

- 
- **ИННОВАЦИОННАЯ ПОЛИТИКА В ТРАНСПОРТНЫХ ОТРАСЛЯХ:  
ПРОГНОЗ РАЗВИТИЯ**
  - **ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ПОТОКА  
В ТРАНСПОРТНЫХ СТРУКТУРАХ**
  - **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ  
ВОЗБУЖДЕНИЯ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОВЗОВ  
ПЕРЕМЕННОГО ТОКА**



**ТЕМА НОМЕРА:**

**КОНТРОЛЬ НАГРЕВА БУКС И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ  
ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

**РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ**

- 1 Ефимов Александр Васильевич — главный редактор, президент УрГУПС  
 2 Сай Василий Михайлович — зам. главного редактора, д.т.н., профессор (УрГУПС)  
 3 Асадченко Виталий Романович — научный редактор, д.т.н., профессор (УрГУПС)  
 4 Силуков Юрий Дмитриевич — д.т.н., профессор (УГЛТУ)  
 5 Багин Юрий Иванович — д.т.н., профессор (УГТУ-УПИ)

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ**

- 1 Аккерман Геннадий Львович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 2 Александров Александр Эрнстович — к.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 3 Антропов Владимир Алексеевич — д.э.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 4 Аржанников Борис Алексеевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 5 Афанасьев Анатолий Ильич — д.т.н., УГГУ (Екатеринбург)  
 6 Бачурин Николай Сергеевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 7 Баутин Сергей Петрович — д.ф.-м.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 8 Боровских Александр Михайлович — к.т.н., УГЛТУ (Екатеринбург)  
 9 Ваксман Семен Аронович — к.т.н., УрГЭУ (Екатеринбург)  
 10 Галкин Александр Геннадьевич — д.т.н., ректор УрГУПС (Екатеринбург)  
 11 Глушко Марат Иванович — д.т.н., УО ВНИИЖТ (Екатеринбург)  
 12 Готлиб Борис Михайлович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 13 Грицык Валерий Иванович — д.т.н., РГУПС (Ростов-на-Дону)  
 14 Ковалев Рудольф Николаевич — д.т.н., УГЛТУ (Екатеринбург)  
 15 Козлов Петр Алексеевич — д.т.н., президент холдинга ООО «Стратег» (Москва)  
 16 Кортаев Владимир Николаевич — д.т.н., ПГТУ (Пермь)  
 17 Коркунова Ольга Владимировна — д.ф.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 18 Кузнецов Константин Борисович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 19 Лапшин Василий Федорович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 20 Наговицын Виктор Степанович — д.т.н. (Москва)  
 21 Павлюков Александр Эдуардович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 22 Пикалин Юрий Анатольевич — д.э.н. (Свердловская железная дорога)  
 23 Попов Валерий Евгеньевич — д.т.н., НПП «Спектр» (Екатеринбург)  
 24 Рачек Светлана Витальевна — д.э.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 25 Резник Леонид Григорьевич — д.т.н., ТГНГУ (Тюмень)  
 26 Самуйлов Валерий Михайлович — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 27 Сергеев Борис Сергеевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 28 Скоробогатов Семен Макеевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 29 Смольянинов Александр Васильевич — д.т.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 30 Ставров Адольф Павлович — д.т.н., ЮУрГУ (Челябинск)  
 31 Тимофеева Галина Адольфовна — д.ф.-м.н., УрГУПС (Екатеринбург)  
 32 Умняшкин Владимир Алексеевич — д.т.н., УДГУ (Ижевск)  
 33 Ялышев Юрий Иванович — д.ф.-м.н., УрГУПС (Екатеринбург)

Выпускающий редактор Неверова Людмила Васильевна.

Контактные телефоны:

(343) 373-07-41, 245-01-34, 245-31-88

lneverova@nis.usurt.ru

**В НОМЕРЕ****ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ТРАНСПОРТА**

- КОШКАРОВ Е. В., КОШКАРОВА Т. В. / Инновационная политика в транспортных отраслях: прогноз, развитие ..... 2  
 САМУЙЛОВ В. М., ПЕТРОВ А. В., БОГДАНОВА М. М. / Транспортно-сетевая концепция распределения товаров ..... 6  
 ЛЕБЕДЕВА Н. А. / Методика формирования области эффективных альтернатив изменения облика и мощности мультимодального транспортного узла ..... 11  
 ВЛАДИМИРСКАЯ И. П. / Закономерности преобразования потока в транспортных структурах ..... 14  
 НЕСТЕРОВ В. Л., РАДЧЕНКО В. И., РУСАКОВА Е. А. / Количественные показатели качества подготовки специалистов железных дорог ..... 18

**АВТОМАТИКА, ТЕЛЕМЕХАНИКА И СВЯЗЬ**

- СЕРГЕЕВ Б. С., ОСЬКИНА М. А. / Анализ схем управления светодиодными светофорами ..... 21  
 ПОЛЕВОЙ Ю. И. / Локомотивный классификатор свободности неограниченных рельсовых цепей ..... 25

**ВАГОНЫ И ВАГОННОЕ ХОЗЯЙСТВО**

- БОРОДИН А. В., ИВАНОВА Ю. А. / Влияние горизонтальной поперечной нагрузки на долговечность буксового подшипника грузового вагона ..... 28  
 ТУРАНОВ Х. Т. / Аналитическое обоснование технологии несимметричного размещения общего центра масс грузов в вагонах ..... 31  
 БАЧУРИН Н. С., КРАСНИЧЕНКО А. А., ИВАНОВ Н. Л. / Методика оценки показателей надежности трамвайного вагона ..... 36  
 ИВАНОВ Н. Л. / Методика определения динамической нагруженности кузова трамвайного вагона ..... 40  
 КРАСНИЧЕНКО А. А. / Динамическая нагруженность трамвайного вагона ..... 43  
 ИВАНОВ Д. В. / Оценка параметров безопасности и износов ходовых частей вагонов на тележках моделей 18-100 и 18-578 с буксовыми адаптерами и без них ..... 46

**ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ И ТЯГА ПОЕЗДОВ**

- МИРОНОВ А. А., ОБРАЗЦОВ В. Л., ПАВЛЮКОВ А. Э. / Контроль нагрева букс и безопасность движения высокоскоростного подвижного состава ..... 50  
 ПАВЛЮКОВ А. Э., НЕКЛУДОВ А. А., ЦЕЛИЩЕВ А. А. / Разработка демфирующей системы для защиты специальных грузов при перевозке открытым подвижным составом ..... 54  
 СКОВОРОДНИКОВ Е. И., МИХЕЕВ В. А. / Моделирование процессов функционирования дизель-генераторной установки тепловоза с целью оптимизации количества параметров контроля ..... 59  
 МАЗНЕВ А. С., ЕВСТАФЬЕВ А. М., КАЛИНИН М. В. / Совершенствование систем регулирования возбуждения тяговых двигателей электровозов переменного тока ..... 63  
 МАЗНЕВ А. С., ЕВСТАФЬЕВ А. М., ЧЕРНЫХ А. А. / Совершенствование системы обнаружения боксования и юза колесных пар ..... 67  
 СИДОРОВА Н. Н., МАРИНИН С. А., АЛЬЖАНОВ Б. Б. / Влияние на эксплуатационные расходы потребления электроэнергии электровозами, работающими по системе многих единиц ..... 70  
 ГРИЩЕНКО М. А. / Анализ теплового состояния обмотки якоря тягового электродвигателя ..... 73  
 БОБРИНСКИЙ С. В. / Анализ причин низкой параметрической надежности тягового подвижного состава ..... 76

**ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЕ ТРАНСПОРТА**

- ЕФИМОВ Д. А. / Учет изгибной жесткости контактного провода в моделировании контактной подвески ..... 79

**АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ**

- БОРОВСКИХ А. М., СИВАКОВ В. П., САВИН М. А. / Способ ускорения прогрева двигателей внутреннего сгорания ..... 83

**АННОТАЦИИ**

- Аннотации ..... 85

## ИННОВАЦИОННАЯ ПОЛИТИКА В ТРАНСПОРТНЫХ ОТРАСЛЯХ: ПРОГНОЗ, РАЗВИТИЕ

**Первостепенные условия повышения эффективности и конкурентоспособности транспортной системы — модернизация (совершенствование технического уровня) транспортных средств и оборудования, а также применение современных перевозочных, управленческих и информационно-телекоммуникационных технологий [1].**

Совершенствование техники и технологий должно осуществляться на основе снижения ресурсоемкости транспортной техники, повышения ее экономичности, безопасности, эргономичности и экологических показателей. Новая транспортная техника должна отвечать современным международным требованиям, соответствовать перспективной структуре пассажиро- и грузопотоков, а также особенностям организации перевозочного процесса в рыночных условиях. Транспортная техника для перевозки опасных грузов должна полностью соответствовать международным и национальным требованиям.

Одно из главных направлений повышения эффективности транспорта — снижение энергоемкости транспортных средств, использование новых источников энергии и создание принципиально новых двигателей для транспортных средств.

Ключевой задачей в настоящее время стало техническое перевооружение отраслей транспорта. Обновление и пополнение парка транспортных средств предпочтительно осуществлять за счет техники отечественного производства — чтобы обеспечить экономическую безопасность страны и уменьшить зависимость от закупок транспортной техники за рубежом. При этом перевозчикам должны поставяться новые перспективные типы транспортных средств, имеющие более высокий коэффициент полезного действия, потребляющие меньше энергоресурсов, более полно удовлетворяющие требованиям по безопасности перевозок и охране окружающей среды.

Необходимо обновить парк транспортных средств всех видов транспорта, пополнить их прогрессивными типами локомотивов, вагонов, автомобилей, морских, речных и воздушных судов, обеспечить их соответствие прогнозируемой потребности в перевозках. При этом важно обеспечить рациональную структуру этих парков по мощности, грузоподъемности, пассажировместимости, специализации, виду потребляемого топлива и другим параметрам.

В период до 2015 г. ожидается изменение структуры парка транспортных средств и флота по следующим направлениям:

- на **железнодорожном транспорте** — увеличение в парке доли современных высокоэффективных грузовых локомотивов, грузовых вагонов с повышенной грузоподъемностью и надежностью (в том числе для специализированных перевозок); увеличение доли скоростного пассажирского подвижного состава; расширение парка пассажирских вагонов, пригородных и межобластных электропоездов повышенной комфортности;

- на **морском транспорте** — строительство крупнотоннажных танкеров серии «Балтмакс» и «Босформакс» в целях обеспечения роста экспорта нефтеналивных грузов через черноморские и балтийские проливы; строительство специализированных судов-газовозов для вывоза углеводородного сырья с Ямала, Сахалина и других месторождений; строительство паромов нового поколения для развития паромного сообщения на всех основных бассейнах; разработка проектов и строительство атомных ледоколов нового поколения, линейных и вспомогательных дизель-электрических ледоколов для обеспечения перевозок с Арктического шельфа и по трассам Северного морского пути; развитие аварийно-спасательного флота; проектирование и строительство судов усиленного ледового класса двойного действия с движительным комплексом AZIPOD;

- на **внутреннем водном транспорте** — создание новых типов судов повышенной экономичности, а также судов, предназначенных для эксплуатации на участках с малыми глубинами, в том числе для проведения спасательных операций при чрезвычайных ситуациях; расширение применения большегрузных составов; создание нового поколения комфортабельных речных туристических судов;

- на **автомобильном транспорте** — увеличение в грузовом парке доли автопоездов большой грузоподъемности, расширение гаммы специализированных полуприцепов для обеспечения растущего спроса на междугородные и международные перевозки; увеличение количества специализированных грузовых шасси, в том числе оснащенных средствами самопогрузки и гаммой сменных кузовов для обслуживания сферы розничной торговли, малого бизнеса, фермерских хозяйств, коммунальной сферы. В парке междугородных автобусов должна увеличиваться доля подвижного состава повышенной комфортности, оборудованного с учетом требований дальних пассажирских перевозок и туристического бизнеса. Характеристики всей производимой и импортируемой автомобильной техники должны отвечать требованиям соответствующих соглашений, к которым присоединилась Российская Федерация. С 2008 г. выпускаемые в России автомобили будут соответствовать нормам ЕВРО-4 ЕЭК ООН;

- на **городском пассажирском транспорте** — создание широкой гаммы унифицированных семейств автобусов и троллейбусов; разработка и внедрение систем скоростного внеуличного транспорта; применение энергетических установок с повышенными экологическими характеристиками;



– на **воздушном транспорте** — переход к эксплуатации нового семейства экономичных и безопасных воздушных судов.

Необходимо также улучшить состояние и техническую оснащенность объектов инфраструктуры, привести их в соответствие с современными требованиями, ликвидировать имеющиеся узкие места, увеличить пропускную и провозную способность звеньев, ограничивающих перевозки, создать условия для полной реализации технических возможностей современных подвижных средств.

На железнодорожном транспорте предстоит продолжить электрификацию участков, работающих на тепловозной тяге, усилить подходы к морским портам, на ряде магистральных направлений выполнить работы, связанные с включением их в состав международных транспортных коридоров.

Большие работы по развитию инфраструктуры будут осуществлены на сети автомобильных дорог. Предстоит реконструировать многие автомобильные магистрали, улучшить их дорожные покрытия, построить обходы крупных городов, включая мостовые переходы и развязки в разных уровнях. Существенно увеличится протяженность дорог общего пользования с твердым покрытием, возрастет количество объектов придорожного сервиса.

С целью обеспечения надежного и безопасного функционирования гражданской авиации будут осуществлены масштабные мероприятия по обновлению парка воздушных судов и их модернизации, по реконструкции объектов наземной производственной базы, по развитию и оснащению этой базы современным оборудованием в соответствии с установленными нормативами.

Для эффективного освоения прогнозируемых объемов перевозок морским транспортом и уменьшения грузопотоков, следующих в настоящее время через порты сопредельных стран, будут значительно увеличены мощности перегрузочных комплексов в отечественных морских портах и модернизировано в них погрузочно-разгрузочное оборудование.

На внутренних водных путях, нуждающихся в срочной реконструкции судоходных шлюзов (на многих гидротехнических сооружениях Волжско-Камского бассейна и сибирских реках), необходимо будет увеличить объемы путевых работ по поддержанию судоходных условий на эксплуатируемых реках.

Наряду с совершенствованием перевозочного процесса, выполняемого по традиционной технологии, получат широкое применение новые прогрессивные технологии перевозок, использующие последние достижения науки и техники.

Основное направление совершенствования транспортных технологий в сфере грузодвижения — это интеграция производственных и транспортных процессов на принципах транспортной логистики. В соответствии с планами и программами развития транспортного комплекса государство будет стимулировать этот процесс, поддерживая создание мультимодальных логистических центров, на рынке транспортных услуг — мультимодальных транспортных операторов, способствуя комплексной информатизации транспортного процесса.

Развитие мультимодальных перевозок основывается прежде всего на максимально возможном использовании потен-

циала контейнеризации системы товародвижения, что предусматривает в перспективе:

- существенное наращивание мощности имеющихся и создание дополнительных контейнерных терминалов. При этом целесообразным является сочетание нескольких крупнейших терминалов в морских транспортных узлах с менее мощными многочисленными объектами внутри страны в полосе основных транспортных коридоров и на сети железных дорог;

- создание свободных экономических зон в портах для привлечения основных контейнерных потоков внешней торговли, транзита и транзитного;

- стимулирование создания в России национальных контейнерных операторов, нацеленных на обеспечение транзита контейнеров через российскую территорию по основным транспортным коридорам и активное позиционирование на глобальном рынке контейнерных перевозок;

- совершенствование таможенных технологий, применяемых при международных перевозках контейнеров;

- создание условий расширенного воспроизводства контейнеров, специализированного подвижного состава для их перевозки и оборудования по терминальной переработке контейнеров с учетом мировой тенденции к расширению использования 40-футовых контейнеров повышенной вместимости, а также специализированных контейнеров для доставки химических продуктов, сжиженных газов, рефрижераторных грузов.

С целью повышения качества транспортных услуг, обеспечения эффективности и безопасности транспортного процесса, согласованного функционирования всех видов транспорта необходимо совершенствование информационного обеспечения по следующим основным направлениям [1]:

- развитие информационных и телекоммуникационных технологий, сближение информационных стандартов различных видов транспорта, обеспечение взаимодействия и интеграции их информационных систем для формирования единого информационного пространства;

- развитие взаимодействия информационной среды транспорта и систем управления транспортом с информационными системами федеральных ведомств, функции которых связаны с регулированием транспортной деятельности, в том числе создание единых баз данных для обеспечения деятельности органов государственного надзора и контроля на транспорте;

- комплексное решение задач обеспечения информационной безопасности управления транспортным процессом, навигации, связи с транспортными средствами, инструментального контроля за положением транспортных средств на основе широкого применения современных высокоточных средств спутниковой навигации и связи. Прежде всего — на базе единой системы навигационно-временного обеспечения Российской Федерации, полномасштабного функционирования системы ГЛОНАСС, а также посредством топографо-геодезического и картографического обеспечения;

- реализация возможностей глобальных систем навигации и связи для обеспечения безопасности движения транспортных средств и транспортной безопасности (создание систем слежения за перевозками контейнеров и опасных грузов, решение задач обеспечения безопасности дорожного движения), а также для своевременного обнаружения аварийных и





чрезвычайных ситуаций (создание единой службы экстренного оперативного вызова) и эффективной ликвидации их последствий;

- обеспечение доступности услуг систем спутниковой связи и навигации для всех участников транспортного процесса;
- совершенствование системы информационных технологий и стандартов, применяемых на транспорте, с учетом процессов международной интеграции;
- создание интегрированных систем бронирования и продажи билетов на разные виды транспорта с обеспечением «стыковки» рейсов при пересадках с одного вида транспорта на другой, с одновременным созданием возможностей удаленного доступа пользователей к системам бронирования и продажи билетов через информационные сети общего пользования.

Для повышения уровня реализации транспортного потенциала Российской Федерации предусмотрено развитие системы транзитных перевозок и транспортных коридоров по следующим основным направлениям:

- активная государственная поддержка транзитных проектов России на международной арене, формирование выгодных для России международных альянсов, противодействие конкурирующим международным проектам;
- планирование модернизации транспортной инфраструктуры с учетом приоритетного развития транзитных международных транспортных коридоров;
- поддержка инвестиционных проектов, в том числе международных, направленных на развитие транзитных перевозок;
- развитие транспортно-таможенных технологий, информационных систем, всей инфраструктуры транзитных перевозок, ускоряющих доставку и пограничную обработку транзитных грузов;
- техническая модернизация и совершенствование экономических режимов в воздушных транзитных коридорах, проходящих через воздушное пространство России;
- создание при участии государства национального оператора транзитных перевозок.

Меры по повышению технического уровня транспорта и развитию транспортной системы должны быть дополнены и подкреплены мероприятиями организационного, экономического и административного характера, позволяющими улучшить управление перевозочным процессом и другой деятельностью транспортных предприятий, для чего предусматривается развитие нормативно-правовой базы:

- в области железнодорожного транспорта — совершенствование тарифной политики с учетом необходимости унификации тарифов, сокращения перекрестного субсидирования, обеспечения безубыточности пассажирских перевозок и стимулирования конкуренции в отрасли; обеспечение выделения из состава единого хозяйствующего субъекта (ОАО «Российские железные дороги») ремонтно-эксплуатационной базы, других видов деятельности, в том числе непрофильных;
- в области морского транспорта, портовой инфраструктуры и внутренних водных путей — разработка предложений по системной производственной специализации торговых портов в пределах отдельных морских бассейнов в увязке с развитием сети железных и автомобильных дорог; создание благо-

приятных условий для надежного функционирования трассы Северного морского пути и формирования транспортной инфраструктуры, обеспечивающей этот процесс; совершенствование бассейнового принципа управления внутренними водными путями, учитывающего федеральные и региональные интересы; развитие специализированных морских терминалов по перевалке нефти, нефтепродуктов, химических грузов, угля и контейнеров; создание оптимальных глубин на транзитных судовых ходах единой глубоководной системы Европейской части России с учетом природоохранных требований и условий экологической безопасности;

- совершенствование технического регулирования на автомобильном и наземном городском электрическом транспорте с целью обеспечения конструктивной и эксплуатационной безопасности транспортных средств; обеспечение развития системы формирования и контроля нормативных требований к транспортным средствам и оборудованию, которые разрабатываются, производятся или ввозятся в Россию по импорту, в частности:

разработка технических регламентов, содержащих требования по обеспечению безопасности к объектам технического регулирования на транспорте; для этого могут быть использованы имеющиеся государственные стандарты;

упорядочение на базе единых организационно-методических принципов системы контроля за соответствием производимых и эксплуатируемых транспортных средств и оборудования установленным требованиям и повышение эффективности такого контроля;

установление единого порядка введения в действие на территории России международных технических требований, к которым уже присоединилась Российская Федерация (Правила ЕК ООН и др.);

разработка и введение в действие комплекса национальных стандартов, устанавливающих требования к показателям экологической и технической безопасности объектов транспортного комплекса, не подпадающих под действие технических регламентов (как нормативная база систем добровольной сертификации).

Одно из важнейших направлений модернизации отрасли состоит в переходе дорожного хозяйства на инновационный путь развития. Такой переход включает поиск и накопление фундаментальных знаний в различных областях науки и техники, практическое использование этих знаний для разработки принципиально новых, альтернативных существующим, высокоэффективных материалов, технологий, приборов, техники, оборудования, методов расчета и проектирования.

Ключевым инструментом отраслевой научно-технической политики по безопасному функционированию дорожного комплекса является создание системы технического регулирования в дорожном хозяйстве на основе Федерального закона от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ «О техническом регулировании». Техническое регулирование в дорожном хозяйстве на государственном уровне должно обеспечить безопасность участников дорожного движения, повысить долговечность и надежность автомобильных дорог и искусственных сооружений на них, сократить стоимость выполнения дорожных работ, а также повысить качество строительства и эксплуатации автомобильных дорог. Достижение



целей технического регулирования в дорожном хозяйстве будет осуществляться путем установления в специальных технических регламентах обязательных требований по безопасности жизни и здоровья людей, сохранности имущественного комплекса автомобильных дорог и экологической безопасности при проектировании, строительстве (реконструкции), а также эксплуатации автомобильных дорог и искусственных сооружений на них. Специальные технические регламенты в дорожном хозяйстве должны устанавливать требования к нормативным нагрузкам, геометрическим элементам автомобильных дорог (включая элементы плана и профиля), ограждениям и направляющим устройствам, срокам службы искусственных сооружений, эксплуатационным параметрам автомобильных дорог.

Особый приоритет имеет модернизация существующей нормативно-технической базы дорожного хозяйства, гармонизация национальных стандартов в части, касающейся дорожного хозяйства, с передовыми международными стандартами. Переход на новую систему технического регулирования в дорожном хозяйстве даст более широкие возможности для внедрения передовых научно-технических разработок, применения новых технологий, техники, конструкций и материалов за счет повышения их конкурентоспособности на рынке.

Повышение качества строительства и содержания автомобильных дорог и искусственных сооружений на них будет осуществляться путем задания высоких параметров качества дорожно-строительных материалов, изделий и конструкций, а также более высокого качества выполнения дорожных работ через технические задания на проектирование и конкурсную документацию на строительство (реконструкцию), модернизацию и ремонт автомобильных дорог и искусственных сооружений на них. При этом установление заказчиком параметров качества должно осуществляться индивидуально и дифференцированно, в зависимости от условий и факторов, оказывающих прямое влияние на безопасность и долговечность объектов. В рамках создания системы технического регулирования потребуют решения вопросы, связанные с подтверждением соответствия, в том числе с определением перечня продукции дорожного хозяйства, подлежащей обязательной сертификации (несущие конструкции искусственных сооружений, технические средства организации дорожного движения).

Итоги прогноза научно-технологического развития транспортного комплекса свидетельствуют о повышении его эффективности к 2015 г. на 20-30% преимущественно за счет внедрения инновационных разработок и технологий, совершенствования системы организации производства, управления и финансирования.

## Литература

1. *Организация и управление инновационной деятельностью на транспорте* // Ефимов А.Б., Самуйлов В.М., Кошкаргов Е.В., Кошкарлова Т.В., Самуйлов М.В. Екатеринбург: Изд-во УрГУ, 2002. 264 с.

## ТРАНСПОРТНО-СЕТЕВАЯ КОНЦЕПЦИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОВАРОВ

**В настоящее время для развития транспортных систем, реализуемых в рамках национальных проектов, востребован новый подход к управлению транспортно-потокowymi процессами. В качестве основы такого подхода может выступить концептуальный формат систематического количественного анализа транспортно-потокowych процессов — сеть. Формат сети позволяет использовать нестандартные решения и творческий подход, вырабатывать оригинальные рационализаторские идеи, выявлять и держать в поле зрения нерациональные проблемные образования — «заторы» в транспортных потоках, идентифицировать транспортные процессы и устанавливать связи между ними. Это вполне соответствует жестким требованиям, возникающим на современном этапе развития транспортных систем Российской Федерации.**

Обязательными участниками процесса распределения определенного товара (субъектами распределения) являются производитель (поставщик) и потребитель (получатель). Кроме основных субъектов, в процесс распределения могут быть включены посредники. Объект изучения распределения — материальный поток на стадии движения от поставщика к потребителю. Предмет изучения — рационализация процесса транспортировки продукта к потребителю. Цели распределения — пространственное и временное наличие товаров для потенциальных потребителей, соблюдение определенного времени доставки (скорость и пунктуальность), надежность доставки (получение и полнота), гибкость доставки (например, доставка в альтернативный пункт получения товара для решения проблемы снабжения потребителей), гарантия получения товара, определенного договором качества. Доставка представляет собой процесс транспортировки товара в место назначения. Время доставки — промежуток между моментом поступления заказа от потребителя и моментом получения товара потребителем. Надежность доставки должна обеспечивать получение заказанного потребителем товара при соблюдении количества и безупречности качества товара. Цели распределения достигаются посредством выполнения таких основных задач, как: складирование, оптимизация системы складирования (склады производителей, промежуточные — центральные и региональные — склады, склады с запасами и без них); транспортирование; оптимизация вида транспорта и транспортных путей; грузопереработка товаров и их партий (разгрузка, приемка на склад, размещение на хранение и уход за товаром на складе, объединение и разукрупнение партий, отборка и отгрузка товаров).

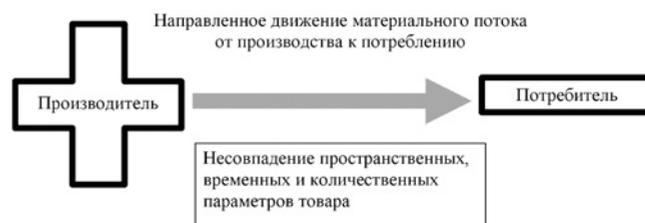
Определенный товар в системе распределения обладает определенными параметрами (место размещения и количество единиц товара к определенному времени), изменяющимися при прохождении товара от производителя к потребителю и вызывающими отклонения от первоначальных величин параметров товара, которыми он обладал в начале движения материального потока. При этом отклонения от места размещения мы определяем как пространственные отклонения, отклонения от количества единиц товара — как количественные, от-

клонения по времени — как временные. Кроме того, в теории распределения существуют качественные отклонения.

Резюмируя вышеизложенное, можно сделать вывод о том, что распределение товаров включает в себя все операции по выравниванию пространственных, временных и количественных отклонений между субъектами распределения товаров, которые связаны с определенным товаром от момента его изготовления до непосредственного потребления (рис. 1).

Проблемы и задачи распределения, затронутые выше, можно успешно решать на основе универсального формата — сети, при помощи которой логистическая сеть транзакций и объектов этих связей интерпретируется как пространственная структура, систематизирующая транспортные потоки. Таким образом, модель транспортной сети (ТС) географически упорядочивает: производителей, промежуточные узлы (центральные и региональные склады) и потребителей, а также существующую транспортную инфраструктуру, играющую роль связующего звена между производителями, складами и потребителями (рис. 2) [1].

Модель ТС предусматривает прямую доставку товаров в ходе распределения (через одноступенчатую ТС) и непрямую доставку (через многоступенчатую ТС). При прямой доставке товар транспортируется непосредственно от производителя потребителю. Многоступенчатая ТС содержит, в отличие от одноступенчатой, промежуточные ступени, которые между со-



**Рисунок 1 — Отклонение параметров товаров между производством и потреблением (плюс производителя отображает «источник» товаров в системе, минус — «выход» товаров из системы)**



бой, производителями и потребителями, как и производитель с потребителем в одноступенчатой ТС, соединены транспортными связями (товарными потоками). Формирование ТС дает ответы на следующие основные вопросы: какое количество объектов каждой ступени ТС будет участвовать в распределении (будет задействовано при формировании ТС), где эти объекты (узлы ТС) будут географически расположены, каким образом будет распределен товар и какого производителя ТС.

Формирование ТС — это метод выявления резервов по снижению затрат ТС, включающий: анализ факторов, определяющих конфигурацию ТС; выявление и оценку важных с точки зрения логистики закономерных отношений между этими факторами; выполнение действий (основой которых является процесс моделирования) с целью оптимизации затрат на доставку от производителя к потребителю. Причем под оптимальными затратами понимаются совокупные расходы всех субъектов, принимающих участие в транспортировке ресурсов, сведенные к минимуму при соблюдении определенного качества комплекса услуг по доставке товарной продукции от производителя к потребителю, а также при учете потребностей клиентов (например, в определенном времени доставки товара).

Рассмотрим специальные виды графов — сети и специальный вид функции на таком графе — потоки. Транспортной сетью или просто сетью называют ориентированный граф с источником и выходом. Поток на данной сети называют функцию на кантах графа, принимающую (в простейшем случае) значения 0 и 1 и удовлетворяющую следующему условию: для каждого промежуточного узла сети (отличного от источника и выхода) сумма значений потока по всем кантам, входящим в этот узел, равна сумме значений по всем выходящим из нее кантам.

Для пропускания по сети потока величины  $n$  должно выполняться такое необходимое условие: если исключить из сети любые  $k$  кантов, где  $k < n$ , то из источника можно пройти в выход по оставшимся кантам. Замечательно, что это необходимое условие оказывается достаточным.

Основой для поиска оптимальной конфигурации ТС служат ориентированные графы (ОГ) — множество узлов и соединяющих их кантов. В ОГ все канты ориентированы. С помощью конечного, направленного графа можно воссоздать реальную многотоварную многоступенчатую ТС, в которой местораспо-

ложения узлов ТС — вершины графа, а транспортная инфраструктура ТС — направленные канты ОГ. Узлы ОГ  $G = (N, A, P, k)$  рассредоточены на множество ступеней, и в зависимости от их количества (0, 1, 2) между производителем и потребителем моделируются одно-, двух- или трехступенчатые ТС. Общее количество узлов ОГ —  $N = \{1, 2, \dots, n\}$ , количество кантов  $(i, j)$  от узлов  $i$  до узлов  $j$  —  $A = \{a_1, a_2, \dots, a_m\}$ , количество товаров ТС —  $P = \{1, 2, \dots, r\}$ . Все узлы ОГ делятся на  $Q$ ,  $D$  и  $U$ . Где  $Q$  — количество источников ТС;  $D$  — количество выходов ТС;  $U$  — количество узлов грузопереработки (объединения и разукрупнения) товаров.

Обозначив  $a_{ip}$  и  $b_{ip}$  как предложение источников ТС  $i$  и спрос выходов ТС  $i$  на товар  $p$ , а также принимая за  $x_{ijp}$  количество товара  $p \in P$ , движущееся с функцией затрат  $f_{ij}$  по канту  $(i, j)$ , обладающему емкостью  $k_{ijp}$ , сформулируем следующую модель:

$$\sum_{(i,j) \in A} f_{ij} \left( \sum_{p \in P} x_{ijp} \right) \rightarrow \min \quad (1)$$

$$\sum_{h \in V(i)} x_{hip} - \sum_{j \in N(i)} x_{ijp} = -a_{ip}, \quad i \in Q, p \in P \quad (2)$$

$$\sum_{h \in V(i)} x_{hip} - \sum_{j \in N(i)} x_{ijp} = 0, \quad i \in U, p \in P \quad (3)$$

$$\sum_{h \in V(i)} x_{hip} - \sum_{j \in N(i)} x_{ijp} = b_{ip}, \quad i \in D, p \in P \quad (4)$$

$$0 \leq x_{ijp} \leq k_{ijp}, \quad (i, j) \in A, p \in P. \quad (5)$$

$V(i)$  и  $N(i)$  представляют количества предшествующих и последующих узлов  $i$  ОГ. С введением дополнительных узлов ОГ будет выполняться условие  $\sum_{i \in Q} a_{ip} = \sum_{i \in D} b_{ip}$ ,  $p \in P$ . Опреде-

лив объем предложения  $a_{ip}$  и объем спроса  $b_{ip}$  на товар  $p \in P$  для всех  $i \in N$  как:

$$a_{ip} = \begin{cases} \text{предложение товара } p, & \text{если } i \in Q \\ \text{иначе } 0 \end{cases}$$

$$b_{ip} = \begin{cases} \text{спрос на товар } p, & \text{если } i \in D \\ \text{иначе } 0 \end{cases},$$

дополнительные условия (2) — (4) можно объединить

$$\sum_{h \in V(i)} x_{hip} - \sum_{j \in N(i)} x_{ijp} = b_{ip} - a_{ip}, \quad i \in N, \quad p \in P. \quad (6)$$

Модель (1) — (5) может быть охарактеризована как нелинейная емкостная многотоварная сетевая модель (НЕМСМ), в которой в качестве функций затрат выступают транспортные и складские затраты ТС. Так как в этой формулировке модели ТС затраты возможно присваивать только кантам ОГ, затраты на складские процессы грузопереработки выражаются в качестве дополнительных кантов между раздвоенными узлами, представляющими один складской узел ТС. ОГ не имеет оборотных циклов, т. е. в нем отсутствуют обратные и поперечные потоки (за исключением уже отображенных при помощи кантов). Таким образом, имеет место следующая узловая структура:

$$N = N_0 \cup N_1 \cup N_2 \cup N_3 \cup N_4 \cup N_5,$$

где

$$Q := N_0$$

$$U := N_1 \cup N_2 \cup N_3 \cup N_4.$$

$$D := N_5$$

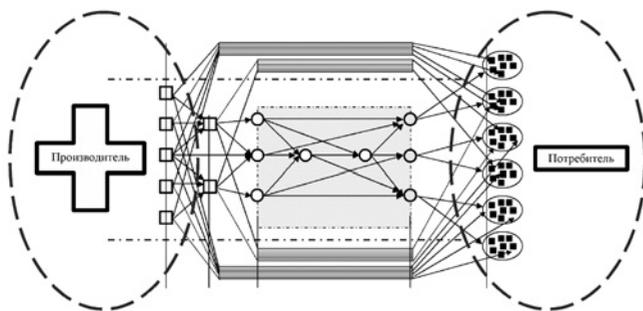


Рисунок 2 — Сетевая интерпретация распределения товаров от производства к потреблению (в центральной части — модель транспортной сети, основанная на теории графов)

Определенное количество узлов  $N_0$  и  $N_5$  отображает соответственно источники ТС (производителей) и выходы ТС (потребителей). Узлы  $N_1, N_2$  и  $N_3, N_4$  служат для отображения промежуточных складских узлов (складской инфраструктуры ТС). Транспортные связи могут проходить от узлов высших ступеней к узлам низших ступеней. Для избранного в качестве примера ОГ  $G = (N, A, P, k)$  транспортные соединения проходят в следующем порядке:

$$\begin{aligned} N_0 &\rightarrow N_1, N_0 \rightarrow N_3, N_0 \rightarrow N_5, \\ N_2 &\rightarrow N_3, N_2 \rightarrow N_5, N_4 \rightarrow N_5. \end{aligned}$$

В соответствии со способом отображения в ОГ складских затрат, принятом выше, каждый узел  $i$  на ступени  $N_1$  и  $N_3$  должен быть строго соединен только с узлом  $j$  на ступенях  $N_2$  и  $N_4$ , так как кант  $(i, j)$  отображает складские процессы грузопереработки определенного складского узла ТС. Если обозначить движущийся объем товаров  $X_{ij}$  по канту  $(i, j)$  как

$$X_{ij} = \sum_{p \in P} x_{ijp} \quad (7)$$

то пропускная способность  $p_i$  складского узла  $i$  будет иметь вид

$$p_i = X_{iN(i)} = \sum_{p \in P} x_{iN(i)p}, \quad i \in N_1 \cup N_3. \quad (8)$$

Принимая за  $L_i(\cdot)$  и  $T_i(\cdot)$  соответствующие складские и транспортные затраты, можно внести корректировку в общую форму целевой функции (1), которая приобретает следующий вид:

$$\sum_{\substack{(i,j) \in A \\ i \in N_0 \cup N_2 \cup N_4 \\ j \in N_1 \cup N_3}} T_{ij}(X_{ij}) + \sum_{\substack{(i,j) \in A \\ i \in N_0 \cup N_2 \cup N_4 \\ j \in N_1 \cup N_3}} T(x_{ij1}, \dots, x_{ijp}) + \sum_{i \in N_1 \cup N_3} L_i(p_i) \rightarrow \min. \quad (9)$$

Отображение транспортных и складских затрат имеет особое значение для разрешимости модели НЕМСМ (1) — (5). Характерные изменения складских затрат в зависимости от пропускной способности складских узлов придадут свойство вогнутости функции  $f(x)$ <sup>1</sup>. Функция  $f: R^n \rightarrow R$  вогнута через выпуклость количества  $C \subset R^n$ , если для точек  $x_1, x_2 \in C$  справедливо следующее неравенство:

$$f(x) = \max \left\{ \min(c_1 x_1, k_1), \min(c_2 x_2, k_2), \dots, \min(c_n x_n, k_n) \right\} [2],$$

при этом для каждого  $\lambda, 0 \leq \lambda \leq 1$ . Функция  $f$  выпукла, если  $-f$  вогнута. Согласно этому, затраты складского узла в целевой функции (9) могут иметь линейное или вогнутое значение.

Изменение транспортных затрат ТС может быть охарактеризовано как вогнутая «разглаженная» функция затрат и «веер» линейной функции (далее — ступенчатая кривая) (рис. 3), для получения представления о свойствах которой ниже рассматривается пример транспортных затрат одного из транспортных тарифов на доставку товаров на расстояние до 350 км.

Функция затрат в этом конкретном случае приобретает следующие свойства. Кривая функции монотонно возрастает отдельными линейными отрезками. Она имеет 12 точек излома, определяемых как минимальные весовые точки (МВТ), и 11 точек излома, определяемых как весовые точки сечения (ВТС). 12 МВТ в избранном примере соответствуют следующим весовым параметрам доставляемых в ТС товаров (их партий): 20 кг, 115 кг, 535 кг, 1100 кг, 5000 кг, 10000 кг, 15000 кг, 20000 кг,

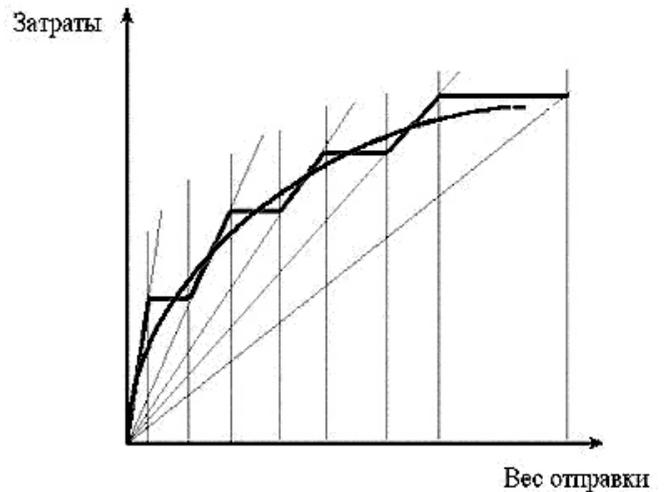


Рисунок 3 — Вогнутая «разглаженная» функция затрат — гипербола и приближение функции затрат через «веер» линейной функции — ступенчатая кривая [3]

23000 кг, 24000 кг, 25000 кг и 26000 кг. 11 ВТС соответствуют также определенным весовым параметрам: 110 кг, 440 кг, 910 кг, 8000 кг, 11800 кг, 18000 кг, 22000 кг, 23600 кг, 24700 кг и 25700 кг. Ступенчатая кривая непрерывна и может быть представлена при  $c_{i+1} < c_i$  и  $k_{i+1} > k_i$  в следующем виде:

$$f(x) = \max \left\{ \min(c_1 x_1, k_1), \min(c_2 x_2, k_2), \dots, \min(c_n x_n, k_n) \right\}$$

Функция ступенчатой кривой невогнута, но обладает определенными свойствами квазивогнутости по определению, кратко изложенному ниже [2]. Функция  $f: R^n \rightarrow R$  квазивогнута, если для точек  $x_1, x_2 \in R^n$  и для каждого  $\lambda, 0 \leq \lambda \leq 1$ , действует  $f(\lambda x^1 + (1 - \lambda)x^2) \geq \min[f(x^1), f(x^2)]$ .

При этом функция  $f$  квазивыпуклая, если  $-f$  квазивогнутая. Согласно этому, функция  $f$  одновременно и квазивыпуклая, и, как следствие, относится к квазилинейным функциям. Модель НЕМСМ (1) — (5) служит для поиска оптимальной конфигурации ТС в рамках стратегического долгосрочного планирования деятельности предприятий. В процессе поиска возникает ряд осложнений, которые требуют установления определенных рамок, без которых решить проблему распределения товаров в предложенной интерпретации невозможно. Во-первых, необходимо использовать агрегирование порядка несколько тысяч географически разбросанных потребителей ТС на основе определенных населенных пунктов и структуры отправок, доставляемых потребителям этих пунктов (влияющей в основном на транспортные затраты при нелинейных тарифах), таким образом, чтобы учитывались не среднестатистические транспортные затраты населенного пункта, а происходила дифференциация затрат по потребителям. Во-вторых, необходимо стремиться к оптимальному уровню объединения товаров в отправки, который позволил бы добиваться снижения затрат на доставку в условиях применения тарифов, обладающих дигрессивной структурой.

Перейдем к реализации установленных рамок в модели НЕМСМ (1) — (5). Предположим, что  $K$  — общее количество потребителей ТС. Для каждого потребителя  $k \in K$  установлен

<sup>1</sup> Вогнутая (выпуклая) функция — числовая функция  $f$ , определенная на интервале  $(a, b)$  и являющаяся на этом интервале вогнутой (выпуклой).



уровень потребления  $\beta_{kp}$  определенного товара  $p \in P$  и частота доставок ему этого товара  $h_{kp}$  (рассчитывается количество отправок в планируемом периоде распределения). Для каждого складского узла  $j \in N_1 \cup N_3$  частота доставок  $h_j$  также определена. Ассортимент товаров одного потребителя  $B_k$  выражается в следующем виде:

$$B_k = \{p \in P | \beta_{kp} > 0\}, \quad \text{для } k \in K.$$

Если исходить из того, что количество  $\beta_{kp}$  равномерно распределено на  $h_{kp}$  отправок (равномерный «рисунок» отправок для каждого товара) для  $p \in P$ , для каждого потребителя  $k \in K$  расчетным путем определяется следующая структура отправок (с множеством видов отправок  $t = 1, \dots, \bar{t}$ ):

$$\eta_k^t \text{ отправки весом } \sum_{p \in \Psi_k^t} \beta_{kp}.$$

Размеры отправок и их вес могут быть определены рекурсивно  $\eta_k^0 = 0$ ;  $\psi_k^t = \left\{ p \in B_k | h_{kp} - \sum_{\tau=0}^{t-1} \eta_k^\tau > 0 \right\}$ ;  $\eta_k^t = \min_{p \in \psi_k^t} \left\{ h_{kp} - \sum_{\tau=0}^{t-1} \eta_k^\tau \right\}$ .

Рекурсия прерывается для  $t = \bar{t}$ , если  $\sum_{\tau=1}^{\bar{t}} \eta_k^\tau = \max_{p \in B_k} \left\{ h_{kp} \right\}$ .

В качестве примера для одного потребителя с заданными параметрами спроса (табл. 1) представлены результаты расчета структуры отправок (табл. 2).

Таблица 1 — Параметры спроса потребителя  $k \in K$

Товар	$p$	1	2	3	4
Спрос	$\beta_{kp}$	120	5000	10000	20
Частота	$h_{kp}$	4	20	100	20
Вес отправки	$\beta_{kp}/h_{kp}$	30	250	100	1

В процессе географического агрегирования потребителей с определенным населенным пунктом каждый потребитель  $k \in K$  однозначно агрегируется только к одному узлу  $j \in D$ . Для общего количества потребителей  $K_j$  узлов  $j \in D$  имеет силу следующее выражение:  $\bigcup_{j \in D} K_j = K$ .

Таблица 2 — Результаты расчета структуры отправок потребителя  $k \in K$

Вид отправки	$t$	1	2	3
Частота	$\eta_k^t$	4	16	80
Количество товара	$\psi_k^t$	1, 2, 3, 4	2, 3, 4	3
Вес отправки	$\sum_{p \in \psi_k^t} \beta_{kp}$	381	351	100

Спрос  $b_{jp}$  узла  $j \in D$  на товар  $p \in P$  рассчитывается следующим образом:  $b_{jp} = \sum_{k \in K_j} \beta_{kp}$ ,  $p \in P$ . В ходе расчета транспортных

затрат на канте  $(i, j)$  ОГ между узлом  $j \in N_0 \cup N_2 \cup N_4$  и узлом  $j \in D$  необходимо учитывать товаропоток  $x_{ijp}$  определенного товарного объема:  $B_{ij} = \{p \in P | x_{ijp} > 0\}$ . Вышеизложенные положения позволяют модифицировать расчет структуры отправок и привести его к следующему виду:

$$\eta_{ik}^0 = 0; \psi_{ik}^t = \left\{ p \in B_{ij} | h_{kp} - \sum_{\tau=0}^{t-1} \eta_{ik}^\tau > 0 \right\}; \psi_{ik}^t = \min_{p \in \psi_{ik}^t} \left\{ h_{kp} - \sum_{\tau=0}^{t-1} \eta_{ik}^\tau \right\}.$$

Рекурсия прерывается для  $t = \bar{t}_k$ , если  $\sum_{\tau=1}^{\bar{t}_k} \eta_{ik}^\tau = \max_{p \in B_{ij}} \{h_{kp}\}$ .

Транспортные затраты для объема товаров  $X_{ij}$  определяются по формуле

$$T_{ij}(x_{ij1}, \dots, x_{ijk}) = \sum_{p \in B_{ij}} \frac{X_{ij}}{b_{jp}} \sum_{k \in K_j} \sum_{t=1}^{\bar{t}_k} F_{ij} \left( \sum_{p \in \psi_{ik}^t} \frac{\beta_{kp}}{h_{kp}} \right) \eta_{ik}^t. \quad (10)$$

При этом  $F_{ij}(\cdot)$  — фрахтовый тариф для одной отправки, а  $\frac{X_{ij}}{\sum_{p \in B_{ij}} b_{jp}}$  — коэффициент оценки транспортных затрат в слу-

чае  $x_{ijp} < b_{jp}$  для  $p \in B_{ij}$ . Такое дробление может иметь место при недостаточной пропускной способности складских узлов. В этом случае выражение (10) представляет собой аппроксимацию действительных затрат, которые всегда рассчитываются на основе общего предложения  $b_{jp}$ . Подобная корректировка необходима, так как деление товаропотока  $x_{ijp}$  по отдельным потребителям невозможно.

Функция (10) нелинейно зависит от потоков отдельных товаров. И для однотоварного, и для многотоварного вариантов при частоте доставок  $h_j$  на потребительский узел

$$h_{kp} = h_j, \quad p \in B_k, \quad k \in K_j \quad (11)$$

эта связь линейна и может быть выражена как функция общего потока  $X_{ij}$ . В частных случаях (один потребитель на один потребительский узел) и при соблюдении условия (11) функция затрат (10) может принять вид (12).

Для случая  $j \notin D$  затраты для доставки объема товаров  $X_{ij}$  до складского узла составляют

$$T_{ij}(X_{ij}) = F_{ij} \left( \frac{X_{ij}}{h_j} \right) h_j. \quad (12)$$

Противоположно проблеме минимизации с выпуклой целевой функцией проблема с невыпуклой целевой функцией изучена недостаточно. Сложность проблем этого класса заключается в существовании множества локальных оптимумов, параметры которых могут существенно отклоняться от параметров искомого глобального оптимума. Так как стандартные методы нелинейной оптимизации себя не оправдывают, разрабатываются специальные алгоритмы, позволяющие находить глобальные оптимумы для некоторых типов проблем с невыпуклыми целевыми функциями. Направление оптимизации, исследующее этот круг проблем, получило название глобальной оптимизации [3].

Ключевую роль в глобальной оптимизации занимают детерминированные (определяющие) алгоритмы для минимизации невыпуклых (другими словами — вогнутых) функций через выпуклые множества. Проблема оптимизации при этом заключается в поиске вектора  $\bar{x} = (\bar{x}_1, \dots, \bar{x}_n) \in H$  таким образом, что  $f(\bar{x}) = \min_{x \in H} f(x)$ ,  $(P)$ , причем  $f: R^n \rightarrow R$  — реальная невыпуклая функция, а  $H \subset R^n$  — выпуклое замкнутое множество.  $H$  определяется при  $g_i: R^n \rightarrow R$  по следующей формуле:

$$H := \left\{ x \in R^n : g_i(x) \leq 0 \quad (i = 1, \dots, m) \right\}.$$

В случае НЕМСМ (1) — (5)  $g_i(x) = \sum_{j=1}^n a_{ij} x_j - b_i \leq 0$ , исходя из чего  $H$  — линейный многогранник. Одно из свойств проблемы

( $P$ ) в случае вогнутой целевой функции  $f$ ; значительно упрощающее поиск глобального оптимума по отношению к общепринятому невыпуклому случаю, заключается в следующем. Предположим, что  $f: R^n \rightarrow R$  обладает вогнутостью, а множество  $H \subset R^n$  — замкнуто, ограничено и выпукло, тогда экстремум множества  $H$  достигается в глобальной минимальной точке функции  $f$  через  $H$ .

Это свойство и тесная связь, существующая между проблемой целочисленного программирования и вогнутой проблемой минимизации, привели к тому, что были разработаны алгоритмы, гарантирующие оптимальность решения. Однако для решения проблем распределения реальных масштабов с сотнями и тысячами переменных эти алгоритмы не всегда подходят. Для того чтобы отчетливее представлять математический аппарат глобальной оптимизации, необходимо кратко рассмотреть основные идеи и последовательности реализации алгоритмов. При этом концентрация усилий направлена на проблему линейных дополнительных условий НЕМСМ. По точности решения все алгоритмы можно разделить на детерминированные и эвристические. Хотя детерминированные алгоритмы дают точные результаты, они весьма трудоемки по реализации. Эвристические методы позволяют находить одно локальное решение. Встречаются и рандомизированные алгоритмы, ориентированные на случайный поиск, что дает возможность находить серию локальных решений с приближенными результатами.

Точные методы (типа методов ветвей и границ) основаны на определении нижней оценки разбиения на заданное число блоков и последующем построении дерева решений. Ветвление осуществляется во множество разбиений. Любое другое разбиение получают из исходного путем перестановки компонентов между блоками. Анализ точных методов свидетельствует о сложности проблемы оптимального разбиения систем. Их целесообразно применять для систем с малой размерностью (не более 30 компонентов), так как они требуют значительных затрат времени. Приближенные эвристические методы требуют меньших временных затрат в ущерб точности, но их можно применять для сетей большей размерности. При использовании итерационных алгоритмов схему сначала разбивают на определенное число блоков произвольным образом, затем делают перестановку компонентов из одного блока в другой по принятым критериям. Перестановка производится двумя способами: парным и групповым обменом. Для широкого класса схем эффективнее использовать алгоритм групповой замены.

