикционного взаимодействия возрастает температура активных микрообъемов, формируются условия развития фрикционных автоколебаний 2. Это проявляется в циклическом смещении фазовых соотношений в отрицательную область (повышении стабильности и устойчивости в результате формирования равновесной шероховатости), а при разрыве фрикционных связей – в смещении фазовых соотношений в положительном направлении. Однако скорость формирования новых фрикционных связей превалирует над скоростью числа их разрушения – продолжается устойчивый режим тяги.

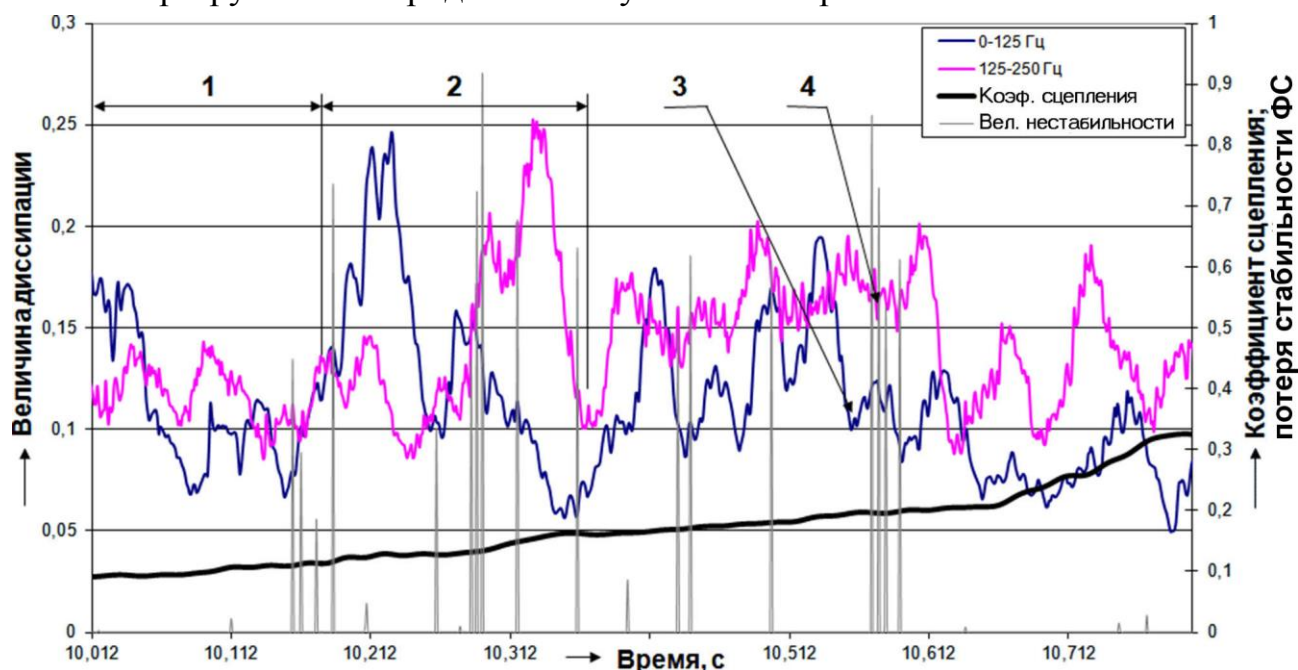


Рис. 9 – Интегральная оценка диссипативной составляющей трения (5) при реализации тягового усилия подвижного состава (скорость относительного скольжения от 0,6 до 2,0 %):

- 1 – область снижения прочности единичных фрикционных связей;
- 2 – спонтанное образование новых фрикционных связей;
- 3 – «момент зарождения неустойчивости»; 4 – потеря стабильности

При увеличении скорости относительного скольжения до 2,1 % регистрируемое *среднее значение* интегральной оценки диссипативной составляющей трения 1 (рис. 10) в частотном диапазоне 125...250 Гц без использования модификаторов трения увеличивается с 0,1 до 0,4 (в 4 раза), а с их использованием – с 0,17 до 0,32 (в 1,9 раза); в частотном диапазоне 0...125 Гц – соответственно с 0,08 до 0,23 (в 2,8 раза) в первом опыте и с 0,09 до 0,2 (в 2,2 раза) – во втором.

На основе нарушения условий стационарности регистрируемых интегральных оценок, в частности их *среднего значения* и правила *трёх среднеквадратичных отклонений*, устанавливаем, что увеличение скорости относительного проскальзывания способствовало *переходу от упругих к упругопластическим деформациям*, при которых количество разорванных фрикционных связей приближается к количеству спонтанного образования новых. Данное условие может служить *информационным источником* для систем автоматического управления приводами подачи модификатора трения в контакт колеса с рельсом.

Увеличивается количество моментов потери стабильности фрикционных связей 3, коэффициент сцепления достигает максимального значения 2 (точки А

на рис. 3 и рис. 10). Яркие выраженные моменты времени зарождения неустойчивости **4** и её потери **5** обусловлены высокой напряжённостью поверхностных слоёв колеса и рельса, наличием поверхностных загрязнений. Возрастают консервативные и диссипативные составляющие фрикционного взаимодействия: без использования модификатора трения регистрируем увеличение интегральных оценок (**5**) диссипативной составляющей трения (I_Q с 0,09 до 0,115), степени диссипации (**6**) (I_γ с 0,75 до 0,78) и коэффициента сцепления с 0,32 до 0,39, а с применением модификаторов трения – $I_Q = 0,089 \rightarrow 0,106$; $I_\gamma = 0,627 \rightarrow 0,763$ и коэффициента сцепления с 0,31 до 0,36. Запас устойчивости по амплитуде уменьшается с 19,37 до 12,6 дБ в первом опыте и с 19,13 до 11,47 дБ – во втором.

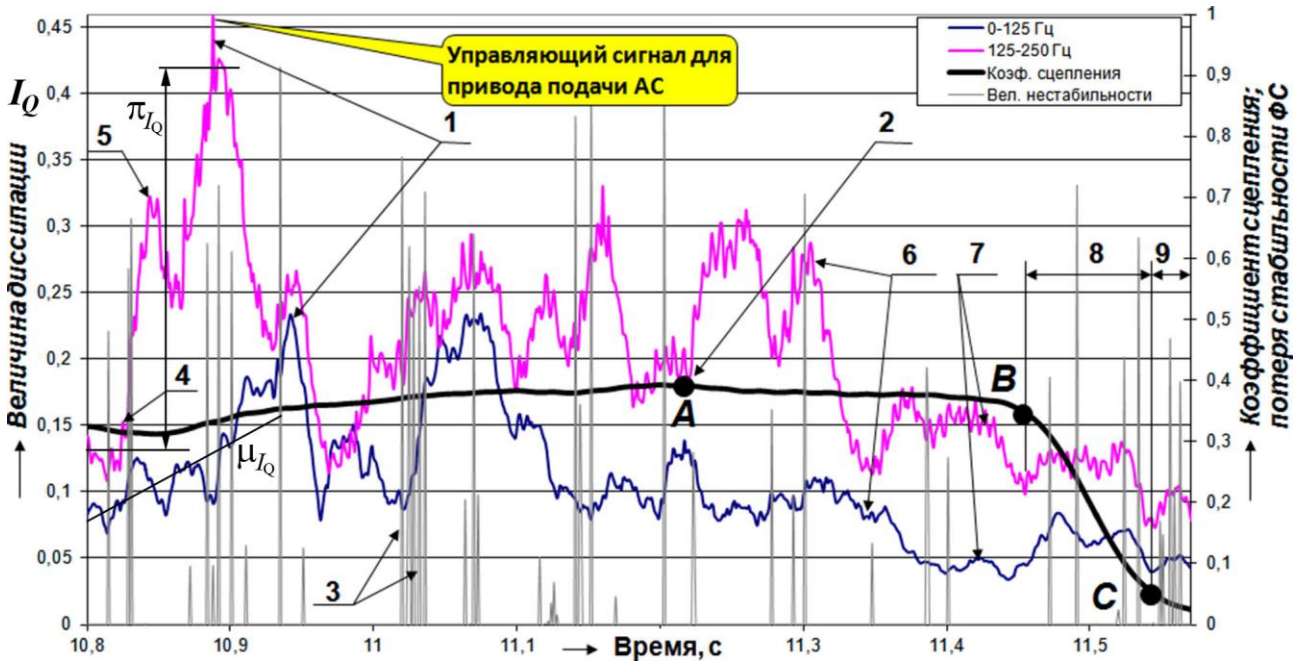


Рис. 10 – Интегральная оценка диссипативной составляющей трения (5) при максимальном значении коэффициента сцепления (скорость скольжения от 2 до 3 %):

1, 6, 7 и 8 – критические значения колебательных состояний трибосистемы при переходе из одного состояния в другое;

μ_{I_Q} и π_{I_Q} – среднее и пик-фактор интегральных оценок

После достижения максимального значения **2** коэффициент сцепления начинает медленно падать, снижаются упруго-инерционные и увеличиваются диссипативные составляющие фрикционного взаимодействия. При увеличении скорости относительного скольжения от **A** к **B** явно выделяются два временных периода, в течение которых интегральные оценки диссипативной составляющей трения в частотных диапазонах 125...250 Гц и 0...125 Гц имеют повышенный уровень **6** с последующим двукратным снижением **7**. Следует отметить, что уровень интегральных оценок в частотном диапазоне 0...125 Гц значительно меньший, чем в частотном диапазоне 125...250 Гц. Таким образом, *потеря устойчивости наступает не мгновенно, а ей предшествует некоторая предыстория*, на протяжении которой уменьшаются значения коэффициента трения, величины и степени диссипации, запаса устойчивости.

Дальнейшее увеличение скорости относительного скольжения от **B** к **C** характеризует падение коэффициента сцепления и обуславливает развитие автоколебательных процессов **8**, но на значительно меньшем уровне. Интегральные оценки диссипативной составляющей трения падают и флуктуируют на от-

носителем постоянному уровню от 0,05 до 0,13 в первом опыте и от 0,04 до 0,1 при использовании модификаторов трения. Снижаются упругие составляющие сил фрикционного взаимодействия, инерционные составляющие флуктуируют, а диссипативные составляющие возрастают.

Точка С характеризует дальнейшее двукратное снижение интегральных оценок диссипативной составляющей трения **9**, коэффициента сцепления, потерю тяговой мощности и боксование колёс. При дальнейшем увеличении скорости скольжения снижаются упругие свойства при значительном возрастании диссипативной функции. Данные процессы вызывают переход тягового подвижного состава в режим *устойчивого боксования* при значительной теплоотдаче фрикционным контактом.