Для рандомизированных алгоритмов используют метод решения задачи, основанный на случайном поиске путем введения случайного шага в последующей оценке его эффективности. Стохастический метод связан с намеренным введением элемента случайности, что дает возможность находить серию локальных решений и выбирать из них наилучшее. По адаптивному методу на каждом шаге проверяется выполнение ограничений, устраняются нарушения и производится локальная оптимизация, за которой снова следует проверка выполнения ограничений.

## Литература

1. Якушев Д.С. Совершенствование логистических распределительных сетей // *Транспорт Урала*. 2007. № 4 (15).
2. Zungwill W. *Nonlinear Programming. A Unified Approach*. Englewood Cliffs. 1969. S. 26.
3. Horst R. *Nichtlineare Optimierung. Grundlagen des Operations Research*. Berlin. 1987. S. 387.



## МЕТОДИКА ФОРМИРОВАНИЯ ОБЛАСТИ ЭФФЕКТИВНЫХ АЛЬТЕРНАТИВ ИЗМЕНЕНИЯ ОБЛИКА И МОЩНОСТИ МУЛЬТИМОДАЛЬНОГО ТРАНСПОРТНОГО УЗЛА

Как известно из многочисленных исследований, изменение структурно-параметрического представления (облика) мультимодальных транспортных узлов (ММТУ) как составных элементов международных (мультимодальных) транспортных коридоров (ММТК) — это сложная, многокритериальная, многовариантная проблема.

Для ее решения в современных экономических условиях требуется тщательное научно обоснованное планирование и распределение между элементами системы инвестиционных ресурсов. С целью реализации такого подхода необходимо создать методологию, базирующуюся на новых информационных технологиях, методах моделирования и принципах разработки множества альтернатив (вариантов) инвестиционных проектов. Развитие столь сложной технической системы, как ММТУ, является частью проблемы решения изменения облика и мощности Единой транспортной системы страны и ее регионов. Следует отметить, что отечественными и зарубежными учеными создан арсенал теоретических, практических и методических аспектов решения задач развития транспортных систем, при этом одним из главных вопросов остается формирование эффективных стратегий развития средств транспорта.

Учитывая изложенное, в настоящей статье предложена стратегия действий лица, принимающего решения (ЛПР) по управлению формированием области эффективных альтернатив по изменению облика и мощности ММТУ, отбору и реализации лучшей из них в пределах принятого горизонта расчета ( $T$ ). Решение задачи формирования исходного множества альтернатив (ИМА) и эффективной их области (ОЭА) в современных экономических условиях усложняется необходимостью рассматривать эти множества для различных стратегий и сценариев развития экономики регионов и страны в целом. При этом каждый рассматриваемый сценарий характеризуется полученной в результате мониторинга существующих и прогнозируемых объемов перевозок потребной провозной (перерабатывающей) способностью ММТУ  $\Gamma_{\text{н}}(t)$ , которая, являясь для данного сценария фиксированной по годам расчетного периода, определяет расчетный случай. В пределах данного расчетного случая формируется указанное выше множество альтернатив как базовая основа для принятия решений по эффективному изменению облика и мощности ММТУ. Таким образом, в зависимости от количества рассматриваемых стратегий и сценариев получается множество расчетных случаев, в пределах каждого из которых может быть сформирована ОЭА. Тогда стратегия действий лица, принимающего решения, представляется в виде этапов.

Первый этап предусматривает мониторинг:

– объемов работы исследуемой системы и прогноз их изменения на ближайшую и отдаленную перспективу с учетом возможного множества стратегий и сценариев экономического развития в пределах транзитного и местного районов

тяготения к проектируемому ММТУ, а итоговым результатом является построение зависимости потребной провозной способности  $\Gamma_{\text{н}}(t)$  для принимаемых к разработке расчетных случаев;

– технико-экономических показателей (ТЭП) в работе существующей транспортной системы ММТУ, причин, влияющих на отказы и уровень мощности;

– технического состояния (ТС) элементов системы с установлением узких мест, оказывающих влияние на реализацию мощности, соответствующей исходным параметрам ММТУ.

На основе мониторинга ТЭП и ТС определяется уровень мощности существующей системы, который выражается через возможную провозную способность системы  $\Gamma_{\text{в}}(t)$ . При этом  $\Gamma_{\text{в}}(t)$  должна быть определена по всем элементам и системе в целом.

Второй этап направлен на реализацию сопоставительного анализа  $\Gamma_{\text{н}}(t)$  и  $\Gamma_{\text{в}}(t)$ , установление срока исчерпания мощности существующего технического состояния системы и назначение множества возможных мероприятий, изменяющих техническое состояние системы и позволяющих при  $\Gamma_{\text{н}}(t) < \Gamma_{\text{в}}(t)$  улучшить экономические и технические показатели работы системы за счет модернизации или ремонтов, требующих минимальных инвестиций, а при  $\Gamma_{\text{н}}(t) \geq \Gamma_{\text{в}}(t)$  — за счет проведения реконструктивных мероприятий, этапно наращивая мощность системы.

Разработка и реализация методики решения задачи этапного развития облика и мощности ММТУ представляет главную цель третьего этапа. Это связано с тем, что описание исследуемого объекта ММТУ с позиции системотехнических понятий и принципов позволяет установить сложность и многовариантность решаемой задачи при формировании множества возможных альтернатив развития облика и мощности ММТУ и отборе лучших из них для реализации и финансирования.

Устойчивый во времени прогноз потребной провозной способности  $\Gamma_{\text{н}}(t)$  для рассматриваемого сценария определяет расчетный случай, в пределах которого на основе разработанной методики формируется оптимальная и субоптимальные альтернативы этапного изменения облика и мощности ММТУ. ЛПР на данном этапе решения задачи производит анализ оптимальной и возможных субоптимальных альтернатив и отбирает из них наиболее приемлемые для реализации с учетом обстоятельств, сложившихся на момент принятия решения. По критерию суммарных дисконтированных строительно-эксплуатационных расходов — на основе интегрального эффекта.



Для неформального анализа ЛПР оптимальной и субоптимальных альтернатив в пределах расчетного случая формируется ОЭА.

Заключительный этап концепции — разработка проекта по принятой альтернативе, его реализация с анализом последствий и корректировкой дальнейших решений в пределах принятого горизонта расчета. Следует отметить, что, если существует неопределенность в прогнозировании  $\Gamma_n(t)$ , выбранная альтернатива должна проверяться на стабильность (например, «раскачкой» варианта).

Разработанная концепция является составной частью проблемы совершенствования системы управления развитием и функционированием мультимодального транспортного узла и может служить инструментом для решения задачи изменения его облика и мощности на стадии формирования инвестиционного проекта. На основе предложенного автором создана методика формирования ОЭА. В настоящей статье под ОЭА предлагается понимать совокупность оптимальной и субоптимальных альтернатив (стратегий, схем) этапного изменения облика и мощности ММТУ, по которым результат работы системы превышает суммарные дисконтированные строительно-эксплуатационные расходы в пределах горизонта расчета или его части.

Смысл сказанного можно проиллюстрировать на следующем примере. Пусть сформирована оптимальная схема (альтернатива) этапного изменения облика и мощности исследуемой транспортной системы и намечены субоптимальные, имеющие критерий оптимальности несколько хуже оптимального, но представляющие привлекательность по другим соображениям для ЛПР (рис. 1).

На рис. 1 сплошной линией показана оптимальная схема, имеющая

$$\min Z^* = \sum_{i=1}^n \sum_{t=1}^T K_{it} \alpha_t + \sum_{i=1}^n \sum_{t=1}^T C_i(\Gamma_{Pi}) \alpha_t,$$

где минимум критерия  $\min Z^*$  — суммарные дисконтированные строительно-эксплуатационные расходы.

Пунктиром показаны возможные субоптимальные схемы этапного изменения облика и мощности ММТУ.

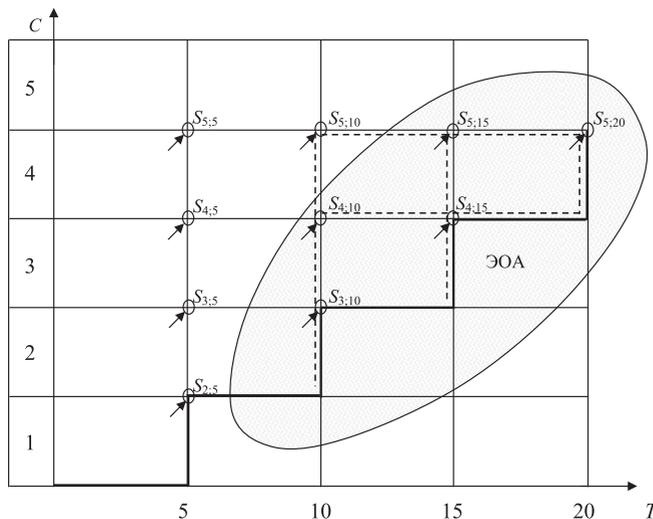


Рисунок 1 — Пример иллюстрации поиска ОЭА

Сопоставление по шагам на  $t = 5, 10, 15$  и  $20$  — год горизонта расчета  $T$ , результата работы системы  $\sum_{t=1}^T R_t \alpha_t$  и критерия оценки узловых точек сетки «состояние — время»  $S_{j,t} = \min Z^*$  позволило сформировать ОЭА (см. рис. 1).

Исходя из приведенного сопоставления результатов и затрат выделенная ОЭА на рис. 1 является исходной информационной базой для работы ЛПР. В пределах ОЭА все намеченные стратегии (альтернативы) этапного наращивания мощности ММТУ будут иметь интегральный эффект

$$\Theta = \left( \sum_{t=1}^T R_t \alpha_t - \sum_{t=1}^T Z^*(t) \alpha_t \right) > 0,$$

что позволяет ЛПР принять любую из них к реализации с учетом экономических и технологических обстоятельств, сложившихся на момент принятия решения.

Приведенный пример поясняет методику поиска области эффективных альтернатив для поддержки принятия решений этапного развития элементов и ММТУ в целом. Методика ба-

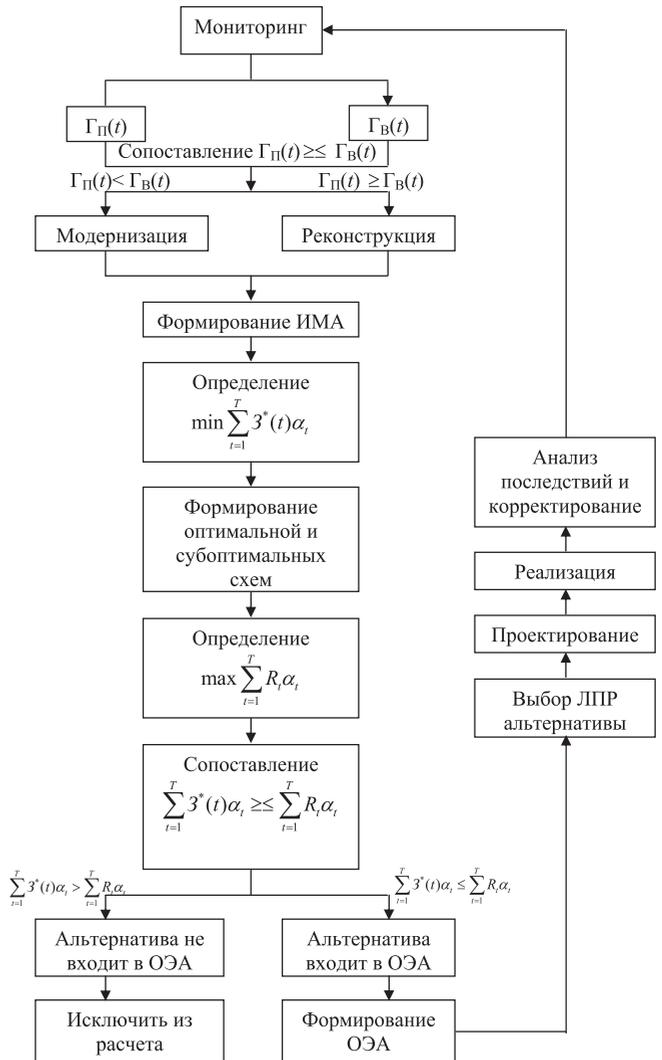


Рисунок 2 — Блок-схема методики формирования области эффективных альтернатив



зируется на системном представлении узла и его элементов и показана в виде блок-схемы на рис. 2.

С применением разработанной методики задача может решаться для любого элемента ММТУ (сортировочная станция, припортовая станция, железнодорожное звено, терминалы) и системы в целом. Последовательность рассмотрения элементов должна начинаться с терминалов и далее — по нарастанию объемов загрузки элементов системы потребными перевозками  $\Gamma_n(t)$ .

Формирование ОЭА в пределах множества возможных расчетных случаев, имеющих различные сценарии развития и, как следствие, различные  $\Gamma_n(t)$ , позволяет построить такую стратегию этапного изменения облика и мощности исследуемой системы, которая будет устойчива к изменению потребных объемов работы узла в пределах рассматриваемых прогнозов, что является важным условием при разработке инвестиционного проекта в условиях риска и неопределенности прогнозов. Сформированная по предложенной методике оптимальная схема изменения облика и мощности терминалов является отправной позицией для решения задачи развития припортовой станции.

Следует отметить универсальность выбранного метода и разработанной методики, которые позволяют решать следующие задачи.

1. Формировать оптимальную схему этапного изменения облика и мощности отдельных элементов и системы ММТУ в целом в рамках фиксированного расчетного случая по критерию суммарных дисконтированных строительно-эксплуатационных расходов.

2. Выбирать оптимальную технологию работы узла, принимая в качестве состояний множество возможных вариантов технологий.

3. Формировать область эффективных альтернатив изменения облика и мощности ММТУ для поддержки принятия решений при разработке инвестиционного проекта по критерию интегрального эффекта. Причем методика позволяет выполнять данную процедуру для множества вариантов прогноза объемов потребной пропускной способности и на этой основе выбирать субоптимальную схему, устойчивую к изменению прогнозов роста  $\Gamma_n(t)$ .

4. Повышать экономическую привлекательность исследуемой транспортной системы для перевозчиков за счет варьирования денежными показателями (например, аккордной ставкой, тарифами и т. п.).

5. Рационально распределять объемы перевозок (задавая в виде технических состояний различные соотношения объемов перевозок) по видам транспорта.

## ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ПОТОКА В ТРАНСПОРТНЫХ СТРУКТУРАХ

Свойства транспортных систем определяются взаимодействием потока и структуры, элементов в структуре и подсистем. Элементами транспортной системы целесообразно принять канал и бункер. Канал осуществляет пропуск (переработку) потока, а бункер — согласование входных и выходных ритмов.

Структурное взаимодействие показывает степень согласованности стыкующихся элементов и то, насколько хорошо построена структура (в частности, наличие в ней узких мест).

Расчет сложной структуры предполагает рассмотрение огромного числа вариантов, поэтому необходим специальный метод оптимизации [1]. Его можно построить на следующей основе. Структура представляется в виде сети каналов и бункеров. Вводятся «банки» емкости и пропускной способности. Из «банков» проводятся связи адаптации к элементам структуры, которые корректируют параметры элементов в соответствии с некоторым критерием. Однако работа над методом показала, что возникают теоретические проблемы преобразования потока при переходе с элемента на элемент. Решению этой проблемы посвящена настоящая статья.

С теоретических позиций можно выделить взаимодействия типа «канал — канал», «канал — разветвленный канал», «разветвленный канал — канал», «канал — бункер — канал».

Задачей взаимодействия является согласование параметров таким образом, чтобы поток был пропущен, причем с наименьшими затратами. Канал в общем случае повышает дезорганизацию  $\rho_n$  на величину  $\Delta\rho$ , но имеет и собственный «шум»  $\rho_k$  (заявки обслуживаются неравномерно).

Отсюда расчетный поток

$$\tilde{u} \leq \frac{d}{1 + \rho_k}, \quad (1)$$

где  $d$  — пропускная способность.

Или 
$$u(1 + \rho_n) \leq \frac{d}{1 + \rho_k}. \quad (2)$$

То есть: 
$$u(1 + \rho_n)(1 + \rho_k) \leq d; \quad (3)$$

$$u(1 + \rho_n + \rho_k + \rho_n \cdot \rho_k) \leq d. \quad (4)$$

Слагаемое  $(\rho_n \cdot \rho_k)$  можно отбросить ввиду незначительного влияния.

Тогда 
$$u(1 + \rho_n + \rho_k) \leq d. \quad (5)$$

При прохождении потока по каналу его дезорганизация  $\rho_n$  повышается

$$\rho_{\text{вых}} = \rho_{\text{вх}} + \Delta\rho. \quad (6)$$

В бункере происходит понижение  $\rho$  на величину  $\Delta\tilde{\rho}$  (активное), т. е. ритм выхода заявок может стать более комфортным для канала за счет их задержки.

При этом  $\rho$  может быть понижено до нуля или даже в отрицательную область, т. е.  $(-\rho_n)$  означает управляемую неравномерность (рис. 1).

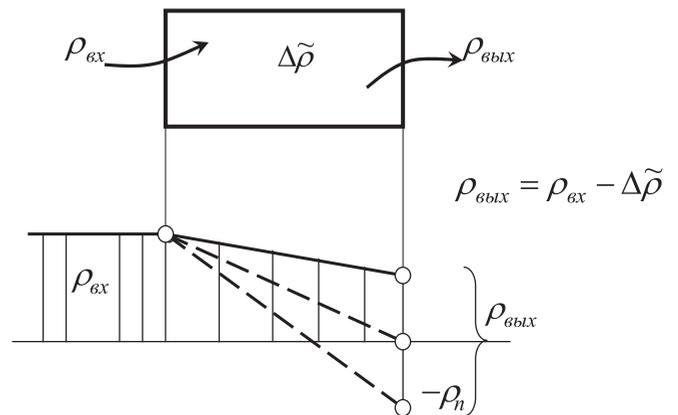


Рисунок 1 — Снижение уровня дезорганизации потока в канале

Если канал после бункера не имеет резервов, т. е.

$$u(1 + \rho_n + \rho_k) = d, \quad (7)$$

то максимальная требуемая величина

$$\Delta\tilde{\rho} = \rho_n + \rho_k. \quad (8)$$

Преобразование потока при прохождении каналов и бункеров можно записать соотношением (рис. 2)

$$\rho_{\text{вых3}} = \rho_{\text{вх1}} + \Delta\rho_1 - \Delta\tilde{\rho}_2 + \Delta\rho_3. \quad (9)$$

Однако здесь возникает одна трудность. Дело в том, что при  $\rho_n < 1$  управляемая для этого канала неравномерность становится после выхода неуправляемой для последующего канала, т. е. в общем случае соотношение должно меняться (рис. 3).

Возникает переменная со значением по абсолютной величине, что сразу не дает возможности применять модели оптимизации. Необходимо избежать этого. Профессором И. Б. Сотниковым для железнодорожных станций предложена формула, связывающая параметры потока до бункера и после канала [2] (рис. 4),

$$v_{\text{вых}} = v_{\text{вх}} - \frac{1}{2}(v_{\text{вх}} - v_{\text{об}})\psi^{2v_{\text{вх}}}, \quad (10)$$

где  $\psi$  — коэффициент загрузки канала обслуживания.

Как видим, формулу (10) можно считать линейной при  $\psi = \text{const}$ .

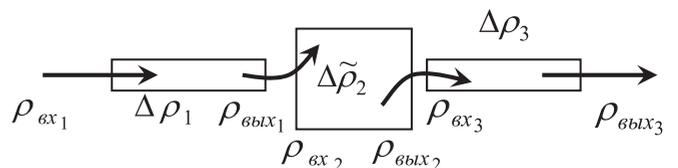


Рисунок 2 — Взаимодействие типа «канал — бункер — канал»

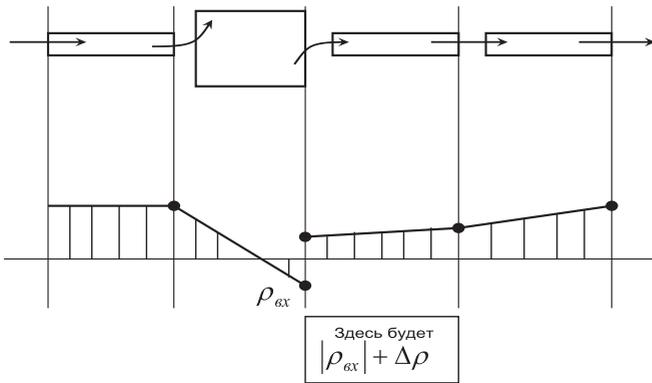


Рисунок 3 — Возрастание дезорганизации потока в цепи каналов за бункером

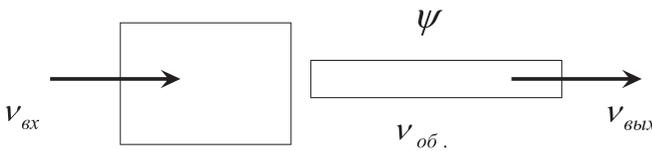


Рисунок 4 — Взаимосвязь параметров потока до бункера и после канала

А при известной структуре системы и структуре потоков легко рассчитать  $\psi$  для всех каналов, ибо она будет  $\psi_{ij} = \frac{u_{ij}}{d_{ij}}$

(т. е. средний поток, деленный на пропускную способность).

Итак, в процессе перехода потока с элемента на элемент возникают два резко отличающихся случая (рис. 5, 6):

$$\rho_{\text{вых}} = \rho_{\text{вх}} + \Delta\rho_1 - \Delta\tilde{\rho}_2 + \Delta\rho_3; \quad (11)$$

$$\rho_{\text{вых}} = |\rho_{\text{вх}} + \Delta\rho_1 - \Delta\tilde{\rho}_2| + \Delta\rho. \quad (12)$$

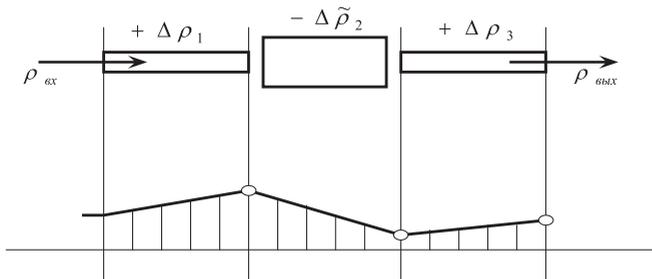


Рисунок 5 — Случай 1. Колебания не выходят из «случайной области»

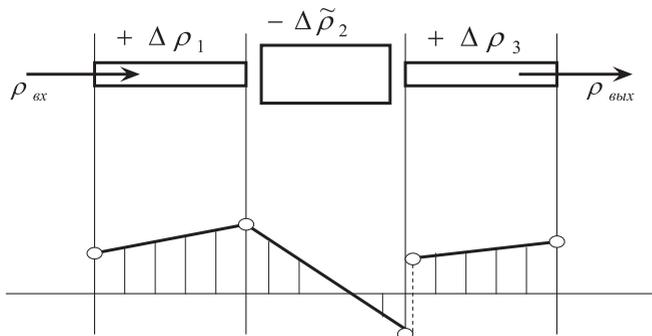


Рисунок 6 — Случай 2. Колебания уходят в «управляемую область»

Во втором случае после бункера  $\rho$  потока уходит в отрицательную область, т. е. появляется управляемая неравномерность. Она удобна для канала после бункера, но на выходе для последующего канала будет случайной. Возможные решения:

1. «Прыжок» через бункер (рис. 7):

$$\rho_{\text{вых}} = \alpha\rho_n + \beta\rho_k, \quad (13)$$

$$\psi = \text{const},$$

где  $\rho_n$  — дезорганизация потока;

$\rho_k$  — дезорганизация канала (обслуживания);

$\alpha, \beta$  — коэффициенты.

Считаем, что при заданном уровне загрузки канала  $x_3$ , известном  $\rho$  потока, входящего в бункер, и  $\rho$  канала можно использовать приведенную линейную зависимость. Коэффициенты  $\alpha$  и  $\beta$  находятся экспериментально на модели.

2. Дуальный подход.

Для случая 1 используем формулу (11)

$$\rho_{\text{вых}} = \rho_{\text{вх}} + \Delta\rho_1 - \Delta\tilde{\rho}_2 + \Delta\rho_3.$$

Для случая 2 — формулу (12)

$$\rho_{\text{вых}} = |\rho_{\text{вх}} + \Delta\rho_1 - \Delta\tilde{\rho}_2| + \Delta\rho.$$

Или, если рассматривается система «бункер — канал» (рис. 8), то

$$\rho_{\text{вых}} = |\rho_{\text{вх}} - \Delta\tilde{\rho}_2| + \Delta\rho_3. \quad (14)$$

Разделяет варианты барьерное  $\hat{\psi}$ .

При  $\psi = \hat{\psi}$   $\rho_{\text{вх}} = -\Delta\tilde{\rho}_2$  (рис. 9),

т. е. для  $\psi \leq \hat{\psi}$  используется формула

$$\rho_{\text{вых}} = \rho_{\text{вх}} - \Delta\tilde{\rho}_2 + \Delta\rho_3, \quad (16)$$

для  $\psi > \hat{\psi}$

$$\rho_{\text{вых}} = -(\rho_{\text{вх}} - \Delta\tilde{\rho}_2) + \Delta\rho_3. \quad (17)$$

Величина  $\hat{\psi}$  определяется экспериментами на модели.

### Дуальный подход

Определение барьерного  $\hat{\psi}$ .

Для определения барьерного  $\hat{\psi}$  формируем две расчетные схемы.

Схема 1 (рис. 10) позволяет определить среднюю очередь  $\tilde{M}_{\text{оч}}$  при равномерном входном потоке  $v_{\text{вх}}=0, \rho_{\text{вх}}=0$  и нерав-

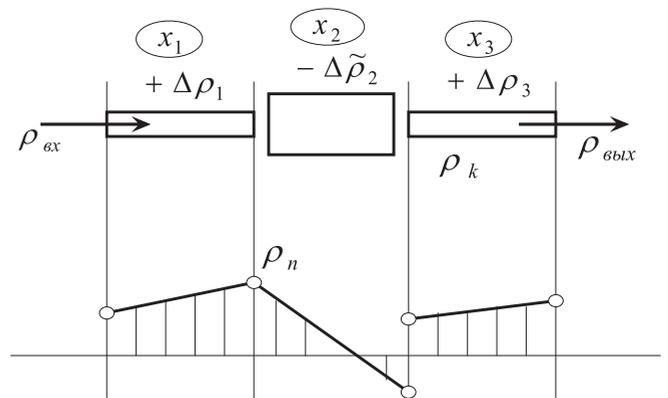


Рисунок 7 — «Прыжок» через бункер

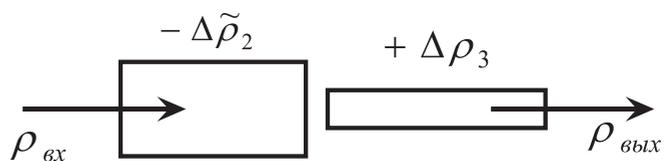


Рисунок 8 — Взаимодействие в системе «бункер — канал»





### «Прыжок» через бункер

Для исследования зависимости  $v_{вых} = f(v_{вх})$  при заданных  $\psi$  и  $\nu$  было проведено большое число экспериментов. Из графиков рис. 13 видно, что при  $\psi = const$  и  $\nu_{об} = const$  зависимость  $v_{вых} = f(v_{вх})$  практически линейная (аппроксимация дает прямые линии). Возрастающий постоянный член в уравнениях показывает увеличивающееся влияние  $\nu_{об}$ . По результатам экспериментов можно заключить, что в расчетных потоковых схемах, где для всех каналов заранее известны параметры  $\psi$  и  $\nu_{об}$  можно применять дуальный подход. При этом для каждого канала будет своя формула перехода  $v_{вх}$  в  $v_{вых}$ :

- Вобсл: (0,4;0,5]  $V_{вых} = 0,3449 + 0,4024 * V_{вх}$ ;
- Вобсл: (0,5;0,6]  $V_{вых} = 0,3517 + 0,4333 * V_{вх}$ ;
- Вобсл: (0,6;0,7]  $V_{вых} = 0,4861 + 0,3147 * V_{вх}$ ;
- Вобсл: (0,7;0,8]  $V_{вых} = 0,5652 + 0,2921 * V_{вх}$ ;
- Вобсл: (0,8;0,9]  $V_{вых} = 0,6486 + 0,2636 * V_{вх}$ ;
- Вобсл: (0,9;0,0994874481]  $V_{вых} = 0,7317 + 0,2448 * V_{вх}$ ;
- Вобсл:  $> 0,0994874481$   $V_{вых} = 0,7671 + 0,1997 * V_{вх}$ .

Таким образом, разработанные способы описания преобразования потока в элементах создают основу для построения метода оптимизации структуры транспортной системы [3, 4].

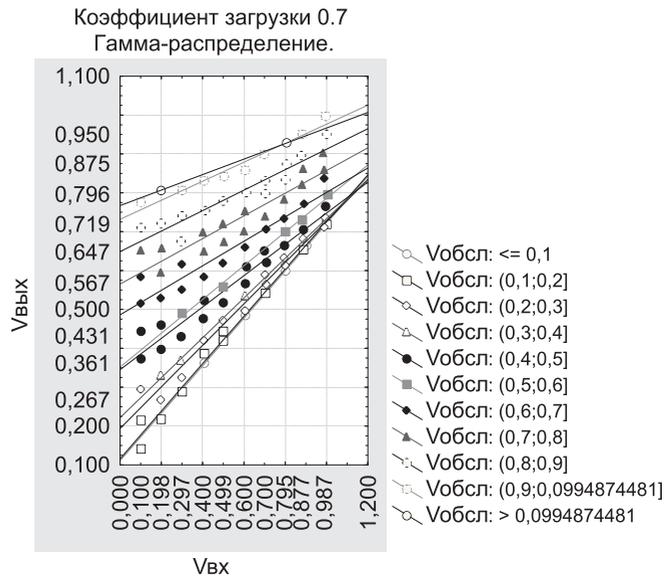


Рисунок 13 — Зависимости  $v_{вых} = f(v_{вх})$  при средней загрузке  $\psi$

### Литература

1. Филлипс Д., Гарсиа-Диас А. Методы анализа сетей. М.: Мир, 1984. 496 с.
2. Сотников И.Б. Взаимодействие станций и участков железных дорог. М.: Транспорт, 1976. 268 с.
3. Козлов П.А., Козлова В.П. Расчет параметров проектируемых транспортных узлов // Железнодорожный транспорт. 2008. № 7. С. 36 — 38.
4. Козлов П.А., Миловидов С.П. Динамическая транспортная задача с задержками в сетевой постановке // Изв. АН СССР. Техн. кибернетика. 1982. № 1. С. 211 — 212.

## КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ПОДГОТОВКИ СПЕЦИАЛИСТОВ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Высокое качество подготовки (квалификация) специалистов — ключевое условие успешного функционирования экономики. Квалификация работников предопределяет важнейшие контролируемые показатели работы железнодорожного транспорта, такие как производительность труда, валовая прибыль, объем грузовых и пассажирских перевозок. ОАО «РЖД» активно ведет кадровую работу и регулярно направляет финансовые средства на целевую подготовку высококлассных специалистов и повышение квалификации персонала. Эту работу можно значительно усовершенствовать, если ввести количественные показатели квалификации работников.

При решении любого вопроса, связанного с персоналом, можно эффективно использовать количественные показатели квалификации. Рассмотрим некоторые примеры, обозначив квалификацию работника  $l$ -й должности через  $K_l$  и определив ее как безразмерную величину, изменяющуюся в пределах от 0 до 1. Значение  $K_l=1$  соответствует работнику высшей квалификации. Чем ниже квалификация, тем ниже  $K_l$ .

Пусть имеется тестовая система, которая позволяет оценить квалификацию работника  $K_l$  при приеме на работу. Если оказалось, что

$$K_l \geq K_l^{\min}, \quad (1)$$

где  $K_l^{\min}$  — установленное отраслью минимальное (пороговое) значение квалификации для  $l$ -й должности, то работник принимается. Если  $K_l$  незначительно меньше порогового значения (соответствующий уровень должен быть установлен), работник может быть принят с испытательным сроком или сразу же направлен на повышение квалификации. В другом случае ему должно быть отказано в приеме на работу.

Численное определение квалификации следует использовать для мотивации персонала к повышению качества подготовки. Простейший способ состоит в начислении зарплаты  $Z_l$  работника  $l$ -й должности по формуле (результативность труда и прочие факторы здесь опускаем)

$$Z_l = K_l \cdot Z_{0l}, \quad (2)$$

где  $Z_{0l}$  — «базовое» значение зарплаты работника  $l$ -й должности.

Разброс значений зарплаты будет задаваться допустимым квалификационным диапазоном  $K_l^{\min} < K_l \leq 1$  и лежать в пределах

$$K_l^{\min} \cdot Z_{0l} < Z_l \leq Z_{0l}. \quad (3)$$

Развитие методики количественного определения квалификации специалистов осуществим, основываясь на результатах работы [1].

Объем знаний и навыков, которыми должен обладать специалист, занимающий  $l$ -ю должность, может быть разделен по тем или иным признакам на фрагменты (области знаний и навыков), закрепленные в должностной инструкции. Обозначим через  $S_{lm}(t)$  объем знаний и навыков, требуемых от работника  $l$ -й должности на момент времени  $t$  в  $m$ -й области знаний и

навыков; здесь  $m = \overline{1, M}$ , а  $M$  — общее количество областей знаний и навыков.

Рассматривая  $S_{lm}(t)$  как алгебраическое множество, общий объем знаний и навыков, которыми должен владеть работник  $l$ -й должности в  $t$ -м году, запишем в виде объединения

$$S_l(t) = \bigcup_{m=1}^M S_{lm}(t). \quad (4)$$

Совокупность известных на текущий момент времени множеств  $S_{lm}$  образует базу знаний и навыков (БЗН) специалиста  $S_l$  (рис. 1).

Пусть  $K_{lm}(t)$  — показатель квалификации, характеризующий на момент  $t$  качество знаний и навыков в  $m$ -й области  $S_{lm}(t)$  у работника  $l$ -й должности, а  $\lambda_{lm}$  — нормированные (при суммировании по индексу  $m$ ) на единицу весовые коэффициенты, задающие важность освоения  $m$ -й области знаний и навыков работником  $l$ -й должности. Общую квалификацию работника  $l$ -й должности по всей БЗН естественно определить линейной сверткой

$$K_l(t) = \sum_{m=1}^M \lambda_{lm} \cdot K_{lm}(t). \quad (5)$$

Для обеспечения необходимого уровня безопасности и заданной производительности труда следует требовать, чтобы соблюдалось условие

$$K_{lm} \geq K_{lm}^{\min}, \quad (6)$$

где  $K_{lm}^{\min}$  — пороговое значение квалификации работника по БЗН  $S_{lm}$ , подлежащее определению.

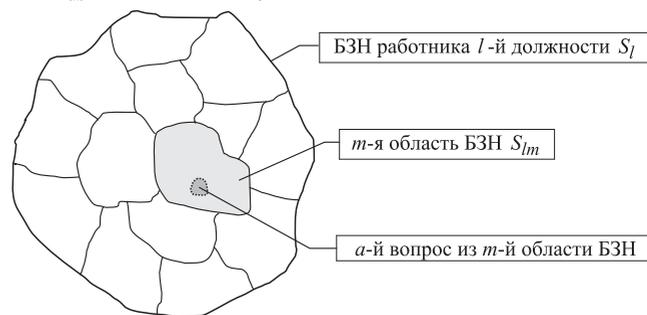


Рисунок 1 — База знаний и навыков  $l$ -й должности



БЗН  $S_l$  для  $l$ -й должности является представлением (как минимум — перечнем) требуемых знаний и навыков, которое должно в полной мере отражать их качественные и количественные характеристики. Если содержание БЗН полностью раскрыто и зафиксировано на том или ином носителе информации (например, в виде информационно-компьютерной базы данных), то тем самым создано хранилище знаний и навыков, соответствующее данной должности.

Формально можно считать, что знания и навыки представлены в хранилище в виде системы тестирования, т. е. содержание  $S_{lm}$  сформулировано в форме  $A_{lm}$  теоретических и практических заданий (вопросов) и системы ответов на задания, а система ответов снабжена методикой оценки вариантов ответов на каждое задание. Методика оценки ответов является самостоятельной задачей и разрабатывается экспертами в данной области знаний и профессиональной деятельности.

Обозначим через  $D_{lma}$  максимальную оценку за ответ на  $a$ -й вопрос из БЗН  $S_{lm}$ , тогда максимальная суммарная оценка по всем вопросам БЗН  $S_{lm}$  составит в данной системе тестирования величину

$$B_{lm} = \sum_{a=1}^{A_{lm}} B_{lma} \quad (7)$$

Определим качество (квалификацию) специалиста по локальной БЗН  $S_{lm}(t)$  на момент тестирования  $t$  отношением

$$K_{lm}(t) = \frac{b_{lm}(t)}{B_{lm}}, \quad (8)$$

где  $b_{lm}(t)$  — фактическая суммарная оценка, найденная по формуле, аналогичной формуле (7), и полученная работником, занимающим  $l$ -ю должность или претендующим на нее, в результате тестирования. Квалификация работника по БЗН  $S_l(t)$  вычисляется по формуле (5).

Специфической особенностью транспортной отрасли является то, что работники должны принимать и исполнять принимаемые решения в течение ограниченного времени. Условия на ограничение времени принятия и исполнения решений зависят от существования решаемой функциональной задачи. Характерным примером служит время, затрачиваемое машинистом локомотива на принятие решения о торможении при возникновении аварийной ситуации. Другим примером является ограничение на время принятия управленческого решения руководителем отраслевого структурного подразделения, поскольку эффективность реализации решения, принятого с опозданием, существенно снижается.

Методически это означает, что оценка за ответ на  $a$ -й вопрос из БЗН  $S_{lm}$  должна содержать не только оценку  $b_{lma}$  за степень правильности ответа, но и оценку  $T_{lma}(\tau)$  за скорость ответа, где  $\tau$  — промежуток времени между вопросом и ответом (время реакции). При увеличении времени реакции  $\tau$  итоговая оценка должна снижаться. Поэтому итоговую оценку за ответ на  $a$ -й вопрос зададим произведением  $b_{lma} \cdot T_{lma}(\tau)$ , а функцию  $T_{lma}(\tau)$  определим как безразмерную величину, изменяющуюся в пределах от нуля до единицы. Будем считать, что всегда при  $\tau=0$  значение  $T_{lma}=1$ , при  $\tau \rightarrow \infty$  оценка  $T_{lma} \rightarrow 0$ , а с ростом  $\tau$  зависимость  $T_{lma}(\tau)$  является монотонно невозрастающей.

Аналитический вид функции  $T_{lma}(\tau)$  устанавливается (например, методом экспертных оценок) исходя из условий на

ограничение времени исполнения функциональных обязанностей, о которых говорилось выше.

С учетом показателя  $T_{lma}(\tau)$  фактическая суммарная оценка по БЗН  $S_{lm}(t)$  будет рассчитываться по формуле

$$b_{lm} = \sum_{a=1}^{A_{lm}} b_{lma} \cdot T_{lma}(\tau). \quad (9)$$

При отсутствии аргументов в пользу зависимости  $T_{lma}(\tau)$  того или иного аналитического вида для ее построения можно воспользоваться следующими соображениями. По смыслу и характеру поведения функция  $T_{lma}(\tau)$  может быть уподоблена вероятности безотказной работы [2] в течение времени  $\tau$  той системы, к которой относятся индексы БЗН  $l, m, a$ .

Если считать, что интенсивность отказа системы (вероятность отказа в единицу времени) на момент  $\tau$  прямо пропорциональна величине  $\tau$  (такие системы часто встречаются на практике), то вероятность безотказной работы, а значит, и функция  $T_{lma}(\tau)$  определяются выражением [2]

$$T_{lma}(\tau) = e^{-\frac{\tau^2}{\tau_0^2}}, \quad (10)$$

где  $\tau_0$  — характерное время (для краткости индексы  $l, m, a$  не пишем), при котором эффективность ответа на  $a$ -й вопрос (вероятность безотказной работы) снижается в  $e$  раз.

Интенсивность отказа системы может вести себя иначе, нежели в случае, рассмотренном при получении формулы (10). Это приведет к функции  $T_{lma}(\tau)$  иного аналитического вида.

Ясно, что функция  $T_{lma}(\tau)$  отражает не только уровень владения профессиональными знаниями и навыками, но и во многих случаях психофизиологическое состояние работника.

Психофизиологические качества работников в существенной мере характеризуют их профессиональную пригодность, определяются количественно по известным методикам и должны учитываться при оценке квалификации. Практическое использование знаний и навыков, относящихся к некоторой области  $S_{lm}$ , предполагает наличие у работника психофизиологических качеств определенного уровня. Одно и то же психофизиологическое качество может быть важным для работника одной должности (или области его деятельности) и несущественным для работника другой должности (или другой области его деятельности). Например, такое нарушение зрения, как дальтонизм, является причиной отстранения от работы водителей транспортных средств и не имеет значения для бухгалтеров.

Обозначим показатель психофизиологических качеств, необходимых для практического использования БЗН  $S_{lm}$ , через  $P_{lm}$ . Величины  $P_{lm}$  будем вводить из следующих соображений. Идеальный набор психофизиологических качеств, позволяющий работнику с максимальной эффективностью применять имеющиеся у него знания и навыки из области  $S_{lm}$ , должен соответствовать наивысшему значению квалификации, задаваемому формулами (8) и (9). Снижение психофизиологических качеств должно приводить к уменьшению квалификационной оценки, полученной по формулам (8) и (9). Иначе говоря, показатель квалификации одного и того же работника (с одним и тем же объемом знаний и навыков) должен снижаться по мере ухудшения показателя его психофизиологических ка-



честв  $P_{lm}$ , а показатель  $P_{lm}$  должен входить в выражение для  $K_{lm}$  мультипликативно.

Таким образом, традиционно используемые в психофизиологии показатели (важные для практического применения БЗН  $S_{lm}$ ) необходимо объединить в безразмерный показатель психофизиологических качеств  $P_{lm}$  так, чтобы  $P_{lm} \in [0,1]$ , а фактическую суммарную оценку по БЗН  $S_{lm}(t)$  предлагается рассчитывать по формуле

$$b_{lm} = P_{lm} \cdot \sum_{a=1}^{A_{lm}} b_{lma} \cdot T_{lma}(\tau). \quad (11)$$

Квалификация специалиста по БЗН  $S_{lm}(t)$  будет теперь вычисляться по формулам (8) и (11), изменяясь в том же диапазоне  $K_{lm} \in [0,1]$ .

Располагая для каждого работника  $l$ -й должности набором квалификационных показателей  $K_{lm}$  (точнее, набором показателей  $b_{lma}$  и  $P_{lm}$ ) для всех областей  $S_{lmr}$  можно с полной определенностью судить о том, каких работников следует направить на повышение квалификации, чему и в каком объ-

еме каждый из них должен обучаться, какие психофизиологические качества совершенствовать. Эти данные позволяют целенаправленно формировать группы лиц, устанавливать сроки и стоимость проведения мероприятий по повышению квалификации.

Внедрение данной методики количественной оценки квалификации работников в повседневную практику транспортных предприятий позволит поднять эффективность использования финансовых средств, направляемых на целевую подготовку и повышение квалификации персонала, а также повысить уровень безопасности функционирования транспорта за счет снижения числа аварийных ситуаций, возникающих из-за низкой квалификации специалистов в той или иной области компетенций. Введение и мониторинг значений  $K_l$  и  $K_{lm}$  дает возможность статистически и аналитически исследовать зависимость основных экономических и технических показателей работы отрасли (таких, как производительность труда) от квалификации работников и их численного состава  $N_l$  по должностям.

## Литература

1. Нестеров В.Л., Радченко В.И. Квалификация персонала и ее влияние на результаты работы отрасли // *Транспорт: наука, техника, управление*. 2007. № 6. С. 16 — 18.
2. Сачков Н.Г., Русакова Е.А., Паршин А.В. *Основы эксплуатационного обслуживания информационных систем железнодорожного транспорта*. М.: Маршрут, 2005.



## АНАЛИЗ СХЕМ УПРАВЛЕНИЯ СВЕТОДИОДНЫМИ СВЕТОФОРАМИ

За последнее время на сети дорог происходит широкое внедрение светофоров, у которых в качестве излучающих элементов используются светодиодные матрицы (СДМ). Преимущества подобных светофоров по сравнению с ламповыми заключаются в большей надежности, увеличенном сроке службы, а также в более высокой энергетической эффективности [1].

Сила света  $I_v$ , излучаемая светодиодом и измеряемая в канделах (кд), выражается линейной функцией [2]

$$I_v = K_{св} I_{св} \quad (1)$$

где  $K_{св}$  — параметр физических свойств и технологических характеристик  $p-n$  перехода светодиода, кд/А;

$I_{св}$  — среднее значение тока, протекающего через светодиод.

Выражение (1) не может достаточно полно характеризовать энергетическую эффективность светодиода или СДМ, которая должна показывать величину мощности  $P_{св}$  потребляемой собственно светодиодом, для создания требуемой силы света  $I_v$ . Это обусловлено тем, что мощность  $P_{св}$  определяется не только током  $I_{св}$ , но и падением напряжения на светодиоде, величина которого лежит в пределах  $U_{св} = 2 - 4$  В, а иногда и более и определяется длиной волны, т. е. цветностью излучения. Потому рациональным является введение показателя энергетической эффективности собственно светодиода. Он может быть выражен как

$$Q_{св} = \frac{I_v}{P_{св}} = \frac{I_v}{U_{св} I_{св}}, \text{ кд/Вт.} \quad (2)$$

Очевидно, что в формуле (2) показатель  $Q_{св}$  — универсальный коэффициент, однозначно связывающий силу света и мощность, потребляемую и рассеиваемую собственно светодиодом независимо от схемы его управления, т. е. от примененной в каждом конкретном случае схемы формирования величины тока, протекающего через светодиод. С точки зрения потерь мощности коэффициент  $Q_{св}$  служит аналогом добротности резонансного контура, обозначаемого как  $Q$ . Например, если предположить, что светодиод идеален и имеет  $U_{св} = 0$  и мощность  $P_{св} = 0$ , то получим  $Q_{св} = \infty$ .

Введение коэффициента  $Q_{св}$  в перечень нормативных паспортных данных на светодиоды позволяет довольно просто определить потери мощности в светодиоде для получения необходимой силы света  $I_{v \text{ норм}}$

$$P_{св} = \frac{I_{v \text{ норм}}}{Q_{св}}, \quad (3)$$

где  $I_{v \text{ норм}}$  определяется и назначается технико-эксплуатационными нормами, предъявляемыми к светофору для обеспечения безопасности движения поездов и требуемой видимости.

Если СДМ светофора состоит из нескольких  $N$  параллельно включенных светодиодных групп, каждая из которых содержит последовательное соединение  $M$  единичных светодиодов, то для этой матрицы получим

$$P_{СДМ} = MN \frac{I_v}{Q_{св}}. \quad (4)$$

Данные, рассчитанные по уравнениям (3) и (4), определяют также условия необходимости введения теплоотводящих устройств для светодиодов или матрицы.

Выражения (2), (3) и (4) относятся к энергетической эффективности только единичных светодиодов или СДМ, состоящих из этих светодиодов. Они не могут быть использованы для оценки энергетической эффективности и тепловых параметров функционально законченных схем светодиодных светофоров с различными способами подключения светодиодов к источнику электропитания.

Существует два способа формирования токов, протекающих через светодиоды. Первый из них, схемная реализация которого показана на рис. 1а, заключается в использовании активных резисторов, включаемых между источником электропитания и каждой из  $M$  светодиодных групп [3].

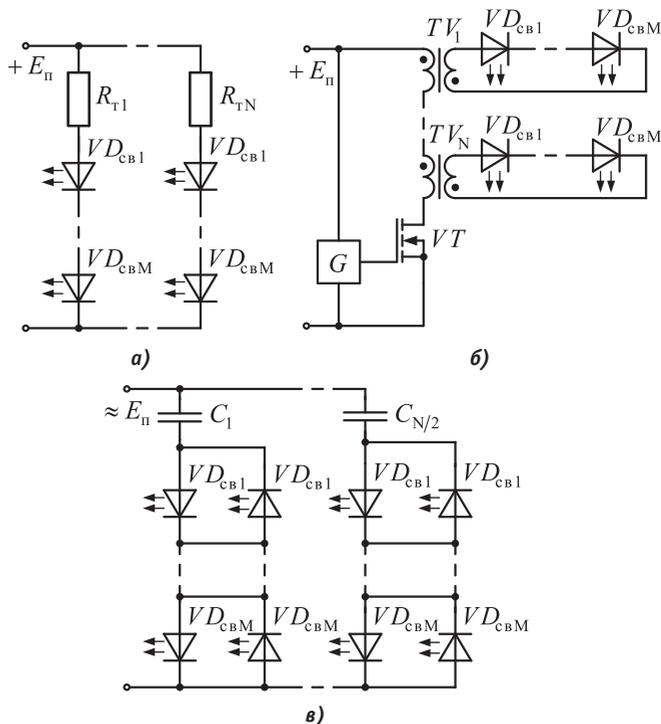


Рисунок 1 — Варианты включения СДМ в светофорах



Энергетически более эффективен второй способ, где формирование токов осуществляется при помощи реактивных элементов: индуктивностей (рис. 1б) [4] или конденсаторов (рис. 1в) [5]. При выборе того или иного способа управления СДМ необходимо учитывать не только энергетическую эффективность схем управления, но и необходимость выполнения требований безопасности движения, (т. е. исключение опасных отказов, которые могут привести к появлению несанкционированных разрешающих показаний светофора).

Разработана и выпускается также большая номенклатура интегральных драйверов для управления светодиодами и СДМ, в которых бесполезные потери мощности сведены к минимуму [6]. Однако большая часть из них не исключает появления опасных отказов.

Рассмотрим первый способ формирования токов, протекающих через светодиоды СДМ.

Примем, что потери мощности полной схемы светофора определяются лишь мощностью  $P_r$ , рассеиваемой активными токозадающими резисторами  $R_r$  и мощностью, находящейся из (3) и/или (4). Тогда для функционально законченной схемы одного показания светофора (см. рис. 1а) из выражения (2) после соответствующих подстановок аргументов получим

$$Q_{\text{свтф}}^R = \frac{MI_v}{P_r + MP_{\text{св}}} = \frac{MI_v}{I_{\text{св}}^2 \left[ R_r + M \left( \frac{U_{\text{св0}}}{I_{\text{св}}} + R_{\text{св}} \right) \right]}, \quad (5)$$

где нелинейная вольтамперная характеристика светодиодов представлена в виде функции кусочно-линейной аппроксимации с параметрами  $U_{\text{св0}}$  — начальное (нулевое) напряжение светодиода;  $R_{\text{св}}$  — сопротивление, выражающее угол наклона линейной функции (дифференциальное сопротивление  $p$ - $n$  перехода).

Очевидно, что если известно значение  $Q_{\text{свтф}}^R$  то мощность, потребляемая схемой для одного показания светофора, где используется СДМ размерами  $(M \times N)$ , находится как

$$P_{\text{свтф}}^R = N \frac{MI_v}{Q_{\text{свтф}}^R}. \quad (6)$$

Относительно параметров элементов полной схемы одного показания светофора эта мощность выражается следующим образом:

$$P_{\text{свтф}}^R = NI_{\text{св}}^2 \left[ R_r + M \left( \frac{U_{\text{св0}}}{I_{\text{св}}} + R_{\text{св}} \right) \right], \quad (7)$$

где  $I_{\text{св}}$  определяется требуемой по условиям эксплуатации силой света  $I_v$  светодиодов.