Установлено, что использование модификаторов трения снижает потери на трение, повышает критическую величину скорости скольжения **A**, положительно сказывается на тяговых свойствах подвижного состава.

При решении второй практической задачи динамического мониторинга фрикционной системы «гребень колеса – рельс» выполнялся сравнительный анализ триботехнических и трибоспектральных характеристик указанной трибо-системы при введении техническими средствами лубрикации в контакт наиболее широко используемых смазочных материалов. Наиболее целесообразно и эффективно для лубрикации открытых узлов трения применять *твёрдые смазочные покрытия*. В настоящее время для *открытых узлов трения* не существует стандартных методов оценки триботехнических и трибоспектральных характеристик твёрдых смазочных покрытий. Разработан проект ГОСТа, устанавливающий метод оценки основных трибохарактеристик при смазывании рабочих поверхностей открытых узлов трения твёрдыми смазочными покрытиями.

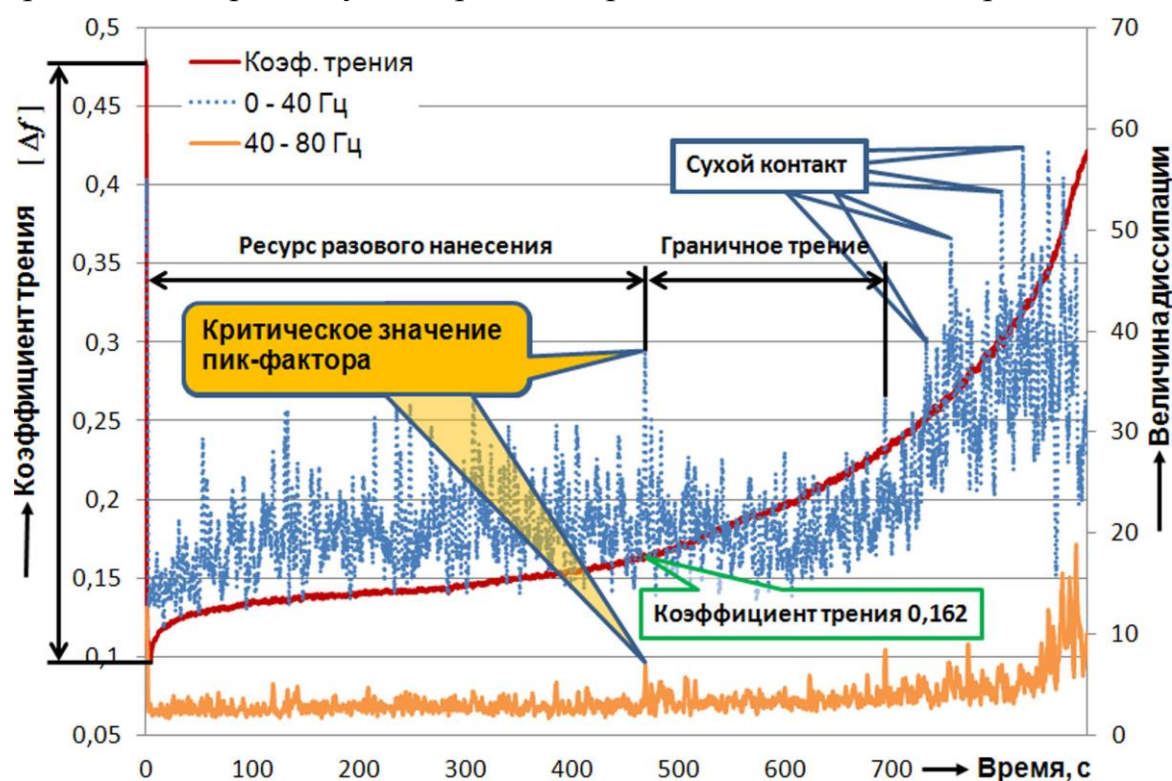


Рис. 11 – Интегральные оценки диссипативной составляющей трения (5) по диапазонам частот, определяющие остаточный ресурс разового нанесения смазочного материала

Анализ амплитудно-фазочастотных характеристик указанной трибосистемы позволил установить, что изменение среднего значения или пик-фактора интегральных оценок (5) на характерных диапазонах частот (рис. 11) характеризует наличие или отсутствие смазочного материала на боковой поверхности головки рельсов, остаточный ресурс разового его нанесения, вид и качество, а также возможные случаи термического поражения фрикционного контакта. Использование же технических средств трибоспектральной идентификации позволит повысить эффективность использования рельсосмазывающих поездов.

Решение третьей практической задачи. Сложные условия взаимодействия системы «колесо – рельс» реализуются при вписывании подвижного состава в криволинейные участки пути с отличным от нуля непогашенным ускорением; на сортировочных горках при роспуске товарных вагонов и т.д. Увеличение температуры в контакте приводит к изменению физико-механических свойств материалов и неблагоприятно сказывается на стабильности динамических характеристик открытых узлов трения, интенсивности изнашивания.

Для предотвращения возможных термоповреждений колёс подвижного состава выполнены исследования по схеме «ролик – колодка» при регистрации объёмной температуры колодки $\Theta(t + \tau)$, момента трения $M(t)$, нормальной нагрузки $N(t)$ и скорости скольжения $V_{ск}$. Сделано предположение, что между моментом трения и температурой должна быть положительная корреляционная зависимость, которая при термоповреждении стремится к единице. Оценкой корреляции была принята взаимная корреляционная функция конечной последовательности данных

$$B_{xy}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} M(t)\Theta(t+\tau)dt,$$

где t – текущее значение времени наблюдения; τ – временной лаг (сдвиг); $M(t)$ – изменение момента трения; $\Theta(t)$ – изменение объёмной температуры.

Анализ коррелограмм $B_{xy}(\tau, t)$ (рис. 12) позволил установить момент достижения взаимной корреляционной функции 0,8 и более, что свидетельствует о возможных термоповреждениях во фрикционном контакте.

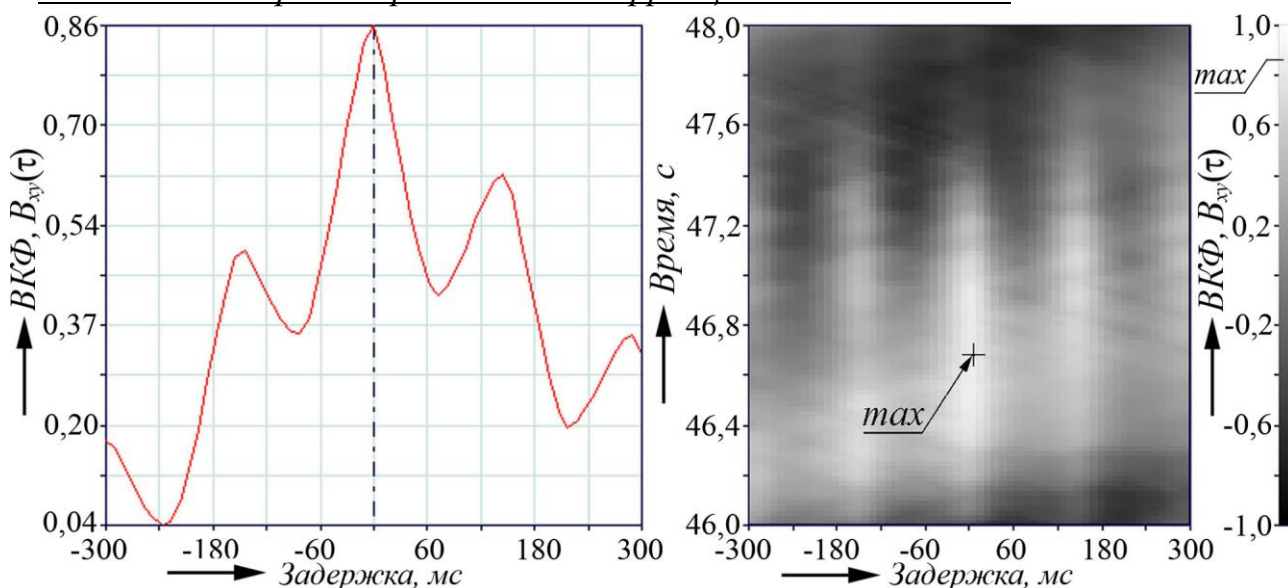


Рис. 12 – Взаимная корреляционная функция момента трения и объёмной температуры на 46,5 с. (а); коррелограмма с 46 по 48 с. эксперимента (б)

После определения требуемого временного диапазона выполнялся анализ интегральных оценок степени диссипации (6). Потеря стабильности трибосистемы происходит с задержкой возрастания сил трения 5, а градиенты изменения диссипации 3 и потери стабильности фрикционных связей 4 идентичны (рис. 13). В частотном диапазоне 20...30 Гц фиксируются моменты формирования температуры вспышки 11, а максимальное значение взаимной корреляционной функции отстаёт на величину периода 12.

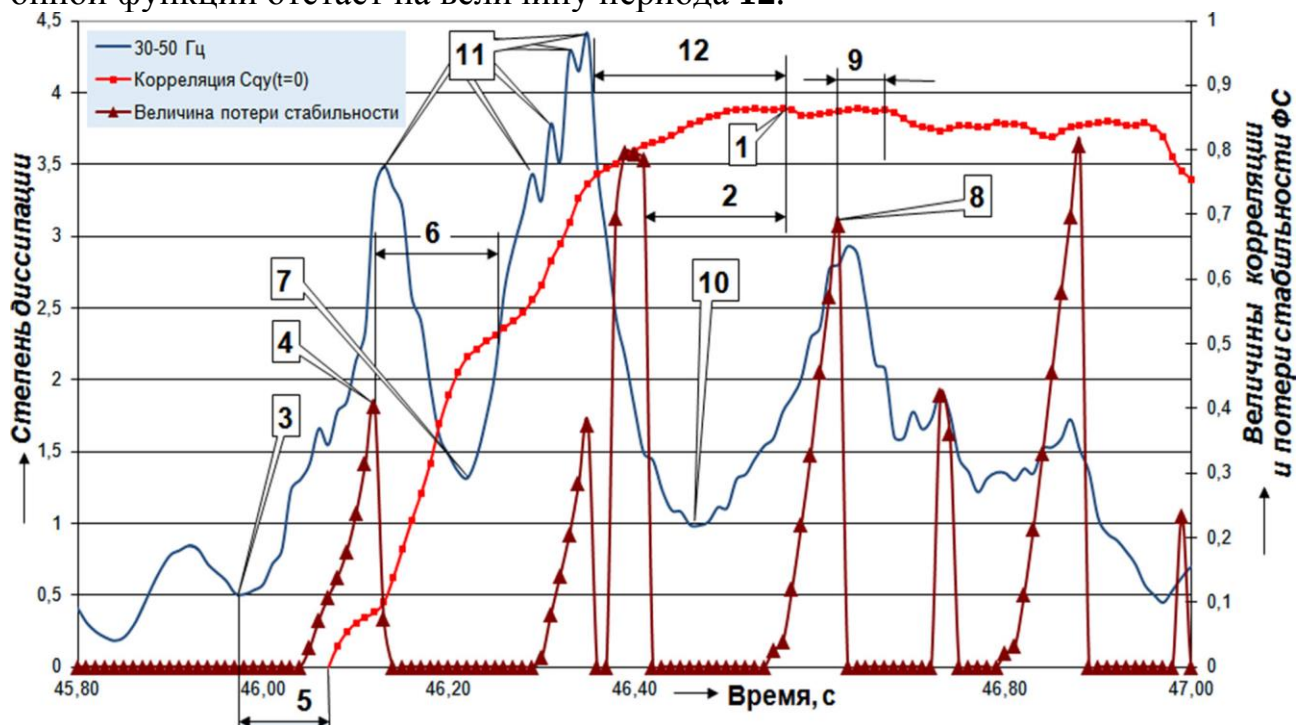


Рис. 13 – Соответствие термическому схватыванию интегральной оценки степени диссипации (6) по диапазонам частот: 1 – максимум взаимной корреляционной функции температуры и момента трения; 2, 6, 9 – задержка распространения теплового потока 3, 7, 10 – момент времени зарождения термоповреждения; 4, 8 – максимум потери стабильности движения; 5 – задержка в регистрировании взаимной корреляционной функции; 11 – моменты теплоотдачи

Анализ базы данных реализаций интегральных оценок степени диссипации (6) показал, что после прекращения периода динамической нестабильности, возрастания интегральных оценок и количества моментов потери стабильности наблюдается возрастание взаимной корреляционной функции с задержкой распространения теплового потока более одной секунды (рис. 14). Сделано предположение, что такое поведение трибосистемы характерно для атермического схватывания поверхностей трения.

Оценкой равновесной шероховатости и развития термоповреждений может выступать значение мощности трения

$$N = PV = I_Q(\omega, t) \cdot \omega_{cp} \cdot n(t) \cdot \frac{2\pi R}{60}, \text{ Вт},$$

где P – сила трения, Н; V – скорость относительного скольжения, м/с; $I_Q(\omega, t)$ – интегральная оценка диссипативной составляющей трения (5), вычисленная на заданных частотных интервалах со средней частотой ω_{cp} ; n – частота вращения ролика (колёсной пары); R – радиус ролика (колеса колёсной пары).

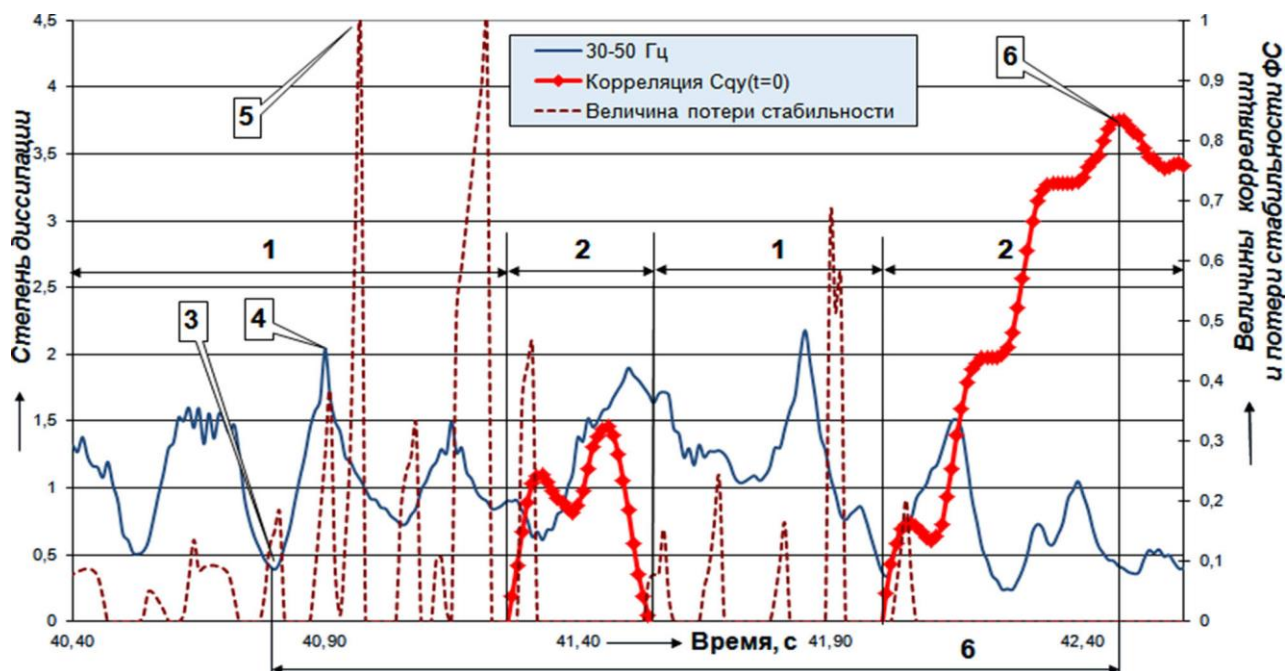


Рис. 14 – Интегральные оценки степени диссипации (6) по диапазонам частот, величины потери стабильности и взаимной корреляционной функции температуры и момента трения при атермическом схватывании: 1 – разрушение равновесной шероховатости, увеличение инерционных и диссипативных сил, потери стабильности, образование локальных мостиков схватывания; 2 – формирование новой равновесной шероховатости, повышение взаимной корреляционной функции температуры и момента трения; 3 – момент «зарождения» локальных мостиков схватывания; 4 – момент возможного атермического схватывания; 5 – потеря стабильности по амплитуде или фазе; 6 – достижение взаимной корреляционной функцией максимального значения

Из анализа зависимостей мощности трения от объёмной температуры и частотных диапазонов фрикционного взаимодействия (рис. 15) видно, что нормальное распределение мощности трения характерно установлению равновесной шероховатости, отсутствия термopовреждений, а экспоненциальное распределение – происходящим термopовреждениям с выделением тепла.

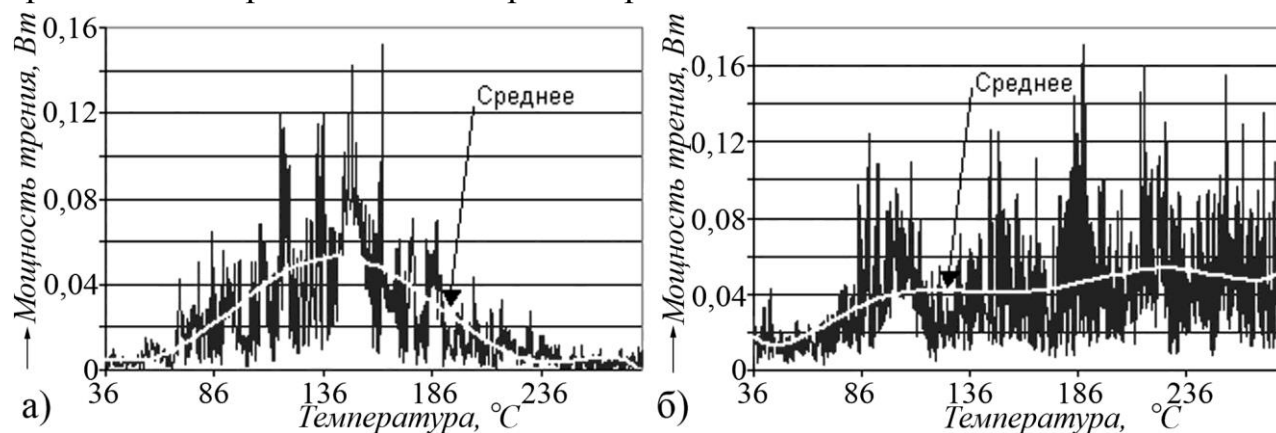


Рис. 15 – Оценка мощности сил трения как функция объёмной температуры фрикционного контакта со средней частотой ω_{cp} : а – 5 Гц; б – 25 Гц

Используя методы экспериментальной триботермодинамики и трибоспектральной идентификации, выполнены исследования сил трения в контак-

те «колесо – рельс». Получены значения поверхностной температуры, величина которой находилась в диапазоне 650 °С (рис. 16), что коррелирует с данными замера поверхностной температуры при эксплуатационных испытаниях маневрового локомотива (ВНИКТИ, 2007 г.), движущегося по рельсам с установленной разомкнутой термопарой в криволинейном участке пути [35].

При взаимном смещении поверхностей трения давление и величина шероховатости контактирующих тел определяют триботехнические характеристики и тепловое их состояние, т.е. температуры областей *A–B* и *B–B* (рис. 6, в). Градиент изменения объёмных температур в области *B–Г* можно определить на базе существующих математических моделей. Однако экспериментальное исследование теплового состояния *A–B* области является проблемным, так как определяется значениями шероховатости и фактической площадью касания, которые меняются на порядок и более при относительном скольжении.

Так как при стендовых испытаниях системы «колесо – рельс» оба образца находятся во взаимном смещении, то с целью выяснения максимальных значений контактных температур принята схема испытаний «ролик – колодка». Внутри колодки были установлены две термопары на расстоянии $z_1 = 2$ и $z_2 = 5$ мм от фактической площади касания и зафиксированы объёмные температуры Θ_4 и Θ_5 (рис. 16, а). Последующий расчёт максимальных значений контактных температур выполняется в соответствии с логарифмическим декрементом затухания, как функции линейного размера z_i :

1) темп затухания $q_4 = \Theta_5 / \Theta_4$, где Θ_5 и Θ_4 – значения температур, измеренных термопарами на разном удалении от фактической площади касания;

2) зная логарифмический декремент $\ln q_4 = \alpha_4 z_2$, где z_2 [мкм] – линейное расстояние между установленными термопарами, находим показатель асимптоты затухания $\alpha_4 = \ln q_4 / z_2$;

3) находим показатель асимптоты от первой термопары до фактической площади касания $\alpha_3 = \alpha_4 \cdot m_{v2} / m_{v1}$, где m_{v2} – объёмная масса, заключённая между двух термопар; m_{v1} – объёмная масса, заключённая между термопарой и фактической площадью касания;

4) вычисляем логарифмический декремент затухания $\ln q_3 = \alpha_3 z_1$, где z_1 – линейное расстояние от термопары до фактической площади касания;

5) исходя из выражения темпа затухания $q_3 = e^{\alpha_3 z_1} = \Theta_4 / \Theta_3$, находим значение температуры $\Theta_3 = \Theta_4 / e^{\alpha_3 z_1}$.