Если учесть выражение (1), то (7) примет вид

$$P_{\text{свтф}}^R = N \left( \frac{I_v}{K_{\text{св}}} \right)^2 \left[ R_r + M \left( \frac{K_{\text{св}} U_{\text{св0}}}{I_v} + R_{\text{св}} \right) \right]. \quad (8)$$

Тогда выигрыш по мощности, потребляемой светофором от источника электропитания, который реализуется за счет исключения из схемы управления активных резисторов  $R_r$ , может быть оценен относительным коэффициентом

$$\delta_{\text{свтф}} = \frac{P_{\text{свтф}}^R}{P_{\text{СДМ}}^R} = \frac{1}{M \left( \frac{K_{\text{св}} U_{\text{св0}}}{R_r I_v} + \frac{R_{\text{св}}}{R_r} \right)} + 1, \quad (9)$$

область возможных изменений которого лежит в диапазоне  $1 \geq \delta_{\text{свтф}} \geq 0$ , где для  $R_r = 0$  получим  $\delta_{\text{свтф}} = 1$ .

Анализ выражения (9) определяет следующие закономерности поведения функции  $\delta_{\text{свтф}}$ . Основными и наиболее значимыми аргументами, влияющими на ее изменение, являются

два отношения:  $\frac{U_{\text{св0}}}{R_r}$  и  $\frac{R_{\text{св}}}{R_r}$ . Однако величина сопротивления

$R_r$  связана с параметрами  $U_{\text{св0}}$  и  $R_{\text{св}}$  следующим образом:

$$\left( \frac{U_{\text{св0}}}{I_{\text{св}}} + R_{\text{св}} \right) < R_r, \quad (10)$$

что требуется для обеспечения относительной независимости тока  $I_{\text{св}}$  от параметров  $U_{\text{св0}}$  и  $R_{\text{св}}$ , которые имеют значительный технологический и температурный разброс. Если принять, что устранение влияния этих разбросов требуется, чтобы падение напряжения на резисторах  $R_r$  превышало падение напряжения на светодиоде в три раза, то неравенство (10) приобретет вид равенства

$$U_{\text{св0}} = I_{\text{св}} R_{\text{св}} \left( \frac{3R_r}{R_{\text{св}}} + 1 \right). \quad (11)$$

Подстановка (11) в (9) дает следующее частное и более простое уравнение для определения выигрыша от отказа применения резисторов  $R_r$  в схеме светофора

$$\delta_{\text{свтф}}^* = \frac{1}{M \left( \frac{2R_{\text{св}}}{R_r} + 3 \right)} + 1. \quad (12)$$

Если принять, что в схеме светофора, приведенной на рис. 1б, потери мощности в трансформаторах  $TV_{1, \dots, TV_N}$  и транзисторе  $VT$  пренебрежимо малы, а это практически вполне реализуемо, то для нее  $\delta_{\text{свтф}} = 1$ . Данный вывод тем более очевиден для схемы светофора, представленной на рис. 1в.

Рассмотрим специфику реализации светодиодных светофоров в стационарных системах СЦБ, которая заключается в том, что длина линии управления светофором, в отличие от перегонных точек, лежит в диапазоне от сотен метров до нескольких километров.

Напряжение питания показаний светофора схемы, представленной на рис. 1а, невелико и составляет обычно стандартную для устройств СЦБ величину  $E_n = 12$  В, что определяется необходимостью оптимального распределения последовательного и параллельного соединения  $M$  светодиодов в  $N$  группах СДМ. Например, если увеличивать количество  $M$  последовательно включенных диодов, что позволит повысить напряжение  $E_n$  и снизить потери мощности в соединительной линии, то это приведет к отказу большего числа светодиодов в СДМ. Увеличение же числа светодиодных групп  $M$  с меньшим значением  $N$  светодиодов повышает надежность функционирования светодиодного светофора. Очевидно, что с точки зрения увеличения надежности идеальным было бы



иметь светофор с  $M = 1$ , однако уменьшение  $M$  приводит к повышению стоимости светофора, так как при этом для сохранения неизменности произведения  $M \times N$  происходит увеличение количества групп  $N$  с увеличением числа резисторов  $R_T$ . Одновременно с этим возрастают потери мощности в линии управления, для снижения которых потребуются повышение стоимости кабельной продукции.

Поэтому передача энергии на станционные светофоры осуществляется при помощи переменного тока, а непосредственно в светофоре устанавливается понижающий трансформатор с выпрямителем. Эквивалентная схема передачи энергии на светофор приведена на рис. 2, где трансформатор с выпрямителем, входящий в состав СДМ, условно не показан, а напряжение  $\approx E_{\text{п}} = 220$  В. Очевидно, что рассматриваемая схема справедлива не только для СДМ, включенной по схеме рис. 1а, но и для схемы рис. 1в, так как в последней питание светодиодных групп осуществляется также от переменного напряжения  $\approx E_{\text{п}}$ .

Конденсатор  $C_{\text{ш}}$  оказывающий шунтирующее действие на передачу энергии переменного тока на СДМ, выражает емкость между жилами кабеля, длина которого равна  $l_{\text{каб}}$ . Конденсаторы  $C_{\text{вн1}}$  и  $C_{\text{вн2}}$  отображают емкости между жилами кабеля, которые передают энергию на рассматриваемую СДМ и другими (внешними) жилами Лин.1 и Лин.2 того же кабеля, по которым также передаются сигналы переменного тока. Распределенные параметры кабельной пары, передающей питание на СДМ, представляются в виде Т-образного четырехполюсника с элементами  $R_k/2$  и  $C_{\text{ш}}$ , где  $R_k$  — суммарное сопротивление прямой и обратной жил кабеля длиной  $l_k$ .

Конденсаторы  $C_{\text{ш}}$ ,  $C_{\text{вн1}}$  и  $C_{\text{вн2}}$  оказывают принципиально различное влияние на работоспособность СДМ. Рассмотрим различные случаи функционирования схемы рис. 2, которые показывают наиболее критичные режимы работы и могут привести к нарушению работоспособности светофора.

Вначале выполним анализ для случая, когда  $C_{\text{вн1}} = C_{\text{вн2}} = 0$ ,  $C_{\text{ш}} > 0$ , а контакт сигнального реле СР замкнут. Для упрощения преобразований и получения при этом достаточно наглядных результатов анализа определение электрических параметров светофора будем производить, пользуясь скалярными, а не комплексными значениями аргументов исходных, промежу-

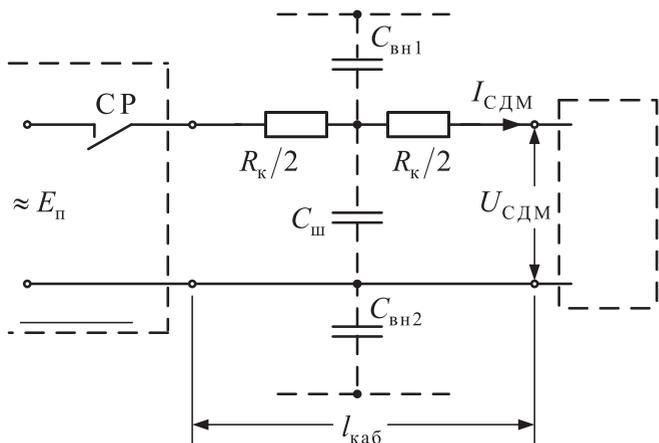


Рисунок 2 — Эквивалентная схема передачи сигнала с поста ЭЦ на светофор

точных и конечных уравнений. Тогда напряжение на входе СДМ определится как

$$U_{\text{СДМ}} = \delta_R \frac{2E_{\text{п}}}{(1 + 2\delta_R) \left( 1 + \frac{\omega\tau_k}{2} + \frac{1}{1 + 2\delta_R} \right)}, \quad (13)$$

где  $\delta_R = \frac{R_{\text{СДМ}}}{R_k}$  — относительное входное сопротивление

СДМ;

$\tau_k = R_k C_k$  — постоянная времени сигнальных жил кабеля;

$\omega = 2\pi f$  — угловая частота переменного напряжения  $\approx E_{\text{п}}$ ;

$E_{\text{п}}$  соответствует переменному напряжению  $\approx E_{\text{п}}$  показанному на рис. 2.

В частном случае при  $C_{\text{ш}} = 0$  или  $\omega = 0$  выражение (13) примет вид

$$U_{\text{СДМ}} = \frac{E_{\text{п}}}{1 + \frac{1}{\delta_R}} = E_{\text{п}} \frac{R_{\text{СДМ}}}{R_{\text{СДМ}} + R_k}. \quad (14)$$

Если в схеме рис. 2 активная составляющая сопротивления  $R_k = 0$ , то после подстановки этого значения в (13) и последующего раскрытия неопределенностей получим

$$U_{\text{СДМ}} = E_{\text{п}} \quad (15)$$

т. е. очевидно, что входное напряжение светофора не зависит от величины емкости  $C_k$ .

Произведение  $\omega\tau_k$ , входящее в выражение (13), является безразмерной величиной. Оно определяет падение переменного напряжения в кабеле и показывает, что потери напряжения возрастают при увеличении всех четырех параметров: частоты  $f$ , напряжения  $\approx E_{\text{п}}$ , емкости  $C_k$  и сопротивления  $R_k$ .

Рассмотрим влияние емкостей  $C_{\text{вн1}}$  и  $C_{\text{вн2}}$  на работу светофоров. Очевидно, что их наличие может приводить к появлению тока  $I_{\text{СДМ}}$  показания светофора от внешних линий Лин.1 и Лин.2 (см. рис. 2) при отсутствии напряжения  $\approx E_{\text{п}}$  от поста ЭЦ, т. е. при разомкнутом контакте СР. Это обусловит появление засветки ненадлежащего показания светофора и появление более разрешающего его показания.

Наихудший случай подобного влияния будет при  $C_{\text{вн1}} = 0$ ,  $C_{\text{вн2}} > 0$  и при напряжении между проводниками Лин.1 и Лин.2 кабеля, равно  $\approx E_{\text{п}}$ . Примем, что эквивалентная схема соединений (см. рис. 2) показания светофора (который подвергается ненадлежащей засветке) по-прежнему представляется Т-образным четырехполюсником, а контакт реле СР разомкнут. Для упрощения и получения достаточно наглядных результатов анализа допустим также, что  $C_{\text{вн1}} = C_{\text{вн2}} = C_{\text{вн}}$ .

Напряжение на входе СДМ для этого случая определится как

$$U_{\text{СДМ}} = \delta_R \frac{2E_{\text{п}}}{(1 + 2\delta_R) \left[ 1 + \frac{2C_{\text{ш}}}{C_{\text{вн}}} + \frac{4}{\omega\tau_{\text{вн}}(1 + 2\delta_R)} \right]}, \quad (16)$$

где  $\tau_{\text{вн}} = R_k C_{\text{вн}}$  — постоянная времени междужилных электрических параметров кабеля.

Из выражения (16) следует очевидный вывод: при  $C_{\text{вн}} = 0$  напряжение  $U_{\text{СДМ}} = 0$ , что соответствует отсутствию засветки ненадлежащего соответствующего показания светофора. Для емкости  $C_{\text{ш}} = 0$  получим уравнение

$$U_{\text{СДМ}} = \delta_R \frac{2E_{\text{п}}}{(1 + 2\delta_R) \left[ 1 + \frac{4}{\omega\tau_{\text{вн}}(1 + 2\delta_R)} \right]}, \quad (17)$$

которое определяет возрастание напряжения  $U_{\text{СДМ}}$  с увеличением емкости между внешними и сигнальными жилами кабеля.

Приведенный анализ позволяет сделать следующие выводы. В рассмотренных схемах управления светофоров, где для управления (питания) используется переменное напряжение, существует зависимость величины напряжения на входе СДМ от емкостей между жилами кабеля. Причем если емкости между сигнальными жилами задаются в паспортных данных на кабели СЦБ, то, используя уравнение (13), можно рассчитать величину  $U_{\text{СДМ}}$ , и если это напряжение недостаточно, то путем увеличения напряжения  $\approx E_{\text{п}}$  или увеличением количества сигнальных жил кабеля можно довести напряжение  $U_{\text{СДМ}}$  до требуемых норм. То есть существуют ограничения на длину станционных кабелей, которые, однако, преодолимы.

Тем не менее существует известное на практике явление засветки ненадлежащего показания светофора. Причем если увеличивать число параллельно включенных жил сигнального кабеля, то увеличиваются емкости между жилами этого кабеля и жилами внешних связей, по которым также протекают переменные токи. В этом проявляется специфика сигнальных кабелей, которые передают управляющие сигналы как на свой

светофор, так и на другие, расположенные в одной горловины станции. Данные емкости не нормируются, и их величины могут иметь довольно существенный разброс. Вместе с тем если на практике потребуются увеличить напряжение  $\approx E_{\text{п}}$ , то это, как видно из (16), приведет к увеличению напряжения на входе СДМ, т. е. может возникнуть засветка показания светофора. Появление ненадлежащей засветки будет более критичным у светодиодных светофоров, которые потребляют меньшую мощность, чем ламповые.

Наиболее радикальным методом исключения засветки светофоров является отказ от применения переменного напряжения и использование постоянного. Это реализовано в схеме СДМ, показанной на рис. 16.

Применение постоянного напряжения  $E_{\text{п}}$  (см. рис. 16) не означает использование в рассматриваемой схеме стандартных величин напряжения 12 или 24 В, принятых в устройствах СЦБ. Целесообразным является использование повышенных напряжений  $E_{\text{п}}$  величиной 150 — 250 В, когда при равных мощностях, потребляемых светофором, происходит уменьшение тока  $I_{\text{СДМ}}$ . Это обосновывается тем, что в таком случае снижаются требования к сопротивлению жил кабеля связи. Длина кабеля  $l_{\text{каб}}$  может составлять несколько десятков километров и более без ухудшения электрических параметров сигнала управления светофором, так как при достаточно малых значениях тока  $I_{\text{СДМ}}$  практически выполняется равенство  $U_{\text{вх}} \approx E_{\text{п}}$ .

## Литература

1. Железняк О. За светооптикой — будущее // *Автоматика, связь, информатика*. 2005. № 8. С. 7 — 8.
2. Лачин В.И., Савелов Н.С. *Электроника: Учебное пособие*. Ростов н/Д, Изд-во «Феникс», 2001. 448 с.
3. Пусвацет Ю.Ю. и др. *Новые разработки* // *Автоматика, связь, информатика*. 2005. № 12. С. 59 — 61.
4. Пат. РФ № 2207745. *Светодиодный светофор* / Б.С. Сергеев, С.А. Щиголев, В.В. Наговицын. Публ. 2003. БИ № 18.
5. Сергеев Б.С., Ромаш Э.М., Савельев Е.О. *Управление светодиодными матрицами при помощи реактивных элементов* // *Электричество*. 2004. № 9. С. 57 — 62.
6. Давиденко Ю. *Микросхемы электропитания светодиодов* // *Современная электроника*. 2004. Дек. С. 32 — 39.



# ЛОКОМОТИВНЫЙ КЛАССИФИКАТОР СВОБОДНОСТИ НЕОГРАНИЧЕННЫХ РЕЛЬСОВЫХ ЦЕПЕЙ



При интервальном регулировании движения поездов на железных дорогах с помощью автоматической локомотивной сигнализации в условиях эксплуатации возможно возникновение опасной ситуации, когда два поезда находятся на одной рельсовой цепи. В этом случае при сближении поездов ток под локомотивными катушками увеличивается и достигает величины срабатывания локомотивного приемника.

Расстояние между поездами при этом называется опасной зоной сближения, которая определяется по величине шунтовой чувствительности по локомотивному приемнику и выражается уравнением [1]

$$K_{ЛШН} = \frac{(I_{1Л} + I_{2Л})_{НН}}{(I_{1Л} + I_{2Л})_{МАХ}}$$

В этом уравнении сумма токов  $(I_{1Л} + I_{2Л})_{НН}$  в рельсах под приемными катушками равняется величине, при которой локомотивный приемник надежно не срабатывает, эта величина нормируется. Сумма токов  $(I_{1Л} + I_{2Л})_{МАХ}$  есть максимально возможная величина при самых неблагоприятных условиях и фактическом расстоянии между первым и вторым поездными шунтами.

Для расчета шунтовой чувствительности по локомотивному приемнику  $K_{ЛШН}$  неограниченных рельсовых цепей необходимо вывести уравнения для токов  $I_{1Л}$  и  $I_{2Л}$ , протекающих в рельсах под приемными локомотивными катушками второго поезда. Схема замещения рельсовой цепи с двумя поездными шунтами представлена на рис. 1, где показаны направления токов  $I$  и напряжений  $U$ , длины участков  $\ell$ , сопротивления первого и второго поездных шунтов  $R_{Ш1}$  и  $R_{Ш2}$ , входные сопротивления приемного конца  $Z_{КП}$  и смежных рельсовых линий  $Z_{НВХ}$  и  $Z_{КВХ}$ . Начало координат располагается у места наложения первого поездного шунта.

Вывод расчетных формул для токов в рельсах под локомотивными катушками второго поезда производится с использованием уравнений [1]:

$$U_x = A_1 \cdot ch\gamma\ell + A_2 \cdot sh\gamma\ell; \quad I_x = \frac{A_1 \cdot ch\gamma\ell + A_2 \cdot sh\gamma\ell}{Z_B} \quad (1)$$

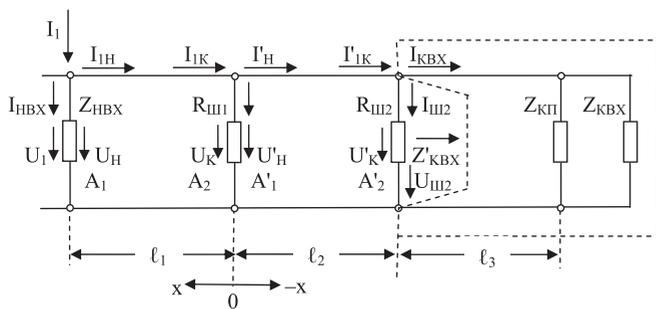


Рисунок 1 — Схема замещения рельсовой цепи с двумя поездными шунтами

Постоянные интегрирования уравнений (1) для схемы замещения находятся из следующих граничных условий:

$$\left. \begin{aligned} \text{при } x = 0 \quad U_K = U'_H; \quad I_K = I'_H + \frac{U_K}{R_{Ш1}}, \\ \text{при } x = -\ell_2 \quad U'_K = U_{Ш2}; \quad I'_K = I_{Ш2} + \frac{U_{Ш2}}{Z'_{КВХ1}}, \end{aligned} \right\} (2)$$

$$\text{где } Z'_{КВХ} = \frac{Z_K \cdot Z_{КВХ} \cdot ch\gamma\ell_3 + Z_B \cdot (Z_K + Z_{КВХ}) \cdot sh\gamma\ell_3}{Z_K \cdot Z_{КВХ} \cdot sh\gamma\ell_3 + Z_B \cdot (Z_K + Z_{КВХ}) \cdot ch\gamma\ell_3} \cdot Z_B$$

Произведя преобразования в уравнениях (1) и (2), получим:

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= U_{Ш2} \cdot \kappa_{11} + I_{Ш2} \cdot Z_0 \cdot sh\gamma\ell_2; \\ A_2 &= U_{Ш2} \cdot (\kappa_{12} + \kappa_{11} \frac{Z_B}{R_{Ш1}}) + I_{Ш2} \cdot Z_B \cdot \kappa_{13}; \\ \kappa_{11} &= ch\gamma\ell_2 + \frac{Z_B}{Z_{КВХ}} \cdot sh\gamma\ell_2; \\ \kappa_{12} &= sh\gamma\ell_2 + \frac{Z_B}{Z_{КВХ}} \cdot ch\gamma\ell_2; \\ \kappa_{13} &= ch\gamma\ell_2 + \frac{Z_B}{R_{Ш1}} \cdot sh\gamma\ell_2. \end{aligned} \right\} (3)$$

Для напряжения и тока начала РЦ можем написать

$$U_1 = U_H; \quad I_1 = I_H + \frac{U_H}{Z_{НВХ}} \quad (4)$$

Подставив в уравнения (4) значения  $U_H$  и  $I_H$  из уравнения (1) с подстановкой  $x = \ell_1$  и постоянных интегрирования  $A_1$  и  $A_2$  по уравнениям (3) и произведя преобразования, получим  $U_1 = A_{ШЛ} \cdot U_{Ш2} + B_{ШЛ} \cdot I_{Ш2}; \quad I_1 = C_{ШЛ} \cdot U_{Ш2} + D_{ШЛ} \cdot I_{Ш2}, (5)$

$$\text{где } A_{ШЛ} = \kappa_{11} \cdot (ch\gamma\ell_1 + \frac{Z_B}{R_{Ш1}} \cdot sh\gamma\ell_1) + \kappa_{12} \cdot sh\gamma\ell_2;$$

$$B_{ШЛ} = Z_B \cdot (sh\gamma\ell_2 \cdot ch\gamma\ell_1 + \kappa_{15} \cdot sh\gamma\ell_1);$$

$$C_{ШЛ} = \frac{1}{Z_B} (\kappa_{11} \cdot (\kappa_{14} \cdot \frac{Z_B}{R_{Ш1}} + \kappa_{15}) + \kappa_{12} \cdot \kappa_{14});$$

$$D_{ШЛ} = \kappa_{13} \cdot \kappa_{14} + \kappa_{15} \cdot sh\gamma\ell_2;$$

$$\kappa_{14} = ch\gamma\ell_1 + \frac{Z_B}{Z_{НВХ}} \cdot sh\gamma\ell_1; \quad \kappa_{15} = sh\gamma\ell_1 + \frac{Z_B}{Z_{НВХ}} \cdot ch\gamma\ell_1.$$



По уравнению граничного условия (2) для  $I'_k$  может быть установлена связь между током и напряжением во втором поездном шунте и током в рельсе под локомотивной катушкой, который равен  $I_L = I'_k$ .

Подставив в уравнение (2) для  $I'_k$  вместо  $U_{2ш}$  его значение  $U_{ш2} = I_{ш2} \times R_{ш2}$ , затем решив его относительно  $I_{ш2}$  и подставив это значение  $I_{ш2}$  в уравнение (5), получим

$$U_1 = B_{лш} \cdot I_L; \quad I_1 = D_{лш} \cdot I_L, \quad (6)$$

где  $B_{лш} = A_{шл} \cdot B_{л} + B_{шл} \cdot D_{л}$ ;

$$D_{лш} = C_{шл} \cdot B_{л} + D_{шл} \cdot D_{л};$$

$$B_{л} = \frac{R_{ш2} \cdot Z'_{КВХ}}{Z'_{КВХ} + R_{ш2}};$$

$$D_{л} = \frac{Z'_{КВХ}}{Z'_{КВХ} + R_{ш2}}.$$

Связь между  $U_{пз}$  эквивалентного генератора и  $U_1$  и  $I_1$  в начале рельсовой цепи выражается уравнением

$$U_{пз} = U_1 + Z_{оэ} \cdot I_1. \quad (7)$$

Подставив в уравнение (7) вместо  $U_1$  и  $I_1$  их значения из уравнения (6) и решив относительно  $I_L$ , получим

$$I_L = \frac{U_{пз}}{B_{лш} + Z_{оэ} \cdot D_{лш}}.$$

Последнее уравнение позволяет рассчитать ток в рельсах под приемной катушкой второго поезда  $I_L$  как в самом общем случае, когда  $R_{ш1} \neq 0$ ,  $R_{ш2} \neq 0$ ,  $r_n \neq \infty$ , так и в любом из частных случаев.

**Теория и расчет нормального режима по локомотивному приемнику.** В нормальном режиме работы неограниченной рельсовой цепи необходимо обеспечить при наихудших условиях протекание в рельсовой нити под приемной локомотивной катушкой минимального тока, при котором надежно работает локомотивный приемник. К наихудшим условиям относится и максимально возможное сопротивление поездного шунта.

При потенциальном путевом приемнике в неограниченных рельсовых цепях нормальный режим работы локомотивного приемника должен обеспечиваться, когда поезд вступает на входную границу рельсовой линии. Однако в реальных эксплуатационных условиях воздействие на локомотивный приемник наблюдается и при подходе поезда к этой границе. Для выбора метода контроля состояния путевых участков устройствами автоматической локомотивной сигнализации необходимо правильно оценить воздействие токов в рельсовых нитях на приемные катушки локомотива. Другими словами, нужно установить зависимость тока под приемными катушками от координаты шунта при подходе поезда к границе рельсовой линии и при следовании по ней. Уравнение для расчета тока в рельсовой нити под приемными катушками для нормального режима, когда поезд подходит к границе РЛ, может быть получено из уравнения тока, выведенного для шунтовой чувствительности по локомотивному приемнику согласно схеме замещения, представленной на рис. 1. В этой схеме необходимо положить  $R_{ш} = Z_{кп}$ ,  $R_{ш2} = R_{ш}$ ,  $Z_{КВХ} = Z_B$ ,  $\ell_1 = \ell$ ,  $\ell_2 = \ell_1$ .

В таком случае ток  $I_L$  в рельсовой нити под приемной локомотивной катушкой будет равняться

$$I_L = \frac{U_{пз} \times}{A'_{шл} \cdot B'_{л} + B'_{шл} \cdot D'_{л} +} \rightarrow \times 1 \rightarrow \frac{U_{пз} \times}{+ Z_{оэ} \cdot (C'_{шл} \cdot B'_{л} + D'_{шл} \cdot D'_{л})}, \quad (8)$$

$$\text{где } A'_{шл} = \kappa'_{11} \cdot (ch\gamma\ell + \frac{Z_B}{Z_{кп}} sh\gamma\ell) + \kappa'_{12} \cdot sh\gamma\ell;$$

$$B'_{шл} = Z_B \cdot (sh\gamma\ell_1 \cdot ch\gamma\ell + \kappa'_{13} \cdot sh\gamma\ell);$$

$$C'_{шл} = \frac{1}{Z_B} \cdot \kappa'_{14} \cdot (1 + \frac{Z_B}{Z_{кп}}) \cdot \kappa'_{11} + \kappa'_{12};$$

$$D'_{шл} = \kappa'_{14} \cdot (\kappa'_{13} + sh\gamma\ell_1); \quad B'_{л} = \frac{Z_B \cdot R_{ш}}{Z_B + R_{ш}};$$

$$D'_{л} = \frac{Z_B}{Z_B + R_{ш}}; \quad \kappa'_{11} = \kappa'_{12} = sh\gamma\ell_1 + ch\gamma\ell_1;$$

$$\kappa'_{13} = \frac{Z_B}{Z_{кп}} \cdot sh\gamma\ell_1 + ch\gamma\ell_1; \quad \kappa'_{14} = sh\gamma\ell + ch\gamma\ell.$$

Схема замещения, соответствующая уравнению (8), изображена на рис. 2.

При нахождении поездного шунта между координатами подключения источника питания и потенциального путевого приемника в схеме замещения на рис. 1 следует положить  $R_{ш} = \infty$ ,  $R_{ш2} = R_{ш}$ ,  $\ell_1 = 0$ ,  $\ell_2 = \ell_1$ ,  $\ell_3 = \ell_2$ .

Ток в рельсовой нити под приемной локомотивной катушкой будет в этом случае рассчитываться по уравнению

$$I_L = \frac{U_{пз} \times}{A''_{шл} \cdot B''_{л} + B''_{шл} \cdot D''_{л} +} \rightarrow \times 1 \rightarrow \frac{U_{пз} \times}{+ Z_{оэ} \cdot (C''_{шл} \cdot B''_{л} + D''_{шл} \cdot D''_{л})}, \quad (9)$$

$$\text{где } A''_{шл} = \frac{Z_B}{Z_{кп}} sh\gamma\ell_1 + ch\gamma\ell_1; \quad B''_{шл} = Z_B \cdot sh\gamma\ell_1;$$

$$C''_{шл} = \frac{1}{Z_B} \cdot (sh\gamma\ell_1 + ch\gamma\ell_1) \cdot (1 + \frac{Z_B}{Z'_{КВХ}}); \quad D''_{шл} = ch\gamma\ell_1 + sh\gamma\ell_1;$$

$$B''_{л} = \frac{Z'_{КВХ} \cdot R_{ш}}{Z'_{КВХ} + R_{ш}}; \quad D''_{л} = \frac{Z'_{КВХ}}{Z'_{КВХ} + R_{ш}}.$$

Схема замещения, соответствующая уравнению (9), изображена на рис. 3.

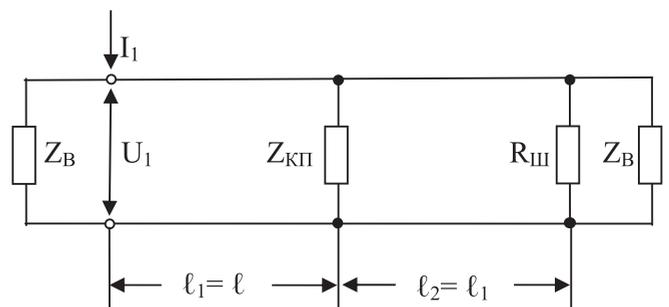


Рисунок 2 — Схема замещения рельсовой цепи с шунтом подходящего поезда

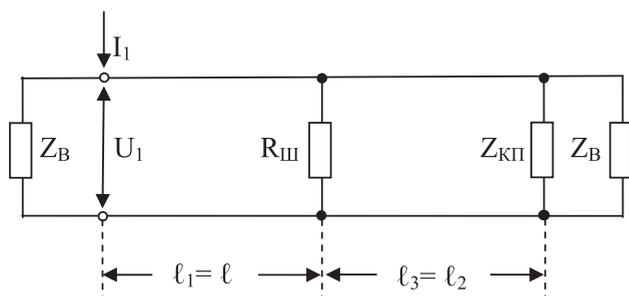


Рисунок 3 — Схема замещения рельсовой цепи с шунтом

Уравнение для расчета  $I_{л}$  в рельсовой нити у приемной катушки путевого токового приемника для нормального режима работы может быть получено из уравнения этого тока, выведенного для шунтовой чувствительности по локомотивному приемнику, если положить в схеме замещения, представленной на рис. 3,  $R_{Ш1} = \infty$ ,  $R_{Ш2} = \infty$ ,  $Z_{НВХ} = Z'_{КВХ} = Z_B$ ,  $l_1 = 0$ ,  $l_2 = l$ ,  $l_3 = 0$ .

В этом случае ток в рельсовой нити у приемной катушки путевого токового приемника будет определяться по формуле

$$I_{л} = U_{ПЭ} / (Z_B \cdot sh\gamma l + Z_{ОЭ} (ch\gamma l + sh\gamma l)). \quad (10)$$

Схема замещения, соответствующая уравнению (10), изображена на рис. 4.

Уравнения для расчета напряжения на потенциальном путевом приемнике для нормального режима может быть получено из уравнения (6) при  $R_{Ш1} = \infty$ ,  $R_{Ш2} = Z_{КП}$ ,  $Z_{НВХ} = Z'_{КВХ} = Z_B$ ,  $l_1 = 0$ ,  $l_2 = l$ , т. е.

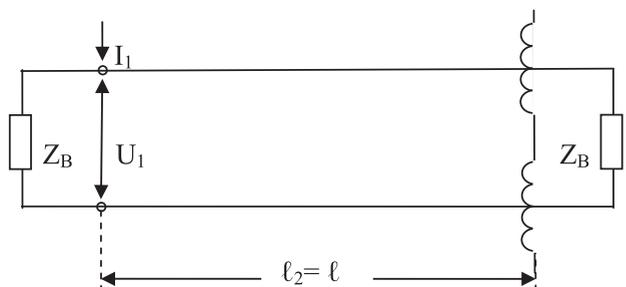


Рисунок 4 — Схема замещения рельсовой цепи с токовым путевым приемником

$$U_1 = AU_2 + B \cdot U_2 / Z_{КП}; \quad I_1 = CU_2 + D \cdot U_2 / Z_{КП}. \quad (11)$$

На питающем конце

$$U_{ПЭ} = U_1 + I_1 \cdot Z_{ОЭ}. \quad (12)$$

Подставив в уравнение (12) вместо  $U_1$  и  $I_1$  их значения из уравнения (11), получим

$$U_1 = \frac{U_{ПЭ} \times (sh\gamma l + ch\gamma l) \times \times 1}{\times \frac{1 + Z_{ОЭ} (Z_{КП} + 2/Z_B \cdot sh\gamma l) + Z_B}{Z_{КП}}}. \quad (13)$$

Схема замещения, соответствующая уравнению (13), изображена на рис. 5.

На основании представленных уравнений была составлена программа (свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ 2001611209 «Контроль состояния путевых участков», авторы Полевой Ю.И., Полевая Л.В.) и проведены исследования. Исследования показали, что использование неограниченных рельсовых цепей с локомотивным приемником на сети железных дорог возможно. Однако в ходе исследований подтвердились ранее предполагаемые недостатки, в частности: низкая шунтовая чувствительность по локомотивному приемнику при сближении поездов и преждевременное влияние на работу локомотивных устройств сигналов впереди лежащей рельсовой цепи. Указанные недостатки устраняются методами, представленными в работах [2] и [3].

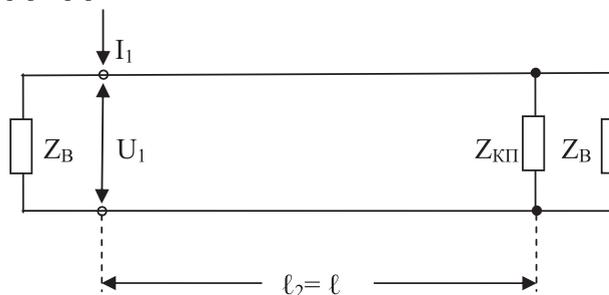


Рисунок 5 — Схема замещения рельсовой цепи с потенциальным путевым приемником

## Литература

1. Брылеев А.М., Полевой Ю.И. Методика расчета шунтового режима неограниченных рельсовых цепей по локомотивному приемнику // Вопросы автоматики на железнодорожном транспорте: Сб. науч. тр. М., МИИТ. 1978. Вып. 584. С. 8 — 13.
2. Брылеева Е.А., Полевой Ю.И. Обеспечение безопасности движения поездов устройствами локомотивной сигнализации // Вопросы автоматического регулирования движения поездов: Сб. науч. тр. М., МИИТ. 1974. Вып. 488. С. 146 — 151.
3. Пат. РФ № 2256578. Способ контроля свободы путевых участков / Ю.И. Полевой. Публ. 2005. БИ № 20.

## ВЛИЯНИЕ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПОПЕРЕЧНОЙ НАГРУЗКИ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ БУКСОВОГО ПОДШИПНИКА ГРУЗОВОГО ВАГОНА

В связи с повышением нагрузки на ось и скорости движения поездов непрерывно возрастают требования к грузоподъемности и долговечности опорных узлов подвижного состава, в частности, букс грузовых вагонов [1].

Цилиндрические роликовые подшипники, широко применяемые в конструкции букс грузовых вагонов, предназначены для восприятия исключительно радиальной нагрузки. Согласно Нормам [2] их долговечность определяется сроком службы  $L_{10}$  до появления признаков усталости на роликах и дорожках качения, выраженным в числе оборотов, по формуле (1):

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_3} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (1)$$

где  $C_r$  — динамическая грузоподъемность подшипника, кН;  $P_3$  — эквивалентная нагрузка на подшипник, кН, которая для цилиндрического роликового подшипника определяется как

$$P_3 = F_r K_T K_B, \quad (2)$$

где  $F_r$  — средняя радиальная нагрузка на подшипник, кН;  $K_T$  — температурный коэффициент;  $K_B$  — коэффициент безопасности (динамический).

Таким образом, существующий расчет усталостной долговечности буксовых подшипников учитывает воздействие только радиальной нагрузки.

Результаты анализа эксплуатации цилиндрических роликовых подшипников на сети российских железных дорог показывают, что наиболее распространенные неисправности, выявляемые в буксах с цилиндрическими роликовыми подшипниками, обусловлены воздействием горизонтальной поперечной нагрузки. К таким неисправностям относятся надирь типа «елочка», риски на торцах роликов и бортах колец, трещины и отколы бортов колец [3].

Воздействие горизонтальной поперечной нагрузки на буксовые подшипники обуславливает ряд причин ухудшения условий их работы и снижения их долговечности.

Во-первых, часть горизонтальной поперечной нагрузки  $\Delta F_a$  (рис. 1) создает моменты, стремящиеся опрокинуть ролик в вертикальной плоскости, при этом часть образующей ролика и часть дорожки качения подвергаются воздействию дополнительной радиальной нагрузки  $\Delta F_r(F_a)$ , кН, которая не учитывается при расчете эквивалентной нагрузки на подшипник по формуле (2). Дополнительная нагрузка  $\Delta F_r(F_a)$ , кН, определяется по формуле (3)

$$\Delta F_r(F_a) = \frac{3F_a \left( 2r_p - \frac{3}{2}h_b \right)}{8nl_{eff}}, \quad (3)$$

где  $F_a$  — средняя горизонтальная поперечная нагрузка на подшипник, которая рассчитывается как

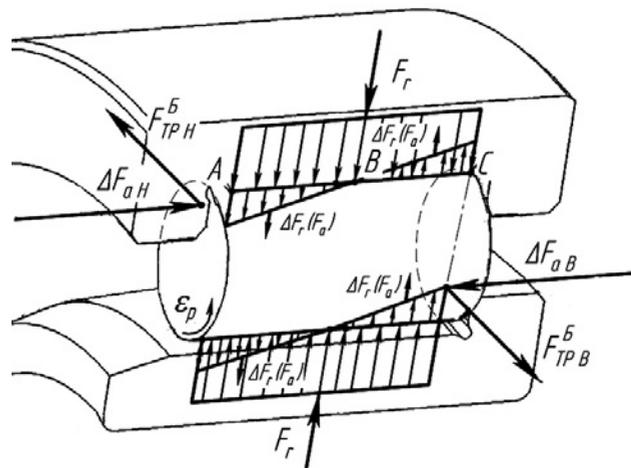


Рисунок 1 — Расчетная схема динамической нагруженности ролика

$$F_a = 3,33 \sqrt{p_{np} F_{anp}^{3,33} + p_{kp} F_{akp}^{3,33}}, \quad (4)$$

где  $p_{np}, p_{kp}$  — повторяемость нагрузки на буксовый подшипник в прямых и кривых участках пути соответственно;

$F_{anp}, F_{akp}$  — средняя горизонтальная поперечная нагрузка на буксовый подшипник в прямых и кривых участках пути соответственно, кН;

$r_p$  — радиус ролика, мм;

$h_b$  — высота бортика кольца подшипника, мм;

$n$  — число тел качения, воспринимающих горизонтальную поперечную нагрузку,

$l_{eff}$  — фактическая длина контакта образующей ролика с дорожкой качения кольца, мм;

С учетом дополнительной радиальной нагрузки  $\Delta F_r(F_a)$  от опрокидывания тел качения уточненная эквивалентная нагрузка на подшипник  $P'_3$  составляет

$$P'_3 = (F_r + \Delta F_r(F_a)) K_T K_B, \quad (5)$$

тогда уточненную долговечность подшипника  $L'_{10}$ , млн об., можно определить по формуле (6)

$$L'_{10} = \left( \frac{C_r}{P'_3} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (6)$$



а снижение долговечности  $\Delta L_{10r}$ , %, с учетом опрокидывания тел качения — по формуле (7)

$$\Delta L_{10} = \frac{L_{10} - L'_{10}}{L_{10}} \cdot 100\% \quad (7)$$

Результаты расчета снижения долговечности буксовых подшипников  $\Delta L_{10r}$ , %, под воздействием радиальной перегрузки  $\Delta F_r(F_a)$ , кН, от опрокидывания тел качения под воздействием горизонтальной поперечной нагрузки приведены в табл. 1. Расчет выполнен для подшипника в буксе грузового вагона на тележках модели 18-100 с нагрузкой на ось 235 кН (23,5 тс) для двух вариантов соотношения прямых и кривых участков пути. Доли пробега вагона в груженом и порожнем состоянии приняты равными соответственно  $p_{гр}=0,7$ ,  $p_{пор}=0,3$ .

Таблица 1 — Результаты расчета снижения долговечности буксовых подшипников  $\Delta L_{10r}$ , % от опрокидывания тел качения

Скорость движения поезда, км/ч	Перегрузка от опрокидывания тел качения $\Delta F_r(F_a)$ , кН	Снижение долговечности подшипника $\Delta L_{10r}$ , %
При $p_{гр}=0,375$ , $p_{пор}=0,125$		
80	1,63	11
90	1,82	12
100	1,94	13
110	2,02	14
При $p_{гр}=0,3$ , $p_{пор}=0,2$		
80	1,73	12
90	1,92	13
100	2,04	14
110	2,12	15

Расчет снижения долговечности от опрокидывания тел качения выполнен с принятием следующих допущений:

- 1) радиальная нагрузка  $F_r$  поровну распределена между двумя подшипниками в буксе;
- 2) в восприятии радиальной нагрузки  $F_r$  участвует вся длина образующей ролика;
- 3) горизонтальная поперечная нагрузка  $F_a$  воспринимается всеми телами качения подшипника;
- 4) в восприятии горизонтальной поперечной нагрузки  $F_a$  участвует вся поверхность соприкосновения торцов роликов с бортами колец.

С учетом реальных условий эксплуатации можно сделать существенные замечания по каждому из принятых допущений:

- 1) распределение радиальной нагрузки  $F_r$  между двумя подшипниками в буксе в большинстве случаев неравномерно вследствие неравномерного износа опорных поверхностей и направляющих корпуса буксы и боковой рамы тележки и неравномерной загрузки вагона;
- 2) опрокидывание тел качения приводит к частичной разгрузке образующей ролика на участке ВС с соответствующим уменьшением фактической длины контакта  $l_{эф}$  и повышением дополнительной нагрузки  $\Delta F_r(F_a)$ ;
- 3) наличие перекосов в подшипнике приводит к тому, что в восприятии горизонтальной поперечной нагрузки участвует лишь часть роликов, давление на торцы которых при этом

существенно возрастает, а ролики, наиболее нагруженные радиально, подвергаются повышенным опрокидывающим моментам;

4) восприятие горизонтальной поперечной нагрузки затруднено, как было упомянуто выше, наличием переменных сил трения скольжения, тормозящих ролик и разворачивающих его в горизонтальной плоскости. При этом кромка торца ролика срезает слой смазочного материала, и дальнейшее действие ролика на кольцо подшипника, аналогичное действию резца, сопровождается интенсивным выделением тепла и ускоренным развитием наиболее распространенных дефектов буксовых подшипников.

Замечания к принятым допущениям позволяют сделать вывод, что перечисленные факторы, с трудом поддающиеся аналитической оценке, приводят к еще более значительному снижению фактической долговечности цилиндрических буксовых подшипников. С ростом скорости движения воздействие повышенных значений горизонтальной поперечной нагрузки создает крайне неблагоприятные условия работы буксового подшипника, тела качения которого подвергаются перекосу в двух плоскостях в условиях трения скольжения при недостаточной смазке.

Следует отметить, что двухрядные конические подшипники, опытные партии которых проходят в настоящее время эксплуатационные испытания на российских железных дорогах, также недостаточно эффективно воспринимают горизонтальную поперечную нагрузку. Конические подшипники требуют высокой точности изготовления и малых осевых зазоров, которые выбираются вследствие температурного расширения материала ролика в процессе трения торца о борт внутреннего кольца под действием горизонтальной поперечной нагрузки. В результате возникают дефекты, аналогичные дефектам цилиндрических роликовых подшипников [4].

С целью улучшения условий работы буксовых подшипников и повышения их долговечности предлагается прием раздельного восприятия радиальной и горизонтальной поперечной нагрузки разными элементами буксы. Принципиальная схема этого приема представлена на рис. 2.

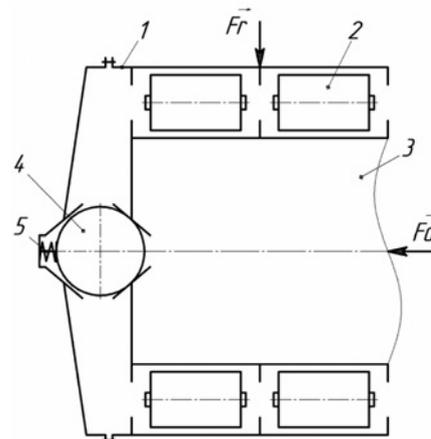


Рисунок 2 — Принципиальная схема буксы с раздельным восприятием составляющих комбинированной нагрузки: 1 — корпус; 2 — цилиндрический роликовый подшипник; 3 — ось; 4 — шаровый подпятник; 5 — прижимной упор



Минимальным контактным напряжениям соответствуют вогнутые сферические опорные поверхности, радиус которых составляет 1,01-1,02 от радиуса шара.

Подпятник 4 воспринимает горизонтальную поперечную нагрузку и разгружает от нее роликоподшипники 2. При этом расчет усталостной долговечности по формуле (1) становится правомерным, то есть соответствует динамической нагруженности подшипника.

Отсутствие горизонтальной поперечной нагрузки создает возможность введения в конструкцию буксы двухрядного роликового подшипника с безбортовыми кольцами (рис. 3), который за счет исключения разноразмерности элементов и повышенной точности имеет более высокую динамическую грузоподъемность по сравнению с двумя типовыми подшипниками.

На основе предложенной принципиальной схемы разработана модернизированная конструкция буксы грузового вагона с шаровым подпятником и двухрядным роликоподшип-

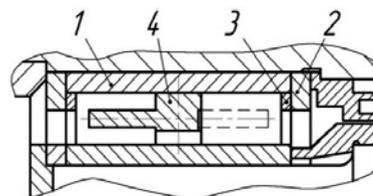


Рисунок 3 — Двухрядный роликовый подшипник с безбортовыми кольцами: 1 — безбортовое кольцо; 2 — приставное кольцо; 3 — направляющее кольцо; 4-сепаратор

ником, с сохранением типовой конфигурации корпуса буксы и торцевого крепления подшипников [5,6].

Применение модернизированной буксы грузового вагона позволяет устранить причины основных неисправностей буксовых подшипников грузовых вагонов, что способствует существенному повышению их динамической грузоподъемности и долговечности с соответствующей экономией эксплуатационных расходов.

## Литература

1. Гапанович В.А. Белая книга ОАО «РЖД»: Стратегические направления научно-технического развития компании // Железнодорожный транспорт. 2007. № 8. С. 2 — 6.
2. Нормы расчета и проектирования грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм Российской Федерации. М.: ФГУП ВНИИЖТ — ФГУП ГосНИИВ, 2004. 212 с.
3. Богинский, О.И. Укреплять безопасность движения // Вагоны и вагонное хозяйство. 2007. № 4. С. 10 — 13.
4. Сергеев К.А., Францев А.Н. Повышение работоспособности буксового узла с кассетным подшипником // Железнодорожный транспорт. 2008. № 7. С. 58 — 62.
5. Пат. 65007 Российская Федерация, МПК В 61 F 15/12. Букса с цилиндрическим роликоподшипником и шаровым подпятником / А.В. Бородин, Ю.А. Иванова, Г.П. Здор.; № 2007103839; заявл. 31.01.07; опубл. 27.07.2007. Бюл. № 21. — 2 с.: ил.
6. Пат. 65008 Российская Федерация, МПК В 61 F 15/12. Букса с цилиндрическим роликоподшипником / А.В. Бородин, Ю.А. Иванова; — № 2007112328; заявл. 02.04.07; опубл. 27.07.2007. Бюл. № 21. — 2 с.: ил.



## АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ НЕСИММЕТРИЧНОГО РАЗМЕЩЕНИЯ ОБЩЕГО ЦЕНТРА МАСС ГРУЗОВ В ВАГОНАХ

В статье изложены результаты аналитического обоснования технологии размещения грузов в вагоне при движении подвижного состава по волнам неровности пути. Получены конечные аналитические формулы для определения реакции комплектов пружин тележек вагона при одновременном смещении общего центра масс груза как вдоль, так и поперек вагона, которые позволяют обосновать технологию размещения грузов по допустимому значению коэффициента вертикальной динамической добавки вагона.

**Актуальность темы.** Для исключения случаев появления потенциально опасных ситуаций, создающих угрозу безопасности движения грузовых поездов, и для обеспечения сохранности перевозимых на открытом подвижном составе (платформы, полувагоны и транспортеры) различного рода грузов с плоским основанием и цилиндрической формы практически важной является разработка научно обоснованных технологий их рационального размещения и крепления.

Общеизвестно [1], что существуют следующие технологии размещения грузов с плоскими основаниями на открытом подвижном составе (ОПС):

- симметричное размещение общего центра масс груза ( $\text{ЦМ}_{\text{гр}}^{\circ}$ ) относительно продольной ( $l_{\text{см}}$ ) и поперечной ( $b_{\text{см}}$ ) осей симметрии вагона (т. е.  $l_{\text{см}} = b_{\text{см}} = 0$ );

- несимметричное размещение со смещением  $\text{ЦМ}_{\text{гр}}^{\circ}$  относительно поперечной оси симметрии вагона (т. е.  $l_{\text{см}} > 0$ , а  $b_{\text{см}} = 0$ ), что соответствует смещению  $\text{ЦМ}_{\text{гр}}^{\circ}$  вдоль вагона;

- несимметричное размещение со смещением  $\text{ЦМ}_{\text{гр}}^{\circ}$  относительно продольной оси симметрии вагона (т. е.  $l_{\text{см}} = 0$ , а  $b_{\text{см}} > 0$ ), что соответствует смещению  $\text{ЦМ}_{\text{гр}}^{\circ}$  поперек вагона;

- несимметричное размещение с одновременным смещением  $\text{ЦМ}_{\text{гр}}^{\circ}$  относительно продольной и поперечной осей симметрии вагона (т. е.  $l_{\text{см}} > 0$ , а  $b_{\text{см}} > 0$ ), что соответствует смещению  $\text{ЦМ}_{\text{гр}}^{\circ}$  как вдоль, так и поперек вагона;

- каждая из перечисленных технологий предусматривает размещение грузов в вагоне посредством подкладок или без подкладок при отсутствии или наличии монтажных (или грузовых) петель у грузов;

- каждая из перечисленных технологий предусматривает размещение штабельных грузов стопами в вагоне без подкладок непосредственно на пол вагона при наличии таких петель;

- размещение грузов в вагоне, у которых общая высота центра масс над УГР ( $H_{\text{см}}^{\circ}$ ) превышает 2 300 мм, осуществляются разработкой, например, металлических кассет различных конструкций и др.

Также общеизвестно, что существуют следующие технологии размещения грузов цилиндрической формы на открытом подвижном составе (ОПС):

- симметричное или несимметричное размещение общего центра масс груза ( $\text{ЦМ}_{\text{гр}}^{\circ}$ ) относительно продольной и поперечной осей симметрии вагона (т. е.  $l_{\text{см}} \geq 0$ ,  $b_{\text{см}} \geq 0$ ) так же, как и грузов с плоскими основаниями;

- симметричное или несимметричное размещение грузов как вдоль, так и поперек вагона без подкладок непосредственно на пол вагона при наличии или отсутствии грузовых петель у грузов;

- симметричное или несимметричное размещение грузов как вдоль, так и поперек вагона через подкладки с вырубками при наличии или отсутствии грузовых петель у грузов;

- симметричное или несимметричное размещение грузов на специальные устройства, например: на упорные рамки из дерева и металлические пластины с упорами различных конструкций, размещаемые между грузом и полом вагона, а также распорные рамки из дерева, размещаемые между грузами, грузами и торцовыми бортами (или стенками) вагона. Такие конструкции могут быть жестко соединены с увязочными устройствами (или стоечными скобами) вагона и др.