Параметры шероховатости, номинальной и фактической площадей касания, объёмных масс поверхностей тормозной колодки и ролика, участвующих в теплопередаче, были приняты постоянными величинами и рассчитаны на основе снятых профилограмм и существующих стандартных методик Б.И. Костецкого, А.В. Чичинадзе. Зная величину шероховатости R_a и наибольшей высоты профиля $R_{\max}$ (см. рис. 6, в), повторяем расчёт с п. 1, принимая полученные значения за начальные, до идентификации максимальной контактной температуры на выступах активных микрообъёмов Θ_1 . Разработан алгоритм динамического мониторинга максимальных контактных температур, позволяющий идентифицировать режимы накопления пластических деформаций, термического и атермического схватывания поверхностей трения (рис. 16, з):

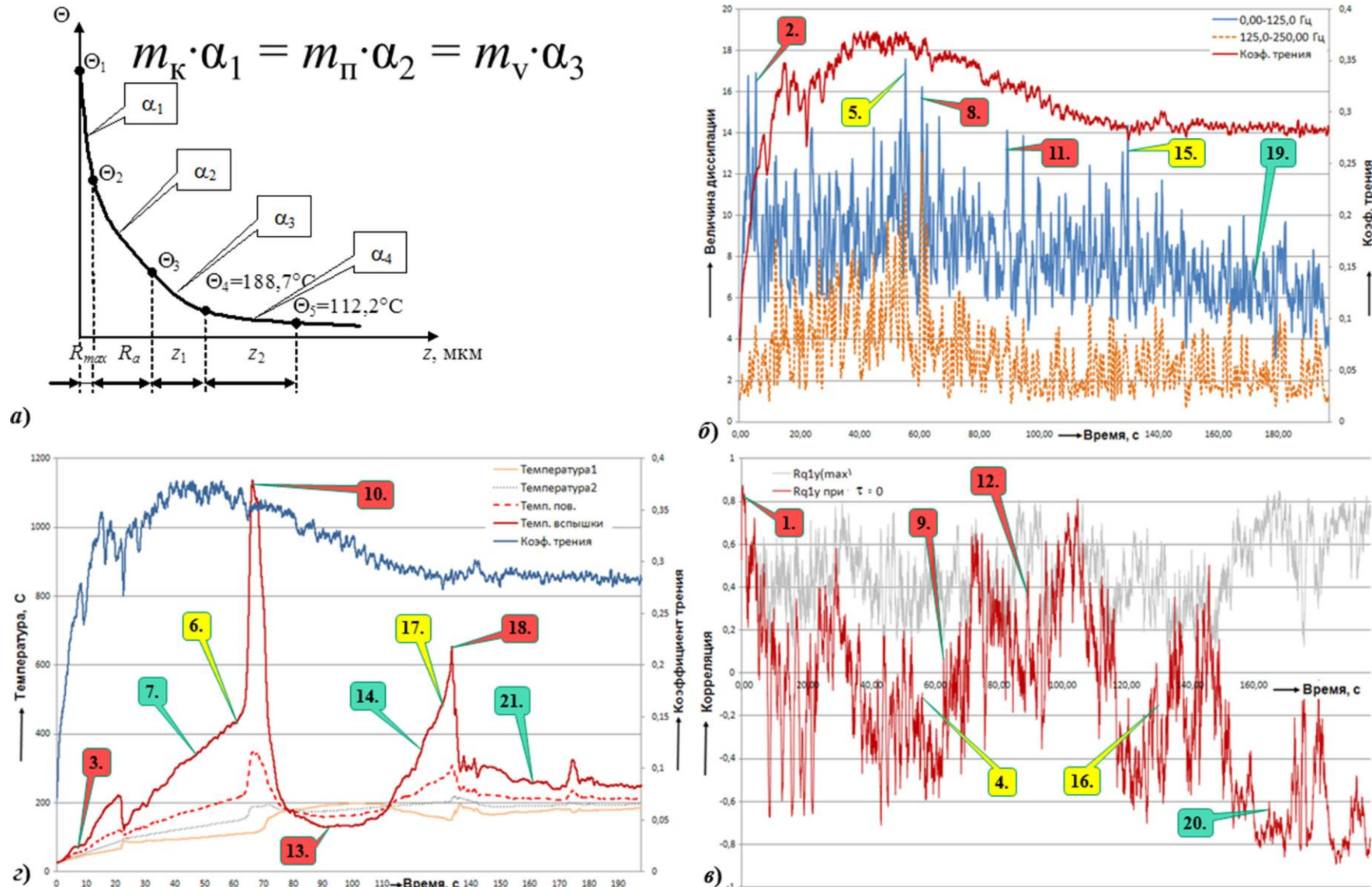


Рис. 16 – Динамика формирования триботермодинамических режимов трения: а – модель; б – интегральная оценка (5) диссипативной составляющей трения; в – взаимная корреляционная функция температуры и момента трения; г – максимальные значения объёмных температур; 1...3, 8...13, 18 – термическое схватывание; 4...6, 15...17 – атермическое схватывание; 7 – увеличение пластических деформаций; 14 – уменьшение упругих, возрастание пластических деформаций; 19...21 – механическое изнашивание

1) по взаимной корреляционной функции идентифицируем термическое схватывание (II рода) – **1**;

2) в наиболее информативных диапазонах частот по интегральным оценкам идентифицируем возрастание сил сопротивления, фактической площади касания **2**;

3) в результате термического схватывания **2** происходит изменение градиента температуры **3**;

4) по взаимной корреляционной функции идентифицируем атермическое схватывание **4** для пикового значения интегральной оценки **5** – этот момент завершает период атермического схватывания **6**;

5) устанавливаем, что длительный период отрицательных значений взаимной корреляционной функции **4** соответствует постепенному увеличению пластических деформаций **7** при атермическом схватывании, увеличению дисперсии σ^2 интегральных оценок (рис. 17), росту диссипации трибосистемы, увеличению фактической площади касания, теплоотдачи и последующего формирования новой равновесной шероховатости, а максимальная контактная температура 1137,1 °C регистрируется с задержкой по времени;

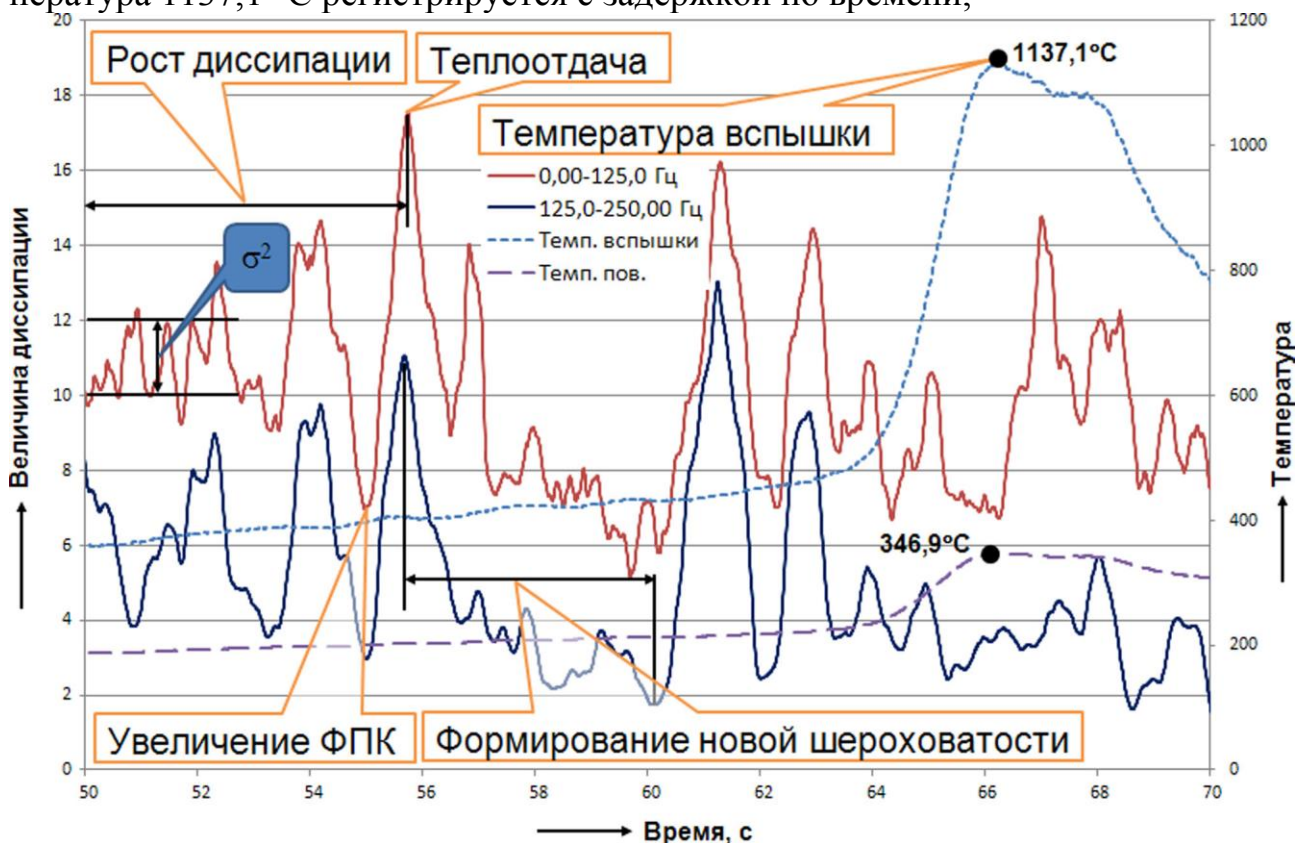


Рис. 17 – Этапы идентификации триботермодинамических процессов

6) постепенное возрастание диссипации трибосистемы способствует накоплению пластических деформаций **7**, что вызывает последующее значительное возрастание интегральных оценок **8**, и как следствие взаимная корреляционная функция температуры и момента трения становится положительной **9**;

7) значительное возрастание диссипации **8** теперь обуславливает термическое схватывание **10**, а измерительные средства регистрируют максимальную величину контактной температуры в 1137,1 °C – «температуру вспышки»;

8) согласно принципу Гамильтона в трибосистеме энергия механических колебаний переходит в тепловую, изменяя градиент температуры в об-

ласть отрицательных значений, – кривая максимальных контактных температур оказывается ниже значений объёмных температур, регистрируемых термопарами. Температура окружающего фрикционный контакт воздуха становится выше, чем температура контакта; формируется новая равновесная шероховатость;

9) процессы трения продолжаются, что обуславливает последующее схватывание II рода **11** (взаимная корреляционная функция температуры и момента трения положительна **12**), изменение градиента температуры **13**;

10) по мере изменения градиента температуры **13** наблюдается термическое схватывание **14** при уменьшении упругих, возрастании пластических деформаций (положительная взаимная корреляционная функция на рис. 18,в), постепенно сменяющееся возникновением локальных металлических связей **15**;

11) возникновение локальных металлических связей **15** характеризуется износом, налипанием частиц металла на поверхности контакта, отрицательными значениями взаимной корреляционной функции **16** и критическим градиентом температуры **17**;

12) выход ювенильных участков металла обуславливает теперь второе значение «температуры вспышки» в 650 °С **18**, некоторую динамическую нестабильность и стабилизацию интегральных оценок **19** – коэффициент трения больше не уменьшается, взаимная корреляционная функция температуры и момента трения отрицательна **20**, а градиент температуры постоянен **21**. Трибосистема переходит в режим механического изнашивания с высокой величиной относительного проскальзывания колеса по рельсу, то есть в *режим устойчивого боксования* или термоповреждений.

По результатам стендовых испытаний установлено предельное значение дисперсии интегральных оценок величины диссипации энергии [σ^2] в наиболее информативных частотных диапазонах, при достижении которой ещё не наблюдаются аномальные режимы контактирования. На основе этого можно реализовать задачу управления фрикционной системой подачей управляющего сигнала для изменения нагрузочно-скоростных режимов, либо включения привода подачи модификатора трения для изменения свойств трибоконтакта.

Решение четвёртой практической задачи. Вопросы развития и совершенствования дисковых тормозных механизмов железнодорожного транспорта, в том числе и высокоскоростного, являются весьма важными и актуальными. Рассмотрим на примере транспортной системы вопросы повышения надёжности и эффективности тормозов, в частности путём совершенствования антиблокировочных систем. Низкая возможность адаптации существующих антиблокировочных систем к различным дорожным условиям приводит к повышенным нагрузкам на детали тормозной системы. Повышение устойчивости и управляемости при торможении транспортной системы возможно созданием автоматизированной системы управления качением колеса.

Проведены исследования модели «диск – тормозные колодки» при реализации тормозного усилия до номинальной скорости (1...2 м/с) движения транспортного средства. Анализ интегральных оценок диссипативной составляющей трения (**5**) позволил выявить переходные процессы от движения к остановке (рис. 18), сопровождаемые резким падением коэффициента трения **1**; кратковременной остановкой ведомого диска **4**, **5**; развитием автоколебательных про-

цессов **6**, возобновлением вращения **7, 9**, потерей стабильности активных микрообъёмов **10** и полной остановкой ведомого диска **12**.

На рис. 19, *а* приведены амплитудно-фазочастотные характеристики автоколебаний тормозного диска, предшествующих частичной остановке **4**. В низкочастотной области диссипативные составляющие фрикционного взаимодействия флуктуируют относительно горизонтальной оси комплексной плоскости и ориентированы под фазовым углом 90° к упругой составляющей. Несмотря на автоколебательные режимы, транспортная система стремится остановиться.

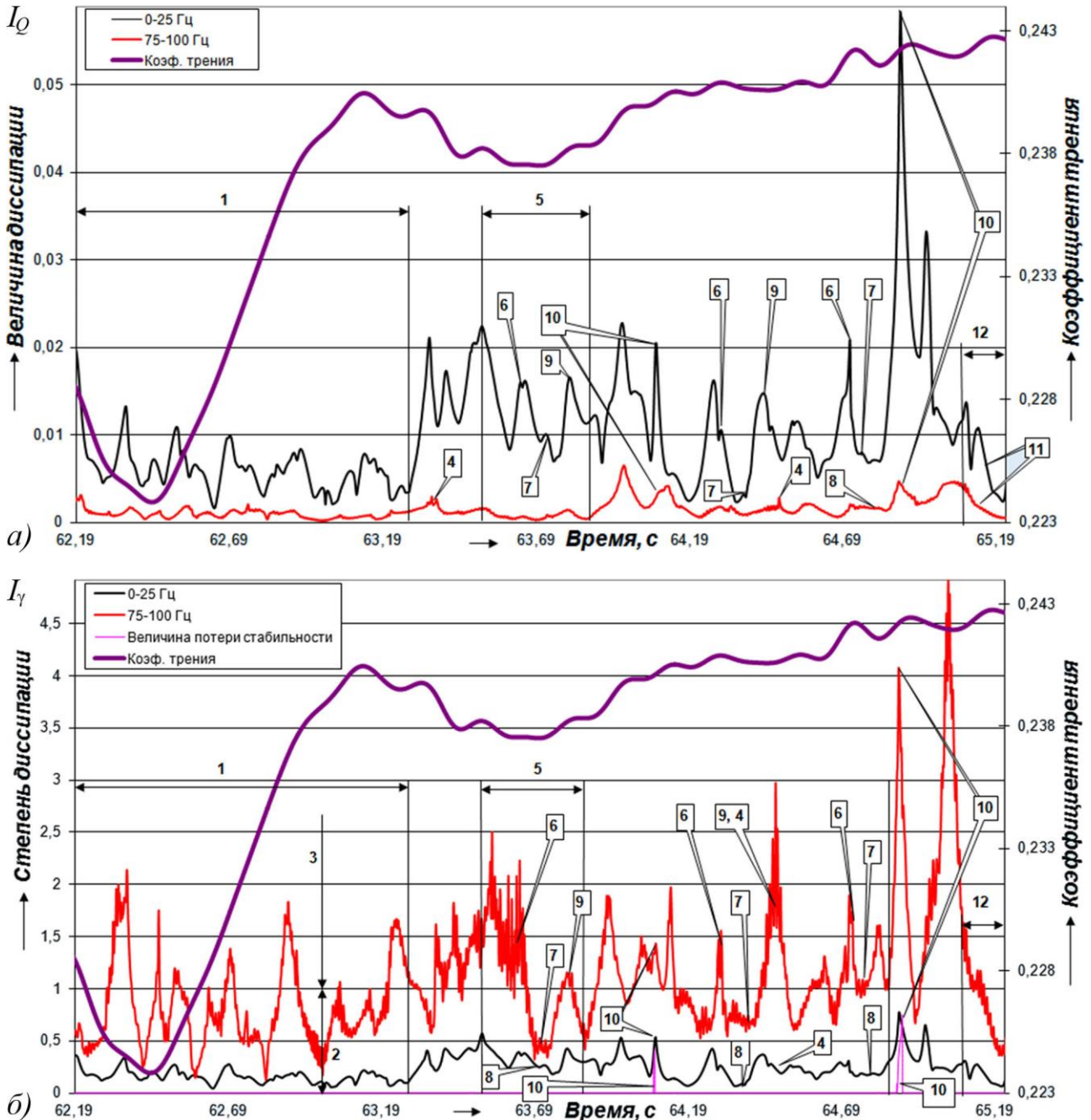


Рис. 18 – Зависимости коэффициента трения от времени торможения, интегральных оценок (**5**) диссипативной составляющей трения (*а*) и интегральной оценки (**6**) степени диссипации (*б*) подсистемы «диск – тормозные колодки»

При *кратковременной остановке* 5 тормозного диска (рис. 19, б) диссипация системы возрастает, инерционные силы стремятся к минимуму, запас устойчивости по амплитуде достигает максимальной величины. Так как движущий момент двигателя продолжает подводиться, то развиваются переходные процессы, приводящие систему к неустойчивости.

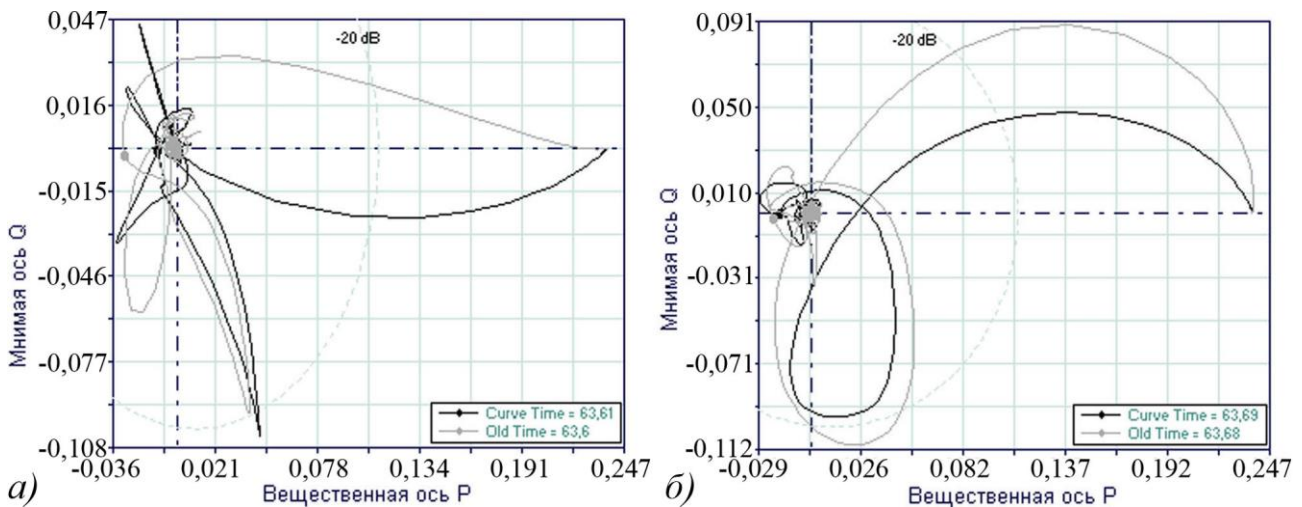


Рис. 19 – Амплитудо-фазочастотные характеристики тормозного диска: а – автоколебаний в низкочастотной области, предшествующей его частичной остановке; б – кратковременной остановки

Амплитудо-фазочастотные характеристики на комплексной плоскости приобретают концентрическое представление с последующим увеличением инерционных сил, развитием потери стабильности по фазе, а затем – и по амплитуде (рис. 20).