Согласно п. 4.3 Приложение 14 к СМГС, как правило, все грузы на ОПС должны быть размещены по первой технологии (симметричное размещение  $\text{ЦМ}_{\text{гр}}^{\circ}$  относительно осей симметрии вагона). В случаях, когда данная технология неосуществима по ряду причин, т. е. геометрические параметры груза, а также условия размещения и крепления груза таковы, что невозможно вписывание груза в габарит погрузки, используют остальные технологии размещения грузов в вагоне. Однако существующие технологии размещения грузов на ОПС до сих пор аналитически не обоснованы.

**Постановка задачи.** Считая раму вагона как абсолютно твердое тело (т. е. неизгибаемой) и пренебрегая ее поворотом за счет деформаций комплектов пружин, установить ограничения на значения смещения общего центра тяжести груза как вдоль [ $xM$ ] (в сторону передней тележки), так и поперек [ $yM$ ] (в сторону наружной рельсовой нити) вагона по критерию либо отклонения равнодействующих сил комплектов пружин тележек не более чем 25% от среднего значения веса механической системы «груз — рама вагона — надрессорная балка», либо допустимого значения коэффициента вертикальной динамической добавки вагона  $k_{\text{дд}}$  [2].

**Методы решения.** Воспользуемся теоремой о равнодействующей плоской системы сил (теорема Вариньона) и понятием центра тяжести механической системы «груз — рама вагона — надрессорная балка», поскольку устойчивость вагона определяется положением центра тяжести системы  $\text{ЦТ}_{\text{гр}}$  а не груза  $\text{ЦТ}_{\text{гр}}^{\circ}$  [3, 4].



**Принятые допущения.** Началом координат считаем  $O$ , совпадающим с центром пересечения осей симметрии вагона, т.е. в центре пола вагона. Ось  $Ox$  направим вдоль вагона,  $Oy$  — поперек вагона,  $Oz$  так, как показано на рис. 1.

На рис. 1 обозначены:  $G_{гр}^o$  — общий вес груза (для штучных грузов вес груза  $G$ );  $G_c = Q_c$  — сила тяжести механической системы «груз — рама вагона — надрессорная балка»;  $\bar{a}_{ez}$  — вертикальное переносное ускорение любой точки системы «груз — рама вагона — надрессорная балка»;  $I_{ez}$  — вертикальная переносная сила инерции;  $xM$  и  $yM$  — смещения общего центра масс груза ЦМ<sub>гр</sub><sup>o</sup> относительно поперечной и продольной осей симметрии вагона.

Предположим, что все точки системы «груз — рама вагона — надрессорная балка» движутся вертикальным переносным ускорением  $\bar{a}_{ez}$  появляющимся из-за волны неровности пути.

Изложим причину появления вертикальной переносной силы инерции [5]. Возникновение переносного ускорения вагона с грузом по вертикальной оси  $\bar{a}_{ez}$  объясняется наличием упругих элементов (комплектов пружин) между боковыми рамами и надрессорными балками и состоянием пути, по волнам неровностей которого движется поезд. По этим причинам и возникает вертикальная переносная сила инерции  $\bar{I}_{ez}$ , воспринимаемая упругими элементами креплений груза.

Таким образом, учет переносного ускорения вагона с грузом по вертикальной оси в математической модели будет имитировать явление «подпрыгивания вагона с грузом» из-за движения подвижного состава по волнам неровности пути, высота которой зависит от соблюдения норм содержания пути. При этом будет учтено взаимодействие механической системы «путь — вагон — груз — крепление» в вертикальном направлении при любом отклонении от норм содержания пути.

При выполнении расчета по определению неизвестных внешних реакций связей вертикальную переносную силу инерции  $\bar{I}_{ez}$  для груженых вагонов находят по максимальному нормированному значению ускорения по вертикальной  $\bar{a}_z = \bar{a}_{ez}$  оси [2], возникающему при движении вагона на перегоне  $a_{ez} = (0,46 - 0,66)g$ . При несоблюдении норм содержания

пути величина ускорения может значительно превысить допустимое значение.

Переносная сила инерции является активной силой, поскольку, начав действовать на покоящееся тело, может привести его в движение.

Силу  $\bar{I}_{ez}$  условно прикладывают к центру масс  $C$  (на рис. 1 не показан) груза, и ее воздействие испытывают внешние связи в виде пола вагона, гибких упругих (растяжка и обвязка) и упорных (деревянные бруски) средств креплений (или устройств обеспечения безопасности перевозок грузов).

При определении направления переносной силы инерции следует учитывать неблагоприятные случаи. Если учитывать направление силы инерции, то неблагоприятным случаем для комплектов пружин тележек является случай, когда вертикальное переносное ускорение  $\bar{a}_{ez}$  направлено вверх [4]. В этом случае комплекты пружин, расположенные по направлению смещения центра масс груза, окажутся перегруженными дополнительной вертикальной переносной силой инерции  $\bar{I}_{ez}$ . В расчетной модели переносную силу инерции  $\bar{I}_{ez}$  направляют от объекта.

Пусть общий центр масс груза ЦМ<sub>гр</sub><sup>o</sup> имеет координаты  $x_M = xM$  (в сторону передней тележки) и  $y_M = yM$  (в сторону наружной рельсовой нити), равные сдвигу груза как вдоль, так и поперек вагона. Силы упругости комплектов пружин тележки  $\bar{F}_i$  в виде реакции связей  $R_A$  и  $R_B$ ,  $R_C$  и  $R_D$  определим для случая, когда общий центр масс системы «груз — рама вагона — надрессорная балка» имеет координаты  $x_C = xC$  и  $y_C = yC$  (которые на рис. 1 не показаны), а общий центр масс груза ЦМ<sub>гр</sub><sup>o</sup> смещен относительно продольной и поперечной осей симметрии вагона на величины  $xM$  и  $yM$ .

Центр масс механической системы «груз — рама вагона — надрессорная балка» ЦМ<sub>с</sub> согласно теореме о равнодействующей плоской системы сил (теорема Вариньона), при заданных значениях расположения (сдвиг) груза вдоль вагона (в сторону передней тележки) на величину  $x_M = xM$  и поперек вагона (в сторону наружной рельсовой нити)  $y_M = yM$ , определяется формулами:

$$x_c = xC = xM \frac{G_{гр}^o}{Q_c}; \quad (1)$$

$$y_c = yC = yM \frac{G_{гр}^o}{Q_c}, \quad (2)$$

где  $G_{гр}^o$  — общий вес груза (для штучных грузов вес груза —  $G$ ), кН;

$Q_c$  — сила тяжести (давление) механической системы «груз — рама вагона — надрессорная балка» с учетом ускоренности движения вагона по волнам неровности пути (т. е. в динамике)

$$Q_c = Q_{ст} + (I_{ez} + I_{ezрв} + 2I_{ezнб}), \quad (3)$$

где  $Q_{ст}$  — статическая нагрузка на комплекты пружин тележек от воздействия силы тяжести механической системы «груз — рама вагона — надрессорная балка», кН,

$$Q_{ст} = G_{рв} + 2G_{нб} + G_{гр}^o, \quad (4)$$

$I_{ezрв}$  и  $I_{ezнб}$  — вертикальные переносные силы инерции соответственно рамы вагона и надрессорной балки [5].

Выражение (3) с учетом формулы (4) окончательно представим в виде

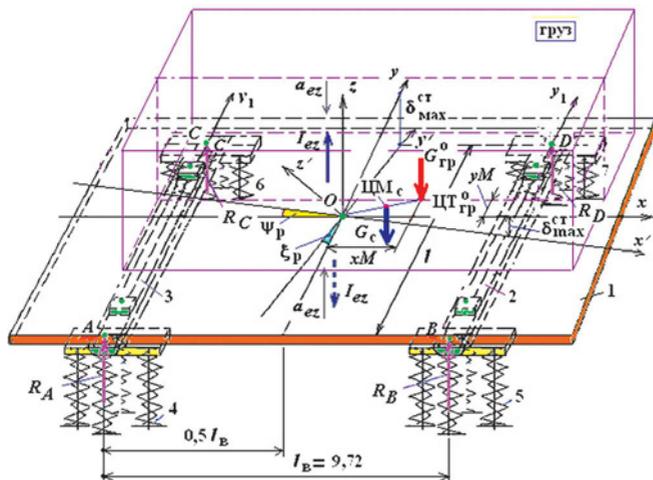


Рисунок 1 — Определение реакции комплектов пружин тележки: 1 — рама вагона, 2 и 3 — надрессорные балки, 4 — 7 — комплекты пружин



$$Q_c = k_d Q_{ct}, \quad (5)$$

где  $k_d$  — коэффициент вертикальной динамики (или квазистатический коэффициент) вагона

$$k_d = 1 + k_{дл} \quad (6)$$

с учетом того, что  $k_{дл}$  — коэффициент вертикальной динамической добавки (или доля вертикального переносного ускорения по отношению к  $g$ ) вагона

$$k_{дл} = \frac{a_{ez}}{g}. \quad (7)$$

В дальнейшем будем иметь в виду, что реакция каждого комплекта пружин тележек равна

$$R_{ct} = \frac{Q_{ct}}{4}, \quad (8)$$

где 4 — общее количество комплектов пружин в тележках вагона.

Рассмотрим несимметричное размещение штучных грузов относительно продольной и поперечной осей симметрии вагона, например, в сторону опор  $B$  и  $D$  на величины  $xM$  и  $yM$ . Расположение общего центра масс груза  $\text{ЦМ}_{гр}^o$  относительно поперечной  $xM$  и продольной  $yM$  осей симметрии вагона (м) принимают в зависимости от веса груза и высоты общего центра масс вагона с грузом над УГР по табл. 9 и 10 Приложения 14 к СМГС. Так, например, для веса груза  $G = 294,3$  кН (30 тс) и высоты общего центра масс вагона с грузом над УГР 2,3 м —  $xM = 1\,440$  и  $yM = 280$  мм.

При этом рама вагона и надрессорные балки передней и задней тележки из-за смещения центра масс  $\text{ЦМ}_{гр}^o$  механической системы «груз — рама вагона» будут наклонены в сторону этой опоры на углы  $\xi_p$  и  $\zeta_p$ , перегружая комплекты пружин опоры  $A$  и  $B$  (или  $C$  и  $D$ ) и разгружая такие же пружины опоры  $B$  и  $D$  (или  $A$  и  $C$ ). В таком наклоненном положении рамы вагона с грузом и надрессорных балок будет находиться вагон с грузом в составе поезда (рис. 2).

Угол наклона рамы вагона с грузом от смещения  $\text{ЦМ}_{гр}^o$  относительно поперечной и продольной осей симметрии вагона определяют по формулам:

$$\xi = \arctg\left(\frac{\delta_{zl}}{xM}\right); \quad \zeta = \arctg\left(\frac{\delta_{zb}}{yM}\right), \quad (9)$$

где  $\delta_{zl}$  и  $\delta_{zb}$  — значения статического прогиба комплектов пружин в зависимости от общего веса груза  $G_{гр}^o$  приложенного по продольной и поперечной оси вагона, и определяемые экспериментально, мм (будем иметь в виду, что допустимое значение  $\delta_{ct} = 46$  — 50 мм).

Пусть рама платформы с грузом через скользящие и подпятники опирается на передние 2 и задние 3 надрессорные балки тележек. Считаем, что силы тяжести груза, рамы вагона и надрессорных балок с учетом вертикальной переносной силы инерции  $\bar{I}_{ez}$  являются силой, действующей со стороны механической системы «груз — рама вагона — надрессорная балка» на комплекты пружин тележек в виде  $Q_c$ .

В этом случае на комплекты пружин тележек будут действовать силы давления  $Q_c$ , точка приложения которых определяется координатами центра масс  $x_c = xC$  и  $y_c = yC$ , в результате чего появляются реакции комплектов пружин тележек 4 — 7 в виде  $R_A$  и  $R_B$ ,  $R_C$  и  $R_D$ . Эти реакции связей должны незначительно отличаться от  $Q_c/4$ .

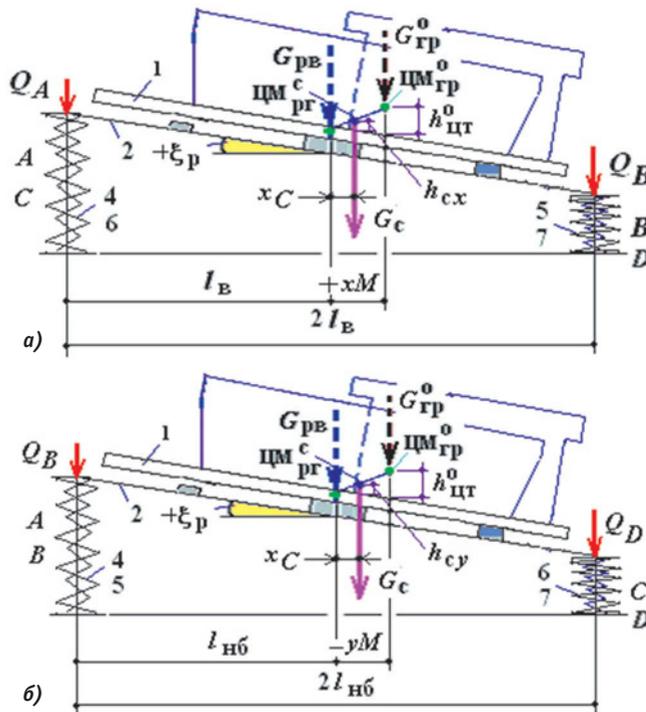


Рисунок 2 — Перераспределение силы давления рамы вагона на комплекты пружин тележек: а — при сдвиге груза вдоль вагона; б — при сдвиге груза поперек вагона

Такой метод рассмотрения центра масс механической системы «груз — рама вагона — надрессорная балка» более общий [3], поскольку устойчивость вагона определяется положением центра масс системы  $\text{ЦМ}_c$ , а не груза  $\text{ЦМ}_{гр}^o$ .

**Решение.** Рассмотрим условия равновесия пространственной системы параллельных сил:

$$\sum_{k=1}^n F_{kz} = 0: R_A + R_B + R_C + R_D - Q_c \cos \xi \cos \zeta = 0; \quad (10)$$

$$\sum_{k=1}^n m_x(\bar{F}_k) = 0: (R_C + R_D)l - (R_A + R_B)l - Q_c \cos \zeta y_c - Q_c \sin \zeta h_{cy} = 0; \quad (11)$$

$$\sum_{k=1}^n m_y(\bar{F}_k) = 0: (R_A + R_C)l_b - (R_B + R_D)l_b + Q_c \cos \xi x_c + Q_c \sin \xi h_{cx} = 0, \quad (12)$$

где  $l = l_{нб}$  — половина длины надрессорной балки, м ( $2l_{нб} = 2,036$  м);  $l_b$  — половина базы вагона, м ( $2l_b = 9,72$  м);

$h_{cx}$  и  $h_{cy}$  — высота приложения центра масс системы ( $\text{ЦМ}_c$ ) соответственно по продольной и поперечной оси вагона, м

$$h_{cx} = h_{ct}^o \frac{x_c}{xM}; \quad h_{cy} = h_{ct}^o \frac{y_c}{yM} \quad (13)$$

с учетом того, что  $h_{ct}^o$  — высота приложения общего центра масс груза ( $\text{ЦМ}_{гр}^o$ ) над полом вагона, выбираемая в зависимости от общего веса груза ( $G_{гр}^o = G$ ) и  $\text{ЦМ}_{гр}^o$  над УГР, м (см. рис. 2 а, б)

$$h_{ct}^o = \frac{H_{ct}^o(G + G_T) - G_T h_T}{G} \quad (14)$$

Здесь  $H_{ct}^o$  — высота  $\text{ЦМ}_{гр}^o$  над УГР, допустимые значения которой в зависимости от общего веса груза ( $G_{гр}^o = G$ ) принимают по табл. 10 Приложения 14 к СМГС, м. Например, если  $G_{гр}^o \leq 100$  кН, то  $H_{ct}^o$  принимают 1,2; 1,5 и 2 м; если  $300 \leq G_{гр}^o \leq 550$  кН, то

$H_{\text{цт}}^0$  — 1,2; 1,5; 2 и 2,3 м; если  $550 \leq G_{\text{гр}}^0 \leq 670$  кН, то  $H_{\text{цт}}^0$  — 1,5; 2 и 2,3 м; если  $G_{\text{гр}}^0 \geq 670$  кН, то  $H_{\text{цт}}^0 \leq 2,3$  м.

Составленная система из трех уравнений содержит четыре неизвестных. Задача является статически неопределенной.

Для решения такой задачи, считая раму вагона как абсолютно тверде тело, определяем перемещение центра рамы вагона, которое можно выразить через деформации (прогибы)  $\delta_i$  (мм) диагонально противоположных комплектов пружин тележек. Исходя из этого, записывая условие совместности деформации комплектов пружин тележек вагона и используя физическое уравнение, связывающее силу и перемещения (закон Гука), получим дополнительное к уже составленным трем уравнениям равновесия (10) — (12) четвертое уравнение

$$R_A + R_D = R_B + R_C. \quad (15)$$

Таким образом, для определения реакции комплектов пружин тележки 4—7 в виде  $R_A$  и  $R_B$ ,  $R_C$  и  $R_D$  будем иметь следующую систему четырех линейных алгебраических уравнений:

$$\begin{aligned} R_A + R_B + R_C + R_D &= Q_c \cos \xi \cos \zeta; \\ (R_C + R_D)l - (R_A + R_B)l &= Q_c \cos \zeta y_c + Q_c \sin \zeta h_{\text{cy}}; \\ (R_A + R_C)l_b - (R_B + R_D)l_b &= -Q_c \cos \xi x_c - Q_c \sin \xi h_{\text{cx}}, \\ R_A - R_B - R_C + R_D &= 0, \\ R_A - R_B - R_C + R_D &= 0. \end{aligned} \quad (16)$$

Решение системы линейных алгебраических уравнений (16) для определения реакции комплектов пружин тележек  $R_A$  и  $R_B$ ,  $R_C$  и  $R_D$  аналитическим (символическим) способом в вычислительной среде MathCAD [6] после элементарных математических выкладок окончательно представим в виде:

$$R_A := \frac{Q_c}{4} \left\{ \cos \xi \cdot \cos \zeta - \frac{\cos \xi \cdot x_c + \sin \zeta \cdot h_{\text{cx}}}{l_b} - \frac{\cos \zeta \cdot y_c + \sin \zeta \cdot h_{\text{cy}}}{l} \right\}; \quad (17)$$

$$R_B := \frac{Q_c}{4} \left\{ \cos \xi \cdot \cos \zeta + \frac{\cos \xi \cdot x_c + \sin \zeta \cdot h_{\text{cx}}}{l_b} - \frac{\cos \zeta \cdot y_c + \sin \zeta \cdot h_{\text{cy}}}{l} \right\}; \quad (18)$$

$$R_C := \frac{Q_c}{4} \left\{ \cos \xi \cdot \cos \zeta - \frac{\cos \xi \cdot x_c + \sin \zeta \cdot h_{\text{cx}}}{l_b} + \frac{\cos \zeta \cdot y_c + \sin \zeta \cdot h_{\text{cy}}}{l} \right\}; \quad (19)$$

$$R_D := \frac{Q_c}{4} \left\{ \cos \xi \cdot \cos \zeta + \frac{\cos \xi \cdot x_c + \sin \zeta \cdot h_{\text{cx}}}{l_b} + \frac{\cos \zeta \cdot y_c + \sin \zeta \cdot h_{\text{cy}}}{l} \right\}; \quad (20)$$

**Анализ полученных результатов.** Отсюда очевидно, что при положительных значениях смещений центра масс груза как вдоль, так и поперек вагона  $x_C = xC$  и  $y_C = yC$  (что равносильно сдвигу  $xM$  груза как вдоль, так и поперек  $yM$  вагона) реакции комплектов пружин тележки  $R_A$  и  $R_C$ , расположенных с противоположной сдвигу груза стороны вагона, минимальны, а расположенных на стороне сдвига груза  $R_B$  и  $R_D$ , — максимальны, что соответствует действительности, поскольку комплекты пружин  $B$  и  $D$  перегружены, а  $A$  и  $C$  — разгружены. В меньшую сторону наиболее отклоняются от среднего значения  $Q_c/4$  реакции  $R_A$  и  $R_C$ , а в большую сторону —  $R_B$  и  $R_D$ .

Поперечная устойчивость вагона с грузом, согласно техническим условиям размещения и крепления грузов в вагонах (ТУ), в зависимости от веса груза  $G$  и высоты его центра масс  $H_{\text{цт}}^0$  относительно уровня головок рельса (УГР) требует более жестких ограничений. Поэтому, потребовав, чтобы, например, отклонения реакции  $R_A$  и  $R_B$ ,  $R_C$  и  $R_D$  не превосходили среднее значение более, чем на 25% или же по допустимому значению

коэффициента вертикальной динамической добавки вагона  $k_{\text{дл}}$  с использованием выведенных формул можно установить предельные значения сдвига груза как вдоль  $[xM]$ , так и поперек  $[yM]$  вагона в зависимости от его веса при фиксированном значении  $H_{\text{цт}}^0$ , т. е.  $xM = f(G)$  и  $yM = f(G)$ .

Коэффициенты вертикальной динамической добавки вагона  $k_{\text{дл}}$  комплектов пружин  $A$  (или  $C$ ) и  $B$  (или  $D$ ) определим по формулам:

$$k_{\text{дл}A} = \frac{R_A - R_{\text{ст}}}{R_{\text{ст}}}; \quad k_{\text{дл}B} = \frac{R_B - R_{\text{ст}}}{R_{\text{ст}}}, \quad (21)$$

где  $R_{\text{ст}}$  — статическая нагрузка, приложенная на комплекты пружин тележек при отсутствии вертикальных переносных сил инерции, т. е. при  $a_z = 0$  (см. формулу (8)).

**Пример расчета.** Исходные данные при смещении груза как вдоль, так и поперек вагона величины  $xM$  и  $yM$  следующие:  $G = 294,3$  — вес груза, кН;  $G_T = 215,82$  — вес тары вагона, кН;  $h_T = 0,8$  — высота центра масс порожнего вагона, м;  $H_{\text{цт}}^0 = 1,2$  — высота общего центра масс груза над УГР (табл. 9 Приложения 14 к СМГС), м;  $h_{\text{цт}0} = 1,493$  — высота центра масс груза над полом вагона (формула (14)), м;  $G_{\text{пв}} = 117,72$  — вес рамы вагона, кН;  $G_{\text{нб}} = 4,415$  — вес наддрессорной балки, кН.

Кинематическое возмущение, передаваемое на груз со стороны пути на вагон  $a_{\text{вз}} = 0,46g = 4,513$ , — переносное ускорение по вертикальной оси,  $\text{м/с}^2$ .

Вертикальные переносные силы инерции, кН:  $I_{\text{вз}} = 135,378$  — груза;  $I_{\text{взпв}} = 54,15$  — рамы вагона;  $I_{\text{взнб}} = 12,03$  — наддрессорной балки.

Статическое давление на комплекты пружин тележек со стороны механической системы «путь — наддрессорная балка — рама вагона — груз» —  $Q_{\text{ст}} = 420,85$  кН (формула (4)). Статическая реакция одного комплекта пружин —  $R_{\text{ст}} = 105,21$  кН (формула (8)). Коэффициент вертикальной динамической добавки вагона —  $k_{\text{дл}} = 0,46$  (формула (7)). Динамическое давление на комплекты пружин тележек со стороны механической системы «путь — наддрессорная балка — рама вагона — груз» —  $Q_c = 153,61$  кН (формула (5)).

Смещение центра масс системы как вдоль, так и поперек вагона —  $x_c = 0,69$  и  $y_c = 0,134$  м (формулы (1) и (2)) при  $xM = 1,44$  и  $yM = 0,284$  м для веса груза  $G = 294,3$  кН. Высота расположения центра масс системы —  $h_{\text{cx}} = 0,715$  и  $h_{\text{cy}} = 0,715$  м (формулы (13)). Углы наклона рамы вагона от смещения центра масс груза вдоль и поперек вагона  $\xi = 0,003$  и  $\zeta = 0,014$  рад (формула (9)).

В результате проведенных вычислений получены следующие данные. При положительных значениях сдвига груза весом  $G = 294,3$  кН как вдоль, так и поперек вагона реакции комплектов пружин тележек, расположенных с противоположной сдвигу груза стороны вагона, минимальны ( $R_A = 109,69$  и  $R_C = 153,25$  кН), а, расположенных на стороне сдвига груза — максимальны ( $R_B = 153,94$  и  $R_D = 197,5$  кН), т. е. комплекты пружин  $B$  и  $D$  перегружены, а  $A$  и  $C$  — разгружены.

В частном случае, когда  $\xi = 0$  и  $\zeta = 0$ , реакции комплектов пружин тележек, расположенных с противоположной сдвигу груза стороны вагона, минимальны ( $R_A = 111,57$  и  $R_C = 152$  кН), а расположенных на стороне сдвига груза — максимальны ( $R_B = 155,17$  и  $R_D = 195,65$  кН).



Разница между реакциями комплектов пружин при учете наклона рамы вагона и расположения высоты общего центра масс груза относительно пола вагона —  $h_{\text{цт}}^0$  (т. е. в случае, когда  $\xi \neq 0$  и  $\zeta \neq 0$ ) и без их учета (т. е. когда  $\xi = 0$  и  $\zeta = 0$ ) составляют  $\Delta R_A = 1,86$ ;  $\Delta R_B = 1,23$ ;  $\Delta R_C = 1,2$ ;  $\Delta R_D = 1,84$  кН, т. е. порядка 2%. Результаты выполненных расчетов показали, что при  $1,2 \leq h_{\text{цт}}^0 \leq 2,3$  разница между реакциями комплектов пружин составляет от 2 до 6%.

В связи с этим, в дальнейшем будем вести расчет по нормированию смещений груза вдоль и поперек вагона без учета наклона рамы вагона и расположения высоты общего центра масс груза относительно пола вагона, т. е. при  $\xi = 0$  и  $\zeta = 0$ .

Значение коэффициента вертикальной динамической добавки вагона при минимально допустимом значении вертикального переносного ускорения ( $a_{\text{вз}} = 0,46g$ ) находится в пределах  $0,04 < k_{\text{дл}} < 0,877$ , а в случае, когда  $\xi = 0$  и  $\zeta = 0$  —  $0,06 < k_{\text{дл}} < 0,86$ , что не соответствует его допустимому значению  $[k_{\text{дл}}] = 0,3$  —  $0,6$ . При этом возможно создание угрозы безопасности движения, не обеспечивается сохранность перевозимого груза, что способствует повреждению деталей и узлов подвижного состава, создавая потенциально опасную ситуацию.

Отсюда вытекает важный для практики вывод о том, что при одновременном смещении общего центра масс груза как вдоль, так и поперек вагона приведенные в табл. 9 и 10 Приложения 14 к СМГС ограничения смещений ЦМ<sub>тр</sub><sup>0</sup> не могут быть использованы как допустимые.

**Выводы.** 1. На основе проведенных аналитических исследований выведены ранее неизвестные в теории размещения грузов аналитические формулы для определения реакции комплектов пружин тележек при несимметричном размещении общего центра масс груза одновременно как вдоль, так и поперек вагона в зависимости от сил, воздействующих со стороны системы «груз — рама вагона — надрессорная балка» на комплекты пружин тележек с учетом вертикальной переносной силы инерции, значение сдвига груза как вдоль, так и поперек вагона. Обобщенные аналитические формулы для определения реакции комплектов пружин тележек позволяют оценить их нагрузочную способность в частных случаях, когда общий центр тяжести груза либо смещен вдоль вагона, либо поперек вагона.

2. Поперечная устойчивость вагона с грузом, согласно техническим условиям размещения и крепления грузов в вагонах, в зависимости от среднего значения силы воздействия системы «груз — рама вагона — надрессорная балка» на комплекты пружин с учетом вертикальной переносной силы инерции и высоты его центра тяжести над уровнем головок рельса требует более жестких ограничений. Поэтому, потребовав, чтобы коэффициент вертикальной динамической добавки вагона  $k_{\text{д}}$  находился в пределах допустимого  $0,3 \leq k_{\text{д}} \leq 0,6$ , с использованием выведенных аналитических формул возможно установить предельные значения сдвига груза как вдоль, так и поперек вагона в зависимости от его веса с учетом ускоренности движения вагона при фиксированном значении высоты его центра тяжести относительно УГР.

## Литература

1. Приложение 14 к СМГС. Правила размещения и крепления грузов в вагонах и контейнерах. М.: Планета, 2005. 191 с.
2. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. М.: Транспорт, 1991. 360 с.
3. Комаров К.Л., Яшин А.Ф. Теоретическая механика в задачах железнодорожного транспорта. Новосибирск: Наука, 2004. 296 с.
4. Туранов Х.Т., Бондаренко А.Н. Теоретическая механика в задачах погрузки-выгрузки и перевозки грузов в вагонах. Екатеринбург: УрГУПС, 2006. 453 с.
5. Туранов Х.Т. Размещение и крепление грузов в вагонах. Екатеринбург: УрГУПС, 2007. 365 с.
6. Кирьянов Д. Самоучитель MathCAD 13. СПб.: БХБ-Петербург, 2006. 528 с.

## МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ТРАМВАЙНОГО ВАГОНА

В настоящее время парк трамвайных вагонов города Екатеринбурга, в котором большую часть составляют трамваи чешского производства, практически полностью выработал свой ресурс. Администрациями многих городов были закуплены новые трамвайные вагоны, однако их эксплуатация выявила ряд недоработок, в связи с чем вагоны длительное время находятся в ремонте, в среднем 39,48% от рабочего времени вагона.

Недостаточная степень безотказности трамвайного вагона объясняется несовершенством его проектирования и условиями эксплуатации и ремонта.

Наиболее опасными являются повреждения элементов подвижного состава, отказы которых недопустимы по условиям обеспечения безопасности: отказы колесных пар, рессорных подвесок, рам тележек и т. д.

Обычно в процессе проектирования и при стендовых испытаниях контролируют и определяют электромеханические, магнитные, тепловые и усталостные характеристики, показатели же надежности оцениваются лишь в процессе эксплуатации.

Существующие методики прогнозирования не в полной мере отражают картину надежности трамвайного вагона вследствие различных условий его эксплуатации. Поэтому была разработана методика оценки показателей надежности трамвайного вагона по данным об отказах в эксплуатации (рис. 1).

Для сбора информации о техническом состоянии трамвайных вагонов часто применяют разовые натурные обследования, проводимые при поступлении вагонов в плановые и текущие ремонты [1].

В работах Н.А. Костенко [2] теоретически обоснована возможность достоверной оценки показателей надежности по ре-

зультатам разовых обследований. Это позволяет фиксировать отказы деталей или узлов на протяжении короткого промежутка времени (1-2 года).

Обследование технического состояния трамвайных вагонов осуществлялось.

Выполненное обследование технического состояния трамвайных вагонов при поступлении трамваев в плановый и текущий ремонты показало, что наибольшее количество неисправностей приходится на электрооборудование, кузов и ходовые части (рис. 2).

На рис. 3 и 4 изображены диаграммы отказов кузова и ходовых частей трамвайного вагона.

Статистические данные, полученные при проведении анализа технического состояния несущих элементов кузова трамвайного вагона, представлялись в виде многократно цензурированных выборок, так как в момент обследования большинство объектов находилось в работоспособном состоянии [3] (табл. 1).



Рисунок 1 – Методика прогнозирования надежности трамвайного вагона по данным об отказах в эксплуатации

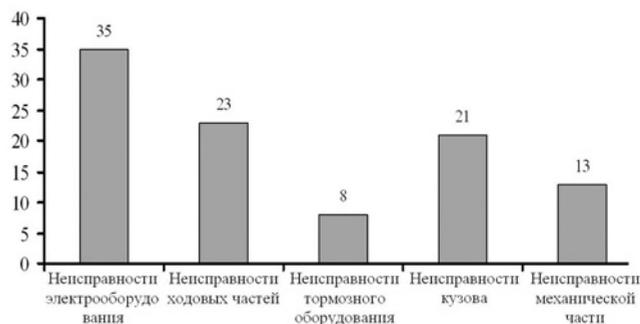


Рисунок 2 — Отказы узлов трамвайного вагона, %

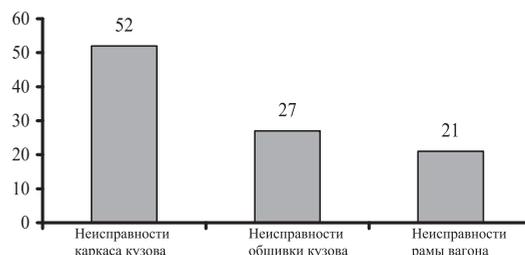


Рисунок 3 — Отказы кузова трамвайного вагона, %

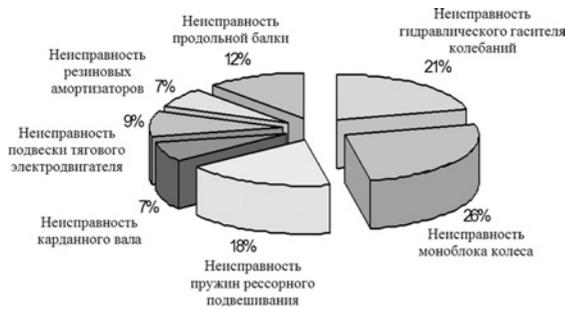


Рисунок 4 — Отказы ходовых частей трамвайного вагона, %

Таблица 1 — Данные об отказах трамвайного вагона

Период обследования $t_i$	Отказы трамвая	Цензурирование	№ объекта обследования
Данные об отказах подкрепляющих элементов			
1	1	0	1
2	1	0	2
3	1	0	3
3+	0	1	4
4	1	0	5
5	1	0	6
5	1	0	7
5+	0	1	8
6	1	0	9
6+	0	1	10
7	1	0	11
7	1	0	12
7	1	0	13
7+	0	1	14
8	1	0	15
9	0	0	16
10	1	0	17
10+	0	1	18
11	1	0	19
12	1	0	20
12	1	0	21
12+	0	1	22
Данные об отказах рессорного подвешивания			
1	1	0	1
2	1	0	2
3	1	0	3
3+	0	1	4
4	1	0	5
5	1	0	6
5+	0	1	7
5+	0	1	8
6	1	0	9
6+	0	1	10
7+	0	1	11
7	1	0	12
7	1	0	13
7+	0	1	14
8	1	0	15
9+	0	1	16
10	1	0	17
10+	0	1	18
11	1	0	19
12	1	0	20
12	1	0	21
12+	0	1	22

Согласно методу Джонсона, оценка функции распределения определялась как математическое ожидание  $E_i$  доли объектов, выходящих из строя до момента появления  $Z_i$ -й порядковой статистики в выборке объема  $N$  [4],

$$E_i = \frac{Z_i}{N+1}. \quad (1)$$

Определялась медианная порядковая статистика  $\tilde{F}$  по формуле Бернарда

$$\tilde{F}(t_i) = \frac{Z_i - 0,3}{N + 0,4}. \quad (2)$$

Прогнозируемое число отказов к концу  $i$ -го интервала с учетом объектов, наблюдения за которыми прекращены в предыдущих интервалах, определялось по формуле

$$Z_i = Z_{i-1} + r_i \cdot \frac{N+1 - Z_{i-1}}{N+1 - N_i^{об}}, \quad (3)$$

где  $r_i$  — число отказов в  $i$ -м интервале;  $N_i^{об}$  — число изделий, обследованных в  $i$  первых интервалах.

Обработка данных производилась с использованием программного продукта Microsoft Excel (табл. 2 и 3).

Таблица 2 — Обработка статистических данных об отказах подкрепляющих элементов кузова трамвайного вагона

№ объекта обследования	Отказы кузова трамвая	Медианная статистика $F$	Средняя статистика $E$	$\ln t$	Преобразование Вейбулла		Вероятность безотказной работы $P$
					$W(F)$	$W(E)$	
1	1	0.03327922	0.04545454	0	-3.385947	-3.06787	0.9667
2	1	0.07782984	0.08884297	0.69315	-2.512991	-2.37473	0.9221
3	1	0.12035543	0.13025920	0.69315	-2.053872	-1.96926	0.8796
4	0	0.12035543	0.13025920		-2.053872	-1.96926	0.8796
5	1	0.16094804	0.16979287	1.38629	-1.740215	-1.68158	0.8390
6	1	0.19969553	0.20752956	1.60944	-1.501646	-1.45843	0.8003
7	1	0.23668177	0.24355094	1.60944	-1.309036	-1.27611	0.7633
8	0	0.23668177	0.24355094		-1.309036	-1.27611	0.7633
9	1	0.27198682	0.27793499	1.79176	-1.147478	-1.12196	0.7280
10	0	0.27198682	0.27793499		-1.147478	-1.12196	0.7280
11	1	0.30568709	0.31075613	1.94591	-1.008316	-0.98843	0.6943
12	1	0.33785554	0.34208539	1.94591	-0.886073	-0.87065	0.6621
13	1	0.36856178	0.37199060	1.94591	-0.777061	-0.76529	0.6314
14	0	0.36856178	0.37199060		-0.777061	-0.76529	0.6314
15	1	0.39787228	0.40053648	2.07944	-0.678680	-0.66998	0.6021
16	0	0.39787228	0.40053648	2.19722	-0.678680	-0.66998	0.6021
17	1	0.42585049	0.42778483	2.19722	-0.589029	-0.58297	0.5741
18	0	0.42585049	0.42778483		-0.589029	-0.58297	0.5741
19	1	0.45255696	0.45379461	2.39786	-0.506672	-0.50292	0.5474
20	1	0.47804950	0.47862212	2.48491	-0.430502	-0.42882	0.5219
21	1	0.50238329	0.50232112	2.48491	-0.359643	-0.35982	0.4976
22	0	0.50238329	0.50232112		-0.359643	-0.35982	0.4976

Таблица 3 — Обработка статистических данных об отказах рессорного подвешивания трамвайного вагона

№ объекта обследования	Отказы колес трамвая	Медианная статистика $F$	Средняя статистика $E$	$\ln t$	Преобразование Вейбулла		Вероятность безотказной работы $P$
					$W(F)$	$W(E)$	
1	1	0,03327	0,0454	0	-3,3859	-3,0678	0,9667
2	1	0,07995	0,0909	0,6931	-2,4849	-2,3506	0,9201
3	1	0,12662	0,1363	1,0986	-1,9996	-1,9201	0,8734
4	0	0,12662	0,1363	-	-1,9996	-1,9201	0,8734
5	1	0,17588	0,1843	1,3863	-1,6427	-1,5908	0,8241
6	1	0,17588	0,1843	1,6094	-1,6427	-1,5908	0,8241
7	0	0,22823	0,2353	1,6094	-1,3506	-1,3156	0,7717
8	0	0,22823	0,2353	-	-1,3506	-1,3156	0,7717
9	1	0,28431	0,2899	-	-1,0951	-1,0717	0,7156
10	0	0,28431	0,2899	1,7918	-1,0951	-1,0717	0,7156
11	0	0,28431	0,2899	-	-1,0951	-1,0717	0,7156
12	1	0,35059	0,3544	-	-0,8401	-0,8261	0,6494
13	1	0,41687	0,4190	1,9459	-0,6174	-0,6105	0,5831
14	0	0,41687	0,4190	1,9459	-0,6174	-0,6105	0,5831
15	1	0,49144	0,4916	-	-0,3913	-0,3907	0,5086
16	0	0,49144	0,4916	2,0794	-0,3913	-0,3907	0,5086
17	1	0,57843	0,5764	-	-0,1464	-0,1521	0,4216
18	0	0,57843	0,5764	2,3026	-0,1464	-0,1521	0,4216
19	1	0,68717	0,6823	-	0,1502	0,1368	0,3128
20	1	0,79591	0,7882	2,3978	0,4632	0,4396	0,2041
21	1	0,90465	0,8941	2,4849	0,8545	0,8088	0,9534
22	0	0,90465	0,8941	-	0,8545	0,8088	0,9534

Приняв предположение, что распределение работок до отказа не противоречит двухпараметрическому закону распре-

деления Вейбулла, мы использовали полученные значения  $\ln t_i$  и  $W_i$  для представления функции распределения на соответствующей вероятностной бумаге.

Преобразование Вейбулла  $W_i$  медианной и средней (математическое ожидание) порядковой статистики определялись по формулам:

для средней порядковой статистики

$$W_i = \ln \left[ \ln \frac{1}{1 - E_i} \right] = \beta \ln t_i - \beta \ln \lambda, \quad (4)$$

для медианной порядковой статистики

$$W_i = \ln \left[ \ln \frac{1}{1 - F_i} \right] = \beta \ln t_i - \beta \ln \lambda, \quad (5)$$

где  $\beta, \lambda$  — параметры формы и масштаба распределения Вейбулла.

Зависимость логарифма времени наблюдения  $\ln(t)$  от преобразования Вейбулла  $W_i(F)$  для медианной порядковой статистики представлена на рис. 5 и 6.

На рис. 5 и 6 сплошной ступенчатой линией показана функция распределения наработки до отказа соответствующих элементов, определенная методом медианной ранговой статистики, а штриховой линией — ее спрямление в координатах распределения Вейбулла [4].

По результатам эксплуатации накапливается целый ряд выборок по однотипным средствам и комплексам. Однотипность не означает равноценности объектов по их показателям. Отличия обусловлены выпуском изделий различными изготовителями, разнообразием условий применения, в том числе изменением условий в ходе эксплуатации, проведением модернизации и доработками средств. Выборки, характеризующие различные однотипные объекты или один и тот же объект в различные периоды эксплуатации, могут быть неоднородными, что приводит к увеличению погрешности измерений.

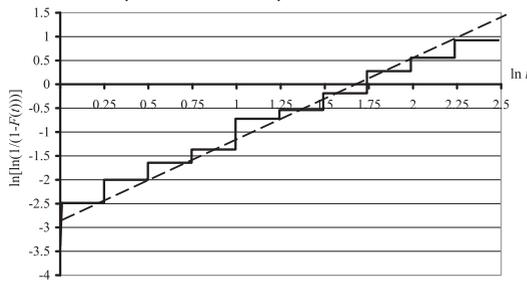


Рисунок 5 — Оценка функции распределения (сплошная) наработки до отказа подкрепляющих элементов обшивки кузова трамвайных вагонов и ее спрямление (штриховая линия) в координатах распределения Вейбулла

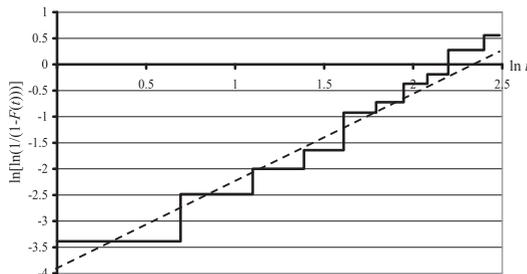


Рисунок 6 — Оценка функции распределения (сплошная) наработки до отказа рессорного подвешивания трамвайных вагонов и ее спрямление (штриховая линия) в координатах распределения Вейбулла

Для определения погрешности обработки статистических данных использовался корреляционный и регрессионный анализ.

Многие объекты исследования характеризуются множеством параметров, и по результатам наблюдения за их функционированием формируются многомерные совокупности (матрицы) экспериментальных данных [5]

$$X = \begin{pmatrix} x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1m} \\ x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{n1} & x_{n2} & \dots & x_{nm} \end{pmatrix}. \quad (6)$$

Строки такой матрицы соответствуют результатам регистрации всех наблюдаемых параметров объекта в одном эксперименте, а столбцы содержат результаты наблюдений за одним параметром (фактором, вариантой) во всех экспериментах.

Параметры, характеризующие объект исследования, имеют разный физический смысл, и матрица данных существенно изменяется, если изменяются шкалы, в которых измеряются те или иные параметры. Матрицу данных еще до проведения анализа целесообразно привести к стандартному виду, т.е. стандартизовать значения вариант. Стандартизованную матрицу обозначали через  $U$ . Переход от исходной к стандартизованной матрице осуществлялся следующим образом:

- 1) вычислялись оценки математического ожидания

$$\mu_j(x_j) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_{ij}; \quad (7)$$

- 2) определялись дисперсии каждой варианты  $j = \overline{1, m}$

$$\mu_2(x_j) = \sigma^2(x_j) = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_{ij} - \mu_1(x_j))^2; \quad (8)$$

- 3) вычислялись элементы стандартизованной матрицы  $u_{ij}(x_{ij} - \mu_1(x_j))/\sigma(x_j)$ ,  $i = \overline{1, n}$ ,  $j = \overline{1, m}$ .

Элементы матрицы  $U$  являются безразмерными величинами. Именно матрица  $U$  являлась объектом последующей обработки.

Корреляционная зависимость определяется различными параметрами, среди которых наибольшее распространение получили показатели, характеризующие взаимосвязь двух случайных величин (парные показатели): корреляционный момент, коэффициент корреляции.

В нашем случае наибольший интерес имел параметр случайной величины — коэффициент корреляции, который определялся по формуле

$$\rho_{jk} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n u_{ij} u_{ik}, \quad (10)$$

где  $u_{ij}, u_{ik}$  — элементы случайной величины

В табл. 4 приведены результаты расчета корреляционного анализа.

Таблица 4 — Результаты корреляционного анализа

Оценка параметра распределения	Варианта	
	$W$ $x_1$	$\ln t$ $x_2$
Подкрепляющие элементы обшивки кузова		
$\mu_1$	-1,1728	1,2483
$\mu_2$	0,6325	0,5276
$\sigma$	0,7953	0,7264
Рессорное подвешивание		
$\mu_1$	1,010	0,0776
$\mu_2$	1,011	1,1353
$\sigma$	1,006	1,0655



Решение задачи регрессионного анализа разбивалось на несколько этапов:

- 1) предварительная обработка ЭД;
- 2) выбор вида уравнений регрессии;
- 3) вычисление коэффициентов уравнения регрессии;
- 4) проверка адекватности построенной функции результатам наблюдений.

Задача определения функциональной зависимости, наилучшим образом описывающей ЭД, связана с преодолением ряда принципиальных трудностей. В общем случае для стандартизованных данных функциональная зависимость показателя от параметров представлялась в виде

$$y = f(u_1, u_2, \dots, u_p) + \varepsilon, \quad (11)$$

где  $f$  — заранее неизвестная функция, подлежащая определению;  $\varepsilon$  — ошибка аппроксимации ЭД.

Указанное уравнение принято называть выборочным уравнением регрессии  $y$  на  $u$ . Это уравнение характеризует зависимость между вариацией показателя и вариациями факторов.

Функция  $f$  должна подбираться так, чтобы ошибка  $\varepsilon$  в некотором смысле была минимальна.

В целях выбора функциональной связи заранее выдвигалась гипотеза о том, к какому классу принадлежит функция  $f$ , а затем подбирались «лучшая» функция в этом классе. Выбранный класс функций обладал некоторой «гладкостью», т.е. «небольшие» изменения значений аргументов вызывали «небольшие» изменения значений функции.

Удобным для практического применения и отвечающим указанному условию является класс полиномиальных функций

$$y = a_0 + \sum_{j=2}^m a_j u_j + \sum_{j=2}^{m-1} \sum_{k=j+1}^m a_{jk} u_j u_k + \sum_{j=2}^m a_{jj} u_j^2 + \dots + \varepsilon. \quad (12)$$

Частным случаем, широко применяемым на практике, является полином первой степени или уравнение линейной регрессии

$$y = a_0 + \sum_{j=2}^m a_j u_j + \varepsilon. \quad (13)$$

При вычислении коэффициентов уравнения регрессии могут применяться различные меры для оценки ошибок аппроксимации. В качестве такой меры нашла широкое применение среднеквадратическая ошибка. На ее основе разработан специальный метод оценки коэффициентов уравнения регрессии при нормальном распределении вариант.

Применительно к линейной регрессии для центрированных величин  $u_j$  коэффициент  $a_0$  равен нулю, тогда уравнение линейной регрессии принимало следующий вид:

$$\hat{y} = \sum_{j=2}^m a_j u_{j,j} + \varepsilon; \quad (14)$$

При переходе от центрированных и нормированных значений показателя и параметра получили уравнение линейной регрессии для исходных величин

$$\bar{y} = x_1 = \mu_1(x_1) - \rho_{y,2} \mu_1(x_2) \frac{\sigma(x_1)}{\sigma(x_2)} + \rho_{y,2} \frac{\sigma(x_1)}{\sigma(x_2)} x_2. \quad (15)$$

Это уравнение также линейно относительно коэффициента корреляции. Нетрудно заметить, что центрирование и нормирование для линейной регрессии позволило понизить на единицу размерность системы уравнений, т.е. упростить решение задачи определения коэффициентов, а самим коэффициентам придать ясный смысл.

По результатам расчетов получили следующие виды уравнений регрессии:

- 1) для подкрепляющих элементов кузова  $y = 0,604x + 1,525$ ;
- 2) для рессорного подвешивания  $y = -0,269 + 0,343x$ .

Остаточная дисперсия для кузова составила  $\rho^2 = 0,24$ , для рессорного подвешивания трамвайного вагона  $\rho^2 = 0,32$ , что свидетельствует о приемлемой точности аппроксимации.

Таким образом, на основе анализа данных о техническом состоянии трамвайных вагонов получены оценки функции расщепления наработки до отказа подкрепляющих элементов обшивки кузова и рессорного подвешивания по критерию обнаружения усталостной трещины с учетом цензурированности выборки.

Средняя оценка вероятности безотказной работы подкрепляющих элементов обшивки кузова и рессорного подвешивания за срок эксплуатации  $t = 12$  месяцев составила соответственно  $P(t) = 0,56$  и  $P(t) = 0,61$  при нормируемом показателе  $[P(t)] = 0,85—0,95$ . Невыполнение нормируемого показателя надежности свидетельствует о необходимости повышения прочностных и динамических качеств, несущей способности и надежности узлов на основе динамического анализа напряженно-деформированного состояния.

Предлагаемая методика оценки показателей надежности трамвайного вагона позволяет на основе статистической информации повысить точность и достоверность вероятностных оценок за счет более полного использования содержащейся в многократно цензурированной справа выборке информации, так как наряду с наработками до отказов учитываются также наработки работоспособных на момент обследования элементов.

## Литература

1. Зайнетдинов Р.И. Развитие методов оценки работоспособности несущих конструкций подвижного состава с использованием закономерностей самоорганизации и самоподобия: Дис. ... докт. техн. наук. М., МИИТ, 2000. 435 с.
2. Костенко Н.А. Прогнозирование надежности транспортных машин. М., Машиностроение, 1989. 240 с.
3. Иванов Н.Л. Анализ технического состояния кузова трамвайного вагона по статистическим данным об отказах в эксплуатации // Молодые ученые — транспорту — 2007: Сб. научн. тр., посв. 170-летию российских железных дорог. Екатеринбург, УрГУПС, 2007. 522 с.
4. Бачурин Н.С., Иванов Н.Л. Методика сбора и обработки статистических данных об отказах рельсового подвижного состава // Современное состояние и инновации транспортного комплекса: материалы международной науч.-техн. конф. Т. II. Пермь, ПГТУ, 2008. С. 24 — 28.
5. Ходасевич Г.Б. Обработка экспериментальных данных на ЭВМ. Часть 2: Методическое пособие для студентов и аспирантов. СПб., СПбГУТ, 2002. 54 с.

## МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КУЗОВА ТРАМВАЙНОГО ВАГОНА

Эксплуатация современных отечественных трамвайных вагонов показала существенные конструктивные недостатки, которые влекут за собой дополнительные затраты на ремонт и их содержание. Одним из основных факторов, влияющих на работоспособность основных узлов трамвайного вагона, является динамическая нагруженность. Поэтому повышение прочностных качеств вагона позволит снизить расходы на ремонт и эксплуатацию, увеличить срок службы и улучшить условия перевозки пассажиров.

С целью определения динамической нагруженности кузова трамвайного вагона была разработана методика поэтапного динамического расчета на прочность кузова трамвайного вагона (рис. 1).

На первом этапе производился расчет на прочность предварительно нагруженной конструкции кузова трамвайного вагона. Для этого была разработана конечно-элементная модель кузова трамвайного вагона (рис. 2).

Для аппроксимации всех элементов кузова трамвая использовался трехмерный конечный элемент, известный как «элемент Ахмада» или «вырожденный оболочечный элемент» (рис. 3) [1].

Согласно [2], действие эксплуатационных нагрузок и их величины определялись двумя расчетными режимами.



Рисунок 1 — Схема поэтапного динамического расчета на прочность кузова трамвайного вагона

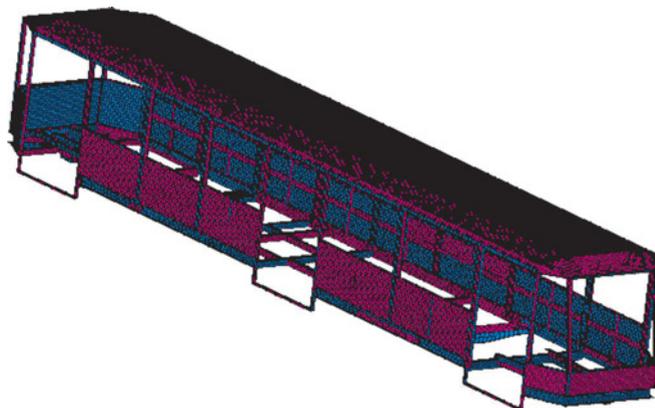


Рисунок 2 — Пластиночная конечно-элементная модель кузова трамвайного вагона

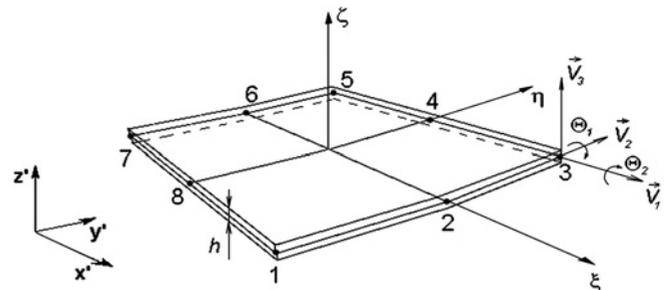


Рисунок 3 — Криволинейный трехмерный элемент оболочки четырехугольной формы

При расчете кузова трамвая по первому расчетному режиму прикладывались следующие нагрузки: нагрузка от собственного веса кузова вагона, нагрузка от веса пассажиров, ударные силы при условном режиме аварийного наезда вагона на препятствие, продольные нагрузки от сжатия и растяжения (рис. 4).

При расчете кузова трамвайного вагона по второму расчетному режиму к конечно-элементной модели были приложены следующие нагрузки: нагрузка от собственного веса кузова вагона, нагрузка от веса пассажиров, вертикально динамическая нагрузка, центробежная сила, нагрузка от силы продольного сжатия, нагрузка от силы продольного растяжения.

В результате расчетов максимальные эквивалентные напряжения возникают в местах соединения вертикальных стоек и верхней обвязки, а также в местах соединения поперечных балок и продольных боковых балок рамы вагона (рис. 5, 6).

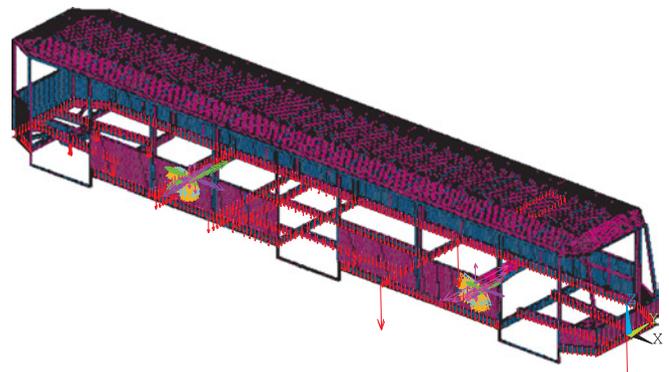


Рисунок 4 — Схема приложения нагрузок к математической модели кузова трамвайного вагона

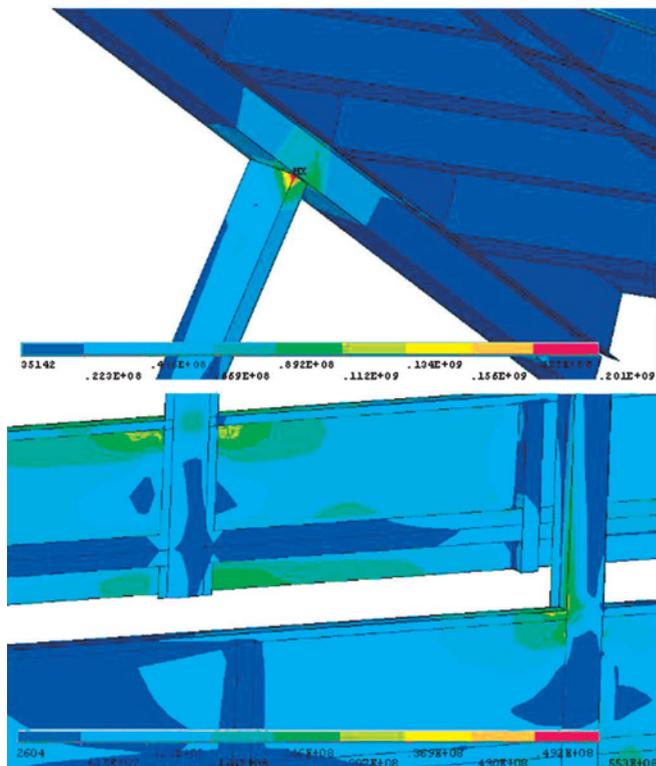


Рисунок 5 — Распределение эквивалентных напряжений при расчете на прочность по первому расчетному режиму

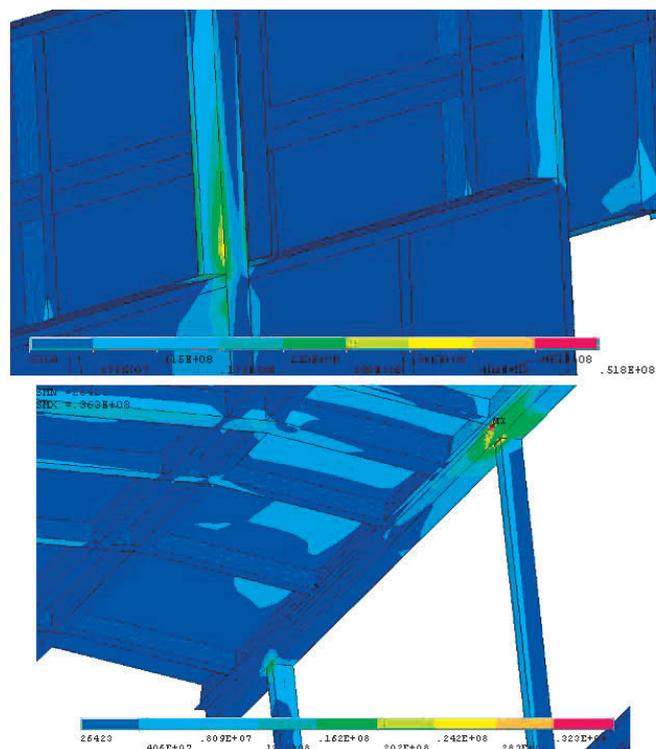


Рисунок 6 — Распределение эквивалентных напряжений при расчете на прочность по второму расчетному режиму

Полученные данные подтверждают появление трещин в кузове вагона, что свидетельствует о соответствии разработанной расчетной модели и натурной конструкции [3].

На втором этапе производился модальный анализ конструкций кузова трамвайного вагона.

Модальный анализ использовался для определения собственных частот и форм колебаний конструкции. Предполагалось, что совершаются свободные незатухающие колебания, т.е.

$$\{F(t)\} = \{0\} \text{ и } [C] = [0]. \quad (1)$$

Разрешающее уравнение для модального анализа имело следующий вид [4]:

$$[M] \cdot \{u''\} + [K] \cdot \{u\} = \{0\}. \quad (2)$$

В нашем случае для линейной системы перемещения являются гармоническими функциями в виде

$$\{u\} = \{u_0\} \cdot \cos \omega t. \quad (3)$$

Продифференцировав уравнение (3) и подставив полученное значение в формулу (2), получим следующий вид разрешающего уравнения:

$$(-\omega^2 [M] + [K]) \cdot \{u_0\} = \{0\}. \quad (4)$$

Для существования нетривиальных решений ( $\{u_0\} \neq 0$ ) детерминант  $[[K] - \omega^2 [M]]$  равен нулю, поэтому разрешающее уравнение приняло вид

$$[K] - \omega^2 \cdot [M] = 0. \quad (5)$$

В модальном анализе собственные значения представляют собой квадраты собственных круговых частот (величина  $\omega_i$  является  $i$ -й собственной круговой частотой), а собственные векторы — соответствующие формы колебаний.

Вычисление собственных значений означает нахождение корней полинома  $n$ -го порядка.

Для решения третьего этапа, а именно получения силовых характеристик в виде спектральных плотностей мощности, использовалась математическая модель движения трамвайного вагона в системе «вагон — путь» [5]. С помощью этой модели выполнено моделирование движения трамвайного вагона по рельсовому пути. В результате исследований были получены спектральные кривые плотности мощностей (рис. 7, 8).

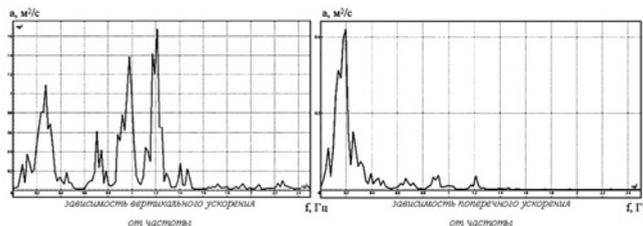


Рисунок 7 — Спектральные плотности мощностей в первом по ходу шкворневом узле

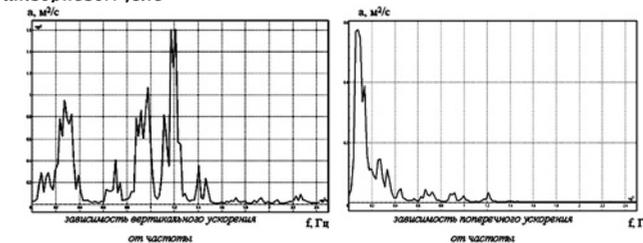


Рисунок 8 — Спектральные плотности мощностей во втором по ходу шкворневом узле

Полученные спектральные кривые представляют собой историю нагружения кузова трамвайного вагона, которые в дальнейшем прикладывались к конечно-элементной модели кузова трамвая для получения истории напряженно-деформированного состояния.

Одним из видов спектрального анализа является метод случайной вибрации, который рассматривался в дальнейшем.

Для определения динамического отклика конструкции решалась следующая система уравнений динамического равновесия системы, образованная на основе метода конечных элементов [4]:

$$\begin{bmatrix} M_{ff} \\ M_{fr} \\ M_{rf} \\ M_{rr} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_f \\ \ddot{u}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{ff} & C_{fr} \\ C_{rf} & C_{rr} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_f \\ \dot{u}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{ff} & K_{fr} \\ K_{rf} & K_{rr} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_f \\ u_r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad (6)$$

где  $\{u_f\}$  — вектор неизвестных перемещений (от силовых возмущений);

$\{u_r\}$  — вектор заданных перемещений (возбуждаемых случайной нагрузкой);

$\{F\}$  — заданное силовое возмущение;

$\{0\}$  — вектор сил реакции, соответствующий вектору заданных перемещений  $\{u_r\}$ .

Возбуждение системы задавалось кривой спектральной плотности мощности (Power Spectral Density или PSD), которая являлась статистическим представлением истории нагружения.

Цель анализа случайных колебаний состояла в определении статистических свойств отклика системы, обычно среднего квадратичного отклонения (т.е. значений одной «сигмы») напряжения. В дальнейшем значения одной «сигмы» использовались для определения усталостной прочности системы.

С помощью теории случайных функций получали отклик системы в виде спектральной плотности мощности, используя соотношение

$$S_r(\omega) = |H(\omega)|^2 \cdot S_f(\omega), \quad (7)$$

где  $S_r(\omega)$  — спектр отклика в представляющей интерес точке системы;

$S_f(\omega)$  — входной спектр возбуждения;

$H(\omega)$  — передаточная функция системы.

Если известна кривая спектральной плотности  $S_r(\omega)$ , то путем интегрирования в пределах этой кривой определяются статистические значения напряжений.

Квадрат среднего значения (или дисперсия) определялся по следующей формуле:

$$X^2 = f \cdot S_r(\omega) \cdot d\omega. \quad (8)$$

Квадратный корень из этого интеграла дал среднее квадратичное значение, обычно называемое стандартным отклонением или одной сигмой.

Полученные результаты далее использовались для определения вероятности усталостного повреждения и для оценки времени до разрушения системы, испытывающей действие случайной вибрации.

Для подтверждения результатов расчета напряженно-деформированного состояния по методу конечных элементов и получения информации об эксплуатационной динамической нагруженности кузова трамвайного вагона были проведены ходовые испытания трамвайного вагона. Данные, полученные при испытаниях, подтверждают соответствие построенных расчетных моделей и натурной конструкции. Расхождения теоретических и экспериментальных данных не превышают 16%, что свидетельствует о соответствии разработанных моделей натурной конструкции трамвайного вагона.

Результаты расчета позволили дать уточненную оценку нагруженности кузова трамвайного вагона при движении по рельсовому пути, а также проводить мероприятия по совершенствованию конструкции и увеличению срока его службы.

## Литература

1. Басов К.А. *Ansys: справочник пользователя*. М.: ДМК Пресс, 2005. 640 с.
2. *Нормы для расчета и проектирования механической части новых вагонов трамвая колеи 1524 мм*. М.: ВНИИВ, 1989. 100 с.
3. Иванов Н.Л. *Анализ технического состояния кузова трамвайного вагона по статистическим данным об отказах в эксплуатации // Молодые ученые — транспорту — 2007: Сб. научн. тр., посв. 170-летию российских железных дорог*. Екатеринбург: УрГУПС, 2007. 522 с.
4. Сирин А. *Руководство по моделированию, построению геометрии и динамике в Ansys*. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2002. 140 с.
5. Бачурин Н.С., Красниченко А.А. *Анализ динамической нагруженности трамвайного вагона // Безопасность движения, совершенствование конструкции вагонов и ресурсосберегающие технологии в вагонном хозяйстве: Сб. науч. тр. Екатеринбург: УрГУПС, 2008. С. 62 — 68.*



# ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАМВАЙНОГО ВАГОНА

В городской транспортной системе важное место занимают трамвайные вагоны. Этот вид транспорта является наиболее перспективным во многих странах мира (Россия, Германия, Чехия и др.). Он имеет минимальные эксплуатационные затраты, низкий уровень шума, хорошие ходовые качества.

Динамика трамвайного вагона оказывает большое влияние как на комфортабельность перевозки пассажиров, так и на работоспособность основных частей подвижного состава. Моделирование движения трамвайного вагона в системе «вагон — путь» дало возможность прогнозировать динамическую нагруженность и определить рациональные параметры рессорного подвешивания из условия обеспечения качественной динамики вагона.

Движение вагона описывалось системой обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка с нелинейными правыми частями. Расчетная схема приведена на рис. 1. Система уравнений движения имела вид [1]

$$[M] \cdot \{\ddot{q}\} + [K] \cdot \{\dot{q}\} + [C] \cdot \{q\} = \{F\},$$

где  $[M]$ ,  $[K]$  и  $[C]$  являются квадратными матрицами масс, демпфирования и жесткости системы;  $\{\ddot{q}\}$ ,  $\{\dot{q}\}$ ,  $\{q\}$  — обобщенные векторы ускорений, скоростей и перемещений, соответствующие каждой степени свободы;  $\{F\}$  — вектор обобщенных сил.

Модель трамвайного вагона была реализована в виде трех подсистем (рис. 2).

Каждая подсистема включает одно или несколько недеформируемых тел, связанных между собой набором силовых или кинематических связей.

Подсистема «Кузов» представляется в виде твердого тела, для которого введены моменты инерции, масса, положение центра масс.

Подсистема «Ходовые части», в которую входят две тележки, состоит из множества тел, соединенных между собой упругими и диссипативными элементами.



Рисунок 2 — Общая схема математической модели трамвайного вагона

Для описания модели тележки трамвайного вагона используется модуль ввода данных комплекса UM, преимуществами которого являются графическая визуализация всех элементов конструкции в процессе сборки (тел, силовых элементов, шарниров), возможность описания объекта как в режиме ввода информации в стандартные таблицы, так и с помощью специализированного языка описания модели [2].

При описании модели было задано количество тел, входящих в модель, наличие упругих диссипативных связей и количество шарниров. При этом понятие «шарнир» используется в обобщенном смысле. Под шарниром понимается как обычная кинематическая пара (высшая, низшая) любого класса, так и фиктивный шарнир, используемый для задания координат тела. Тела и шарниры нумеровались порядковыми числами (1, 2, ...).

Разработанная модель тележки трамвайного вагона состоит из 17 тел (рис. 3).

Описание шарниров служит основой введения координат, определяющих положение каждого тела модели относительно инерциальной системы координат (СК). Обязательное условие полного описания модели — ее связанность, то есть, во-первых, каждое тело обязательно соединяется по меньшей мере одним шарниром с каким-либо другим телом (среди которых может быть и базовая СК), во-вторых, от каждого тела через цепочку шарниров можно переместиться к базовой СК [3].

Взаимодействие между телами в модели тележки трамвайного вагона осуществляется с помощью сил, упругих и диссипативных связей. В математической модели трамвайного вагона были реализованы силовые характеристики следующих элементов:

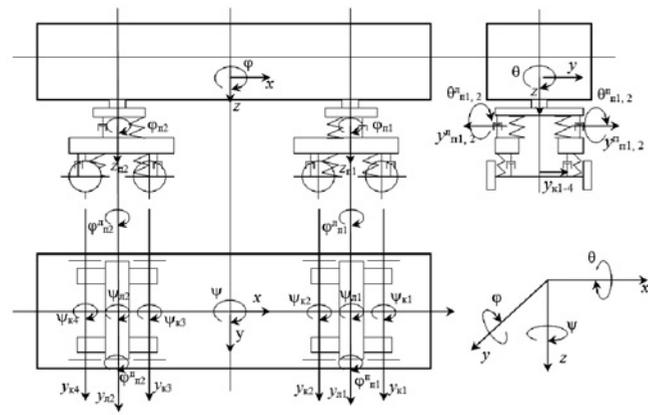
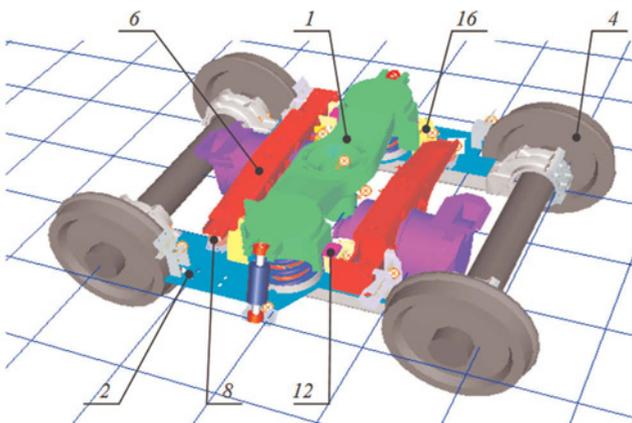


Рисунок 1 — Расчетная схема трамвайного вагона



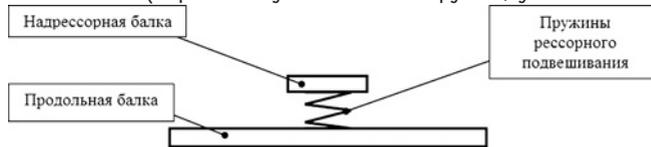


**Рисунок 3 — Нумерация тел тележки трамвайного вагона:**  
 1 — наддресорная балка; 2, 3 — продольные балки; 4, 5 — колесные пары; 6, 7 — моторные балки с тяговыми двигателями; 8 — 11 — резиновые демпферы моторной балки; 12 — 15 — продольные резиновые элементы; 16, 17 — поперечные резиновые элементы

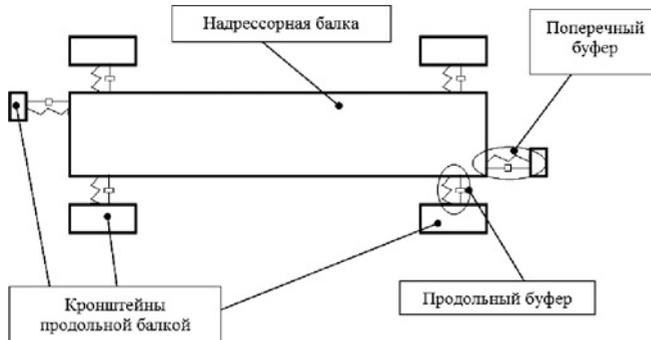
- пружин центрального рессорного подвешивания посредством введения линейного элемента «пружина» и задания продольной и поперечной жесткости (рис. 4);
- резиновых амортизаторов с использованием разработанной модели (рис. 5) [3];
- гидравлических гасителей путем введения специального биполярного элемента и задания силы выражением  $F = \beta \cdot V$ , где  $\beta$  — параметр сопротивления,  $V$  — скорость перемещения поршня гидравлического гасителя колебаний (рис. 6);

Подсистема «Железнодорожный путь» включает в себя моделирование различных профилей рельсов, колес и дает возможность введения неровностей пути в вертикальном и поперечном направлениях (рис. 7).

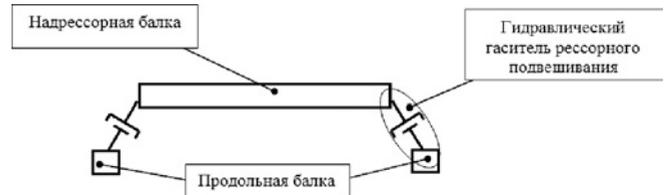
Разработанная модель позволяет определять рациональные параметры рессорного подвешивания (рис. 8) трамвайного вагона (вертикальную жесткость пружин, угол наклона



**Рисунок 4 — Соединение наддресорной балки с продольной балкой тележки с помощью пружин**



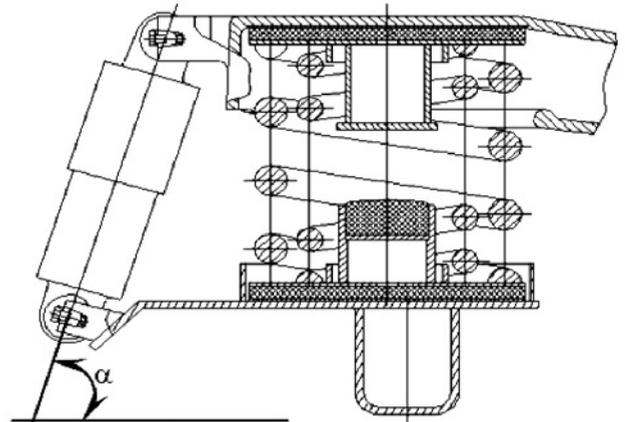
**Рисунок 5 — Схема соединения наддресорной и продольных балок тележки посредством резиновых амортизаторов**



**Рисунок 6 — Схема соединения наддресорной и продольных балок тележки посредством резиновых амортизаторов**



**Рисунок 7 — Схема подсистемы «Железнодорожный путь»**



**Рисунок 8 — Схема центрального рессорного подвешивания тележки (α — угол наклона гидравлического гасителя к горизонтали)**

и параметр сопротивления гидравлического гасителя колебаний) при прохождении его по неровностям рельсового пути.

Критерием оценки параметров рессорного подвешивания служили наименьшие значения ускорений кузова трамвайного вагона по осям координат (рис. 9, 10).

По результатам анализа динамической нагруженности трамвайного вагона (см. рис. 9, 10) были определены рациональные параметры рессорного подвешивания: вертикальная жесткость, величина угла наклона гидравлического гасителя колебаний и его параметр сопротивления.

Анализируя динамику трамвайного вагона при различных параметрах рессорного подвешивания, можно сделать вывод, что вагон с вновь определенными параметрами (рис. 11 (2)) имеет наименьшую динамическую нагруженность.

Разработанная математическая модель трамвайного вагона может быть использована для анализа динамической нагруженности и определения рациональных параметров ходовых частей как на стадии проектирования новых трамвайных вагонов, так и при модернизации уже существующих, эксплуатируемых во многих городах России.

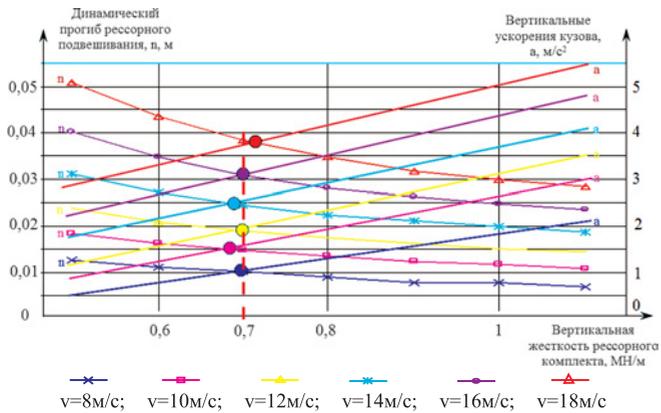


Рисунок 9 — График зависимостей динамического прогиба рессорного подвешивания и вертикальных ускорений кузова от вертикальной жесткости рессорного комплекта и скорости движения при максимальной нагрузке

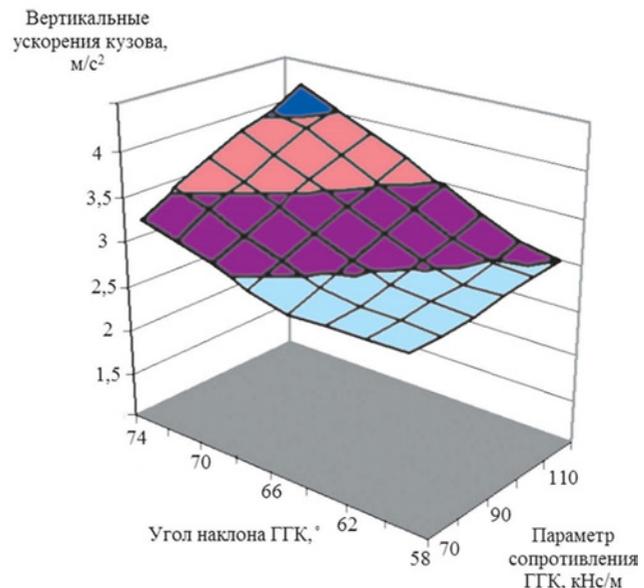
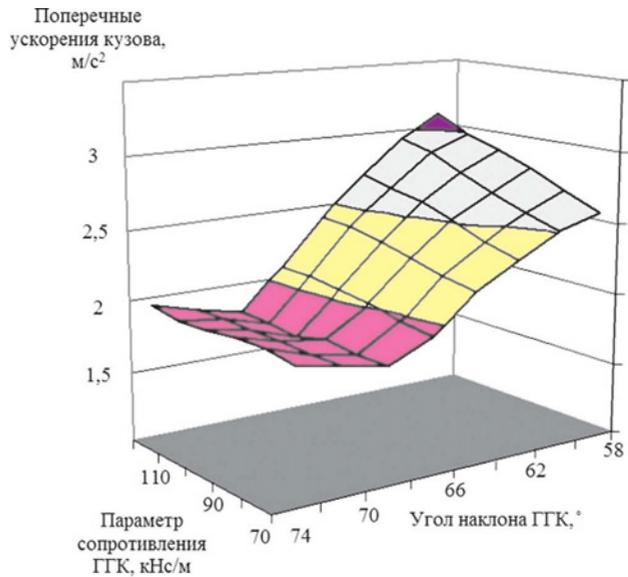


Рисунок 10 — Графики зависимости вертикальных и поперечных ускорений кузова от угла наклона и параметра сопротивления ГТК при максимальной нагрузке ( $t = 11,8$  т) и конструктивной скорости движения  $V = 18$  м/с

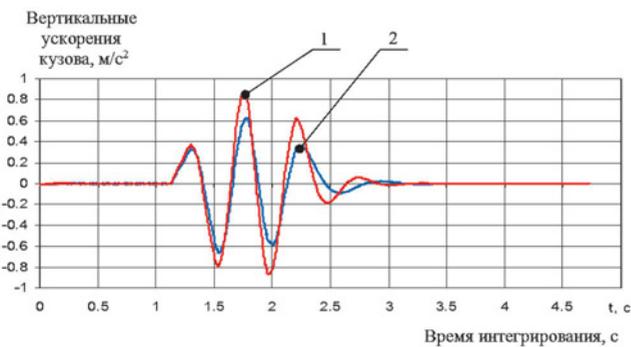


Рисунок 11 — Графики вертикальных и поперечных ускорений кузова трамвая при заводских (1) и вновь определенных (2) параметрах рессорного подвешивания

## Литература

1. Погорелов Д.Ю., Толстошеев А.К., Ковалев Р.В. и др. Динамический анализ и синтез механизмов с использованием программы ИМ. Брянск: Изд-во БГТУ, 1997. 46 с.
2. Погорелов Д.Ю., Павлюков А.Э., Юдакова Т.А. Разработка математической модели железнодорожного экипажа в программной среде автоматизированного синтеза уравнений движения // Информационные технологии в моделировании и управлении: Труды II Международной научно-практической конференции, 20-22 июня 2000 года. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2000. С. 298 — 300.
3. Красниченко А.А. Методика определения упруго-диссипативных характеристик резиновых амортизаторов рельсового подвижного состава // Молодые ученые — транспорту — 2007: Сб. научн. тр., посв. 170-летию российских железных дорог. Екатеринбург: УрГУПС, 2007. С. 44 — 51.

## ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ БЕЗОПАСНОСТИ И ИЗНОСОВ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ВАГОНОВ НА ТЕЛЕЖКАХ МОДЕЛЕЙ 18-100 И 18-578 С БУКСОВЫМИ АДАПТЕРАМИ И БЕЗ НИХ

Территория Российской Федерации становится одним из основных транспортных коридоров для доставки грузов из Юго-Восточной Азии в Европу, что ведет к росту объемов железнодорожных перевозок и вызывает необходимость повышать эффективность работы дорог ОАО «РЖД» как при перевозке грузов, так и при ремонте подвижного состава и пути. В связи с этим необходимо решение вопросов увеличения грузоподъемности вагонов и допускаемых скоростей движения без ущерба для безопасности движения.

Увеличение осевой нагрузки позволяет повысить количество перевозимого груза на единицу подвижного состава, что благоприятно сказывается на экономической эффективности перевозок. Возникает вопрос о технических возможностях. Основное препятствие — воздействие, которое будут оказывать вагоны большей массы на рельсовый путь.

Рост осевой нагрузки в пределах 1—2 тс необязательно приводит к увеличению сил, действующих на путь. Естественно, статическая составляющая вертикальной силы будет больше, однако к повреждению пути гораздо большее отношение имеют поперечные силы, вызванные прижатием к рельсам гребней колесных пар при движении вагона, что, в свою очередь, ведет к существенному увеличению износа колес и рельсов.

Необходимо также отметить, что в 70-х годах прошлого столетия был произведен переход на новую унифицированную ширину колеи 1520 мм. Таким образом, ширина использовавшейся ранее рельсовой колеи уменьшилась на 4 мм, при этом размер между внутренними гранями колес не изменился и составляет  $1440 \pm 3$  мм. Это привело к уменьшению расчетного зазора в колее, смещению точек опирания колес на рельсы в сторону гребней колес, затруднилось вписывание колесных пар в кривых участках пути, возросли износы колеса и рельса.

В связи с этим в современных условиях эксплуатации очень остро встает вопрос снижения износов в системе «колесо — рельс». Добиться этого можно путем выбора рационального значения параметров рельсовой колеи, особенно в кривых участках пути, и путем создания грузовых тележек с улучшенными технико-экономическими показателями.

Существующая серийная грузовая тележка модели 18-100 имеет межремонтный пробег 100 — 120 тысяч километров, что в нынешних условиях эксплуатации явно недостаточно. Данная тележка создавалась как бессвязевая, допускающая радиальную установку направляющих колесных пар в колее. Вызываемый этим забег боковин не приводил к увеличению воздействия вагона на путь, однако с увеличением осевой нагрузки режим работы тележки изменился. Так, при нагрузке на ось 23,5 тс и более стал проявляться ряд недостатков, которые приводят к возникновению больших сил взаимодействия в контакте колесо — рельс, интенсивному и неравномерному износу пар трения, недостаточно амортизируемым колебаниям вагона в движении, что, в свою очередь, ведет к снижению критической скорости и соответственно к

нарушению условий безопасности движения. За годы производства тележка модели 18-100 претерпела ряд модернизаций, ее отдельные узлы и детали, а также технология их изготовления продолжают совершенствоваться и в настоящее время.

На железных дорогах Российской Федерации наряду с тележкой модели 18-100 начинается эксплуатация тележки модели 18-578 с осевой нагрузкой 23,5 тс. Ее конструкция, как заявляют изготовители, рассчитана на повышение межремонтных пробегов грузовых вагонов до 500 тысяч км и увеличения гарантийных сроков эксплуатации до 4 лет. Данная тележка имеет такую же схему, как и у модели 18-100, и отличается от нее увеличенным прогибом рессорного подвешивания груженого и порожнего вагона до 68 и 13 мм соответственно. Конструкция тележки модели 18-578 предусматривает также установку упруго-катковых скользунов постоянного контакта. Наличие постоянной силы прижатия фрикционных поверхностей скользунов увеличивает момент трения на поворот тележки под вагоном и демпфирует перевалку кузова на подпятнике. Для повышения износостойкости трущихся поверхностей между клином и боковой рамой установлена составная фрикционная планка из стали 30ХГСА, а в буксовом узле — съемные накладки. Для защиты от износа наклонной поверхности надрессорной балки на клине установлена сменная износостойкая полимерная накладка. Упругая связь клиньев с надрессорной балкой обеспечивает исключение контакта «металл по металлу», предотвращает схватывание клиньев и стабилизирует работу гасителей колебаний. Сами фрикционные клинья выполнены из высокопрочного термоупрочненного чугуна марки ВЧ-120.

Необходимо отметить, что в серийных тележках моделей 18-100 и 18-578 необрессоренными частями являются боковые рамы. Поэтому определенный интерес представляют схемы тележек с буксовым подвешиванием. Разработка грузовых тележек такого типа была начата еще в 60-х годах XX в. Были спроектированы тележки УВ3-1 и УВ3-2 с двухступенчатым подвешиванием и с двусторонним нажатием тормозных колодок. Для размещения двухступенчатого подвешивания необходимо было иметь увеличенную базу, что ведет к увеличению массы тележки. Для снижения массы за счет уменьшения базы были разработаны тележки типа



УВЗ-3 и УВЗ-3А. Европейский опыт создания тележек с буксовым подвешиванием был реализован в тележках типа УВЗ-6, УВЗ-КМ. Принципиальное отличие этих тележек от европейской типа Y25 заключалось в применении литых боковых рам, надрессорной балки и одностороннем нажатии тормозных колодок. В надбуксовом подвешивании использовался фрикционный клин.

С появлением буксовых адаптеров (прокладок), изготовленных, например из полиуретана открылись новые возможности в проектировании тележек с буксовым подвешиванием. Данные адаптеры обеспечивают необходимые величины продольной и поперечной жесткости связи боковой рамы с колесной парой. Упругие полиуретановые элементы предотвращают износ свода челюстного проема и буксовых направляющих боковой рамы, а также износ корпуса адаптера, способствуют самоцентрированию колесных пар относительно буксовых проемов боковых рам. Буксовый адаптер с упругим элементом улучшает распределение нагрузок по роликам буксового подшипника, увеличивает угол нагружения подшипника и количество воспринимающих нагрузку роликов, а также снижает динамическое воздействие на путь.

В связи с вышеизложенным на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» МИИТа с использованием программного комплекса УМ «Универсальный механизм» [1] для оценки динамических качеств параметров безопасности движения и износов в системе «колесо — рельс» различных модификаций грузовых тележек, а также с целью выработки практических рекомендаций были разработаны уточненные математические модели грузового полувагона на тележках модели 18-100 и 18-578 без адаптеров и с использованием буксовых адаптеров.

Указанные компьютерные модели были построены с использованием подхода, в соответствии с которым механическая система представляется набором твердых тел, связанных посредством шарниров и силовых элементов. Основным отличием указанных моделей от большинства существующих аналогов является включение фрикционных клиновых гасителей в качестве отдельных тел, имеющих по шесть степеней свободы каждое и находящихся в контактом силовом взаимодействии с боковыми рамами и надрессорными балками.

Модели вагонов включают 19 твердых тел: кузов, две надрессорные балки, 4 боковых рамы, 8 клиньев, 4 колесные пары и имеют 114 степеней свободы для экипажной части.

Каждая модель позволяет исследовать все основные динамические характеристики вагона (коэффициенты запаса устойчивости колес против схода с рельсов, коэффициенты динамики обрессоренных и необрессоренных элементов, рамные и боковые силы, ускорения, скорости и перемещения любых отдельных точек кузова и ходовых частей и т.п.) в прямых и криволинейных участках пути, имеющих отклонения в плане и профиле, при наличии детерминированных или случайных неровностей с использованием процедуры численного интегрирования систем дифференциальных уравнений движения. Позволяет исследовать влияние изменения геометрических, инерционных, жесткостных и фрикционных параметров вагона, параметры, характеризующие износ элементов ходовой части (например, фрикционных клиновых гасителей, пятниковых и буксовых узлов), а также произво-

дить оценку динамических качеств и безопасности движения при различных профилях колес и рельсов, жесткостных характеристиках верхнего строения пути с использованием различных моделей сил кривого контакта колесо — рельс при различных фрикционных свойствах контакта; исследовать процессы вкатывания колеса на рельс, отрыва поверхности катания колеса от рельса, а также явного схода колесной пары с головки рельса.

Сложность численного моделирования разработанных уточненных систем связана с тем, что для создания адекватной математической модели трехэлементной тележки вагона необходимо было введение в модель большого количества сложных контактных взаимодействий с трением. Это взаимодействие, например, между буксами колесных пар и боковыми рамами, в системе рессорного подвешивания между клиновыми гасителями, боковыми рамами и надрессорной балкой, в пятнике и подпятнике между надрессорных балок и кузовом вагона. Реальные численные значения параметров контактной жесткости и диссипации этих связей настолько велики, что дифференциальные уравнения движения таких моделей становятся сверхжесткими, что приводит к существенному уменьшению шага интегрирования по времени и сильно замедляет процесс интегрирования таких уточненных моделей. Для ускорения процесса интегрирования уравнений движения с использованием неявных численных методов (ориентированных на решение жестких уравнений) были использованы уточненные аналитические выражения для элементов матриц Якоби контактных сил [1].

Объектом компьютерного моделирования являлся серийный полувагон модели 12-1000. Рассматривалось три варианта загрузки экипажа: порожний (осевая нагрузка 5 тс), груженный (осевая нагрузка 22,5 тс), груженный (осевая нагрузка 23,5 тс).

Были приняты следующие основные количественные показатели оценки безопасности движения и оценки износов колес: это минимальное значение коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельса (показатель безопасности движения) и удельная работа сил трения в контакте колесо — рельс (показатель механического износа профиля катания колеса и головки рельса). Анализ динамических параметров взаимодействия колес и рельсов вагонов включал в себя дополнительно оценку уровня динамических рамных сил в тележке.

Расчеты проводились для средней величины насадки колес и при значениях ширины колеи: 1510, 1515, 1520, 1524, 1526, 1528, 1530, 1540, 1550 мм. Условия проведения численных экспериментов представлены в табл. 1. Для определения рациональных параметров жесткости буксовых адаптеров предварительно была проведена серия многовариантных расчетов, на основании которых были приняты следующие величины поперечной, продольной и вертикальной жесткости: 3 МН/м, 2 МН/м, 5 МН/м, соответственно. Принятые неровности путевой структуры предоставлены Отделением комплексных испытаний ВНИИЖТа. Это численные реализации, снятые с натурной линии скоростного полигона Белореченская — Майкоп (рис. 1 а, б). Данные неровности были адаптированы ко второй степени отступления для скоростей движения 90 км/ч.

Таблица 1 — Условия проведения численных экспериментов

№	Наименование	Содержание			
		Полувагон			
1.	Тип экипажа	Полувагон			
2.	Состояние износа ходовых частей экипажа	Среднесетевой			
3.	Тип тележки	18100	18100 +адаптеры	18578	18578 +адаптеры
4.	Зазор между скользунами/суммарный каждой тележки, мм	8	8	нет	нет
	Зазор в буксовом проеме в поперечном направлении, мм	8	нет	8	нет
	Зазор в буксовом проеме в продольном направлении, мм	8	нет	8	нет
	Разность диаметров колес, мм	0	0	0	0
	Разность баз боковин	0	0	0	0
	Прокат, мм	0	0	0	0
	Износ гребня, мм	0	0	0	0
5.	Зазор в пятниковом узле, мм	2	2	2	2
6.	Завышение/занижение фрикционных клиньев, мм	0	0	0	0
7.	Профили колеса/рельс	Новое / новый рельс			
8.	Макропрофиль пути	Кривая радиуса 650 м с возвышением 100 мм			
9.	Геометрические неровности рельсовых нитей	Численные реализации предоставлены КИ ВНИИЖТ			
10.	Макрогеометрия кривой	Участок длиной 650 м, первые 50 м — прямая, 100 м — входная переходная кривая, 200 м круговой участок кривой, 100 м — выходная переходная кривая, прямая 200 м;			
11.	Коэффициенты трения скольжения в контактах колесо — рельс	0,25			
12.	Скорости движения	Кривая R 650 м — 90 км/ч			

Некоторые результаты компьютерного моделирования движения полувагона представлены в табл. 2.

Порожний полувагон является одним из наиболее сходоопасных экипажей. Однако, как показал анализ результатов компьютерного моделирования, при состоянии рельсовой колеи в пределах существующих норм на всем диапазоне изменения ширины рельсовой колеи (см. табл. 2) опасности схода (коэффициент запаса устойчивости менее 1) для всех типов исследуемых тележек не было зафиксировано. При этом минимальные значения коэффициента запаса устойчивости колес против схода существенно превышают минимально допустимый 1,2 [2]. Также необходимо отметить, что допустимый уровень значений рамных сил для данного вагона полувагона, равный 1,6 тс (16000 Н), на всем диапазоне изменения ширины рельсовой колеи не был превышен (см. табл. 2).

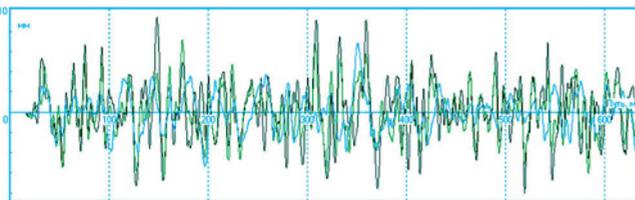


Рисунок 1а — Вертикальные неровности участка Белореченка — Майкоп

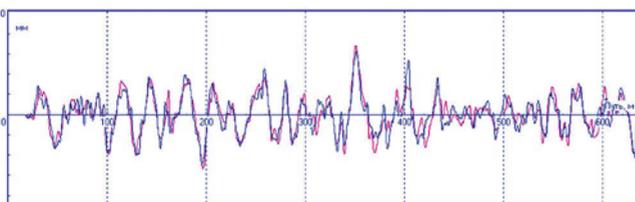


Рисунок 1б — Горизонтальные неровности участка Белореченка — Майкоп

Таблица 2 — Результаты компьютерного моделирования

Ширина колеи	Коэффициент запаса устойчивости											
	Осевая нагрузка 5 тс				Осевая нагрузка 22,5 тс				Осевая нагрузка 23,5 тс			
	18100	18100 адап.	18578	18578 адап.	18100	18100 адап.	18578	18578 адап.	18100	18100 адап.	18578	18578 адап.
1510	1.43	1.6	1.55	1.67	2.3	2.32	2.25	2.31	2.3	2.34	2.25	2.33
1515	1.47	1.65	1.63	1.72	2.37	2.43	2.32	2.43	2.37	2.44	2.35	2.46
1520	1.44	1.7	1.6	1.7	2.47	2.58	2.46	2.63	2.48	2.61	2.46	2.63
1522	1.46	1.74	1.58	1.67	2.59	2.71	2.59	2.77	2.61	2.75	2.63	2.83
1524	1.48	1.79	1.59	1.67	2.71	2.81	2.72	2.91	2.74	2.89	2.75	2.99
1526	1.5	1.84	1.6	1.68	2.85	2.98	2.83	3.11	2.94	3	2.82	3.14
1528	1.53	1.85	1.64	1.76	2.92	3.14	2.91	3.19	3.02	3.18	2.94	3.3
1530	1.58	1.88	1.72	1.81	3.01	3.25	3	3.39	3.02	3.38	2.97	3.43
1540	2.03	2.01	1.76	2.02	3.27	3.87	3.29	3.92	3.31	3.94	3.34	4
1550	1.89	2.03	1.72	1.86	2.96	3.48	3.05	3.62	3	3.6	3.06	3.59
Ширина колеи	Рамные силы, Н											
	Осевая нагрузка 5 тс				Осевая нагрузка 22,5 тс				Осевая нагрузка 23,5 тс			
	18100	18100 адап.	18578	18578 адап.	18100	18100 адап.	18578	18578 адап.	18100	18100 адап.	18578	18578 адап.
1510	8745	6410	7199	7173	27348	23202	28781	24049	33109	23728	30645	24549
1515	6613	6492	7466	6581	28338	22769	28227	23745	27999	22897	26324	24153
1520	6764	6150	7365	6737	26696	22009	26016	23647	27201	22425	27130	24585
1522	6793	6958	6842	6482	25942	22310	24523	24810	32452	23631	29963	25217
1524	6533	6788	6657	6484	24934	23024	24656	24630	25885	24046	26725	25528
1526	6727	6625	7140	6395	26712	22036	24809	23154	37172	22954	25573	23667
1528	6486	6498	6840	6187	26380	20740	24351	21440	27507	21411	25597	21932
1530	6441	6589	6763	6305	24144	21814	24430	20241	24942	22419	24197	21102
1540	6209	6519	8020	6990	26427	22080	24347	21059	30156	23415	26823	21630
1550	7175	6935	7290	7570	25715	21124	24682	20750	34860	21247	35885	21007
Ширина колеи	Удельная работа сил трения, Дж/м											
	Осевая нагрузка 5 тс				Осевая нагрузка 22,5 тс				Осевая нагрузка 23,5 тс			
	18100	18100 адап.	18578	18578 адап.	18100	18100 адап.	18578	18578 адап.	18100	18100 адап.	18578	18578 адап.
1510	420	371	442	426	1561	1388	1547	1413	1612	1437	1609	1453
1515	370	302	399	371	1199	1006	1190	1010	1229	1030	1212	1039
1520	323	244	365	333	915	741	899	725	936	761	916	748
1522	294	213	339	313	801	614	746	592	828	621	775	608
1524	265	185	320	293	721	506	685	487	756	516	697	497
1526	244	167	289	271	660	415	625	388	648	420	634	393
1528	215	154	264	244	635	305	600	295	652	331	597	298
1530	188	142	249	216	597	257	574	219	642	256	567	224
1540	124	108	161	118	544	97	529	86	565	101	531	89
1550	130	117	162	106	571	94	563	75	588	95	559	75

Как видно из табл. 2, увеличение ширины колеи ведет к существенному снижению удельной работы сил трения в контакте колесо — рельс. Так, изменение ширины колеи с 1520 до 1524 мм ведет к уменьшению значений удельной работы в среднем на 20% для всех типов исследуемых тележек. Сравнивая исследуемые тележки между собой, видно, что наилучшие результаты зафиксированы для тележки с буксовыми адаптерами. Если в качестве базового варианта рассматривать тележку модели 18-100 при ширине колеи 1520 мм (см. табл. 2), то видно, что использование буксовых адаптеров ведет к росту коэффициента запаса устойчивости на 18%, а для тележки модели 18-578 этот рост составляет 11%. Удельная работа сил трения в контакте колесо — рельс у тележки с буксовыми адаптерами в зависимости от ширины колеи ниже, чем у тележки модели 18-100 в среднем на 22%, а у тележки модели 18-578 выше в среднем на 19%.

Как видно из значения коэффициента запаса устойчивости и рамных сил (допустимое значение для осевой нагрузки 22,5 тс и 23,5 тс составляет 8,6 тс (86000 Н) и 9 тс (90000 Н)



соответственно [2]) (табл. 2), для груженого полувагона при всех значениях осевой нагрузки на всем диапазоне изменения ширины колеи и для всех типов исследуемых тележек находятся в пределах допустимых значений.

Анализируя результаты моделирования (см. табл. 2) полученные для груженого полувагона, видно, что наилучшие результаты также зафиксированы для тележек с буксовыми адаптерами. Так, коэффициент запаса устойчивости возрастает в среднем на 8% по сравнению с тележкой модели 18-100, а удельная работа сил трения снижается в среднем на 43%, при этом уровень рамных сил уменьшается на 15%.

Сравнивая между собой результаты, полученные для тележек модели 18-100 и модели 18-578, можно сделать вывод, что существенной разницы у них по показателям безопасности движения (коэффициент запаса устойчивости от вкатывания колеса на рельс) и износа (удельная работа сил трения в контакте колесо — рельс) практически нет (см. табл. 2). Необходимо также отметить, что уровень рамных сил у тележки модели 18-578 несколько ниже, чем у тележки модели 18-100, в среднем на 3% при осевой нагрузке 22,5 тс и на 6% при осевой нагрузке 23,5 тс.

Установка буксовых адаптеров на тележку модели 18-578, как видно из табл. 2, существенно улучшает показатели безопасности движения и износа по сравнению с прототипом. Сравнивая же тележки модели 18-100 с установленными буксовыми адаптерами и тележку модели 18-578 также с адаптерами, можно отметить незначительную разницу в полученных значениях исследуемых параметров.

Оценивая влияние ширины колеи на показатели износа, можно сделать однозначный вывод о том, что увеличение ширины колеи независимо от осевой нагрузки и типа тележки ведет к существенному снижению удельной работы сил трения и, следовательно, износа колес и головок рельса. Так при изменении ширины колеи с 1520 до 1524 мм происходит снижение удельной работы сил трения в среднем на 21%.

Для более полной оценки влияния изменения ширины колеи на параметры безопасности и износа в системе «колесо — рельс» проводилось компьютерное моделирование движения порожнего указанного полувагона в кривых радиуса 350 и 1200 м, с возвышением 100 мм в круговой кривой, с использованием серийных тележек 18-100. Как видно из рис. 2 и 3, безопасность движения обеспечивается во всем диапазоне изменения ширины колеи; при этом с увеличением зазора в колее существенно снижается удельная работа сил трения в контакте колесо — рельс. Так, в кривых радиуса 350 м при изменении ширины колеи с 1520 до 1524 мм это снижение составляет 5%, а с учетом того, что в кривой данного радиуса необходимо обустройство дополнительного уширения 10 мм, то это снижение составляет при ширине колеи 1530 мм примерно 10%, а при ширине 1534 мм — 24%. В кривых радиуса

1200 м также наблюдается существенное снижение удельной работы сил трения в контакте колесо — рельс. Так, при увеличении ширины колеи с 1520 до 1524 мм это снижение составляет 21%.