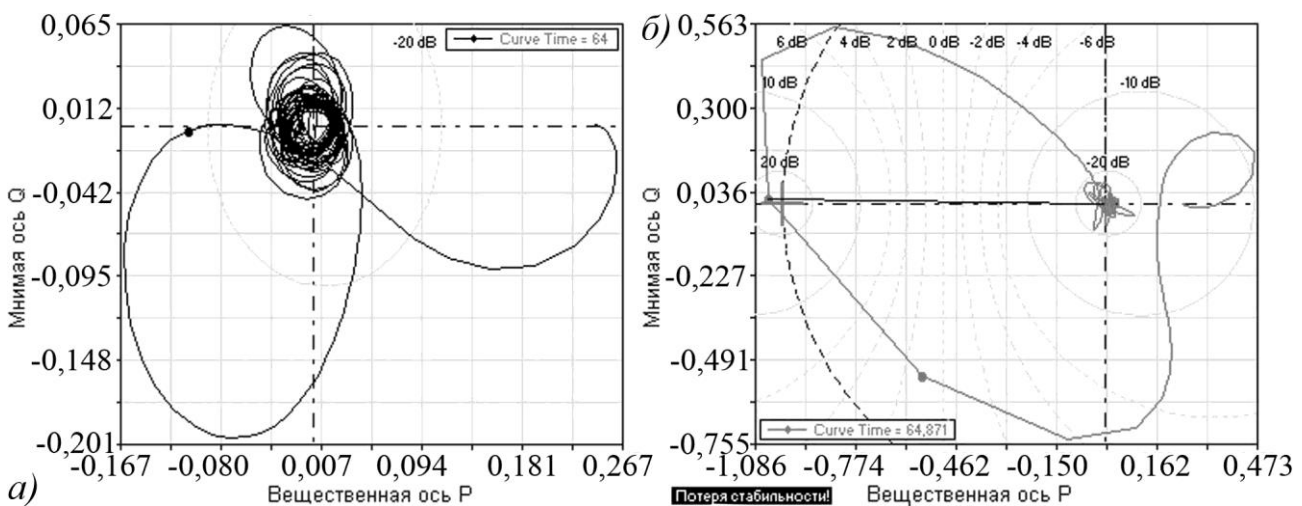


Рис. 20 – Амплитудо-фазочастотные характеристики неустойчивости трибосистемы: а – развитие фрикционных биений; б – потери устойчивости по амплитуде (инерционной составляющей)

Вектор инерционных сил меняет направление, увеличивая фактическую площадь касания с последующим возрастанием диссипации. Это приводит к снижению инерционных сил, увеличению сил трения и к полной остановке транспортной системы (рис. 21).

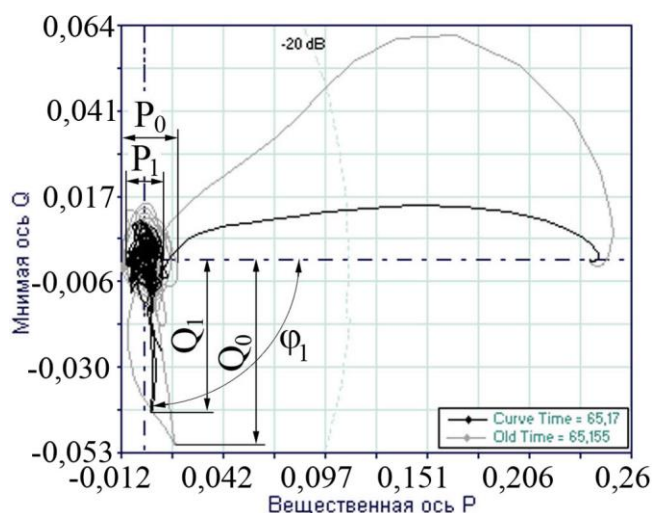


Рис. 21 – Амплитудно-фазочастотные характеристики при уменьшении скорости скольжения до нуля

Следующим этапом исследований был анализ долговременного торможения транспортного средства при изменении тормозного усилия и скорости движения. Показано, что при максимальных значениях тормозного усилия и скорости движения тепловая насыщенность активных микрообъемов наступает быстрее. На безопасность в данном частном случае большее влияние оказывает скорость движения и степень охлаждения пары трения. Повышение температуры происходит после серии моментов потери стабильности фрикционных связей. Чем меньше скорость движе-

ния, тем значение пик-фактора температуры 7 выше. Прогнозировать в этом случае критическое значение коэффициента трения скольжения можно по интегральным оценкам (5) диссипативной составляющей трения 8 и дисперсии появления моментов потери стабильности фрикционных связей (рис. 22).

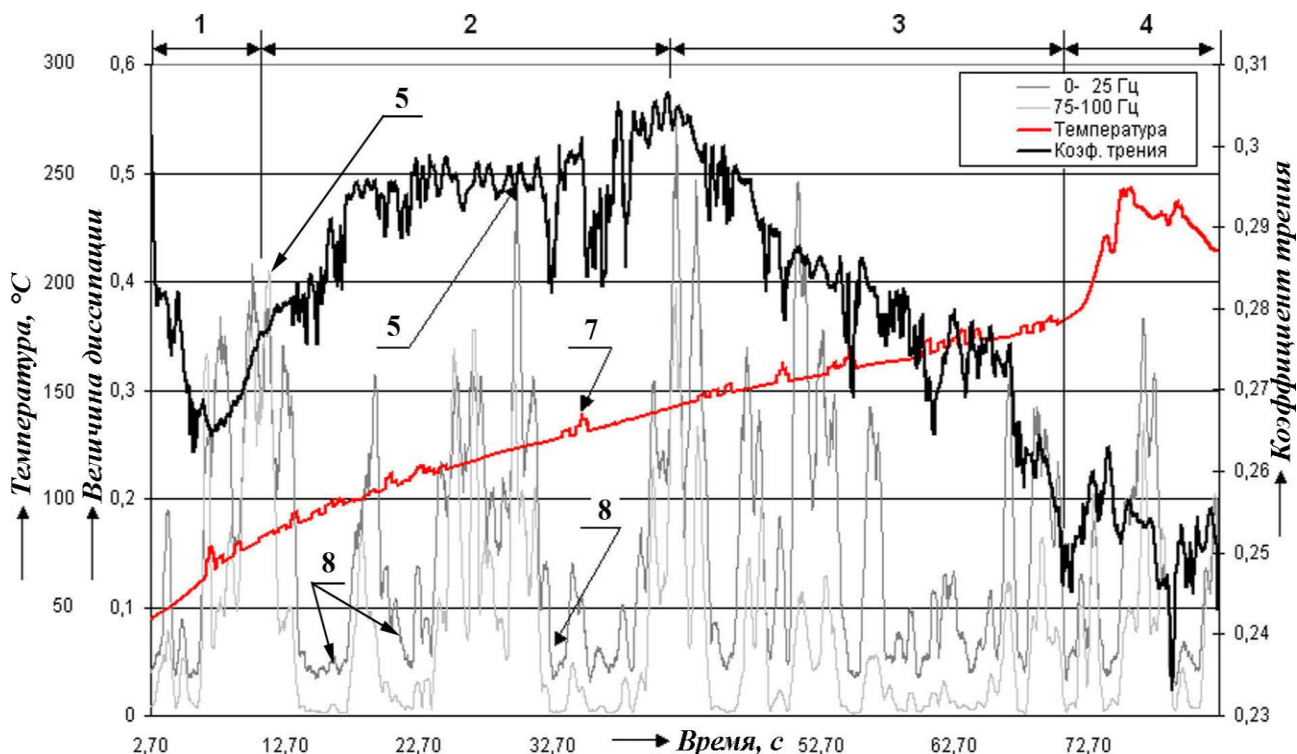


Рис. 22 – Трибоспектральные характеристики по диапазонам частот при затяжных процессах торможения: 1 – переходные процессы от движения к торможению; 2 – эффективная работа тормозного механизма; 3 – падение тормозного усилия в результате пластических деформаций и термического нагрева; 4 – термopовреждения и возможный отказ тормозных колодок; 5 – возрастание диссипативных потерь, теплоотдачи тормозным диском; 6 – потеря стабильности по амплитуде или фазе (на рисунке не показаны) обуславливают температурные флуктуации 7; 8 – установление равновесной шероховатости

Доказано, что потеря стабильности фрикционных связей трибосистемы «диск – тормозные колодки» сопровождается падением тяговой мощности транспортной системы и ведёт к возрастанию амплитуд колебаний сил трения. Это обуславливает последующее блокирование колёс транспортной системы.

Введение рассмотренных информационных частотных каналов в антиблокировочную систему сцепления позволит прогнозировать блокирование колёс, повысить оперативность срабатывания антиблокировочной системы, сократить тормозной путь, уменьшить износ тормозного диска, а также снизить степень термоповреждений тормозного диска. По изменению амплитудно-фазо-частотных характеристик можно прогнозировать явления потери стабильности фрикционных связей подсистемы «диск – тормозные колодки», что является направлением *совершенствования антиблокировочных систем* транспортных систем и проектируемых дисковых тормозов перспективного скоростного железнодорожного сообщения.

Глава 4 посвящена эксплуатационной проверке теоретических и экспериментальных исследований фрикционных систем железнодорожного транспорта. Выполненные исследования позволили установить наиболее информативные диагностические признаки, идентифицирующие изменение вариаций координат трибосистемы, разработать алгоритм и программу для ЭВМ трибоспектральной идентификации натуральных фрикционных систем. Рассмотрены задачи стабилизации тяговой мощности с применением модификаторов трения, увеличения ресурса гребней колёсных пар, снижения потерь тяговой энергии в криволинейных участках пути, предупреждения образования односторонних ползунов на немеханизированных сортировочных горках, снижения уровня акустического шума на механизированных сортировочных горках. Результаты подтверждаются актами эксплуатационных испытаний.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ.

В диссертационном исследовании на основе взаимосвязи механической и фрикционной динамических подсистем через узел трения получил дальнейшее развитие системный подход к анализу и синтезу процессов трения и изнашивания во фрикционном контакте. В этом подходе при обеспечении идентичности частот и основных форм колебаний масс механической системы, частот и форм колебаний микро- и макрошероховатости, давления, скорости относительного скольжения поверхностей трения, характерного вида изнашивания поверхностей трения модельной и натурной систем имеется возможность исследований на моделях взаимовлияния динамических процессов, протекающих в механических и фрикционных подсистемах натуральных транспортных систем.

Такой подход позволяет не только уточнить и раскрыть новые, не рассматриваемые ранее свойства фрикционной системы, но и открывает новое направление динамического мониторинга состояния фрикционных систем в процессе их функционирования. Это направление проиллюстрировано на примере фрикционных подсистем «колесо – рельс» в системе железнодорожного транспорта и «диск – тормозные колодки» транспортной системы.