Исходя из вышесказанного, целесообразно изменить нормы содержания рельсовой колеи в кривых радиусом 350 м и более: базовая ширина колеи должна быть 1524 мм, в кривых радиусом менее 350 м базовая ширина колеи 1534 мм. Еще одним из возможных способов снижения износов в контакте колесо — рельс является внедрение грузовых тележек нового поколения с обрессоренными боковыми рамами. Как показало компьютерное моделирование, тележка модели 18-578, спроектированная с целью увеличения долговечности деталей и узлов, межремонтных пробегов и являясь по своей сути модернизацией тележки модели 18-100 по показателям безопасности движения и износа в системе «колесо — рельс», практически не отличается от прототипа. В связи этим необходимо, чтобы в тележках нового поколения была реализована буксовая ступень подвешивания, что, в свою очередь, даст значительное снижение износа ходовых частей, увеличит межремонтные пробеги и повысит безопасность движения.

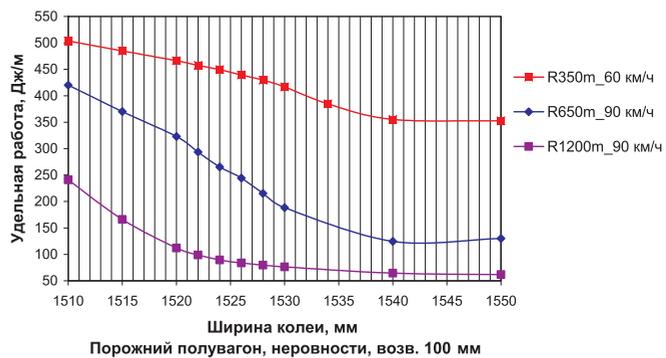


Рисунок 2 — Зависимость удельной работы сил трения от ширины колеи

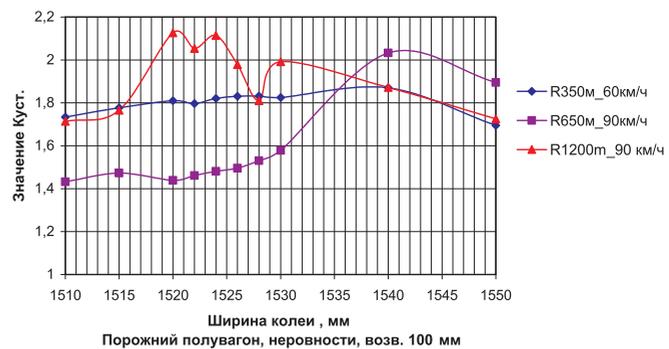


Рисунок 3 — Зависимость коэффициента запаса устойчивости от скорости и ширины колеи

## Литература

1. Погорелов Д.Ю. Моделирование механических систем с большим числом степеней свободы: Численные методы и алгоритмы: Дис. ... д-ра физ.-мат. наук: 01.02.01. Брянск, 1994. 262 с.
2. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М.: ГосНИИВ — ВНИИЖТ, 1996.

## КОНТРОЛЬ НАГРЕВА БУКС И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

На железных дорогах России эксплуатируются повсеместно напольные системы КТСМ бесконтактного теплового контроля буксовых узлов проходящих поездов. Системы аналогичного назначения широко используются и за рубежом. Системы основаны на контроле уровня инфракрасного излучения (ИК) буксовых узлов проходящих поездов.

По уровню нагрева буксовых узлов косвенно принимается решение о состоянии (нагреве) подшипников колесных пар. При этом важным моментом является то, какие детали буксового узла попадают в зону сканирования приемника ИК-излучения, расположенного в специальной напольной камере, размещенной около рельса. Очевидно, что напольная камера и ИК-приемник не могут менять своего положения в пространстве и тем самым ориентацию ИК-приемника в зависимости от типа проходящего подвижного состава. В связи с этим отечественные системы теплового контроля ориентированы в основном на сформировавшийся годами типаж грузового и пассажирского подвижного состава.

В последние годы наметилась тенденция разработки принципиально новых конструкций подвижного состава (специализированного, для высоких скоростей движения, повышенной комфортности, повышенной грузоподъемности и др.), а также закупки зарубежных моделей подвижного состава. Данная тенденция должна сопровождаться проверкой на стадии проектирования контролепригодности новых конструкций к диагностике системами бесконтактного теплового контроля и на этой основе разработкой требований, которые впоследствии могут служить фундаментом для разработки алгоритмов диагностирования. К сожалению, разработчики новых конструкций не уделяют этому внимания, обосновывая это: отсутствием требований подобного рода в техническом задании, предъявляемом заказчиком подвижного состава.

Разнообразие создаваемых конструкций тележек обуславливает разнообразие факторов, влияющих на тепловой контроль:

- различие в конструкциях корпусов букс разных моделей тележек;
- разные размеры баз тележек, что требует разных моделей управления включения аппаратуры для контроля при проходе поезда;
- наличие в конструкции одной модели тележки разных конструкций корпусов букс на первой и второй осях и вследствие этого считывания теплового излучения ИК-приемником с разных зон буксового узла, имеющих разный нагрев;
- наличие у буксы кронштейнов и других конструктивных элементов, закрывающих ИК-приемнику обзор непосредственно корпуса буксы;
- существование в тележках пассажирских вагонов надбуксового подвешивания с использованием различных упру-

гих и диссипативных элементов, закрывающих ИК-приемнику обзор корпуса буксы;

— наличие таких аэродинамических свойств рамы тележки, которые существенно определяют разный нагрев подшипников и корпусов букс на первой и второй осях тележки.

Игнорирование данных факторов приводит к серьезным проблемам при эксплуатации и подвижного состава в плане тепловой диагностики. Первые проблемы возникли при эксплуатации скоростного пассажирского поезда «Невский экспресс» на тележках модели 68-4076 и 68-4095 (рис. 1), эксплуатируемых на подшипниках кассетного типа. Статистический анализ показаний средств теплового контроля (СТК) на буксы данного поезда показал, что уровни нагрева на нечетных осях меньше, чем на четных осях, в среднем в 2 раза (рис. 2). При этом обычная средняя разница уровней нагрева между осями на типовых тележках пассажирских и грузовых вагонов составляет не более 10%. Таким образом,

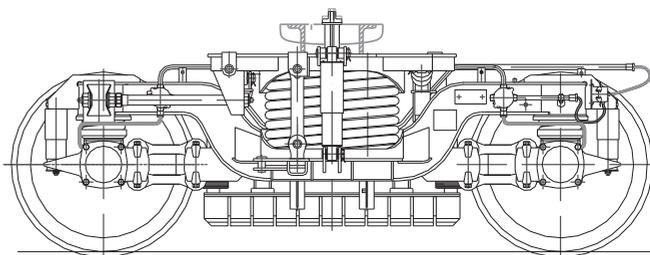


Рисунок 1 — Общий вид тележки модели 68-4076 (с чертежа ТВЗ)

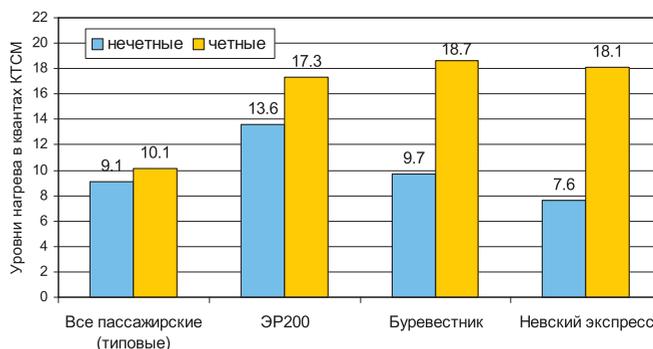


Рисунок 2 — Средние значения уровней нагрева буксовых узлов разных типов пассажирских вагонов на четных и нечетных осях



на данных тележках, если использовать одни и те же пороговые значения работоспособности букс по нагреву, по четным осям возможны ложные показания средств теплового контроля на работоспособные подшипники, а по нечетным осям возможно маскирование перегретых подшипников. В первом случае это может привести к необоснованным задержкам, а в другом случае — к появлению аварийных ситуаций. Ситуация усугубляется также и тем, что на данных тележках установлены конические подшипники кассетного типа, обладающие повышенным нагревом и непродолжительным опытом использования и поэтому неотработанными критериями отбраковки по температурному признаку.

Авторами предложен и выполнен комплекс теоретических и экспериментальных исследований по решению данной проблемы (рис. 3).

Применительно к тележке модели 68-4076, следуя схеме исследований (см. рис. 3), была построена упрощенная (в силу того объема чертежей, которые предоставил Тверской вагоностроительный завод) трехмерная модель тележки, которая исследовалась на аэродинамику в программном комплексе FLO WORKS. Имитировалось движение тележки со скоростью 180 км/ч за счет моделирования встречного потока воздуха с соответствующей скоростью. Анализ результатов,

представленных на рис. 4 в виде полей скоростей обтекания на поверхностях тележки, показывает, что по различным поверхностям корпуса буксы, скорости обтекания на первой оси в 1,3—2 раза выше. Это приводит к тому, что теплоотдача от буксы с соответствующих поверхностей в атмосферу на первой оси выше, чем на второй, а значит, температура этих поверхностей при одних и тех же технических состояниях подшипников будет ниже на первой оси, чем на второй. Выполненные расчеты на термомеханической модели буксового узла [1] позволили получить тепловые потоки, которые с применением программного комплекса ANSYS позволили провести расчеты температурных полей в буксовых узлах первой и второй осей (рис. 5) с учетом граничных условий теплоотдачи с поверхности.

Температуры в контрольных точках обеих буксовых узлов, обозначения которых показаны на рис. 5, при различных температурах наружного воздуха и скорости движения 180 км/ч приведены в табл. 1. Приведенные результаты наглядно показывают, что нагрев букс различный, если сравнивать относительные температуры (разница между абсолютной и температурой воздуха) деталей букс первой и второй осей, то получим, что соотношение этих температур по осям составляет 1,3—1,7 в зависимости от выбранной зоны на корпусе буксы или подшипника.

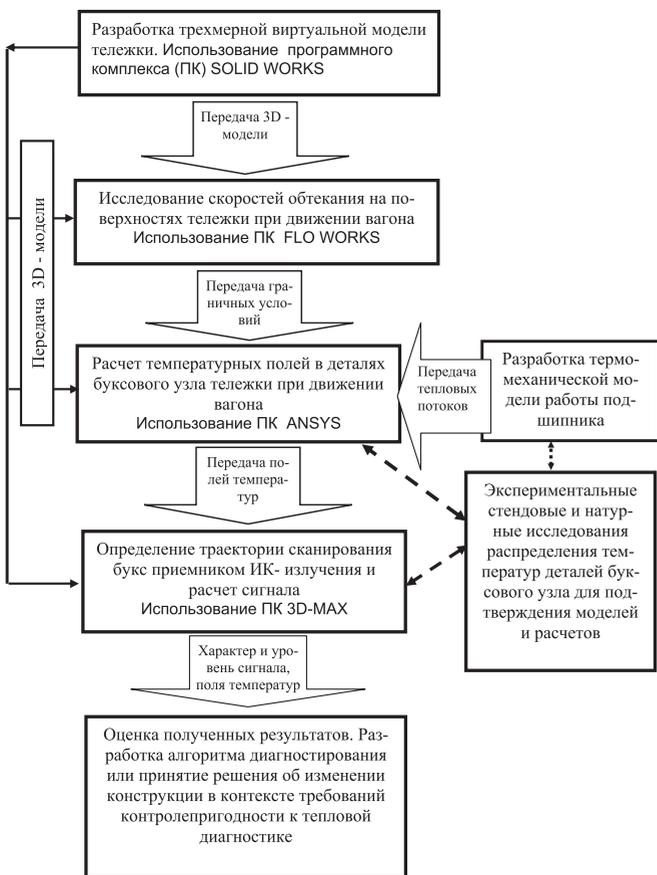


Рисунок 3 — Принципиальная схема исследований высокоскоростных тележек пассажирского подвижного состава в контексте теплового контроля

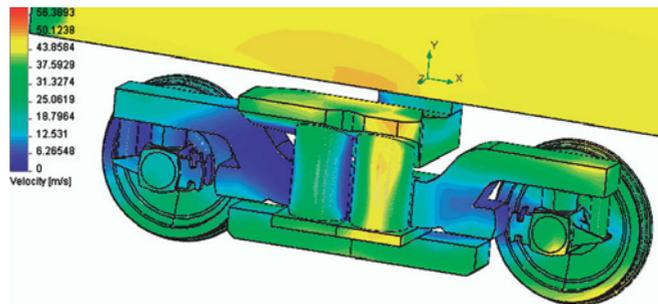


Рисунок 4 — Поля скоростей обтекания на поверхностях модели тележки 4076 при движении вагона со скоростью 180 км/ч

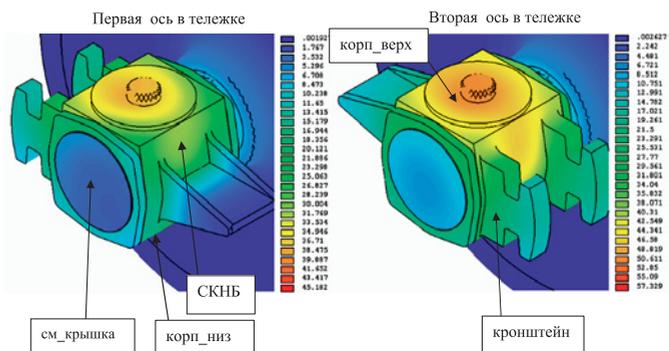
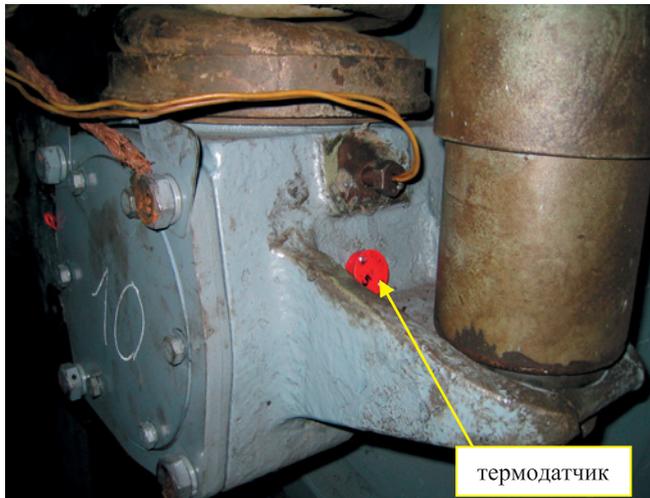


Рисунок 5 — Расчетные температурные поля на корпусах букс первой и второй осей тележки 4076 при движении со скоростью 180 км/ч при температуре наружного воздуха 0 °С (обозначены названия и места контрольных точек для сравнения букс)

**Таблица 1 — Значения расчетных температур в контрольных точках корпусов букс первой и второй осей тележки 4076 в зависимости от температуры воздуха при движении со скоростью 180 км/ч**

Температура наружного воздуха	Температура контрольных точек, °С											
	см_крышка		Корп_верх		корп_низ		СКНБ		кронштейн		нар_кол_под	
	1 ось	2 ось	1 ось	2 ось	1 ось	2 ось	1 ось	2 ось	1 ось	2 ось	1 ось	2 ось
-40	-35	-34	7	25	-11	4	-4	15	-13	-3	19	35
-30	-24	-25	13	28	-4	10	5	20	-5	4	23	38
-20	-15	-16	18	32	3	16	11	25	2	10	28	41
-10	-7	-6	24	37	12	22	18	31	9	17	33	45
0	3	6	32	43	23	31	26	37	17	25	39	51
10	13	14	40	51	30	36	35	44	27	33	48	59
20	23	25	49	59	39	45	44	52	36	42	56	66
30	32	34	57	67	46	55	52	61	45	51	65	75
40	42	43	66	76	56	63	61	69	54	60	73	83
Среднее отношение относительных температур на 2 и 1 осях Расчетное (экспериментальное)	1,70		1,36		1,39		1,38 (1,28)		1,39		1,3	

Для подтверждения результатов расчета и изучения температуры в реальных условиях проводились экспериментальные исследования по измерению температур буксовых узлов поезда «Невский экспресс». Испытания проводились во время рейсовых поездок поезда 01.04.06 на вагоне № 325436, в котором установлены в буксовых узлах кассетные подшипники фирмы «Бренко». Измерения проводились с помощью автономных датчиков — термометров Dallas Semiconductor с памятью на основе устройства iButton DS 1921, установленных при испытаниях на внешние детали буксового узла с помощью магнитного крепления. В качестве контрольной точки установки термодатчиков (рис. 6) была выбрана зона, близлежащая к зоне, в которой устанавливаются штатные датчики системы контроля нагрева букс (СКНБ). В этой же зоне определялись расчетные температуры (см. рис. 5 и табл. 1). Запись показаний температур велась на всем цикле «движение в Моск-

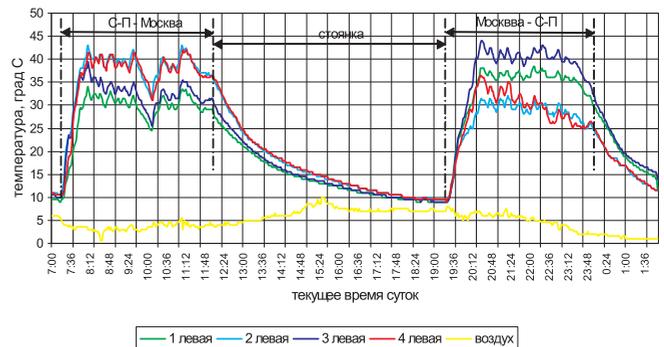


**Рисунок 6 — Установка термодатчика на первой буксе тележки 4076 при испытаниях**

ву из Санкт-Петербурга — стоянка — движение из Москвы в Санкт-Петербург», что отражено в виде графика изменения температур во времени в контрольных точках СКНБ (рис. 7) на четырех буксах, расположенных с одной стороны вагона.

Из зависимостей, приведенных на рис. 7, видно, что при движении поезда в одну сторону четные оси более нагретые, а при изменении направления движения поезда после стоянки эти же оси становятся менее нагретыми, так как становятся уже нечетными. Отношение математических ожиданий относительных температур букс в контрольных точках, например на осях второй по ходу движения (голубой на рис. 7) и первой (зеленый на рис. 7), при установившемся тепловом режиме работы букс при движении из Санкт-Петербурга составляет 1,28 (расчетное — 1,38, см. табл. 1).

Поскольку на уровень сигнала влияет то, какие зоны поверхности буксы попадают в зону сканирования ИК-приемником, то после теплового расчета, следуя схеме исследований (см. рис. 3), выполнялось с использованием трехмерных компьютерных моделей определение траектории сканирования букс тележки при ее движении приемником ИК-излучения средства теплового контроля КТСМ-01. То есть моделировалась ситуация проследования буксового узла через зону контроля приемника ИК-излучения. При этом решалась геометрическая пространственная задача определения траектории «пятна». «Пятно» образуется в каждый момент времени динамического пересечения поверхности буксового узла с зоной контроля приемника, выраженной в пространстве сферическим конусом с телесным углом, вершина которого находится в точке, из которой исходит оптическая ось приемника. Определение траектории «пятна» производилось на виртуальной модели тележки в программном комплексе 3D MAX. Результаты пространственного моделирования траектории сканирования для КТСМ-01 представлены в виде отдельных фиксированных кадров положения «пятна» на рис. 8. С полученной траектории по корпусу буксы и рассчитанных тепловых полей на корпусе буксе определялась осциллограмма условного сигнала, возникающего на приемнике, по интегральной температуре в «пятне» (см. рис. 8). Аналогичным образом определялась траектория сканирования букс на первой и второй осях ИК-приемником аппаратуры теплового контроля КТСМ-02 (рис. 9). Напомним, что у



**Рисунок 7 — Графики изменения во времени температур буксовых узлов в зоне установки СКНБ, полученные на тележках модели 68-4076 во время поездки «Невского экспресса» с левой стороны вагона № 32546**



КТСМ-02 приемник ориентирован на нижнюю часть корпуса буксы, в отличие от КТСМ-01, у которого приемник ориентирован на лицевую часть корпуса (крышку).

Рассчитанные осциллограммы сигналов для буксы на первой и второй осях тележки (см. рис. 8) наглядно показывают, что у КТСМ-01 сигнал с буксы на первой оси по амплитудному значению (принимаемому в качестве оценочного) при оценке по интегральным температурам в 2,05 раза меньше, чем буксы на второй оси.

Таким образом, при одинаковом техническом состоянии подшипников в буксах на первой и второй осях тепловой сигнал, считываемый системой контроля КТСМ-01, с буксы на первой оси в 2,05 раза меньше, чем с буксы на второй оси. Это происходит, как было показано моделированием, за счет неравнозначного обдува (охлаждения) букс на первой и второй осях, а также из-за считывания теплового сигнала при данной ориентации приемника с разных зон буксовых узлов, нагретых неодинаково.

При контроле по нижней поверхности буксы (КТСМ-02) отличие амплитудных значений по буксам на первой и второй оси менее существенное (1,21 раза), как показывают аналогичные расчетные осциллограммы сигнала (см. рис. 9). Это связано с тем, что контроль производится по одной и той же зоне поверхности букс и отличие значений амплитуд сигналов вызвано только аэродинамическими причинами.

Представленные результаты позволили обосновать причины полученной согласно статистике показаний средств теплового контроля КТСМ-01 двукратной разницы уровней нагрева четных и нечетных осей высокоскоростных поездов на тележках модели 68-4076 и аналогичных моделей.

Результаты проведенных исследований послужили основанием для первоочередного оснащения установками КТСМ-02 магистралей ОАО «РЖД» с высокоскоростным движением (Москва — Санкт-Петербург; Москва — Адлер; Москва — Красноярск)

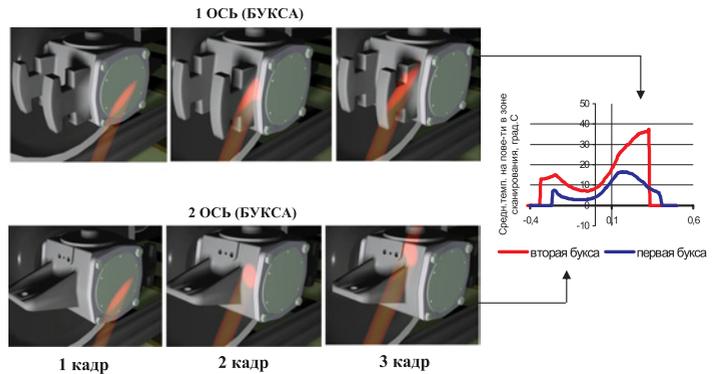


Рисунок 8 — Кадры траектории сканирования приемником ИК-излучения КТСМ-01 первой и второй букс тележки 68-4076 и соответствующие осциллограммы теплового сигнала на приемнике в интегральных температурах в «пятне»

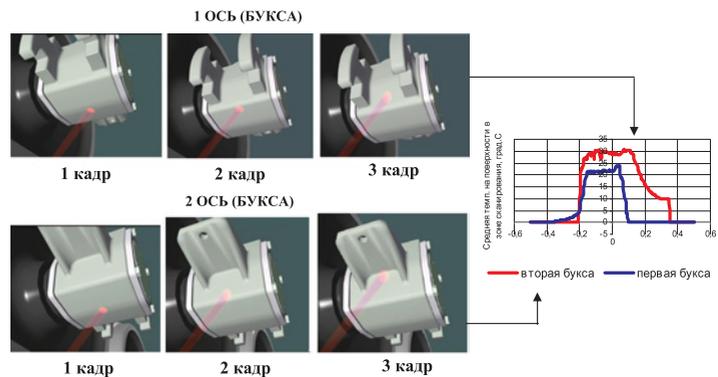


Рисунок 9 — Кадры траектории сканирования приемником ИК-излучения КТСМ-02 первой и второй букс тележки 68-4076 и соответствующие осциллограммы теплового сигнала на приемнике в интегральных температурах в «пятне»

## Литература

1. Миронов А.А., Павлюков А.Э., Образцов В.Л., Занкович А.В. Моделирование температурных полей буксового узла с цилиндрическими и коническими роликовыми подшипниками // Вестник ВНИИЖТ. 2007. № 2. С. 37 — 40.

## РАЗРАБОТКА ДЕМПФИРУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ ЗАЩИТЫ СПЕЦИАЛЬНЫХ ГРУЗОВ ПРИ ПЕРЕВОЗКЕ ОТКРЫТЫМ ПОДВИЖНЫМ СОСТАВОМ

Железнодорожный транспорт сегодня является наиболее выгодным средством перевозки грузов на средние и большие расстояния. Однако существующий в настоящее время массовый подвижной состав не всегда может обеспечить сохранность грузов. Так, во время транспортировки груз испытывает колебательные и вибрационные воздействия со стороны подвижного состава, а во время проведения маневровых операций — ударные, которые могут привести к частичному разрушению или порче некоторых грузов (точное оборудование, сложные машины, электронные устройства и т.д.).

При транспортировке груз приобретает значительные ускорения, которые приводят к возникновению усилий в различных элементах груза и креплении его к вагону. Поэтому для сохранности груза во время перевозки необходимо обеспечить уровень его ускорений, не превышающий установленное производителем значение. Это возможно сделать введением в систему закрепления упруго-демпфирующих элементов. «Нежесткое» закрепление груза предполагает его некоторую подвижность относительно кузова вагона или тары. Поэтому при проектировании системы демпфирования грузов необходимо определить ее рациональные параметры с точки зрения обеспечения приемлемого уровня ускорений при наименьших перемещениях защищаемого груза.

Далее представлены этапы разработки демпфирующей системы для защиты груза от ударного и вибрационного воздействия со стороны подвижного состава на конкретном примере.

Грузом, требующим защиты, является газотурбинный авиадвигатель, используемый в гражданской авиации. В настоящее время производитель тратит значительные средства на транспортировку к месту ремонта и обратно, используя при этом авиатранспорт. Опыт перевозки железнодорожным транспортом показал невозможность обеспечения сохранности авиадвигателя при существующих условиях закрепления его на подвижном составе. После транспортировки железнодорожным транспортом обнаруживались дефекты в некоторых элементах авиадвигателя, которые не наблюдались при использовании авиатранспорта.

**Задача.** Дать рекомендации к проектированию демпфирующей системы для перевозки авиадвигателя железнодорожным транспортом. В рекомендациях указываются общая схема системы, расположение упруго-демпфирующих элементов и их параметры (силовые характеристики). Уровень ускорений авиадвигателя при перевозке не должен превышать значения 0,5g во всех направлениях.

В качестве транспортной тары для перевозки авиадвигателя в настоящее время используется специализированный контейнер, обеспечивающий его надежное закрепление. Данная система крепления не имеет демпфирующих элементов, поэтому авиадвигатель испытывает все воздействия, передаваемые контейнеру от вагона. Контейнер имеет нижнюю и верхнюю части. Нижняя часть крепится к кузову вагона

стандартным способом посредством проволочных растяжек и упорных брусков. Верхняя часть крепится к нижней в местах технологических разрывов с помощью болтового соединения. Авиадвигатель располагается в специальной подвеске, имитирующей его реальное закрепление на самолете. Система тяг подвески исключает перемещение авиадвигателя внутри контейнера. При проектировании системы демпфирования необходимо сохранить данный способ крепления авиадвигателя к подвеске, внося изменения между подвеской и опорной частью контейнера.

**Выбор метода исследования.** Для определения параметров демпфирования необходимо знать уровень динамической нагруженности авиадвигателя при перевозке в специализированном контейнере без демпфирующей системы. Обзор экспериментальных исследований [1 — 4] показал, что наибольшие вертикальные и горизонтальные поперечные ускорения кузовов вагона и закрепленный на нем груз испытывают при движении по неровностям пути с максимальными скоростями. В продольном направлении максимальные значения ускорений возникают при маневровых работах, особенно при роспуске вагонов с сортировочной горки. Согласно теоретическим и экспериментальным исследованиям [1—4], ускорения порожнего вагона в вертикальном направлении при движении с максимальными скоростями (90 км/ч) достигают 0,6g, в горизонтальном поперечном — 0,5g. Максимальные значения продольного ускорения могут достигать 4g при сцеплении вагонов во время маневровых операций (не более 3 км/ч) и 5g при роспуске с сортировочных горок при максимальной скорости соударения 5 км/ч [1]. На практике скорости соударения вагонов при роспуске с горки достигают 15 км/ч, при этом со скоростями более 7,5 км/ч происходит 60—70% соударений вагонов [2]. С увеличением массы груза максимальные ускорения при тех же условиях имеют меньшие значения.

Видно, что максимальные значения продольных ускорений вагона на порядок выше вертикальных и горизонтальных поперечных и возникают при разных условиях. Поэтому на первом этапе разработки демпфирующего устройства можно разделить задачу на две независимые: исследование вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений при движении с максимальными скоростями (90 км/ч) и исследование продольных ускорений при соударении вагонов.



Проведение натурных испытаний с каждым конкретным грузом требует значительных затрат. Поэтому для решения данной задачи применялось имитационное моделирование. Для определения ускорений авиадвигателя была построена компьютерная модель четырехосной платформы с контейнером в среде автоматического синтеза уравнений движения «Универсальный механизм» (Брянск). Модель вагона основана на имитационной модели четырехосного полувагона, которая была построена ранее и прошла верификацию по поездным испытаниям [5]. Модель (рис. 1) представляет собой совокупность твердых тел, соединенных силовыми элементами различного типа (упруго-диссипативными, упруго-фрикционными). Контейнер имеет жесткое закрепление на кузове вагона. Предполагается, что при этом кузов и контейнер приобретают максимальные ускорения, близкие по значению. Авиадвигатель также имеет абсолютно жесткую связь с контейнером.

### Определение вертикальных и поперечных ускорений

Проводилось моделирование движения вагона с контейнером по случайным неровностям пути, во время которого строились графики зависимости вертикального и горизонтального поперечного ускорения кузова вагона и авиадвигателя в контейнере (рис. 2).

По осциллограммам определялись максимальные значения. Видно, что вертикальные ускорения кузова вагона и авиадвигателя ненамного превышают значение  $0,5g$ , а горизонтальные поперечные ускорения достигают  $0,4g$ , что меньше порогового значения ускорения для авиадвигателя ( $0,5g$ ). Поэтому для обеспечения требуемого уровня ускорений авиадвигателя необходимо в систему ввести демпферы, допускающие незначительные деформации, тем самым уменьшая передающееся через них усилие. Высокочастотные вибрации

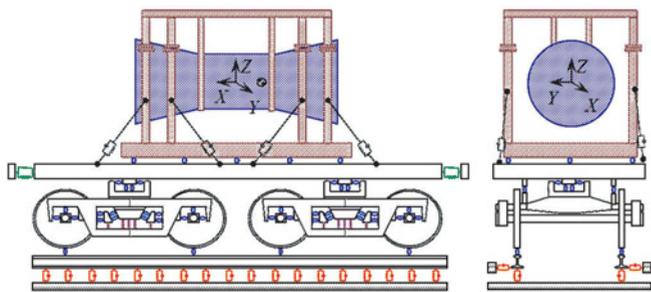


Рисунок 1 — Схема взаимодействия элементов вагона и контейнера с авиадвигателем

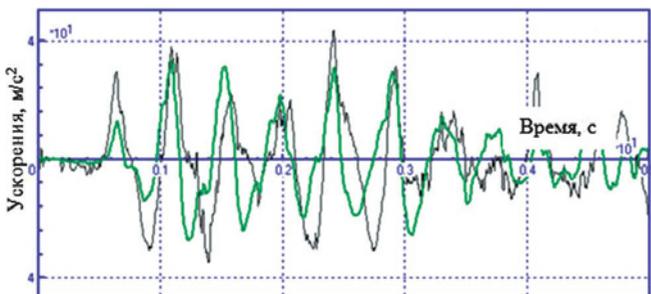


Рисунок 2 — Осциллограммы ускорений авиадвигателя

кузова вагона, элементов ходовых частей, а также рамы контейнера также будут сглажены данным демпфером.

Наиболее рациональные значения жесткостных и демпфирующих характеристик амортизатора определяются с помощью многовариантных расчетов с пошаговым изменением параметров.

### Определение продольных ускорений

Разработка демпфирующей системы для гашения ударов в продольном направлении осложняется тем, что реальные скорости соударения вагонов на сортировочных горках превышают установленные «Правилами технической эксплуатации железных дорог» [6]. Иногда скорости соударения превышают допустимые в три раза. Поэтому для такого ответственного груза, как авиадвигатель, необходимо исключить горочные операции и при разработке учитывать только соударения при маневровых операциях, проводимых с участием локомотива.

Как было сказано выше, продольные ускорения превышают пороговое значение в несколько раз, поэтому для его уменьшения требуется система, допускающая значительные перемещения демпфируемого объекта (авиадвигателя).

Теоретический анализ позволяет определить порядок значений жесткости системы и ее ход (необходимое отклонение для уменьшения продольного динамического воздействия), но не учитывает работу поглощающего аппарата автосцепки и силы неупругого сопротивления в системе демпфирования.

Поэтому было проведено уточненное моделирование соударения вагонов, которое позволяет определить ускорения вагона и авиадвигателя, а также перемещения, учитывая работу автосцепного устройства с поглощающим аппаратом. Для моделирования соударения используется та же модель, что и при моделировании движения по неровностям пути, но в нее добавлена дополнительная связь, имитирующая работу упруго-фрикционного поглощающего аппарата Ш-2-В.

Для верификации модели было смоделировано соударение вагонов с разными скоростями (0—15 км/ч) и массой груза (0, 10, 20 и 60 т). При этом строились осциллограммы ускорений кузова вагона и груза (рис. 3).

По осциллограммам определялись максимальные значения, по которым строились графики зависимости ускорения кузова вагона от скорости соударения (рис. 4). Из графиков

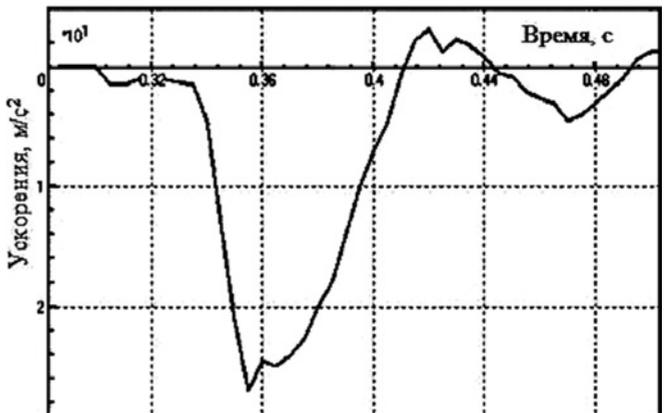


Рисунок 3 — Осциллограммы продольных ускорений кузова вагона и авиадвигателя

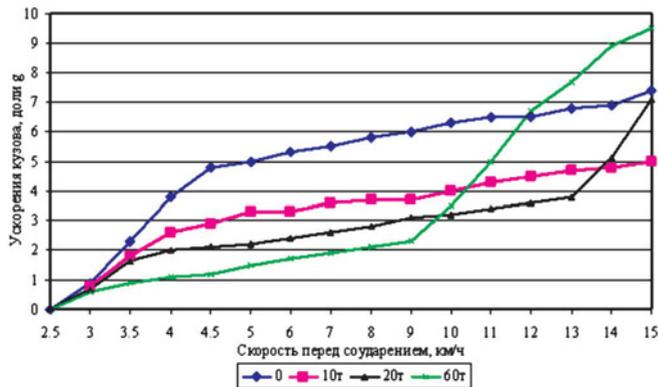


Рисунок 4 — Графики зависимостей продольного ускорения кузова вагона и груза при соударении вагонов с разными скоростями и массе груза

видно, что ускорения порожнего вагона уже на малых скоростях соударения достигают больших значений в отличие от груженого вагона. Нелинейность графиков объясняется начальной затяжкой пружины поглощающего аппарата и исчерпыванием его рабочего хода (крутые участки). Полученные зависимости схожи с зависимостями, построенными по результатам проводимых ранее экспериментов [3, 4].

Из графиков видно, что груз массой 10 т (масса контейнера с авиадвигателем 9 т) при соударении со скоростью 3 км/ч (максимальная допустимая скорость сцепления вагонов [5]) испытывает ускорения более 2,5g.

Далее проводилось моделирование продольного соударения вагона и закрепленного на нем авиадвигателя в контейнере с другим вагоном. Продольные ускорения авиадвигателя при скорости соударения 3 км/ч достигали 2,5g, что в пять раз превышает пороговое значение 0,5g.

#### Выбор схемы демпфирующей системы

Проведенные исследования показали, что авиадвигатель испытывает ускорения в продольном направлении, в несколько раз превышающие вертикальные и горизонтальные поперечные ускорения. Причем вертикальные ускорения немного превышают пороговый уровень, в отличие от продольных. Следовательно, демпфирующая система должна обеспечивать в продольном направлении значительно большую подвижность для обеспечения требуемого уровня ускорений авиадвигателя.

Решением является применение различных демпфирующих элементов для каждого направления, расположенных на разных ступенях, работающих независимо друг от друга.

Система демпфирования (рис. 5) представляет собой две ступени. Первая ступень — упруго-демпфирующий элемент (тросовый амортизатор, полиуретановый или резиновый демпфер) позволяет гасить высокочастотную вибрацию кузова вагона, а также элементов ходовых частей (тележек) и уменьшать воздействие вагона при прохождении неровностей железнодорожного пути. Она расположена в технологическом разрыве рамы контейнера. Вторая ступень системы обеспечивает гашение продольных колебаний и ударов подвижного состава, передающихся авиадвигателю. Она связывает авиадвигатель с контейнером. В качестве этой ступени подвешивания

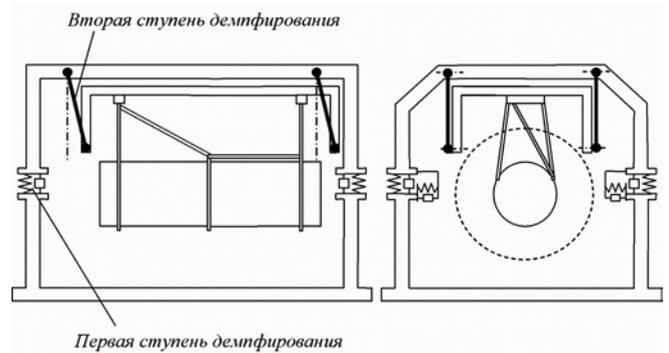


Рисунок 5 — Схема подвешивания авиадвигателя в контейнере

принято возвращающее устройство маятникового типа, допускающее значительные перемещения.

Для гашения ударного воздействия в продольном направлении предлагается использование маятникового подвеса, соединяющего авиадвигатель с верхней частью контейнера.

#### Определение параметров демпфирующих элементов

Для определения возможных параметров амортизаторов первой ступени проводилось многовариантное моделирование движения вагона с контейнером по неровностям пути со скоростью 90 км/ч. При этом принималось, что амортизатор имеет одинаковые параметры жесткости и диссипации во всех направлениях. По результатам моделирования (осциллограммам ускорений авиадвигателя) определялось множество упруго-диссипативных параметров демпфирующего элемента (амортизатора), обеспечивающих приемлемый уровень ускорений авиадвигателя.

Исследование работы маятникового подвеса теоретическим путем представляет собой непростую задачу, так как требует учета многих параметров (длины тяги, массы груза, инерционных параметров и центробежных сил). С добавлением к маятнику сил неупругого сопротивления задача становится еще трудней. Имитационное моделирование позволяет исследовать различные комбинации и схемы расположения упруго-диссипативных элементов в сочетании с маятниковым подвесом. При этом учитываются упруго-диссипативные параметры демпфирующих элементов и длина маятниковых тяг. Минимальное значение длины тяги ограничивается уровнем вертикального ускорения авиадвигателя при отклонении возвращающего устройства при соударении вагонов. Максимальное значение — конструкцией контейнера (рис. 6).

Для подвешивания лучше использовать наибольшую возможную длину маятниковой подвески, так как при этом обеспечивается меньшее смещение авиадвигателя в вертикальном направлении при отклонении от положения равновесия, возникают меньшие вертикальные ускорения двигателя, а также меньшие центробежные силы. Наибольшая длина маятникового подвеса ограничивается габаритами авиадвигателя в контейнере.

Маятниковому подвешиванию можно придать дополнительную жесткость использованием, например, торсиона в шарнирном соединении (а), а также резиновых элементов, располагаемых на небольшом расстоянии от «мертвой точки» подвешивания (б), что обеспечит их небольшую деформацию и достаточное отклонение маятника от положения равновесия (рис. 7).

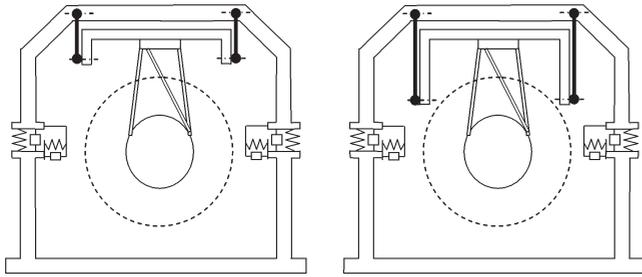


Рисунок 6 — Схема расположения в контейнере маятниковых тяг различной длины

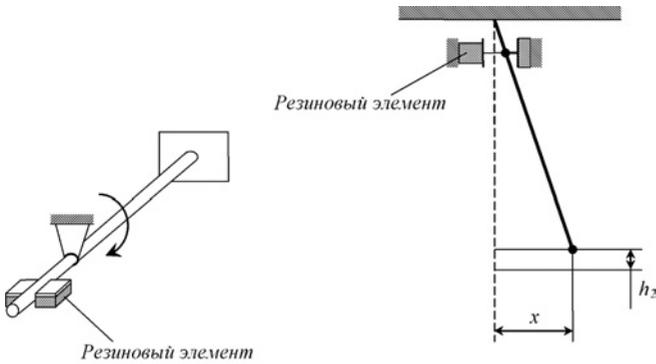


Рисунок 7 — Способы введения в маятниковую подвеску упруго-диссипативных сил

В данной разработке в качестве демфирующих элементов маятниковой подвески рассматривались гидравлические амортизаторы в сочетании с упругим элементом (рис. 8).

В этой схеме предусматривается крепление упруго-диссипативного элемента к середине маятниковой подвески с одной стороны и к кронштейну верхней части контейнера с другой. Демпфер при этом в состоянии покоя системы располагается горизонтально.

Для определения параметров маятниковой демфирующей системы проводились многовариантные расчеты с различными значениями длины маятникового подвеса, жесткости и коэффициента диссипации демпферов. Во время моделирования были построены осциллограммы ускорений (рис. 9), перемещений (рис. 10а) авиадвигателя, возникающих усилий в различных элементах системы (рис. 10б) во времени, а также зависимости этих величин друг от друга (рис. 11).

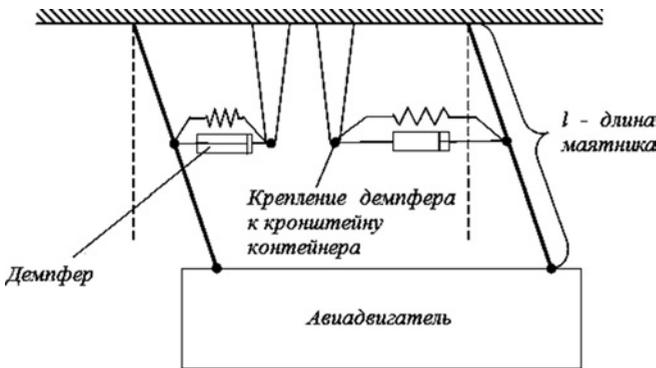


Рисунок 8 — Схема расположения демпферов в маятниковой системе

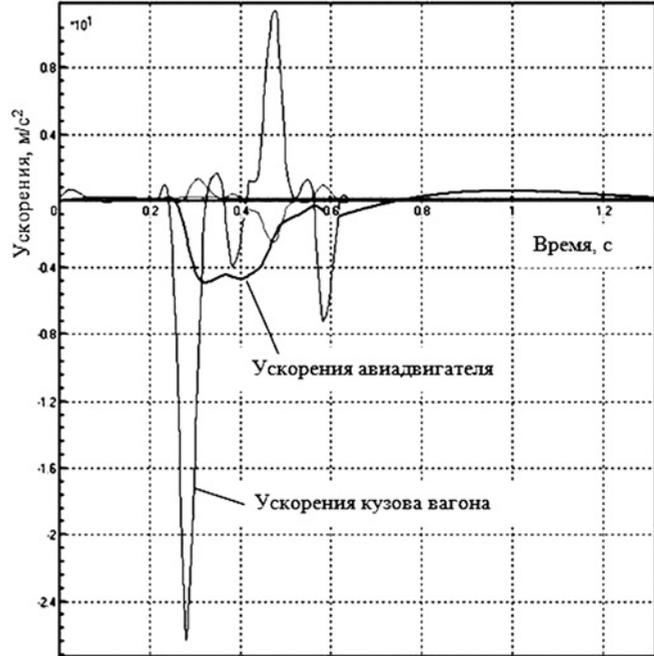


Рисунок 9 — Осциллограммы продольных ускорений кузова вагона, авиадвигателя и вертикальных ускорений авиадвигателя при продольном соударении вагонов

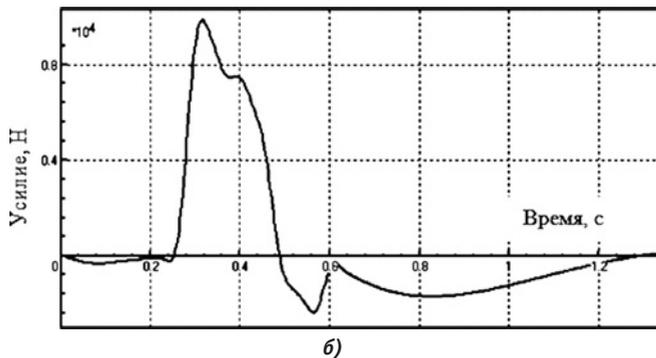
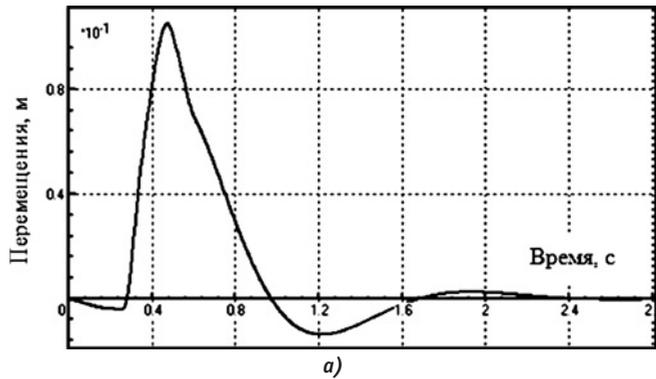


Рисунок 10 — Осциллограммы продольных перемещений авиадвигателя относительно положения равновесия (а) и усилие в демпфере (б) при продольном соударении вагона

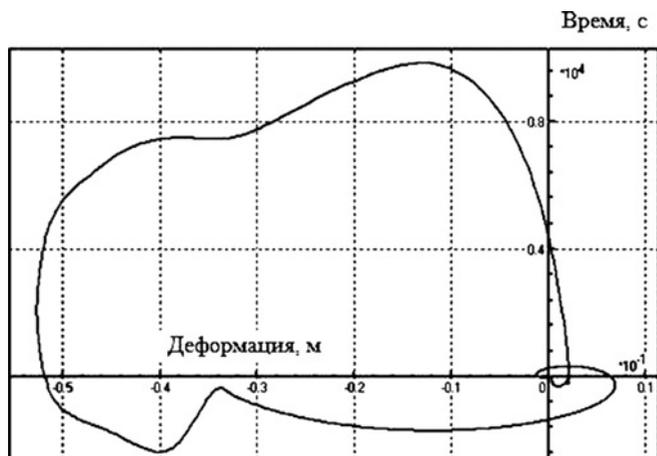


Рисунок 11 — График зависимости усилия в демпфере от его деформации при продольном соударении вагона

Для нахождения оптимального сочетания параметров системы (расположения элементов, упруго-диссипативных свойств демпферов) проводилось моделирование и строились графики зависимости ускорения и перемещений авиадвигателя от значений этих параметров (рис. 12).

Далее производилось объединение найденных интервалов значений параметров, удовлетворяющих всем требованиям, предъявляемым к системе демпфирования, определяя, таким образом, множество решений. Например, в нашем случае основным требованием к системе является ее способность снизить уровень ускорений авиадвигателя до приемлемого значения, при этом перемещения авиадвигателя должны быть наименьшими.

### Выводы

1. В процессе разработки демпфирующего устройства для перевозки авиадвигателя открытым подвижным составом была построена математическая модель вагона с закрепленным на нем контейнером. Исследования на модели нагруженности авиадвигателя, размещенного в контейнере с базовой схемой закрепления («жесткой»), показали необходимость разработки демпфирующего устройства для гашения чрезмерных ускорений.

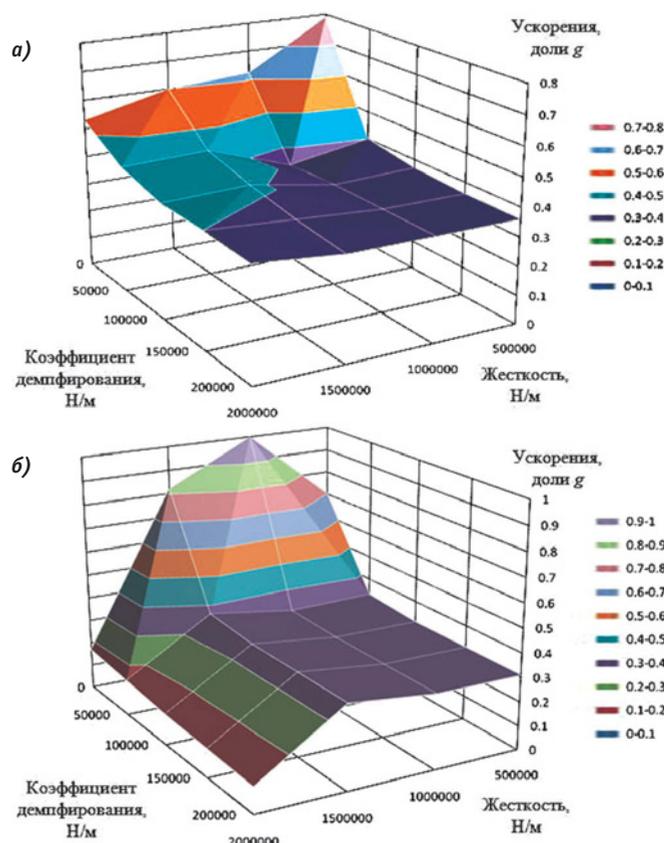


Рисунок 12 — Графики зависимости ускорения авиадвигателя (а) и перемещения (б) от упруго-диссипативных параметров демпфера

2. Предложен вариант модернизации специализированного контейнера, заключающейся в установке внутри контейнера демпфирующего устройства, сохраняя прежний способ закрепления авиадвигателя. Моделированием определены параметры демпфирующих элементов и их расположение.

3. По результатам исследований, изложенным в данной статье, ведется подготовка конструкторской документации на изготовление опытного образца контейнера с демпфирующим устройством для проведения натурных испытаний.

### Литература

1. Малов А. Крепление грузов на открытом подвижном составе для перевозки при высоких скоростях движения // Труды ВНИИЖТ. 1965. Вып. 294.
2. Андреев В.М., Болотин В.А. Определение силовых воздействий на крупнотоннажные контейнеры при транспортировке их по железной дороге // Динамика вагонов: Труды ЛИИЖТ / под общ. ред. И.И. Челнокова. Л. 1977. Вып. 403.
3. Малов А.Д. Исследование ускорений и перемещение грузов в вагонах // Вестник ВНИИЖТ. 1979. № 4. С. 50 — 55.
4. Расчет грузовых вагонов на прочность при ударах: учебное пособие для вузов железнодорожного транспорта / Е.П. Блохин, И.Г. Барбас, Л.А. Манашкин и др. — М.: Транспорт, 1989. 230 с.
5. Павлюков А.Э., Погорелов Д.Ю., Юдакова Т.А. Разработка математической модели железнодорожного экипажа в программной среде автоматизированного синтеза уравнений // Информационные технологии в моделировании и управлении: Труды II Международной научно-практической конференции, 20 — 22 июня 2000 года. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2000. С. 298 — 300.

# МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОЗА С ЦЕЛЬЮ ОПТИМИЗАЦИИ КОЛИЧЕСТВА ПАРАМЕТРОВ КОНТРОЛЯ

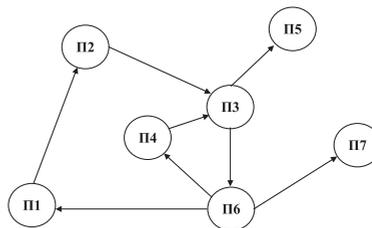
Дизель-генераторная установка (ДГУ) тепловоза представляет собой сложную электромеханическую систему, эффективность функционирования которой может характеризоваться большим количеством выходных параметров различной физической природы. Контроль всех возможных параметров связан с большими материальными и временными затратами, которые, возможно, не всегда оправдываются.

Очевидно, на сегодняшний день возникает необходимость минимизации количества контролируемых параметров, то есть выбора ограниченного числа параметров, с использованием которых достаточно точно характеризуется техническое состояние контролируемого объекта. Большое разнообразие свойств объекта контроля затрудняет формулировку общего подхода к решению задачи оптимизации и вынуждает в каждом конкретном случае искать частный способ определения структуры контролируемых параметров [1, 2].

Трудности, связанные с нахождением оптимального количества параметров контроля качества функционирования ДГУ тепловоза, могут быть преодолены путем применения математических методов исследования взаимосвязи между входными и выходными параметрами работы ДГУ, основанных на использовании теории графов и законах алгебры логики [3]. Представление процесса функционирования силовой установки тепловоза с помощью граф-модели позволит более полно описать взаимодействие ее многочисленных узлов и деталей. Созданию модели функционирования ДГУ тепловоза предшествует этап многостороннего анализа объекта контроля, имеющегося в технической литературе, сведений о структуре, составе и способе функционирования объекта исследования.

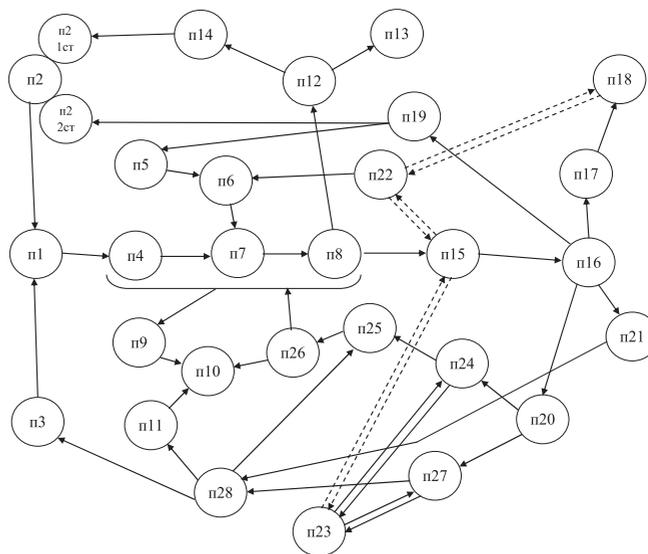
Для целей контроля качества функционирования объекта исследования граф-модель должна представлять отображение пространства взаимовлияния параметров, более или менее доступных для наблюдения или измерения. Построение такой модели тепловозной ДГУ необходимо начинать с ее создания в пространстве контролируемых свойств, так как функционирование сложных технических систем, к которым относится тепловозная ДГУ, может быть описано лишь на таком уровне.

Таким образом, на первом этапе моделирования выбраны наиболее обобщенные свойства функционирования дизель-генераторной установки, которые могут быть связаны в единую систему, и может быть получен ориентированный граф, отображающий взаимное отношение выбранных свойств (рис. 1). Последующая его детализация позволила построить граф-модель силовой установки тепловоза в целом в пространстве свойств (рис. 2).



П1 — свойство сжимать воздух компрессорами двигателя; П2 — свойство подавать топливо в форсунки и образовывать горючую смесь; П3 — свойство вырабатывать в процессе горения топлива кинетическую энергию газов; П4 — свойство обеспечивать множество вспомогательных процессов функционирования; П5 — свойство выбрасывать отработавшие газы и взаимодействовать с окружающей экологической средой; П6 — свойство распределять полученную энергию; П7 — свойство преобразовывать кинетическую энергию газов в электрическую и передавать ее на тяговые электродвигатели

Рисунок 1 — Ориентированный граф в пространстве свойств дизель-генераторной установки тепловоза



n1 — подвоз воздуха к цилиндрам дизеля; n2 — забор воздуха из атмосферы и его двухступенчатое сжатие; n3 — охлаждение наддувочного воздуха; n4 — сжатие воздуха в результате движения поршня; n5 — размещение запасов топлива, фильтрация, подвоз топлива к дизелю; n6 — подача дозированного топлива; n7 — процесс сгорания; n8 — процесс расширения; n9 — выделение тепла при сгорании топлива и работе кривошипно-шатунного механизма и деталей цилиндрично-поршневой группы; n10 — тепловая напряженность дизеля; n11 — принудительный отвод тепла от деталей дизеля; n12 — удаление газов из цилиндров дизеля; n13 — выброс газов в окружающую среду; n14 — использование энергии отработавших газов на привод компрессора; n15 — передача выработанной энергии коленчатому валу дизеля; n16 — распределение переданной энергии; n17 — передача вращающего момента тяговому генератору; n18 — преобразование переданной механической энергии в электрическую, и ее передача на тяговые электродвигатели; n19 — передача вращающего момента верхнему коленчатому валу на привод центробежного нагнетателя и кулачков вала топливных насосов; n20 — передача вращающего момента нижнему коленчатому валу двигателя на привод масляного и водяного насосов; n21 — передача вращающего момента переднему и заднему распределительным редукторам на привод агрегатов тепловоза; n22 — автоматическое регулирование частоты вращения коленчатого вала двигателя и нагрузки дизель-генераторной установки; n23 — автоматическая защита дизель-генераторной установки; n24 — обеспечение функционирования масляной системы; n25 — размещение запасов, циркуляция, фильтрация, охлаждение масла; n26 — уменьшение сил трения и отвод тепла за счет смазки трущихся поверхностей; n27 — обеспечение функционирования водяной системы; n28 — размещение запасов, циркуляция, охлаждение воды.

Рисунок 2 — Детализированная граф-модель функционирования дизель-генераторной установки в пространстве основных свойств



Полученная модель (см. рис. 2) является первоначальной и использовалась в качестве исходной для построения конкретизированных моделей в пространстве параметров, которые получаются путем замены каждого свойства  $p_i$  характеризующими его параметрами.

Рассмотрим основные этапы построения, результаты обработки граф-модели и выбора параметров контроля применительно к масляной системе дизеля. Масляная система главного контура дизеля 10Д100, представленная на рис. 3, является структурным элементом, в значительной степени определяющим текущее техническое состояние дизель-генераторной установки.

На первом этапе моделирования каждое свойство  $p_i$  заменяется характеризующими его параметрами, которые соединяются между собой ребрами в соответствии с моделью функционирования (рис. 4 а, б).

На втором этапе, путем дополнения модели множествами структурных параметров, множествами входных параметров и множествами сопутствующих параметров, была получена оптимизированная граф-модель функционирования масляной системы главного контура в пространстве параметров (рис. 4 в). Полученная граф-модель является подмоделью модели функционирования дизель-генераторной установки.

Составленная граф-модель позволяет минимизировать число точек контроля качества функционирования масляной системы основного контура дизеля. Математически данную задачу можно свести к отысканию минимальных внешне устойчивых подмножеств графа, что предполагает уменьшение числа вершин модели в пространстве параметров путем их отбрасывания таким образом, чтобы они отображались в отображенных при минимизации вершинах.

Рассмотрим логический подход к задаче минимизации числа точек контроля [3].

С математической точки зрения представленная граф-модель масляной системы задана множеством параметров  $X$ , образующих множество вершин графа,

$$X = \{N_{мн}, G_{мн}, Y_{мкд}, T_{мдиз}, P_{мтр0}, R_{мфго}, P_{мтр1}, P_{ммк}, V_{мвмт}, T_{мвмт}, N_{пр}, T_{ввмт}, P_{мдиз}, T_{мдиз0}, D_{мн}, D_{кд}, D_{фго}, D_{мк}, D_{трм}, D_{вмт}\}, (1)$$

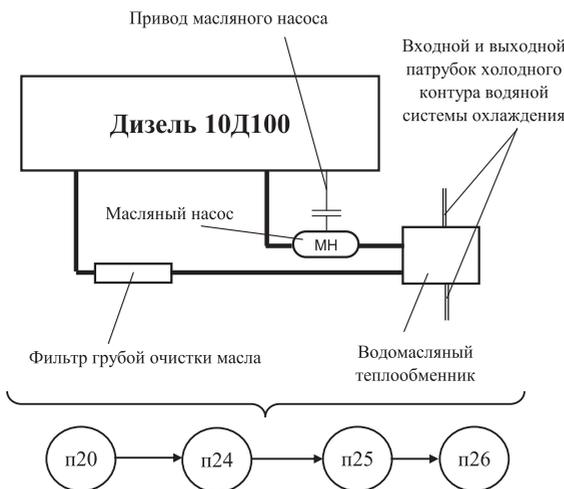
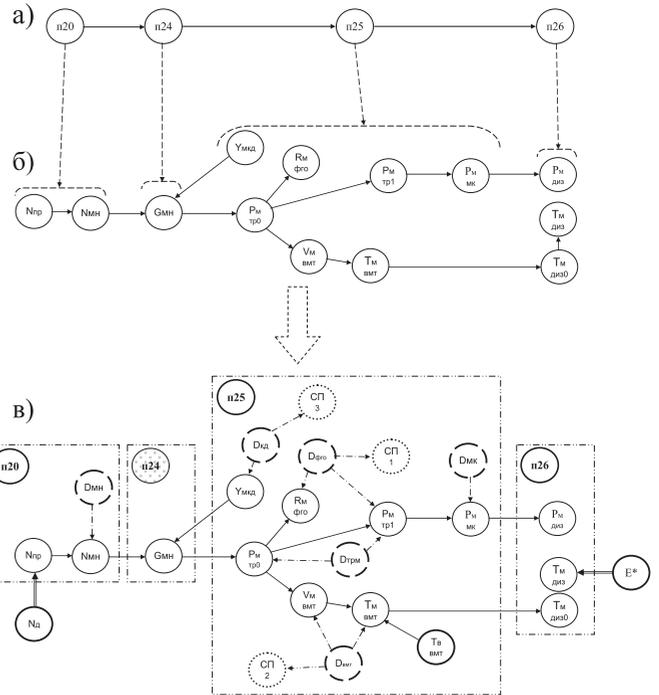


Рисунок 3 — Схема масляной системы главного контура силовой установки тепловоза



а – граф-модель в пространстве свойств; б – граф-модель в пространстве параметров неконкретизированная; в – граф-модель в пространстве параметров конкретизированная; множество сопутствующих параметров: СП1 – появление вредных примесей в масле; СП2 – изменение вязкости масла; СП3 – продавливание масла из картера дизеля; множество входных параметров:  $N_d$  – частота вращения нижнего колесчатого вала дизеля;  $E^*$  – выделившееся тепло при сгорании топлива и работе кривошипно-шатунного механизма и деталей цилиндропоршневой группы

Рисунок 4 — Граф-модель масляной системы главного контура дизеля

и конечным множеством дуг  $U$  таким образом, что они не пересекаются,

$$X \cap U = \emptyset. (2)$$

Для графа, изображенного на рис. 4в, можно записать логическое высказывание, имеющее вид:

$$F = (P_{ммк} \vee P_{мдиз}) \wedge (N_{мн} \vee G_{мн}) \wedge (G_{мн} \vee P_{мтр0}) \wedge (Y_{мкд} \vee G_{мн}) \wedge (T_{мдиз0}) \wedge (T_{ввмт} \vee T_{мвмт}) \wedge (P_{мтр0} \vee R_{мфго} \vee P_{мтр1} \vee V_{мвмт}) \wedge (R_{мфго}) \wedge (P_{мтр1} \vee P_{ммк}) \wedge (V_{мвмт} \vee T_{мвмт}) \wedge (D_{мн} \vee N_{мн}) \wedge (T_{мдиз}) \wedge (D_{кд} \vee Y_{мкд}) \wedge (D_{мк} \vee P_{ммк}) \wedge (D_{фго} \vee R_{мфго} \vee P_{мтр1}) \wedge (D_{трм} \vee P_{мтр0} \vee P_{мтр1}) \wedge (D_{вмт} \vee V_{мвмт} \vee T_{мвмт}) \wedge (P_{мдиз}) \wedge (T_{мвмт} \vee T_{мдиз0}) \wedge (N_{пр} \vee N_{мн}); (3)$$

где  $\wedge$  и  $\vee$  — знаки логического умножения и сложения соответственно.

Выражение (3) имеет вид конъюнкции элементарных дизъюнкций, то есть конъюнктивную нормальную форму.

Основываясь на законах алгебры логики, полученную конъюнктивную нормальную функцию (КНФ) можно преобразовать в дизъюнктивную нормальную функцию (ДНФ), то есть после логического перемножения скобок и приведения подобных получить выражение в виде суммы слагаемых, являющихся простыми импликантами ДНФ. Каждый простой импликант ДНФ и будет представлять собой минимальное внешнее устойчивое подмножество (МВУП). Однако выявление семейства минимальных МВУП еще не ликвидирует затруднительное положение, связанное с тем, что из большого числа этих множеств необходимо выбрать одно наиболее информативное.



Для граф-модели масляной системы, содержащей относительно небольшое количество вершин и дуг, число импликант равно 442368. С таким исходным материалом дальнейшая работа по минимизации с использованием только логического подхода представляется затруднительной.

Трудности, связанные с нахождением оптимального МВУП, могут быть преодолены путем применения практических алгоритмов минимизации набора контролируемых параметров, использующих логический и алгебраический подходы [3, 4]. Представленный ниже алгоритм позволяет находить оптимальное подмножество параметров для контроля работоспособности объекта исследования практически в графе любой сложности.

Рассмотрим пошаговую процедуру минимизации набора контролируемых параметров.

Число импликантов в ДНФ

$$R = \prod_{i=1}^p V_i^t, \quad (4)$$

где  $p$  — число групп скобок с разным числом вершин в КНФ;

$V$  — число вершин в скобке  $i$ -й группы;

$t$  — число скобок  $i$ -й группы.

Для граф-модели масляной системы число импликантов

$$R = 1^3 \cdot 2^{12} \cdot 3^3 \cdot 4^1 = 442368.$$

Следующее логическое действие — подсчет повторяемости вершин в импликантах или подсчет «голосов».

Число голосов  $k$ -й вершины

$$S_k = R \sum_{j=1}^h \frac{1}{L_j}, \quad (5)$$

где  $h$  — число скобок в КНФ, в которой находится  $k$ -я вершина;

$L_j$  — число вершин в  $j$ -й скобке, в которой находится  $k$ -я вершина.

Информативность параметра оценивается путем введения относительного показателя информативности, который при контроле характеризует не только полную информацию о его значении, но и некоторую часть информации о состоянии тех вершин граф-модели, которые имеют дуги, заходящие в вершину контролируемого параметра.

В общем случае количество информации, содержащееся в параметре  $z_i$

$$I_{czi} = I(z_i) + \sum_{i=g}^1 I(z_j/z_i), \quad (6)$$

где  $I(z_i)$  — количество информации о состоянии параметра  $z_i$ ;

$I(z_j/z_i)$  — количество информации о состоянии параметра  $z_j$ , получаемое при контроле  $z_i$ .

Ввиду отсутствия количественных данных о вероятностях состояния параметров в соответствии с [4] можно ограничиться относительной оценкой количества информации  $I(z_i) = 5$  и  $I(z_j/z_i) = 1$  для всех вершин в любых случаях.

Для включения параметров в МВУП необходимо оценить доступность всех вершин графа ( $b_{zi}$ ). Доступность параметров контролю в соответствии с [4] оценивается по пятибалльной системе и рассматривается как относительная эффективность измерения данного параметра. Принимаются следующие

оценки доступности вершин:  $b_{zi} = 5$ , если приборы контроля установлены на тепловозе;  $b_{zi} = 4$ , если приборы контроля созданы и они легко и быстро могут быть установлены;  $b_{zi} = 3$ , если приборы контроля созданы, но эксплуатация их относительно сложна;  $b_{zi} = 2$ , если приборы контроля разработаны, однако их установка трудоемка и предусматривает демонтаж некоторых деталей;  $b_{zi} = 1$ , если параметр в принципе может быть измерен приборами, но этих приборов нет и создание их не предусматривается;  $b_{zi} = 0$ , если параметр недоступен измерению или требует полной разборки объекта контроля.

Сводный показатель информативности и доступности

$$\pi_i = S_k b_{zi} I_{czi}. \quad (7)$$

Нумерация вершин ( $N_i$ ) граф-модели, необходимая для нахождения МВУП, производится в порядке убывания сводного показателя информативности и доступности.

Результаты расчета по представленному выше алгоритму для масляной системы сведены в табл. 1.

Таблица 1 — Результаты расчета алгоритма нахождения оптимального подмножества параметров

Обозначение параметра	Наименование параметра	$S_i \cdot 10^5$	$b_{zi}$	$I_i$	$\pi_i$	$N_i$
$P_{мк}$	Давление масла в масляном коллекторе	6,63	5	7	232,05	4
$N_{мн}$	Частота вращения масляного насоса	6,63	2	7	92,82	7
$G_{мн}$	Производительность масляного насоса	6,63	2	7	92,82	8
$Y_{мкл}$	Уровень масла в картере дизеля	4,42	3	6	79,56	9
$T_{в ввт}$	Температура воды в водомасляном теплообменнике	2,21	5	5	55,25	10
$P_{м трв}$	Давление масла после масляного насоса	4,79	5	7	167,65	6
$R_{м фго}$	Количество масла, проходящего через фильтр грубой очистки	7,00	1	7	49	11
$P_{м тр1}$	Давление масла после фильтра грубой очистки	6,26	5	8	250,4	3
$V_{м ввт}$	Скорость масла в водомасляном теплообменнике	4,79	1	7	33,53	12
$D_{мн}$	Техническое состояние масляного насоса	2,21	0	5	0	15
$D_{кд}$	Техническое состояние картера дизеля	2,21	0	5	0	16
$D_{фго}$	Техническое состояние фильтра грубой очистки	1,47	0	5	0	17
$D_{мк}$	Техническое состояние масляного коллектора	2,21	0	5	0	18
$D_{трп}$	Техническое состояние трубопроводов	1,47	0	5	0	19
$D_{ввт}$	Техническое состояние водомасляного теплообменника	1,47	0	5	0	20
$P_{м днз}$	Давление масла внутри каналов деталей дизеля	6,63	5	6	198,9	5
$T_{м ввт}$	Температура масла на выходе из водомасляного теплообменника	8,81	5	8	352,4	2
$T_{м днз}$	Температура масла на выходе из дизеля	4,42	5	16	353,6	1
$N_{пр}$	Частота вращения привода масляного насоса	2,21	3	5	33,15	13
$T_{м днвд}$	Температура масла в каналах дизеля	6,63	0	6	0	14

Оптимальное с формальной точки зрения МВУП должно удовлетворять следующей функции качества:

$$Q = \max \sum_{\mu=1}^m \pi_{\mu}, \quad (8)$$

где  $m$  — число вершин МВУП;

$\pi_{\mu}$  — сводный показатель информативности и доступности  $\mu$ -й вершины.

Для определения числа вершин, входящих в МВУП, составляется матрица смежности  $A$ , в соответствии с нумерацией вершин из которой определяется матрица смежности  $D$ , удовлетворяющая условию отображения отбрасываемых вершин в



отобранных при минимизации (рис. 5). Число столбцов матрицы  $D$  состоит из вершин с меньшими порядковыми номерами, имеющими больший сводный показатель. Условие отображения выполнено: ни одна строка подматрицы  $D$  не состоит из нулевого элемента.

Данный алгоритм позволил найти формализованное решение задачи минимизации количества параметров контроля: для полной проверки технического состояния масляной системы главного контура дизеля необходимо контролировать следующую совокупность параметров:

$$z_{\min} = \{N_{\text{мн}}, G_{\text{мн}}, Y_{\text{мкд}}, T_{\text{м диз}}, P_{\text{м тр0}}, P_{\text{м фго}}, P_{\text{м тр1}}, P_{\text{м мк}}, T_{\text{м ввт}}, T_{\text{в ввт}}, P_{\text{м диз}}\}. \quad (9)$$

$A =$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
8	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
12	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
16	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
17	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
18	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
19	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0

$D =$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
12	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0
14	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
16	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
17	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1
18	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
19	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0
20	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Рисунок 5 — Матрицы смежности

Основываясь на сопоставлении полученного множества  $z_{\min}$  и номенклатуры контролируемых параметров, указываемых в практической технической литературе [5, 6] и нормативно-технической документации [7—9], делаем вывод об адекватности как полученных результатов, так и предлагаемого подхода к решению задачи оптимизации количества параметров контроля дизель-генераторной установки тепловоза с помощью теории графов.

Однако так как конечный результат по выбору минимальной совокупности параметров зависит от характера решаемой задачи [4], то в условиях эксплуатации с учетом технической возможности измерения число параметров контроля может быть сокращено

$$z'_{\min} = \{Y_{\text{мкд}}, T_{\text{м диз}}, P_{\text{м тр0}}, P_{\text{м тр1}}, P_{\text{м мк}}, T_{\text{м ввт}}, P_{\text{м диз}}\}. \quad (10)$$

По изложенной методике выполнены построение и анализ граф-моделей функционирования системы воздухообеспечения, водяной и топливной системы дизеля, а также ДГУ тепловоза в целом, в результате чего с учетом технических возможностей измерения и экономической целесообразности сформировано оптимальное количество параметров, используемое для дальнейших исследований в направлении создания математической модели для оценки и прогнозирования теплотехнического состояния энергетической установки и функциональных свойств тепловоза в эксплуатации.

#### Выводы

1. Выполненные исследования показали, что процессы функционирования силовой установки тепловоза и ее систем могут быть представлены граф-моделями, построенными как в пространстве свойств, так и в пространстве параметров, что заметно облегчает понимание процессов, происходящих в рассматриваемых системах.

2. Обработка граф-моделей, построенных в пространстве свойств, позволила получить МВУП, которое дает конкретное представление о том, какие параметры исследуемого объекта являются самыми важными для оценки качества работы ДГУ тепловоза.

3. Учитывая возможности и свойства граф-моделей, их можно рекомендовать к широкому применению в задачах оптимизации количества параметров контроля.

#### Литература

1. Бочаров В.М., Головаш А.Н., Молчанов В.В. *Техническая диагностика и надежность железнодорожной техники. Ч. I / под ред. А.Н. Головаша. М.: Компания Спутник+, 2006. 249 с.*
2. Бочаров В.М., Головаш А.Н., Молчанов В.В. *Техническая диагностика и надежность железнодорожной техники. Ч. II / под ред. А.Н. Головаша. М.: Компания Спутник+, 2006. 249 с.*
3. Осис Я.Я., Гельфандбейн Я.А. *Диагностирование на граф-моделях: На примерах авиационной и автомобильной техники. М.: Транспорт, 1991. 244 с.*
4. Пушкарев И.Ф., Пахомов Э.А. *Контроль и оценка технического состояния тепловозов. М.: Транспорт, 1985. 160 с.*
5. *Тепловоз ТЭ10М. Руководство по эксплуатации. М.: Транспорт, 1985. 421 с.*
6. Хомич А.З. *Диагностика и регулировка тепловозов. М.: Транспорт, 1977. 222 с.*
7. ГОСТ 10448-80 *Дизели судовые, тепловозные и промышленные. Правила приемки. Методы испытаний.*
8. ГОСТ 25463-2001 *Тепловозы магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Общие технические требования.*
9. ГОСТ 31187-2003 *Тепловозы магистральные. Общие технические требования.*



# СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ВОЗБУЖДЕНИЯ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОВЗОВ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА



На железных дорогах России большую часть эксплуатируемого парка электрического подвижного состава (ЭПС) составляют электровозы и электропоезда переменного тока.

Благодаря развитию силовой электронной техники стало возможным создание различных систем регулирования тяги поездов: от ступенчатого секционирования обмоток трансформатора при помощи электропневматических контакторов с дальнейшим выпрямлением напряжения (ВЛ60, ВЛ80, ЧС4 и др.) до импульсного (зонно-фазового) регулирования напряжения, подводимого к тяговым электродвигателям (ТЭД), выпрямительно-инверторным преобразователем (ВИП), управляемым микропроцессорной системой управления двигателями (МСУД) (ЭП1, ЭП1М и др.).

Для увеличения числа ходовых позиций на ЭПС используют системы регулирования возбуждения ТЭД. Ослабление возбуждения ТЭД может быть осуществлено различными способами:

- выключением части витков катушек главных полюсов;
- импульсным регулированием возбуждения;
- шунтированием обмотки возбуждения сопротивлением.

На отечественном ЭПС переменного тока наибольшее распространение получил способ шунтирования обмотки возбуждения сопротивлением как наиболее простой и надежный (рис. 1).

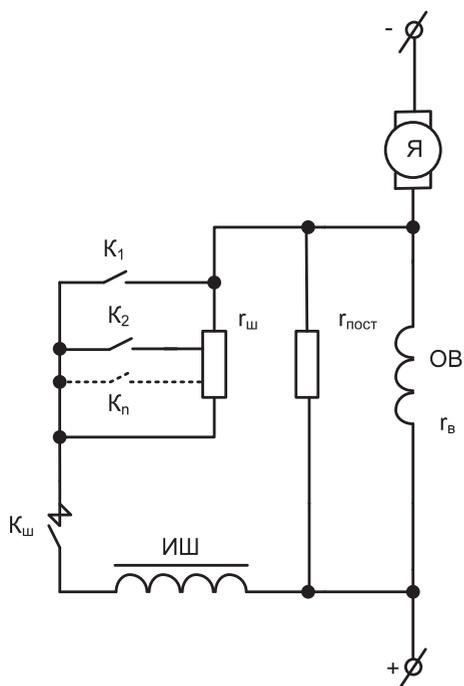


Рисунок 1 — Общий вид схемы ослабления возбуждения ТЭД ЭПС переменного тока

При шунтировании обмоток возбуждения только активным сопротивлением резкое повышение напряжения сети может привести к существенному уменьшению коэффициента ослабления возбуждения в переходном режиме, так как нарастающий ток в цепи тяговых двигателей в этом случае проходит преимущественно через шунт, поскольку нарастающему току в цепи обмоток возбуждения препятствует их большое индуктивное сопротивление [1]. Увеличение тока якоря при относительно малом изменении тока возбуждения ухудшает условия коммутации тяговых двигателей.

Для улучшения условий коммутации ТЭД на ЭПС применяют индуктивные шунты. Распределение токов по ветвям обмотки возбуждения и шунтирующей цепи достигается определенным соотношением активных и индуктивных сопротивлений элементов схемы

$$i_B \cdot r_B + L_B \cdot \frac{di_B}{dt} = i_{ш} \cdot r_{ш} + L_{ш} \cdot \frac{di_{ш}}{dt},$$

где  $L_B, L_{ш}$  — индуктивность обмотки возбуждения двигателя и индуктивного шунта соответственно;

$r_{ш}$  — суммарное омическое сопротивление шунтирующей цепи.

Согласно поставленному выше условию, требуется, чтобы во время переходного процесса сохранялись равенства:

$$i_B = \beta \cdot i_{я} \text{ и } i_{ш} = (1 - \beta) \cdot i_{я},$$

решением уравнения будет

$$L_{ш} = \frac{\beta}{1 - \beta} \cdot L_B. \quad (1)$$

Для машин с насыщенной магнитной системой индуктивность обмотки возбуждения

$$L_B = a \cdot w \cdot \frac{d\Phi}{di_B} \cdot 10^{-8},$$

где  $a$  — коэффициент, меньший единицы, учитывающий размагничивающее влияние вихревых токов, наводимых в массивном остова двигателя;

$w$  — число витков обмотки возбуждения.

Чтобы сохранить соотношение (1) при любом значении тока возбуждения  $I_B$ , индуктивность шунта  $L_{ш}$  и его поток  $\Phi_{ш}$  должны изменяться пропорционально потоку двигателя

$$\Phi_{ш} = \frac{a \cdot w}{w_{ш}} \cdot \Phi,$$

где  $w_{ш}$  — число витков обмотки индуктивного шунта.

В этом случае при восстановлении напряжения большая часть тока якоря пройдет через обмотки возбуждения, двигатель перейдет в режим полного возбуждения, и в дальнейшем режим ослабления возбуждения постепенно восстановится.

Вследствие действия вихревых токов практически невозможно избежать толчка тока в якоре при нестационарных режимах. Отсутствие и неисправности индуктивных шунтов в эксплуатации приводят к перерасходу электроэнергии на тягу поездов.

В связи с появлением современных силовых полупроводниковых элементов появилась возможность модернизации систем регулирования возбуждения. Наиболее целесообразным представляется замена индуктивных шунтов, обладающих значительными массогабаритными показателями, сложностью и дороговизной их ремонта и большой стоимостью из-за содержания большого количества меди, что также является причиной их хищения, на полупроводниковые ключи. В данный момент на сети железных дорог России сложилось затруднительное положение по комплектованию парка электровозов и электропоездов недостающими индуктивными шунтами.

Для современных транзисторов IGBT величина прямого падения напряжения  $U_{T(TO)}=1,7-3,4\text{В}$  накладывает ограничения на проектирование схем электронных шунтов [2].

Коэффициент ослабления возбуждения  $\beta$  равен отношению тока возбуждения  $I_B$  к току якоря  $I_A$ . Так как падение напряжения на обмотках возбуждения равно падению напряжения на электронном шунте, то

$$I_B \cdot r_{\text{ов}} = I_A \cdot \sum r_{\text{ш}} + U_{T(TO)},$$

так как  $I_B = I_A - I_{\text{ш}}$ ,

$$I_B \cdot r_{\text{ов}} = I_A \cdot \sum r_{\text{ш}} - I_{\text{ш}} \cdot \sum r_{\text{ш}} + U_{T(TO)}$$

$$\frac{I_B}{I_A} \cdot (r_{\text{ов}} + \sum r_{\text{ш}}) = \sum r_{\text{ш}} + \frac{U_{T(TO)}}{I_A},$$

где  $\beta_0$  — коэффициент ослабления возбуждения, учитывающий влияние сопротивлений  $r_{\text{ш}}$ , а  $\beta_{\text{доб}}$  — коэффициент ослабления возбуждения, учитывающий влияние падения напряжения на полупроводниковом приборе. С увеличением мощности тягового двигателя падение напряжения на сопротивлении обмоток главных полюсов уменьшается и приближается к напряжению на открытом полупроводниковом «ключе»  $U_{T(TO)}$ , и его влияние на величину коэффициента ослабления возбуждения увеличивается.

### Безындуктивный шунт на основе IGBT-модуля

В качестве альтернативной замены индуктивного шунта в системе ослабления возбуждения ТЭД на электровозе ВЛ80С (ВЛ80Т) разработано устройство на основе IGBT-модуля, которое обеспечивает стабильную работу электровоза в режиме ослабления возбуждения как в номинальных, так и в переходных режимах работы:

- стационарный режим ослабления возбуждения:
  - первая ступень — 70%;
  - вторая ступень — 52%;
  - третья ступень — 43%;
- нестационарные режимы работы:
  - восстановление контакта между токоприемником и контактным проводом после отрыва;
  - колебания напряжения в контактной сети («наброс» напряжения);
  - восстановление сцепления колесных пар с рельсом после боксования (срабатывание реле боксования).

Безындуктивный шунт на электровозе ВЛ80С (ВЛ80Т) заменяет индуктивный шунт ИШ-95 (ИШ-009) (рис. 2). На электровозе ВЛ80Т были произведены испытания данной системы. Полученные результаты показали возможность применения электронных систем регулирования возбуждения на электровозах переменного тока.

На рис. 3 представлена электрическая схема цепей управления безындуктивным шунтом, на которой представлены:

- модуль транзисторный М2ТКИ-600-12 (обозначение на схеме V1);
- DC/DC преобразователь 48В/24В (A1);
- плата управления (A2);
- плата питания 24В/±15В (A3);
- плата драйвера (A4);
- датчик тока LT1000 (DT1);
- клеммная колодка (X1);
- клеммная колодка на 10 контактов (X2);
- клеммная колодка (X3).

При замыкании контактора ослабления возбуждения 65(66) с блокировки подается сигнал в систему управления на открытие IGBT-транзистора. После включения режима ослабления возбуждения система управления IGBT-модулем проверяет выполнение следующих условий:

- ток в цепи, шунтирующей обмотку возбуждения, менее 600А (DT1);
- блокировка реле боксования (РБ) (нормально замкнутая) замкнута.

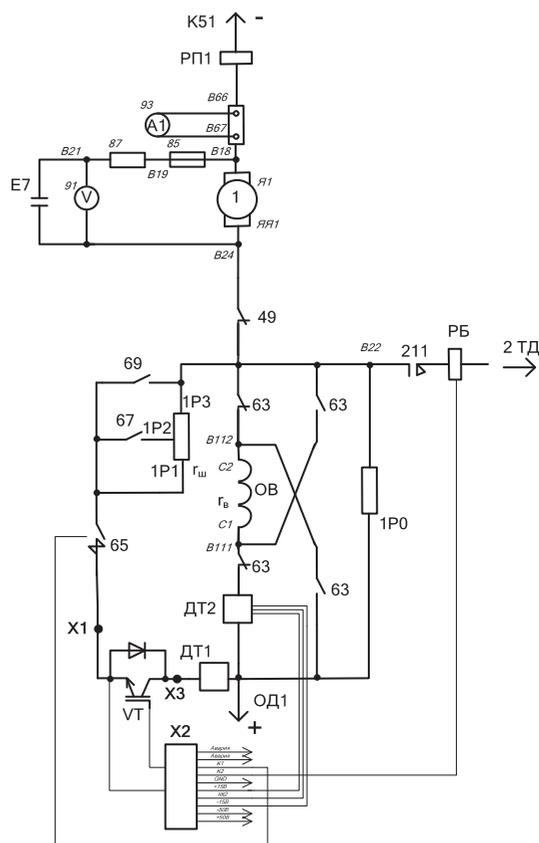


Рисунок 2 — Схема регулирования возбуждения ТЭД с безындуктивным шунтом на электровозе ВЛ80С (ВЛ80Т)

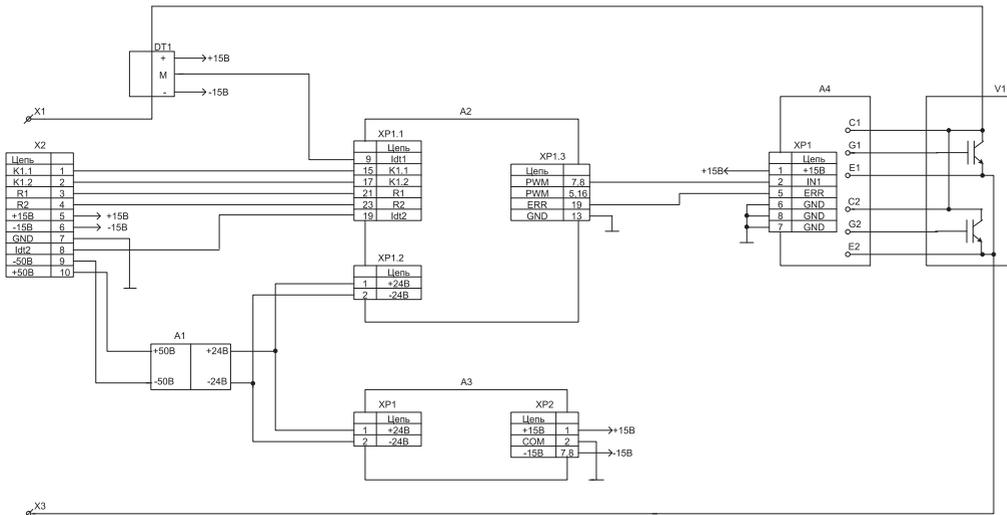


Рисунок 3 — Схема цепей управления IGBT-модулем

В случае невыполнения хотя бы одного из условий система управления выключит транзистор, и двигатель перейдет в режим полного возбуждения (96% для электровоза ВЛ80С (ВЛ80Т)).

После выключения транзистора предусмотрена задержка, по истечении которой будет подан импульс управления на открытие полупроводникового ключа.

Алгоритм работы системы приведен на рис. 4.

### Безындуктивный шунт на основе однооперационного тиристора

В процессе пуска тяговых двигателей за счет повышения величины выпрямленного напряжения растет напряжение на обкладках конденсатора  $C_k$  (рис. 5). Для перехода в режим ослабленного возбуждения отпирается тиристор VS1, коэффициент регулирования возбуждения  $\beta$  определяется величиной сопротивления резисторов  $r_{об}$  и величиной падения напряжения на полупроводниковом ключе. Количество ступеней ослабления возбуждения и их величины определяются значениями активных сопротивлений, шунтирующих обмотку возбуждения ТЭД.

В процессе эксплуатации электровоза возможны такие режимы работы, как отрыв токоприемника и «наброс» напряжения.

За время отрыва токоприемника от контактного провода произойдет снижение тока двигателей, ЭДС вращения и магнитного потока до нулевых значений, что приведет к запирающему тиристора VS1.

При резком увеличении напряжения питания в режиме ослабленного возбуждения (тиристор VS1 включен) ток в шунтирующей цепи начинает интенсивно нарастать, что приводит к уменьшению коэффициента регулирования возбуждения. При достижении током заданной (критической с точки зрения коммутации) величины подается сигнал управления на тиристор VS2, что приводит к запирающему тиристора VS1. После выключения этого тиристора, перезарядки конденсатора  $C_k$  током, равным разнице токов якоря и обмотки возбуждения,

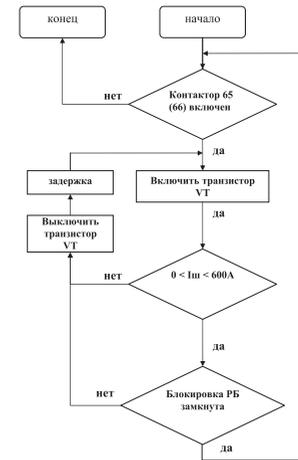


Рисунок 4 — Алгоритм работы системы

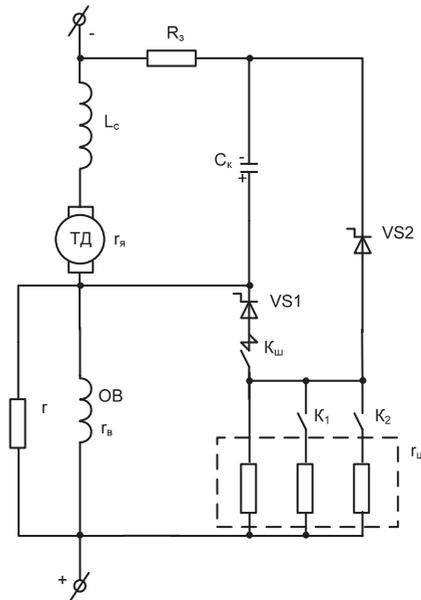


Рисунок 5 — Схема регулирования возбуждения ТЭД с безындуктивным шунтом

выключается тиристор VS2 и двигатель переводится на нормальное возбуждение.

На ЭПС переменного тока тяговые двигатели питаются выпрямленным пульсирующим напряжением:

$$U_a = U_{2m} \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad 0 < \omega \cdot t < \pi$$

$$U_a = \frac{4}{\pi} \cdot U_{2m} \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{1}{3} \cdot \cos(2 \cdot \omega \cdot t) + \frac{1}{3 \cdot 5} \cdot \cos(4 \cdot \omega \cdot t) - \dots \right),$$

где  $\frac{2}{\pi} \cdot U_{2m}$  — постоянная составляющая выпрямленного напряжения

$$\frac{2}{\pi} \cdot U_{2m} = \frac{2 \cdot \sqrt{2}}{\pi} \cdot U_2 = 0,9 \cdot U_2,$$

$$\frac{2}{\pi} \cdot U_{2m} \cong c \cdot \Phi \cdot V; \quad \Phi \cong const.$$

Переменная составляющая тока определяется переменной составляющей выпрямленного напряжения

$$-\frac{4}{3\pi} \cdot U_{2m} \cdot \cos(2 \cdot \omega \cdot t) = L_d \cdot \frac{di_d}{dt}$$

$$L_d = L_c + L_a$$

Амплитуда переменной составляющей тока

$$i_{\infty m} = \frac{4}{3 \cdot \pi} \cdot \frac{U_{2m}}{2 \cdot \omega \cdot L_d} = \frac{4}{3 \cdot \pi} \cdot \frac{U_{do} \cdot \pi}{2 \cdot 2 \cdot \omega \cdot L_d} = \frac{2}{3} \cdot \frac{U_{do}}{2 \cdot \omega \cdot L_d}$$

Коэффициент пульсации тока двигателя:

$$K_{nl} = \frac{i_{\infty m}}{I_d} = \frac{0,67 \cdot U_{do}}{2 \cdot \omega \cdot L_d \cdot I_d}; K_{nl} = 0,2 \dots 0,25$$

При малых токах якоря и коэффициенте ослабления возбуждения, близком к единице ( $\beta=0,7$ ), переменная составляющая тока шунта меняет знак, что приводит к заклиниванию «ключа».

В тяговой лаборатории кафедры «Электрическая тяга» ПГУПСа были проведены испытания безындуктивного шунта.

В качестве источника питания использовался сварочный трансформатор с шестипульсовой схемой выпрямления (ВД301УЗ).

Якорь ТЭД был заменен активным сопротивлением  $R_a=0,3 \text{ Ом}$ , обмотка возбуждения — индуктивным шунтом вагона метрополитена  $R_b=0,035 \text{ Ом}$ ,  $R_{ш}=0,0017 \text{ Ом}$ ,  $R_z=1 \text{ кОм}$ , тиристор главный VS1 ТБ953-320-32, тиристор коммутирующий VS2 ТБ933-250-32, конденсатор Ск на напряжение 3кВ (100мкФ).

Испытания проводились с ослаблением возбуждения 69%. Ниже приведены полученные осциллограммы токов и напряжений на элементах схем (рис. 6, 7).

Рассмотренные схемные решения при их использовании на ЭПС позволят сократить время и стоимость текущих ремон-

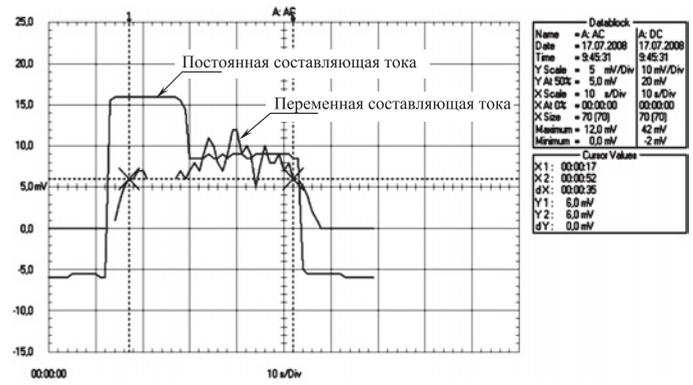


Рисунок 6 — Ток, протекающий по обмотке возбуждения ТЭД

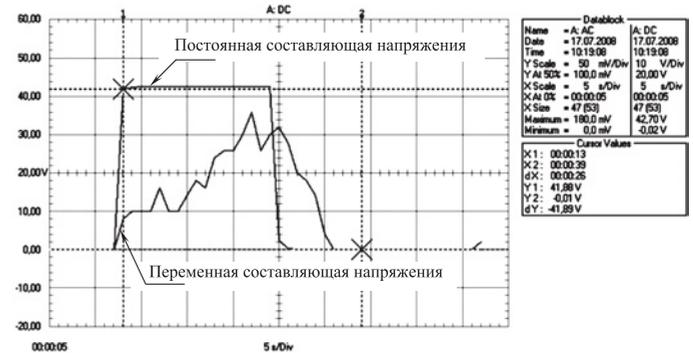


Рисунок 7 — Напряжение на конденсаторе Ск

тов, улучшить тяговые показатели электровозов (реализация режима ослабления возбуждения с максимальными значениями силы тяги и ускорения электровоза), увеличить количество поездов повышенного веса и повысить показатели эксплуатационной работы.

## Литература

1. Мазнев А.С., Шатнев О.И., Евстафьев А.М. Электронные системы регулирования возбуждения для электрического подвижного состава // Вестник РГУПС. 2007. № 3. С. 12 — 17.
2. Мазнев А.С., Евстафьев А.М. Особенности построения электронных систем управления тяговым приводом электрического подвижного состава постоянного тока // Транспорт Урала. 2008. № 1. С. 52 — 56.



## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОБНАРУЖЕНИЯ БОКСОВАНИЯ И ЮЗА КОЛЕСНЫХ ПАР

**Железнодорожный транспорт характеризуется высоким потреблением энергии и влиянием на окружающую среду. Это относится прежде всего к подвижному составу с тяговыми двигателями последовательного возбуждения и резисторно-контакторной системой управления.**

Низкий коэффициент сцепления между колесом и рельсом существенно ограничивает возможности эффективного использования мощности в режимах тяги и электрического торможения, а использование принудительного способа повышения коэффициента подачи песка приводит к загрязнению верхнего строения пути, наносит вред окружающей природе, вызывает износ бандажей колесных пар и рельсов. Поэтому проблема сцепления остается актуальной для тягового подвижного состава.

Развитие электрического подвижного состава сопровождается совершенствованием устройств обнаружения и борьбы с боксованием (юзом). Основным требованием к системам защиты является высокое быстродействие и чувствительность. Внедрение средств автоматизации систем управления электрическим подвижным составом повышает требования к качеству устройств обнаружения боксования. Принцип действия устройств обнаружения боксования определяется выбором контролируемой физической величины. Общепринято, что процесс развития боксования характеризуется увеличением ускорения боксующей колесной пары по сравнению с ускорением локомотива, других его колесных пар и сопровождается увеличением противо-ЭДС тягового двигателя, связанного с боксующей колесной парой при одновременном уменьшении тока якоря. Обнаружение боксования (юза) по разности напряжения на последовательно включенных тяговых двигателях получило широкое распространение на отечественном электрическом подвижном составе. К достоинствам таких схем обнаружения боксования следует отнести простоту и экономичность, к недостаткам — отсутствие селективности, сравнительно невысокую чувствительность, отсутствие реакции на одновременное (синхронное) боксование нескольких или всех осей, ограниченное быстродействие. Невысокая чувствительность не является обязательным недостатком подобных схем: стремление к повышению чувствительности здесь ограничивается необходимостью учета расхождения характеристик колесно-моторных блоков [1].

Повышение скорости движения поездов, единичной мощности тяговых двигателей поставило задачу значительно повысить чувствительность и быстродействие устройств обнаружения боксования с использованием датчиков скорости вращения колесных пар. Упрощенная схема электронного устройства обнаружения боксования и юза по разности скоростей колесных пар, разработанная для электропоезда ЭР200, приведена на рис. 1. При вращении колесных пар вагона синусоидальное напряжение с выходов осевых датчиков скорости (ДС) поступает в соответствующий электронный формирователь импульсов (ФИ). Выработываемые им импульсы

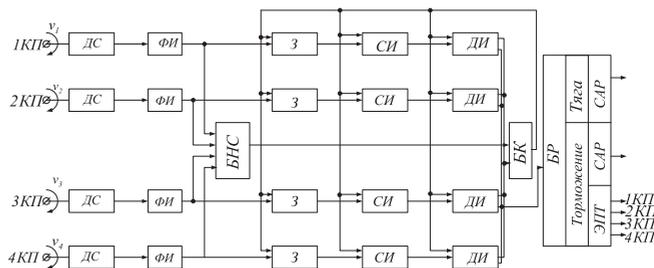
подаются через схему запрета (З) на вход счетчика импульсов (СИ), который суммирует импульсы за определенный интервал времени. Значение суммы импульсов, подсчитанное счетчиком импульсов, соответствует скорости оси  $V_i$ . Результат счета поступает в дешифратор импульсов (ДИ), являющийся устройством сравнения, на выходе которого появляется сигнал отсутствия или наличия скорости избыточного скольжения данной колесной пары в сравнении с эталонной. Эталонной колесной парой в каждом цикле счета является колесная пара, имеющая наибольшую скорость вращения.

Сигнал избыточного скольжения (боксования или юза) вырабатывается, если относительная скорость какой-либо оси превысит порог чувствительности дешифраторов импульсов. Выходные сигналы устройства сравнения поступают в блок режима (БР) и воздействуют при тяге на систему автоматического регулирования (САР). Блок команд (БК) организует циклическую работу устройства, выдавая друг за другом три команды: счет, опрос и сброс. Устройство имеет блок начальной скорости (БНС), который не допускает выдачи ложных сигналов при трогании и остановке поезда [2].

В 2007-2008 гг. на кафедре «Электрическая тяга» Петербургского государственного университета путей сообщения был разработан усовершенствованный алгоритм обнаружения избыточного скольжения [3]. Устройство (рис. 2) имеет осевые датчики скорости колесных пар, сигналы с которых передаются на счетчики импульсов СТ1 и СТ2 через мультиплексоры МХ1 и МХ2 соответственно.

В исходном состоянии триггер ТТ находится в состоянии, когда на его инверсном выходе ( $\bar{Q}$ ) «1». Выход триггера соединен с входом разрешения счета счетчика СТ3, входом записи регистра результата RG, адресными входами мультиплексоров МХ1 и МХ2 и входами сброса счетчиков СТ1, СТ2, СТ3 через дифференциальную цепочку RC и элемент задержки т.

При этом выходы мультиплексоров соединены с выходами датчиков скоростей вращения колесных пар, и импульсы



**Рисунок 1 — Упрощенная схема электронного устройства обнаружения боксования и юза**



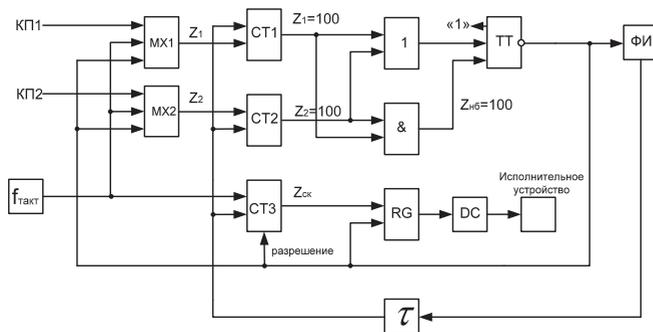


Рисунок 2 — Усовершенствованное устройство обнаружения избыточного скольжения

с частотой, пропорциональной скорости вращения колесных пар, передаются на счетные входы счетчиков СТ1, СТ2. При достижении любым из этих счетчиков состояния порогового значения  $Z=100$  его соответствующий выход, соединенный с детектором состояний, выполненным на микросхемах «И» и «ИЛИ», переходит в единичное состояние.