1 Раскрыто понятие динамической системы трения, состоящей из двух механических подсистем, взаимодействующих между собой через динамическую связь, формируемую процессом трения. В свою очередь, динамическая связь интерпретируется как зависимость сил контактного взаимодействия в узле трения, которые представляются в координатах состояния взаимодействующих подсистем. В качестве координат состояния рассматриваются упругие деформационные смещения в подвижной системе координат, в вариациях относительно выбранной точки равновесия.

2 Развита постановка физико-математического моделирования фрикционных систем, то есть построения физической модели, динамические характеристики взаимодействующих подсистем которой подобны характеристикам натурной транспортной системы. Определены условия подобия модельных и натуральных трибосистем при разрешении существующих противоречий, возникающих при определении масштабных коэффициентов подобия сил контактного взаимодействия, масс, жесткостных и демпфирующих характеристик механической подсистемы. Для определения параметрических и конструктивных особенностей модельной системы разработаны критерии динамического подобия, которые дополняют известные критерии подобия, рассматривающие трибосистему в квазистатическом представлении.

3 Для выполнения исследований транспортных систем с открытыми узлами трения разработаны экспериментальные стенды, позволяющие проводить изучение динамики фрикционного взаимодействия. В качестве экспериментально наблюдаемых динамических характеристик использованы частотные функции передачи. Частотная функция передачи представляет отношение взаимного трибоспектра силовых реакций в тангенциальном и нормальном направлениях фрикционного взаимодействия к квадрату трибоспектра нормального воздействия. Она позволяет оценить упруго-диссипативные характеристики и текущие характеристики мощности необратимых преобразований в контактной области, учесть взаимовлияние динамики механических и фрикционных подсистем, а также повысить информативность, точность и оперативность динамического мониторинга транспортных систем.

4 С целью изучения состояний фрикционного контакта и их отображения в динамических характеристиках механической подсистемы предложены интегральные оценки частотных передаточных функций. Они позволили построить информационные модели таких критических состояний транспортных систем, как приближение к срыву фрикционного контакта (в этом случае наступает режим боксования), установление максимально допустимых значений контактных температур на фактической площади касания, аномальных режимов термического или атермического схватывания поверхностей и пр.

5 Установлены пороговые значения (среднего значения, дисперсии, пик-фактора) предложенных интегральных оценок состояния транспортных систем на наиболее информативных *октавных (долеоктавных) диапазонах частот*, что позволяет контролировать моменты перехода указанных систем из квазистационарного в нестабильное состояние, повысить *чувствительность и быст-*

родействие автоматических систем (например, приводов подачи смазочных материалов или модификаторов трения в контакт колеса с рельсом, изменения нагрузочно-скоростных режимов движения, срабатывания антиблокировочных систем сцепления и т.д.).

6 Методами экспериментальной триботермодинамики и трибоспектральной идентификации установлено, что при атермическом схватывании поверхностей трения наблюдается линейный рост градиента температуры, количество разрываемых фрикционных связей возрастает до критической величины, а незначительный переход к термическому взаимодействию обуславливает значительное повышение температур контактирующих поверхностей до их максимальных значений. Мониторинг максимальных значений температур целесообразнее осуществлять по предельным значениям предложенных интегральных оценок, характеризующих упруго-диссипативную природу процессов трения.

7 Выявлен ряд закономерностей триботермодинамики при схватывании, заключающихся в определении знака взаимной корреляционной функции температуры и сил трения, что позволяет уверенно диагностировать наступление термического (знак «+») или атермического (знак «-») видов схватываний поверхностей трения.

8 Разработанные положения динамического мониторинга транспортных систем прошли широкую апробацию на сети дорог ОАО «РЖД» (СКЖД, ВСЖД, Горьковской, Куйбышевской и др.):

- применение модификаторов трения тяговых колёс подвижного состава и рельсов при возрастании величины их относительного проскальзывания позволило: в 5–10 раз снизить интенсивность изнашивания колёсных пар и рельсов в режиме устойчивого боксования, увеличить в 2–3 раза стабильность коэффициента сцепления, на 2–3 % снизить расход тяговой энергии, увеличить плечи оборота локомотивов с 1,5 тыс. км. пробега при разовой заправке песком до 5–7 тыс. км. при их разовой заправке;

- подана заявка в ЦТех ОАО «РЖД» на осуществление НИОКР по внедрению диагностики подсистемы «тяговая колёсная пара – рельс» и системы автоматизированного управления ею на сети дорог ОАО «РЖД»;

- внедрение разработанного и оптимизированного технологического оборудования лубрикации гребней колёсных пар и боковых граней рельсов позволило снизить в 3–10 раз интенсивность их изнашивания по сравнению с интенсивностью изнашивания до применения технологического оборудования;

- оборудование немеханизированных сортировочных горок противоположными системами ППС-12Д позволяет при допустимом максимальном расстоянии от 9 до 12 м между разгружающими модулями ППС-12Д предотвращать образование односторонних ползунов колёсных пар грузовых вагонов, вызванных их термоповреждениями, – система находится с марта 2009 г. в постоянной эксплуатации на ст. Тихорецкая СКЖД;

– эксплуатационные испытания устройства модификатора поверхности трения фрикционного для снижения уровня шума при роспуске вагонов позволили снизить уровень возникающего шума до уровня, регламентированного СНиП 23-03-2003, со 150 дБ до 40 дБ при прохождении грузовым вагоном массой 69 т. под № 56313711 всех трёх тормозных позиций. Подана заявка в ЦТех ОАО «РЖД» на осуществление НИОКР по внедрению системы на сети дорог.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в центральных изданиях, включённых в перечень периодических изданий ВАК РФ

1 **Озябкин, А.Л.** Улучшение характеристик работы резьбовых соединений тормозных систем вагонов / А.Л. Озябкин, И.В. Колесников, А.В. Челохьян // Вестник РГУПС. – 2005. – № 3. – С. 10–21. (авт. – 60 %)

2 **Ялышев, Р.Г.** Физическое моделирование процессов трения и изнашивания при атермическом схватывании / Р.Г. Ялышев, А.Л. Озябкин // Вестник РГУПС. – 2005 – № 3. – С. 33–42. (авт. – 20 %)

3 Управление фрикционным состоянием трибосистемы «колесо тягового подвижного состава – железнодорожный рельс» / В.А. Могилевский, Р.В. Кульбикаян, А.Л. Озябкин [и др.] // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2006. – № 4. – С. 16–21. (авт. – 20 %)

4 **Ялышев, Р.Г.** Ускоренные испытания фрикционных механических систем / Р.Г. Ялышев, А.Л. Озябкин // Вестник РГУПС. – 2008. – № 4. – С. 19–27. (авт. – 50 %)

5 **Озябкин, А.Л.** Физико-математическое моделирование фрикционного контакта диско-колодочного тормозного механизма автомобиля / А.Л. Озябкин, П.В. Харламов, А.П. Павлов // Вестник РГУПС. – 2009. – № 1. – С. 15–22. (авт. – 20 %)

6 **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. (авт. – 50 %)

7 Повышение эффективности системы «путь – подвижной состав» / А.П. Павлов, В.В. Шаповалов, С.А. Вялов, А.Л. Озябкин // Железнодорожный транспорт. – 2009. – № 12. – С. 44–47. (авт. – 25 %)

8 **Озябкин, А.Л.** Выбор информационных каналов для динамического мониторинга аномальных термодинамических процессов в контакте «колесо – рельс» / А.Л. Озябкин, А.А. Александров // Вестник РГУПС. – 2010. – № 4. – С. 9–20. (авт. – 35 %)

9 **Озябкин, А.Л.** Динамический мониторинг трибосистемы «подвижной состав – путь» / А.Л. Озябкин // Вестник РГУПС. – 2011. – № 2. – С. 35–47. (авт. – 100 %)

10 **Озябкин, А.Л.** Оптимизация упруго-диссипативных связей и тяговых характеристик фрикционных мобильных систем / А.Л. Озябкин // Известия ву-

зов. Сев.-Кав. регион. Технические науки. – 2011. – № 5 (163). – С. 74–81. (авт. – 100 %)

11 **Озябкин, А.Л.** Динамический мониторинг триботермодинамики фрикционных мобильных систем / А.Л. Озябкин // Вестник ДГТУ. – 2011. – Т. 11, № 5(56). – С. 644–654. (авт. – 100 %)

12 **Озябкин, А.Л.** Методы повышения надёжности резьбовых соединений тормозных систем вагонов / А.Л. Озябкин, И.В. Колесников // Вестник РГУПС. – 2011. – № 4. – С. 66–75. (авт. – 60 %)

13 **Озябкин, А.Л.** Теоретические основы динамического мониторинга фрикционных мобильных систем / А.Л. Озябкин // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – № 10. – С. 17–28. (авт. – 100 %)

14 Разработка инновационной технологии лубрикации в системе колесо-рельс на базе наноматериалов / В.В. Шаповалов, П.Н. Щербак, А.Л. Озябкин [и др.] // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – № 10. – С. 39–41. (авт. – 20 %)

15 **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. (авт. – 40 %)

16 Предупреждение термомеханических повреждений в трибосистеме «колесо – рельс» при движении юзом / А.Л. Озябкин, А.А. Александров, К.И. Щепановский [и др.] // Вестник ДГТУ. – 2011. – Т. 11, № 8(59). – Вып. 2. – С. 1405–1416. (авт. – 60 %)

17 **Озябкин, А.Л.** Динамический мониторинг состояния резьбовых соединений тормозных систем вагонов / А.Л. Озябкин, И.В. Колесников, П.В. Харламов // Вестник РГУПС. – 2012. – № 1. – С. 22–28. (авт. – 50 %)

18 **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. (авт. – 60 %)

19 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. (авт. – 25 %)

Монографии

20 Пути снижения интенсивности износа рельсов и гребней железнодорожных колёс подвижного состава : монография / В.В. Гудима, И.Я. Бондаренко, И.А. Майба, А.Л. Озябкин [и др.] // Деп. в ЦНИИТЭИ МПС 28.03.96, № 6024-жд96. – Ростов н/Д: [б. и.], 1995. – 91 с. – Б. ц. (авт. – 10 %)

21 Оптимизация параметров предохранительных и фрикционных муфт путевых машин : монография / В.В. Шаповалов, П.Н. Щербак, А.Л. Озябкин, М.Н. Литвинов // Деп. в ЦНИИТЭИ МПС. – 1996. – № 9. – 61 с. (авт. – 5 %)

22 Повышение эффективности железнодорожного транспорта путём лубрикации контакта колеса с рельсом : монография / В.И. Ильин, В.И. Колесников, И.А. Майба, А.Л. Озябкин [и др.]. – Ростов н/Д : СКНЦ ВШ, 2000. – 86 с. (авт. – 25 %)

23 Амплитудно-фазочастотный анализ критических состояний фрикционных систем : монография / В.В. Шаповалов, А.В. Челохьян, А.Л. Озябкин [и др.]. – М. : ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2010. – 383 с. (авт. – 30 %)

24 **Озябкин, А.Л.** Теоретические основы динамического мониторинга фрикционных мобильных систем : монография / А.Л. Озябкин. – Ростов н/Д : РГУПС, 2010. – 259 с. (авт. – 100 %)

25 Динамический мониторинг фрикционного контакта тормозного механизма автомобиля : монография / П.В. Харламов, А.Л. Озябкин, А.В. Владимиров, И.В. Бондарев. – Шахты : ФГБОУ ВПО ЮРГУЭС, 2010. – 125 с. (авт. – 25 %)

Патенты

26 **Пат. № 2067939 РФ**, С1, кл. 6 В 61 К 3/02. Бортовой рельсовый лубрикатор / В.В. Шаповалов, А.И. Фендриков, А.Л. Озябкин [и др.]. – № 2067939 ; заявл. 01.03.1993 ; опубл. 20.10.1996, Бюл. № 29 ; приоритет 01.03.1993, № 93010386/11.

27 **Пат. № 2082639 РФ**, С1, кл. 6 В61К3/02. Автоматический лубрикатор / В.В. Шаповалов, А.И. Фендриков, А.Л. Озябкин [и др.]. – № 2082639 ; заявл. 16.03.1993 ; опубл. 27.06.1997 ; приоритет 16.03.1993, № 93013446.

28 **Пат. № 2065484 РФ**, С1, кл. 6 С 10 М 169/04 // (С 10 М 169/04, 125:02, 125:22, 159:04) С 10 N 30:06. Смазка для лубрикации железнодорожных рельсов / В.В. Шаповалов, Е.В. Супрун, А.Л. Озябкин [и др.]. – № 2065484 ; заявл. 17.02.1994 ; опубл. 20.08.1996, Бюл. № 23 ; приоритет 17.02.1994, № 94006254/04.

29 **Пат. № 2090859 РФ**, С1, кл. 6 G01N3/56. Способ исследования триботехнических характеристик узла трения / В.В. Шаповалов, М.Н. Литвинов, А.Л. Озябкин [и др.]. – № 2090859 ; заявл. 05.01.1994 ; опубл. 20.09.1997 ; приоритет 05.01.1994, № 94000511/28.

30 **Пат. № 2293677 РФ**, МПК В61К 3/02, С10N 50/02. Модификатор трения и система управления приводом его подачи / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин [и др.]. – № 2293677 ; заявл. 28.03.2005 ; опубл. 20.02.2007, Бюл. № 5 ; приоритет 28.03.2005, № 2005108861/11.

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

Публикации в других изданиях

32 **Шаповалов, В.В.** Навесное оборудование для смазки рельсов / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин. – М. : ЦНИИТЭИ МПС, 1992. – № 5691. – С. 13–18.

33 Технология содержания железнодорожных рельсов / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин [и др.]. – М. : ЦНИИТЭИ МПС, 1993. – № 6. – С. 52–57.

34 **Озябкин, А.Л.** Спектральный анализ процессов трения при помощи ЭВМ / А.Л. Озябкин, Р.Г. Ялышев, Б.Н. Корниенко // Юбил. сб. науч.-метод. тр. преп. и студ. фак. «Дорожно-строительные машины», посвящ. 50-летию фак. / под ред. И.А. Майба. – Ростов н/Д : РГУПС, 2004. – С. 61–81.

35 Оптимизация ширины рельсовой колеи. Экспериментальное исследование сил трения, удельных давлений и температур, возникающих при взаимодействии колёс и рельсов при различных параметрах колеи и ходовых частей : отчет о НИР 19.5.002р по х/д 1057/07 / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин [и др.]. – Ростов н/Д : РГУПС, 2007. – 162 с.

36 **Шаповалов, В.В.** Определение устойчивого состояния фрикционной системы «путь – тяговый подвижной состав» / В.В. Шаповалов, В.Л. Заковеротный, А.Л. Озябкин // Энциклопедия в 40 т. ; под ред. П.С. Анисимова. – М., 2008. – Раздел IV. Расчёт и конструирование машин. – Т. IV–23. Подвижной состав железных дорог. – 656 с.

37 Повышение эффективности системы «путь – подвижной состав» / В.В. Шаповалов, И.А. Майба, А.Л. Озябкин [и др.] // Локомотив. – 2011. – № 5. – С. 40–42; – № 6. – С. 40–41.

38 **Харламов, П.В.** Применение метода трибоспектральной идентификации для мониторинга фрикционных систем автомобилей / П.В. Харламов, А.Л. Озябкин // Наука и инновации в области сервиса автотранспортных средств и обеспечения безопасности дорожного движения : междунар. сб. науч. тр. – Шахты : ФГБОУ ВПО ЮРГУЭС, 2011. – С. 118–123.

39 **Озябкин, А.Л.** Использование методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации для организации мониторинга мобильных трибосистем / А.Л. Озябкин // Тр. междунар. науч. конф. «МехТрибоТранс-2011». – Ростов н/Д : РГУПС, 2011. – С. 305–317.

40 Dynamic monitoring of frictional systems / Andrey Ozyabkin, Emin Feyzov, Anatoly Ananko [et al.] // IV International Scientific Conference «Transport Problems 2012» – Poland, Katowice : Silesian University of Technology Faculty of Transport, 2012. – p. 480–492.

41 Амплитудно-фазочастотный анализ процессов трения и изнашивания / А.Л. Озябкин, А.М. Лубягов, А.Л. Выщепан [и др.] // Сб. науч. тр. XII Междунар. конф. «Трибология и надёжность». – СПб : ФГБОУ ВПО Балтийский гос. техн. ун-т им. Д.Ф. Устинова, 2012. – С. 207–217.

42 **Озябкин, А.Л.** Применение трибомониторинга для предупреждения термомеханических повреждений фрикционной системы «колесо – рельс» при движении юзом / А.Л. Озябкин, П.В. Харламов, С.Л. Горин // Бытовая техника, технология и оборудование предприятий ЖКХ, сервиса и машиностроения : юбил. междунар. сб. науч. тр. – Шахты : ФГБОУ ВПО ЮРГУЭС, 2013. – С. 91–98.

43 Трибоспектральная идентификация триботехнических характеристик открытых узлов трения / А.Л. Озябкин, А.М. Лубягов, А.Л. Выщепан [и др.] // Физика, химия и механика трибосистем : межвуз. сб. науч. тр. / под ред. В.Н. Латышева. – Иваново : ИвГУ, 2013. – Вып. 11. – С. 7–17.

44 Разработка и модельная оптимизация антифрикционных покрытий для открытых узлов трения / А.М. Ананко, А.М. Лубягов, А.Л. Озябкин [и др.] // Физика, химия и механика трибосистем : межвуз. сб. науч. тр. / под ред. В.Н. Латышева. – Иваново : ИвГУ, 2013. – Вып. 11. – С. 31–40.

Личный вклад автора в работах, выполненных в соавторстве

В перечисленных ниже работах автору принадлежат следующие результаты: в [17, 18, 38, 39] – постановка цели и задач исследований; [21] – методика построения и упрощения эквивалентных расчётных схем; [1, 12, 25, 36, 39] – разработка физико-математических моделей натуральных систем; [1, 5, 6] – разработка критериев подобия и определение констант подобия физической модели; [12, 23, 29, 31, 36, 41] – установление преимуществ и недостатков использования амплитудо-фазочастотных характеристик для оценки устойчивости трибосистем; [4, 6, 12, 23, 36, 39...41, 43, 44] – выбор информационных каналов физической модели для идентификации её динамических свойств, разработка методики оценки упруго-диссипативных свойств трибоконтакта и выбор интегральных оценок частотных характеристик; [4, 6, 8, 17, 23, 34, 36, 38, 40, 41] – анализ трибоспектральных и термомеханических характеристик, полученных при проведении лабораторных и стендовых испытаний; [8, 16, 18, 39, 42] – разработка алгоритма трибоспектральной идентификации термомеханических повреждений контактирующих поверхностей, оценка максимальных значений контактных температур, позволяющая доказать обоснованность рабочей гипотезы проф. В.В. Шаповалова о том, что объёмная температура изменяется от максимальных её значений до температуры окружающего воздуха по закону логарифмического декремента затухания; [16, 18, 39, 42] – идентификация режимов атермического и термического взаимодействия поверхностей трения; [6, 25] – разработка математической модели предельных состояний трибосистемы по анализу переходной функции Хэвисайда; [1, 2, 4, 6, 15, 17, 23, 37, 40] – разработка алгоритма и программного обеспечения спектрального и корреляционного анализа трибохарактеристик, прогнозирования их изменений и воздействия на системы автоматического управления приводами подачи модификаторов трения антифрикционного или фрикционного назначения; [2] – сопоставление компьютерных и ручных расчётов; [7, 19, 35] – проведение лабораторных и стендовых испытаний; [3, 26...31] – оформление заявки на получение патента РФ; [7, 20, 22, 32, 33, 37] – обзор существующих методов лубрикации гребней колёсных пар подвижного состава, формулирование недостатков существующих конструктивных решений и применяемых смазочных материалов; [3, 30] – разработка системы управления приводом подачи и компонентов брикетов модификаторов трения, предназначенных для стабилизации коэффициента сцепления тяговых колёсных пар с рельсами; [19, 37] – снижение затрат мощности на «паразитное» трение реборд колёс грузоподъёмных кранов путём использования технологии лубрикации и мониторинга их фрикционного состояния на основе амплитудо-фазочастотных характеристик; [14] – разработка методов оценки остаточного ресурса разового нанесения смазочных материалов на гребни колёсных пар; [26, 27] – разработка технических средств лубрикации гребней колёсных пар подвижного состава; [10, 35] – экспериментальное определение на физическом стенде фактической площади касания по методу Боудена и Тейбора, потерь тяговой энергии подвижного состава в зависимости от ширины рельсовой колеи и наличия (отсутствия) консистентных и твёрдых смазочных материалов в контакте гребней колёсных пар с моделью рельсов; [7, 8, 17, 24, 35] – формулирование выводов по проведенным исследованиям.

Озябкин Андрей Львович

**РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ И МЕТОДОВ
ДИНАМИЧЕСКОГО МОНИТОРИНГА ФРИКЦИОННЫХ СИСТЕМ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

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 ВПО РГУПС.

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