Выход микросхемы «ИЛИ» переходит в состояние 1, по фронту этого сигнала происходит запись «1» в триггер управления ТТ, при этом на его прямом входе устанавливается «1», а на инверсном «0».

Так как инверсный выход триггера управления соединен с адресными входами мультиплексов МХ1, МХ2, то выходы мультиплексов отключаются от датчиков скорости вращения колесных пар и подключаются к входу тактового генератора  $f_{\text{такт}}$  одновременно, этим же сигналом, разрешается счет счетчика СТ3, счетный вход которого также соединен с выходом тактового генератора, при этом начинается синхронный счет всеми счетчиками. Когда состояние другого счетчика (СТ1 и СТ2) также достигает состояния  $Z=100$ , выход микросхемы «И» станет равным «1». Выход микросхемы «И» соединен с входом сброса триггера управления ТТ, который имеет приоритет по сравнению с входом записи «С», соединенным с выходом микросхемы «ИЛИ», и счетчик переходит в нулевое состояние, при этом его инверсный выход устанавливается в состояние «1». Этим запрещается дальнейший счет счетчиком СТ3, а его текущее состояние записывается в регистр результата RG. На выходе дифференцирующей цепочки RC появляется импульс положительной полярности, который через элемент задержки  $\tau$  подается на входы сброса «R» счетчиков СТ1, СТ2 и СТ3 после чего схема готова к новому циклу измерения скорости скольжения.

Выходы счетчика СТ3 соединены с информационным входом регистра результата, выходы которого соединены с входом дешифратора «ДС». Выходы дешифратора соединены с исполнительным устройством и индикатором.

Показания индикатора соответствуют относительной скорости избыточного скольжения, выраженного в процентах. Рассмотрим алгоритм вычисления относительной скорости скольжения колесной пары, реализуемый предлагаемым устройством.

Пусть первая колесная пара не боксует и движется со скоростью  $V_{нб}$ , при этом  $V_{нб} = 2\pi R_{нб} n_{нб}$  ( $n$  — число оборотов), вторая колесная пара боксует. Обозначим скорость боксующей колесной пары  $V_{ск}$  при этом  $V_{ск} = 2\pi R_{ск} n_{ск}$ ,

$$V_{ск} = \frac{V_{б} - V_{нб}}{V_{нб}} \cdot 100\% = \frac{V_{ск}}{V_{нб}} \cdot 100\%,$$

при  $R_{б} \cong R_{нб}$

$$V_{ск} = \frac{2\pi R(n_{б} - n_{ск})}{2\pi R n_{нб}} = \frac{n_{б} - n_{ск}}{n_{нб}},$$

если подсчитывать количество оборотов колесных пар с помощью счетчиков, то их состояние на выходах будет (рис. 3)

$$\begin{aligned} Z_{нб} &= n_{нб} T; \\ Z_{б} &= n_{б} T. \end{aligned}$$

Величину скольжения в этом случае можно выразить как

$$V_{ск\%} = \frac{Z_{ск}}{Z_{нб}}, \text{ а } Z_{ск} = Z_{б} - Z_{нб}$$

Рассмотрим рис. 3 за время измерения  $T_{изм} = T_2$ .

Состояние счетчиков будет

$$\left. \begin{aligned} Z_{нб} &= n_{нб} T_2 \\ Z_{б} &= n_{б} T_2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Пусть  $Z_{нб} = Z_{нор}$  тогда  $Z_{нб} = Z_{нор} = n_{б} T_1$ , где  $T_1$  — время, за которое счетчик, связанный с боксующей колесной парой, достигает состояния  $Z_{нор}$ . В то же время к этому моменту будет соответствовать состояние счетчика, связанного с небоксующей колесной парой,  $Z_{нб} = n_{б} T_1 = Z_{нор} - Z_{ск}$ .

Для этого момента времени  $V_{ск\%} = \frac{Z_{б} - Z_{нб}}{Z_{нб}}$ , а отрезок

$ab$  на рис. 3 будет соответствовать  $Z_{ск} = Z_{б} - Z_{нб}$ , то есть разности счетчиков, связанных с боксующей и небоксующей колесными парами.

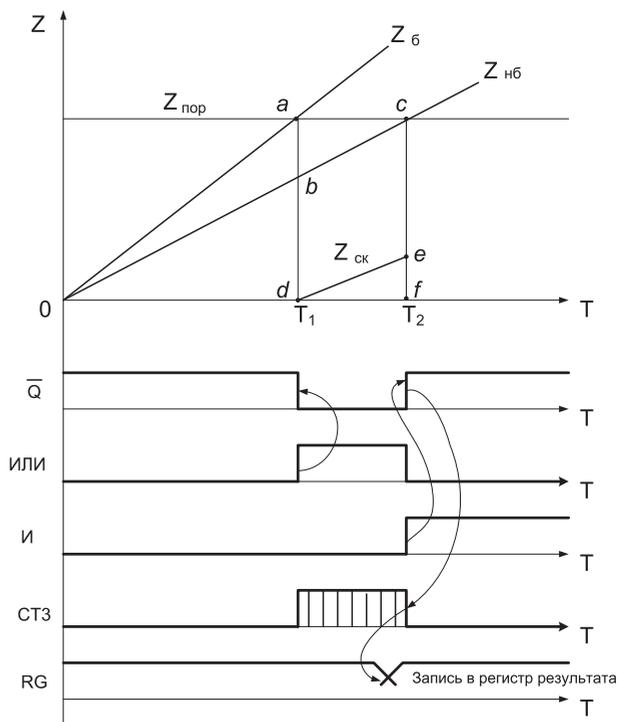


Рисунок 3 — Алгоритм вычисления относительной скорости скольжения колесной пары



$$\begin{aligned} Z'_{\bar{o}} &= Z_{\bar{o}1} + f_{\text{ТГ}}(T_2 - T_1); \\ Z'_{\text{нб}} &= Z_{\text{нб}1} + f_{\text{ТГ}}(T_2 + T_1); \\ Z_{\text{СК}} &= f_{\text{ТГ}}(T_2 - T_1). \end{aligned}$$

Если в момент времени  $T_1$  импульсы с частотой, соответствующей частоте вращения небоксующей колесной пары, подать на вспомогательный счетчик, то за время, равное  $T_{\text{изм}} - T_1$ , его состояние изменится от 0 до  $Z_{\text{СК}}$  т.к. треугольник  $abc$  подобен  $def$ , то

$$V_{\text{СК}\%} = \frac{Z_{\text{СК}}}{Z_{\text{нор}}}.$$

Приняв  $Z_{\text{нор}}$  за состояние счетчика, равное 100, получаем, что в момент времени  $T_{\text{изм}}$  состояние вспомогательного счетчика  $Z_{\text{СК}}$  будет численно равно величине относительной скорости скольжения в процентах

$$V_{\text{СК}\%} = \frac{Z_{\text{СК}}}{Z_{\text{нб}}} \cdot 100\% = \frac{Z_{\text{СК}}}{Z_{\text{нор}}} \cdot 100\% = \frac{Z_{\text{СК}}}{100} \cdot 100\%.$$

Так как заранее неизвестно, какая колесная пара боксует или будет боксовать, то для устранения этого неудобства в момент времени  $T_1$ , когда боксующая колесная пара достигнет величины  $Z_{\text{нор}}$ , необходимо переключить входы всех счетчиков на выход вспомогательного генератора с частотой импульсов  $f_{\text{макс}}$ . Тогда в момент окончания счета  $T_2 = T_{\text{изм}}$  состояние счета будет:

$$\begin{aligned} Z'_{\bar{o}} &= Z_{\bar{o}1} + f_{\text{ТГ}}(T_2 - T_1); \\ Z'_{\text{нб}} &= Z_{\text{нб}1} + f_{\text{ТГ}}(T_2 + T_1); \\ Z_{\text{СК}} &= f_{\text{ТГ}}(T_2 - T_1). \end{aligned}$$

Так как  $Z'_{\bar{o}}$  и  $Z'_{\text{нб}}$  отличаются от (1) на одинаковую величину  $f_{\text{ТГ}}(T_2 - T_1)$ ,

$$Z_{\text{СК}} = Z_{\bar{o}} - Z_{\text{нб}} = f_{\text{ТГ}}(T_2 - T_1),$$

$$\text{величина } V_{\text{СК}\%} = \frac{Z'_{\bar{o}} - Z'_{\text{нб}}}{Z'_{\text{нб}}} = \frac{Z_{\text{СК}}}{Z_{\text{нор}}} \cdot 100\%,$$

то есть значение вспомогательного счетчика  $Z_{\text{СК}}$  по-прежнему будет численно равно относительной скорости скольжения. В момент времени  $T_1$

$$Z_{\bar{o}} = Z_{\text{нор}}, \text{ так как } Z_{\text{СК}} = Z_{\bar{o}} - Z_{\text{нб}}, \text{ то } Z_{\text{нб}} = Z_{\bar{o}} - Z_{\text{СК}} = Z_{\text{нор}} - Z_{\text{СК}},$$

$$\text{а } Z_{\text{СК}\%} = \frac{Z_{\bar{o}} - Z_{\text{нб}}}{Z_{\text{нб}}} \cdot 100\%.$$

Если в момент времени  $T_1$  переключить счетчик  $Z_{\bar{o}}$  и  $Z_{\text{нб}}$  на вспомогательный генератор, то к обоим счетчикам в каждый момент времени будет прибавляться одно и тоже число им-

пульсов, равное  $\frac{T_2 - T_1}{\tau_{\text{вспом ген}}}$ , в момент времени  $T_2$  будем иметь

$$Z_{\text{нб}} = Z_{\text{нб}1} + C = Z_{\text{нор}}, Z_{\bar{o}} = Z_{\bar{o}1} + C,$$

$$\text{а } Z_{\text{СК}\%} = \frac{(Z_{\bar{o}1} + C) - (Z_{\text{нб}1} + C)}{Z_{\text{нб}1} + C} \cdot 100\% = \frac{Z_{\bar{o}1} - Z_{\text{нб}1}}{Z_{\text{нб}1}} \cdot 100\%,$$

$$\text{в то же время } Z_{\text{нб}1} + C = Z_{\text{нор}}, \text{ тогда } Z_{\text{СК}\%} = \frac{Z_{\text{СК}}}{Z_{\text{нор}}} \cdot 100\%.$$

При  $Z_{\text{нор}} = 100$  численное значение  $Z_{\text{СК}\%} = Z_{\text{СК}}$ .

За промежуток времени  $T_2 - T_1$  значение счетчика  $Z_{\text{нб}}$  изменится от состояния  $Z_{\text{нб}1}$  до  $Z_{\text{нб}2} = Z_{\text{нор}} = Z_{\bar{o}1} = C$ , то есть на величину

$$Z_{\bar{o}1} - Z_{\text{нб}1} = Z_{\text{СК}} = C.$$

Поэтому если в момент времени  $T_1$  на вход вспомогательного счетчика  $Z_{\text{СК}}$  и подать импульсы от вспомогательного генератора, то его значение в момент времени  $T_2$  будет равно  $Z_{\text{СК}} = C$ .

Таким образом с помощью вспомогательного счетчика в момент времени  $T_2$  можно вычислить относительное скольжение

$$Z_{\text{СК}\%} = \frac{Z_{\text{СК}}}{Z_{\text{нор}}} \cdot 100\% = Z_{\text{СК}}.$$

Работа устройства была проверена на виртуальной модели в программе Electronics Workbench (рис. 4) с 4 и 6 входами осевых датчиков скорости вращения колесных пар в диапазоне скоростей от 0 до 200 км/ч. Результаты моделирования показали, что разработанное устройство обнаружения боксования имеет высокую чувствительность и быстродействие.

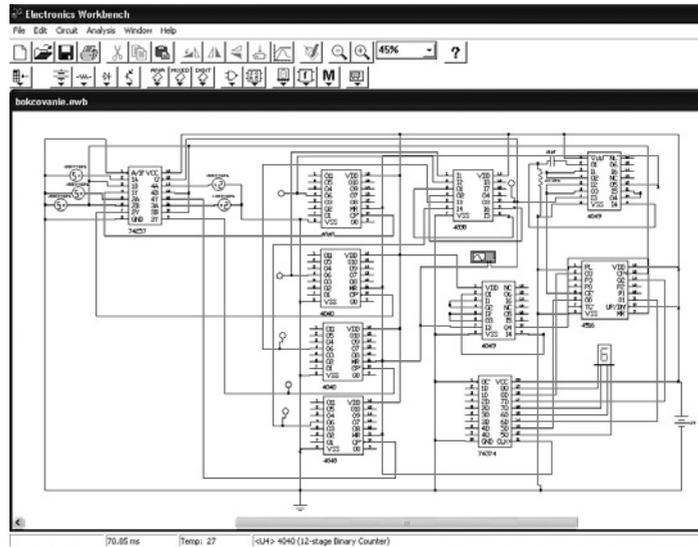


Рисунок 4 — Виртуальная модель устройства

## Литература

1. Лисунов В.Н. Использование сил взаимодействия движущего колеса с рельсом в режимах тяги и электрического торможения. Омск: ОмГУПС, 2003.
2. Дымант Ю.Н., Гуткин Л.В. Электропоезд ЭР200. М.: Транспорт, 1981.
3. Мазнев А.С., Евстафьев А.М. Устройство для увеличения сцепления колесных пар электроподвижного состава с рельсами. Патент на полезную модель № 64161, бюл. 2007. № 18.

## ВЛИЯНИЕ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РАСХОДЫ ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ ЭЛЕКТРОВОЗАМИ, РАБОТАЮЩИМИ ПО СИСТЕМЕ МНОГИХ ЕДИНИЦ

В настоящее время железнодорожный транспорт занимает лидирующую позицию в перевозках грузов и пассажиров. Но сдерживающим фактором дальнейшего увеличения объемов перевозок является то, что на многих участках железных дорог Российской Федерации полностью исчерпаны резервы увеличения пропускной способности. Для дальнейшего увеличения объема тонно-километровой работы, выполняемой железными дорогами, на сети все шире разворачивается организация вождения грузовых поездов повышенного веса и длины много-секционными электровозами. Насколько экономически целесообразен такой подход, рассмотрено в данной статье.

В качестве базы для исследования был выбран участок Сергач — Вековка — Сергач Горьковской железной дороги. На нем эксплуатируются электровозы серии ВЛ80С в 2- и 3-секционном исполнении. 3-секционные электровозы работают по системе многих единиц и оборудованы системой СУТП. Направление Сергач — Вековка является груженым: 2-секционные электровозы следуют с поездами весом до 6300 т, а 3-секционные с поездами весом до 9000 т при среднем весе 6385 т. Направление Вековка — Сергач является порожним, и электровозы следуют без подборки поездов по весам. Средний вес поезда на данном направлении составил 2459 т.

Для оценки расхода электроэнергии электровозами разной секционности на исследуемом участке в августе 2008 г. была проведена статистическая выборка маршрутных листов машинистов с использованием информационных систем ИОММ-2 и АСУТ-Т ЦЕНТР. Объем выборки составил для тягового плеча Сергач — Вековка 50 маршрутных листов для 2-секционных электровозов и 52 для 3-секционных. Для плеча Вековка — Сергач объем выборки составил 52 и 47 маршрутных листов соответственно. При следовании 3-секционных электровозов в порожнем направлении в 42 случаях в тяге участвовали все 3 секции, а в 5 случаях одна из секций следовала в холодном состоянии. Все электровозы в выборке приписаны к локомотивному депо Красноуфимск, что позволило уменьшить влияние на расход электроэнергии качества ремонта.

Все расчеты велись методом расчетных ставок [1] относительно поездов весом 6300 т с 2-секционными электровозами для поездов весом 7000, 8000 и 9000 т с 3-секционными электровозами. Использованные расчетные ставки, определенные ВНИИЖТом для Горьковской железной дороги за 2007 г., скорректированы с учетом инфляции по июль 2008 г. Все результаты для наглядности сведены в табл. 1.

Для каждого варианта рассчитана тонно-километровая работа  $\sum p l_{op}$  поезда, следующего по участку Сергач — Вековка протяженностью 320 км. Затем для поездов с весами 7000, 8000 и 9000 т получены поезда-километры  $\sum Nl$  как частное от деления исходных тонно-километров на вес соответствующего поезда.

Таблица 1 — Результаты расчета изменения эксплуатационных расходов от проведения поезда повышенного веса по участку Сергач — Вековка

Вес поезда, т	6300	7000	8000	9000	
Электровоз	ВЛ80С (2 секции)	ВЛ80С (3 секции)			
Тонно-километры	2016000				
Поездо-километры	320	288	252	224	
Экономия поезда-километров	0	32	68	96	
Стоимость 1 поезда-километра, руб.	36,06				
Экономия от пропуска поезда повышенного веса в груженом направлении, руб.	0	1253,92	2452,08	3461,76	
Кол-во секций	2	3	3	3	
Дополнительные секции-километры	0	640	640	640	
Стоимость 1 секции-километра, руб.	3,46				
Дополнительные затраты на секции-километры, руб.	0	2214,4	2214,4	2214,4	
Усредненная участковая скорость, км/ч	44,6				
Дополнительные секции-часы	0	14,35	14,35	14,35	
Стоимость 1 секции-часа, руб.	148,34				
Дополнительные затраты на секции-часы, руб.	0	2128,65	2128,65	2128,65	
Дополнительный расход электроэнергии, кВтч	0	1568	896	0	
Стоимость 1 кВтч, руб.	1,58				
Дополнительные затраты на электроэнергию в груженом направлении, руб.	0	2477,44	1425,68	0	
Дополнительный расход электроэнергии на собственные нужды, кВтч	0	1183,86	1183,86	1183,86	
Дополнительные затраты на электроэнергию на собственные нужды 3-й секции в порожнем направлении, руб.	0	1870,49	1870,49	1870,49	
Вес поезда в порожнем направлении, т	2459				
Дополнительный расход электроэнергии, кВтч	0	2117	2117	2117	
Дополнительные затраты на электроэнергию в порожнем направлении, руб.	0	3344,86	3344,86	3344,86	
Итого при следовании 3-й секции в порожнем направлении, руб.	в холодном состоянии	0	- 5666,57	- 3306,65	- 881,29
	в горячем состоянии	0	- 7537,06	- 5177,14	- 2751,78
	в тяге	0	- 9011,43	- 6651,51	- 4226,15



Далее определена экономия поездо-километров как разность между поездо-километрами поездов весом 6300 т и весами 7000, 8000 и 9000 т соответственно

$$\Delta \sum NI = \sum NI_{6300} - \sum NI_{7000(8000,9000)}$$

На основании этого путем умножения экономии поездо-километров на стоимость одного поездо-километра при изменении веса поезда получен размер денежной экономии от пропуска поезда повышенного веса 3-секционным электровозом  $\Delta \mathcal{E}_n$ . В расходную ставку «1 поездо-километр при изменении веса поезда» [2] включена стоимость снижения электровозо-километров, электровозо-часов, бригадо-часов и электроэнергии на тягу

$$C_{п-км} = C_{эл-км} + C_{эл-ч} + C_{лок}^{бр} + C_{эл-эл}$$

Однако расходная ставка «1 поездо-километр при изменении веса поезда» включает в себя стоимость электроэнергии на тягу для поезда среднего веса без учета количества секций электровоза. Поэтому из данной расходной ставки была выведена стоимость электроэнергии для расчета отдельно. Таким образом, стоимость одного поездо-километра при изменении веса поезда без учета стоимости электроэнергии составила

$$C_{п-км} = C_{эл-км} + C_{эл-ч} + C_{лок}^{бр}$$

При работе 3-секционного электровоза возникают дополнительные затраты на секционные километры  $\Delta \mathcal{E}_{сек-км}$  и секционные часы  $\Delta \mathcal{E}_{сек-ч}$  для 3-й секции. Дополнительные затраты на секционные километры получены как

$$\Delta \mathcal{E}_{сек-км} = 0,5 \cdot 2l \cdot C_{эл-км}$$

Дополнительные затраты на секционные часы получены как

$$\Delta \mathcal{E}_{сек-ч} = 0,5 \cdot \frac{2l}{V_T} \cdot C_{эл-км}$$

где  $V_T$  — техническая скорость, км/ч.

При движении по участку Сергач — Вековка поезда с 3-секционным электровозом по сравнению с 2-секционным имеет место увеличение расхода электроэнергии из-за недоиспользования мощности электровоза. Для его оценки на основании выборки маршрутных листов на рис. 1 построена зависимость удельного расхода электроэнергии от веса поезда  $a(Q)$  для обоих типов электровозов. Разница в удельных энергозатратах за поездку для поездов с 2- и 3-секционными электровозами была переведена в абсолютное

значение  $A$  и умножена на стоимость 1 кВт·ч электроэнергии на тягу поездов. В результате получены дополнительные затраты на электроэнергию при следовании в груженом направлении

$$\Delta \mathcal{E}_{эл-эл}^{zp} = (A_{7000(8000,9000)} - A_{6300}) \cdot C_{эл-эл}$$

Следование 3-секционного электровоза в порожнем направлении может быть осуществлено тремя способами:

- 3-я секция следует в «холодном» состоянии;
- 3-я секция следует в «горячем» состоянии, т.е. вспомогательные машины работают, но в тяге секция не участвует;
- 3-я секция участвует в тяге.

При следовании 3-й секции в порожнем направлении в «холодном» состоянии общая экономия была вычислена путем вычитания из экономии от пропуска поезда повышенного веса дополнительных затрат на секционные километры, секционные часы и дополнительный расход электроэнергии при следовании в груженом направлении

$$\mathcal{E} = \Delta \mathcal{E}_n - \Delta \mathcal{E}_{сек-км} - \Delta \mathcal{E}_{сек-ч} - \Delta \mathcal{E}_{эл-эл}^{zp}$$

При следовании 3-й секции в порожнем направлении в «горячем» состоянии без участия в тяге общая экономия была вычислена путем вычитания из экономии от пропуска поезда повышенного веса дополнительных затрат на секционные километры, секционные часы, дополнительный расход электроэнергии при следовании в груженом направлении и расход электроэнергии дополнительной секцией на собственные нужды при следовании в порожнем направлении

$$\mathcal{E} = \Delta \mathcal{E}_n - \Delta \mathcal{E}_{сек-км} - \Delta \mathcal{E}_{сек-ч} - \Delta \mathcal{E}_{эл-эл}^{zp} - \Delta \mathcal{E}_{эл-эл}^{сн}$$

Дополнительный расход электроэнергии на собственные нужды был вычислен умножением секционных часов в порожнем направлении на расход электроэнергии одной секцией электровоза ВЛ80С 2,75 кВт·ч/мин и на стоимость 1 кВт·ч электроэнергии на тягу поездов.

При следовании 3-й секции в порожнем направлении в тяге, как и при рассмотрении груженого направления, увеличивается расход электроэнергии на тягу за счет недоиспользования мощности электровоза. На основании выборки маршрутных листов для участка Вековка — Сергач на рис. 2 представлена зависимость удельного расхода электроэнергии от веса поезда. Разница в удельном расходе электроэнергии за поездку при следовании 2- и 3-секционного электровоза с

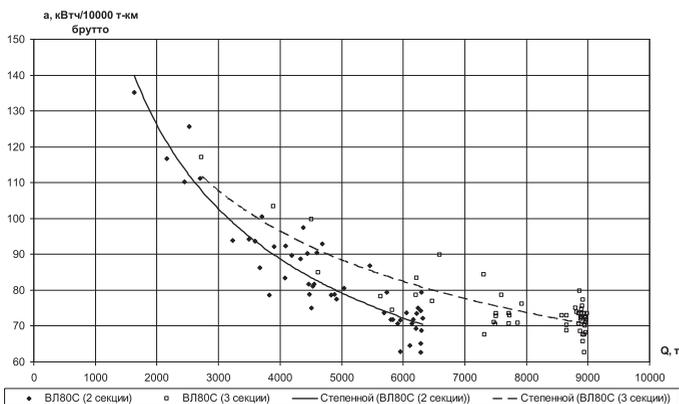


Рисунок 1 — Зависимость удельного расхода электроэнергии от веса поезда на участке Сергач — Вековка

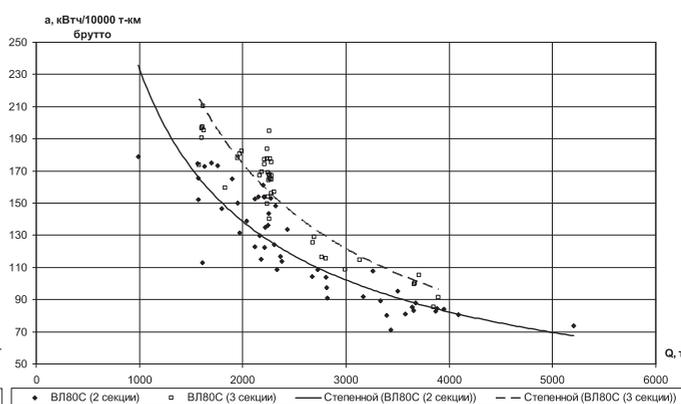


Рисунок 2 — Зависимость удельного расхода электроэнергии от веса поезда на участке Вековка — Сергач



поездом среднего веса переведена в абсолютное значение и умножена на стоимость 1 кВт·ч электроэнергии на тягу. В результате получены дополнительные затраты на электроэнергию при следовании в порожнем направлении  $\Delta \mathcal{E}_{эл-эл}^{пор}$ . Таким образом, общая экономия вычислена путем вычитания из экономии от пропуска поезда повышенного веса дополнительных затрат на секции-километры, секции-часы и дополнительный расход электроэнергии при следовании в груженом и порожнем направлениях

$$\mathcal{E} = \Delta \mathcal{E}_n - \Delta \mathcal{E}_{сек-км} - \Delta \mathcal{E}_{сек-ч} - \Delta \mathcal{E}_{эл-эл}^{гр} - \Delta \mathcal{E}_{эл-эл}^{пор}$$

На основании выполненных расчетов, результаты которых приведены в табл. 1, на рис. 3 построена зависимость изменения эксплуатационных расходов от пропуска поезда повышенного веса. Кривые а, б, в соответствуют трем вариантам следования дополнительной секции в порожнем направлении, рассмотренным выше. Как видно из рис. 3, во всех вариантах следования 3-й секции в порожнем направлении, проведение поезда повышенного веса 3-секционным электровозом приводит к увеличению эксплуатационных расходов. Причиной этому являются расходы на дополнительную секцию электровоза, которые оказываются выше экономии от сокращения бригадо-часов. На основании графика на рис. 3 можно сделать вывод, что окупаемости эксплуатационных расходов можно добиться только при следовании 3-секционного электровоза в груженом направлении с поездом весом не менее 9350 т, а в порожнем направлении с 3-й секцией в «холодном состоянии».

Проведение анализа по данной методике для каждого участка обращения электровозов, работающих по системе многих единиц, дает возможность:

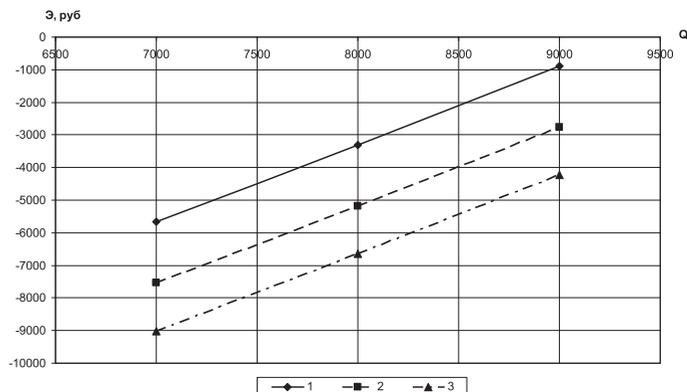


Рисунок 3 — Изменение эксплуатационных расходов от пропуска поезда повышенного веса на участке Сергач — Вековка.

1 — 3-я секция в порожнем направлении следует в «холодном» состоянии; 2 — 3-я секция в порожнем направлении следует в «горячем» состоянии; 3 — 3-я секция в порожнем направлении следует в тяге

а) оценить фактическое изменение эксплуатационных расходов при пропуске поезда повышенного веса многосекционным электровозом, работающим по системе многих единиц;

б) определить наиболее экономически эффективные методы организации эксплуатации и участки работы таких электровозов;

в) установить пути снижения эксплуатационных расходов на существующих участках работы электровозов по системе многих единиц.

## Литература

1. Дмитриев В.А. Экономика железнодорожного транспорта / В.А. Дмитриев, А.И. Журавель, А.Д. Шишков и др.; под ред. В.А. Дмитриева. М.: Транспорт, 1996. 328 с.
2. Сметанин И.А. Техничко-экономические показатели эксплуатационной работы железных дорог: Справочник / И.А. Сметанин, Н.В. Ежова, В.Н. Шленский и др. М.: Транспорт, 1977. 112 с.



## АНАЛИЗ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ОБМОТКИ ЯКОРЯ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ



**Электрическое оборудование локомотивов вынуждено работать в экстремальных условиях: перепады температуры окружающей среды, влажность или чрезмерная сухость воздуха, ограниченное габаритом локомотива пространство, приводящее к перегреву токоведущих частей, различные воздействия электродинамической природы и прочие неблагоприятные факторы снижают эффективность работы электрических машин, применяемых на тяговом подвижном составе.**

Так, перегрев тягового электродвигателя может возникнуть по нескольким причинам. (Одной из них может являться недостаток охлаждающего воздуха.) Но, независимо от причины возникновения, перегрев нарушает контакт между выводами проводников обмотки якоря и петушками коллектора, что вызывает значительное увеличение переходных сопротивлений. При этом возникают неравномерные участки нагрева, приводящие к повреждению изоляции или к обгоранию проводников.

### 1. Анализ методов исследования теплового состояния тяговых электродвигателей

До 1977 г. для контроля тепловых процессов в электрических машинах широко применялись методы термометра сопротивления и термоэлектрический. Но в 1977 г. Харьковским институтом инженеров транспорта были проведены работы по выяснению возможности диагностирования неисправностей тяговых электродвигателей с помощью термоиндикаторов плавления марки ТП. Для выбора точек контроля были изучены данные о характере повреждений этих машин по ряду дорог, и анализ показал, что в общей сложности на долю якоря приходилось около 76% неисправностей, поэтому объектом контроля в первую очередь стали обмотка якоря и коллектор, затем катушка полюсов, межкатушечные соединения, выводы и подшипники. На эти места были нанесены термоиндикаторные метки. Выбор мест нанесения меток производился с учетом возможности визуального осмотра через смотровые люки в остове двигателя температуры окружающей среды и теплоперепадов изоляции (на основании теоретических расчетов), но не учитывалось распределение температур по поверхностям вышперечисленных узлов электрической машины, а также участки, где температура нагрева достигает максимума. При этом термоиндикаторы плавления было рекомендовано наносить перед приемо-сдаточными испытаниями после заводского или деповского ремонта, а периодический контроль термоиндикаторных меток должен был производиться во время технического (ТО2) и профилактического (ТО3) осмотров, то есть перегрев узлов тягового электродвигателя невозможно было определить непосредственно во время работы электрической машины, превышение допустимой температуры обмотки якоря можно было зафиксировать

только как уже случившийся факт на основании срабатывания термоиндикатора плавления.

В дальнейшем многие научно-исследовательские работы были посвящены изучению оценки температурных характеристик тяговой электрической машины в условиях эксплуатации [1—5]. В качестве одного из методов было предложено использовать для контроля температуры коллектора и обмоток якоря анализ расхода и температуры охлаждающего воздуха на входе и выходе его из электрической машины [6]. Но данный метод имеет ряд существенных недостатков, так как при его использовании не учитываются такие существенные факторы, как химический и физический состав охлаждающего воздуха, качество фильтров, технические характеристики вентиляторов. Кроме того, при использовании подобной оценки теплового состояния узлов электрической машины невозможно определить, какие участки поверхности изоляции обмоток нагреваются за наименьший промежуток времени, а также измерить температуру элементов тягового электродвигателя с достаточно высокой точностью.

Наиболее оптимальным методом в данном случае является метод непосредственной оценки температуры обмотки. При его использовании существует возможность избежать возникновения погрешностей измерения, так как производится измерение непосредственно температуры поверхностей коллектора и якоря электрической машины, а не температуры воздуха, охлаждающего эти узлы.

### 2. Построение математической модели процесса теплопередачи от обмотки к железу якоря

Для того чтобы оценить тепловое состояние обмотки якоря тяговой электрической машины, оценить распределение тепловых полей на поверхности ее узлов, была построена компьютерная модель якоря тягового электродвигателя ДКУ-800 (рис. 1) с использованием программного пакета Solid Works, а также его приложения COSMOS Works. Расчет модели производится методом конечных элементов. На рис. 2 представлено построение сетки на поверхности проводников и изоляции обмотки якоря.

В качестве примера компьютерного моделирования в данном программном пакете рассмотрим процесс теплопередачи в пазу якоря от обмотки к железу якоря (см. рис. 2). Была задана температура проводников как источников теп-

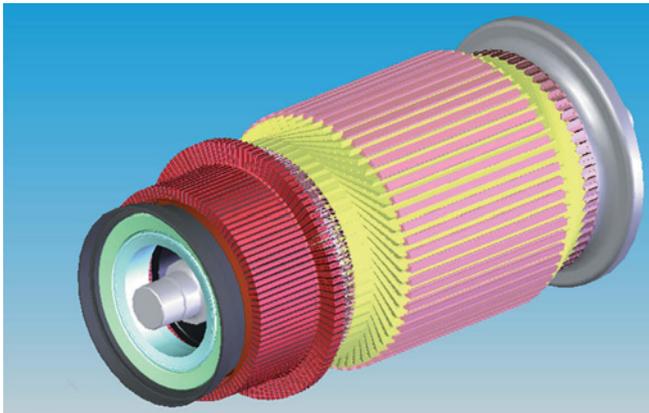


Рисунок 1 — Модель якоря тягового электродвигателя ДКУ-800

ла, равная 150°C, а температура поверхностей якоря была приравнена к температуре окружающей среды, равной 20°C. При этом если ранее обмотка якоря в различных расчетах электрических машин заменялась условно однородным телом с усредненными коэффициентами теплопроводности, теплопередачи и так далее, то при использовании в расчете данной модели были учтены особенности химических и физических свойств материалов, из которых изготавливаются рассматриваемые узлы тягового двигателя.

После анализа построенной в программе Solid Works модели для паза якоря и обмотки, состоящей из четырех проводников и уложенной в два слоя, были получены представленные на рис. 3 и 4 эпюры распределения тепловых полей.

При использовании построенной математической модели результаты теплового анализа могут быть представлены с достаточной точностью (так как учитывается неоднородность материалов элементов паза якоря, воздушные зазоры между поверхностями проводников и слоями изоляции), а также по данной модели можно проанализировать процесс теплопередачи между любыми узлами якоря тягового электродвигателя.

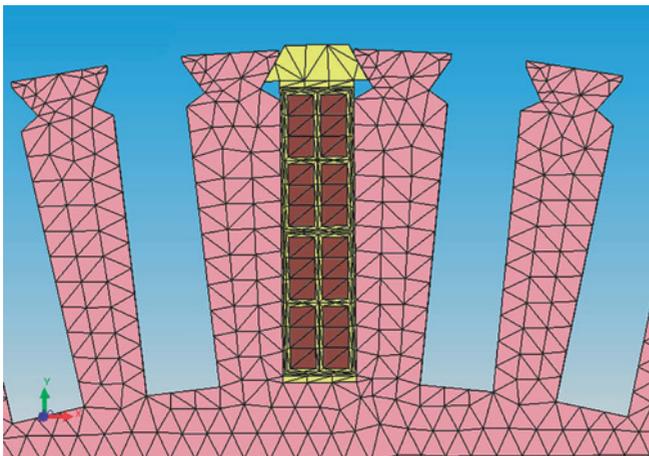


Рисунок 2 — Паз якоря тягового электродвигателя ДКУ-800 с уложенной в него обмоткой

Необходимо отметить, что на данный момент имитационное моделирование является наиболее перспективным направлением анализа состояния узлов подвижного состава, так как можно с достаточной эффективностью оценить различные физические и химические процессы, происходящие не только в отдельной сборочной единице, но и в сложной системе, которой является электрическое оборудование локомотивов.

### 3. Ограничение превышения допустимых температур обмотки якоря и коллектора

Проанализировав существующие и ранее применяемые методы оценки теплового состояния коллектора и обмотки якоря, можно выделить следующие направления повышения надежности машин постоянного тока.

1. Применение бесконтактных средств измерения теплового состояния коллектора и обмоток якоря позволит получить достаточно точную информацию о температуре составных частей электрической машины. В качестве таких средств бесконтактного измерения температуры поверхности коллектора и якоря могут применяться инфракрасные пирометры.

Принцип действия инфракрасного **пирометра** основан на измерении абсолютного значения излучаемой энергии одной волны в инфракрасном спектре. На сегодня это относительно недорогой бесконтактный метод измерения температуры. **Пирометры** могут наводиться на объект с любой дистанции и ограничены лишь диаметром измеряемого пятна и прозрачностью окружающей среды. К видимым преимуществам данных средств измерения температуры можно также отнести широкий диапазон измеряемых температур, лазерное наведение, минимальный диаметр измеряемого пятна, высокую точность измерения, возможность применения аналогового или цифрового выхода, запись минимальных, максимальных, усредненных и дифференциальных значений, звуковую сигнализацию при превышении минимального или максимального температурного порога и прочее.

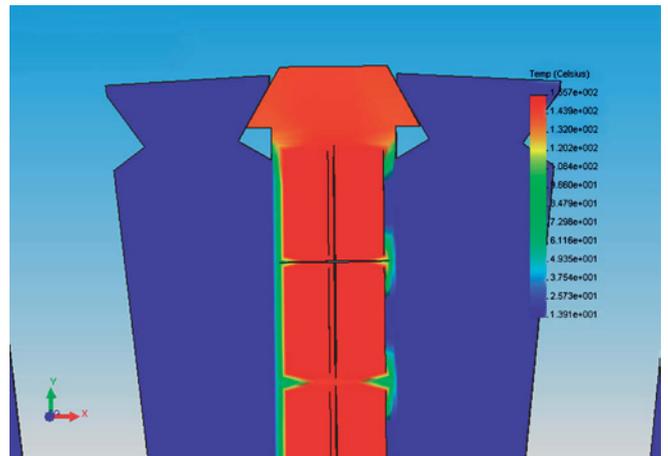


Рисунок 3 — Моделирование процесса теплопередачи между обмоткой и железом якоря

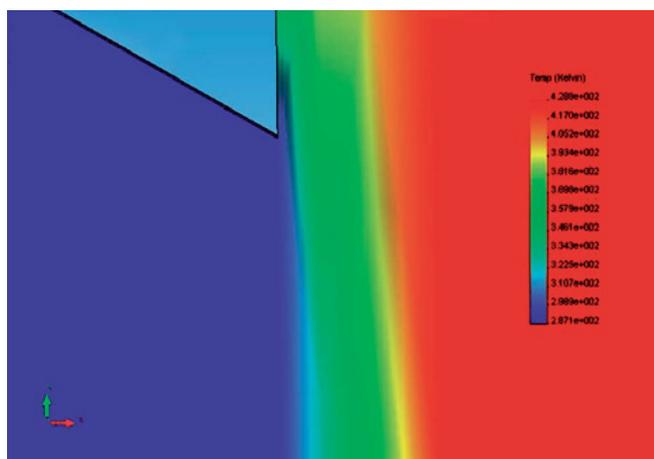


Рисунок 4 — Распределение температур на соприкасающихся поверхностях изоляции обмотки и железа якоря

2. Участки поверхности для установки датчиков температуры электродвигателя могут быть выявлены с помощью математической модели тяговой электрической машины (анализ распределения тепловых полей, максимальных и минимальных температур узлов).

Контроль температуры обмоток методом непосредственной оценки может в значительной степени повысить надежность электрической машины, т.к. обслуживающий персонал будет иметь четкое представление о тепловом состоянии коллектора и обмотки якоря, а в случае возникновения перегрева обмотки возможность принять срочные меры по устранению неисправности, предупредив тем самым дорогостоящий ремонт электрической машины.

3. Использование сигнала по температуре отдельных элементов тягового электродвигателя в системе автоматического регулирования параметров работы локомотива дает возможность исключить аварийные режимы их работы и увеличить межремонтные пробеги.

## Литература

1. Автоматизированное регулирование скорости мотор-вентиляторов / В.Н. Михайловский, В.Е. Чернохлебов, Б.Я. Кожевников и др. // Железнодорожный транспорт. 2005. № 9. С. 25—29.
2. Солдатенко Д.А. Влияние класса изоляции двигателей на тяговую характеристику локомотивов // Локомотив. 2002. № 11. С. 34—35.
3. Бухарин Е.Н. Как продлить жизнь электродвигателей // Локомотив. 2005. № 7. С. 17.
4. Космодамианский А.С. Для систем охлаждения тяговых двигателей // Железнодорожный транспорт. 2002. № 8. С. 72—73.
5. Аширов С. Повышение надежности тяговых электродвигателей тепловозов за счет улучшения охлаждения в условиях среднеазиатской железной дороги. Автореф. ... канд. техн. наук. Днепропетровск, 1989.
6. Попов В.Н. Совершенствование методов прогнозирования состояния изоляции электрических машин подвижного состава. Спб., 1993.

## АНАЛИЗ ПРИЧИН НИЗКОЙ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ НАДЕЖНОСТИ ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Параметрическая надежность — это вероятность нахождения выходного параметра элемента или обобщенной координаты системы внутри поля допуска при заданных условиях эксплуатации в течение заданного времени. Практическая работа конструктора или наладчика по налаживанию и настройке систем сводится к нахождению таких параметров и режимов работы системы, при которых она будет работать наиболее надежно, т.е. к нахождению величины наибольшей параметрической надежности.

### 1. Причины низкой параметрической надежности

Выделим несколько основных категорий причин, оказывающих влияние на параметрическую надежность локомотивов:

Первая категория — конструктивные причины, связанные с особенностями конструкции и функционирования, компоновки, месторасположения и крепления основных аппаратов (элементов) систем локомотива.

Устранение данной категории причин является наиболее известным способом повышения параметрической надежности локомотива, так как выбор характеристик применяемых материалов, комплектующих изделий и составных частей, схемных и конструктивных решений при проектировании, отработанность технологии производства, эффективность контрольных операций при изготовлении и приемке готовой продукции определяют основные характеристики элементов и узлов систем тягового подвижного состава [1].

Однако, несмотря на соблюдение разработанных нормативно-технических документов в процессе проектирования и изготовления, в реальных условиях работы локомотивов наблюдаются отказы и повреждения. У тепловозов примерно 60% отказов связано с элементами энергетической цепи: дизель, тяговые электрические двигатели, элементы тягового привода колесных пар. Причины заключаются в разбросе физических и прочностных свойств материалов, нестабильности и неидентичности технологических процессов производства, слабом контроле качества изделий в процессе изготовления (несоблюдение требований конструкторской и технологической документации), применении некондиционных материалов и элементов.

Теоретически параметрические отказы, вызванные конструктивными и технологическими недоработками оборудования и самой схемы, могут быть изжиты с течением времени, так как выявление этих причин происходит в процессе эксплуатации и по мере накопления определенной статистики по данному виду отказа должно учитываться при создании новых конструкций, а также при условии повышения до необходимого уровня культуры проектирования, производства и контроля.

Вторая категория — эксплуатационные причины, которые сильно зависят от действующих внешних нагрузок, вли-

яния климатических условий, агрессивных сред и качества ремонта.

Процесс потери системой работоспособности при взаимодействии со средой может рассматриваться рассматривается как система автоматического регулирования с обратными связями [2]. Так, процесс изнашивания не только изменяет точность работы аппаратов локомотива, но и влияет на рост динамических нагрузок, которые интенсифицируют этот процесс. В результате происходит постепенное изменение параметров локомотивных систем во времени, запас надежности падает, а вероятность отказа возрастает.

Так, тяговые электрические двигатели (ТЭД) локомотива во время эксплуатации подвержены большим динамическим нагрузкам и вибрации. Увеличение амплитуды ускорений двигателя от 0g до 15g оказывает большое влияние не только на механическую прочность его узлов, но и на происходящие в нем электромагнитные процессы. На 40% увеличивается неравномерность распределения тока между одноименными щеткодержателями. Поэтому плотность тока, протекающего через щетку, на 20-40% превышает допустимое значение для продолжительного режима. Дополнительно увеличение амплитуды колебаний приводит к увеличению на несколько классов интенсивности искрения под щетками. Износ щеток и коллекторов при этом увеличится примерно в 1,5 раза. Кроме того, на величину циклической прочности межкатушечных соединений ТЭД сильное влияние оказывают величина тока и условия охлаждения двигателей. Это объясняется тем, что нагрев, связанный с величиной тока, определяет уровень термических напряжений межкатушечного соединения и степень асимметрии цикла виброн нагружения, влияющего на предел усталостной прочности исследуемого соединения. Вибрация колесной пары оказывает существенное влияние на коммутацию двигателя [3], механическую устойчивость щеточного аппарата, стабильность воздушного зазора между полюсом и якорем, разброс температур нагрева обмоток, уровень динамических напряжений, возникающих в элементах конструкции двигателя, что негативно отражается на работе локомотива в целом.

Сильное влияние на уровень надежности систем и их элементов оказывают климатические условия (75-80% всех отказов в большинстве регионов государства происходит в зимнее



время, когда температура окружающего воздуха опускается ниже нуля).

Третья категория — это широкие допуски на параметры электрической системы (ее элементов, входящих в энергетическую систему) и их возможные отклонения в процессе эксплуатации.

В настоящее время требования к допускам на элементы энергетической системы с ростом мощности локомотивных аппаратов не ужесточаются, а делаются все более свободными. На заводах четко не устанавливаются и не регламентируются те основные параметры систем, набор которых полностью определяет надежность тягового подвижного состава.

Произвольно назначаются допуски на внешнюю характеристику генератора тепловоза, так, например, для 2ТЭ10Л и 2ТЭ116 максимальная мощность определяется с допуском  $\pm 20$  кВт, что соответственно не может быть выполнено даже при применении при регулировке генератора электроизмерительных приборов класса 0,5. Еще более произвольно задаются условия для получения этого допуска для тепловозов 2ТЭ10Л и 2ТЭ116, который может быть получен в диапазоне токов 3000—4230 А. Диапазон изменения тока составляет более 30%, причем требуется получить величину в 1,1%, то есть в 27 раз меньшую.

Правила ремонта предусматривают еще более широкие пределы, так, после заводского ремонта  $\pm 8\%$ , а после депоовского —  $\pm 10\%$ . Хотя в ряде случаев даже эти допуски не могут быть обеспечены, так как существующие генераторы (МПТ 99/47А) уже только за счет явления гистерезиса имеют отклонение напряжения  $\sim 5,5\%$ .

Также можно отметить значительную допускаемую нестабильность напряжения источников питания системы регулирования. Согласно инструкции по реостатным испытаниям тепловоза 2ТЭ10Л, следует, что напряжение трансформатора, подаваемое на питание амплитата возбуждения, должно быть  $60 \pm 2$  В, что составляет погрешность  $\pm 3,34\%$ ; на ТПН —  $30 \pm 2$  В, или 6,7%; на ТПТ —  $70 \pm 2$  В, или 2,86%; на индуктивный датчик  $9 \pm 1$  В, или 11,2%. Допускаемые погрешности выходных параметров аппаратов системы регулирования составляют довольно большие величины. Например, ТПН от 3,08 до 4,6% (в зависимости от типа усилителя); для ТПТ от 4,4 до 4,9%, хотя допуск на величину питающего напряжения у него более жесткий, чем у ТПН, и т.д.

Обследования показали, что у большинства тяговых двигателей в период эксплуатации нарушены геометрические размеры магнитных цепей, влияющие на характеристики машины. Наиболее характерны в этом отношении результаты измерений воздушного зазора тяговых двигателей ЭД-107 (табл.1)

**Таблица 1 — Результаты измерений воздушных зазоров тяговых двигателей ЭД-107**

Главные полюса			Дополнительные полюса		
Количество наблюдений	$\delta_{\text{ср, мм}}$	$\sigma, \%$	Количество наблюдений	$\delta_{\text{ср, мм}}$	$\sigma, \%$
88	6,65	5,82	88	10,1	6,7

По данным Харьковского завода «Электротяжмаша», фактической отклонение скоростных характеристик тяговых двигателей находится в пределах от  $\pm 5$  до  $\pm 12,5\%$  в зависимости

от режима испытания. Перераспределение нагрузки между двигателями может увеличиться в зависимости от проката бандажей колесных пар и отклонений от номинала, существующим у сопротивлений шунтировки. Величина сопротивлений шунтировки RC-9027 (по паспорту должна находиться в пределах  $0,0061 \pm 0,0003$  Ом, где предполагается допуск  $\pm 5\%$  на одном тепловозе) в действительности имеет расхождение от 25 до  $-10\%$ .

Четвертая категория — это соотношение полей допусков элементов, образующих одну систему.

При определении полей допусков элементов, составляющих систему, их ремонте необходимо учитывать не только надежность работы элементов в данном поле допуска, но и учитывать уровень взаимного влияния элементов в пределах допуска [4]. За определяющие поля допусков необходимо брать те, в границах которых уровень влияния элементов друг на друга обеспечивает и поддерживает надежность и эффективность работы всей системы в целом в определенных границах. Если в процессе ремонта значения составляющих элементов системы будут находиться внутри соответствующих полей допусков, то элементы и система в целом считаются «годными», однако среди «годных» систем могут быть менее надежные и эффективные системы.

Например, отклонение мощности ( $\Delta N$ ), вызванное прежде всего наличием элементов передачи мощности от дизель-генераторной установки к колесным парам, должно быть в пределах, обеспечивающих работу в зоне экономического режима согласно универсальной характеристики дизеля,

$$\Delta N = N_y - N_p,$$

где  $N_p$  — реализуемая мощность тепловозом после ремонта в эксплуатации, кВт;

$N_y$  — выставленная мощность ДГУ (дизель-генераторной установки) при реостатных испытаниях тепловоза, кВт.

При эксплуатации тепловоза отклонение мощности ( $\Delta N$ ) может достигать значительных величин при технически исправном состоянии его элементов. Это можно объяснить разбросом допусков параметров элементов, а также структурой применяемой схемы возбуждения тягового генератора.

При этом при одной схеме возбуждения происходит изменение внешней реализуемой характеристики ДГУ, а при другой — существенное увеличение  $\Delta N$  тепловоза. Возрастающее  $\Delta N$  вызывает уменьшение мощности ДГУ, так как тяговый генератор перегружает дизель, а это приводит к снижению оборотов и увеличению расхода топлива тепловозом, то есть к работе не в экономичном режиме.

Отклонения мощности в передаче должны компенсироваться системой регулятора мощности. Однако это не наблюдается на практике по причине того, что у существующих регуляторов мощности (РМ) рабочий диапазон значительно меньше существующих в регулируемой системе отклонений, вызванных свойствами и структурой системы.

Из примеров видно, что надежность локомотива определяется шириной поля допусков параметров комплектующих элементов системы при ремонте, даже если границы этого поля находятся в пределах нормы. При этом установленные поля допусков составляющих элементов системы надо разбивать на границы, внутри которых должны формироваться элемен-

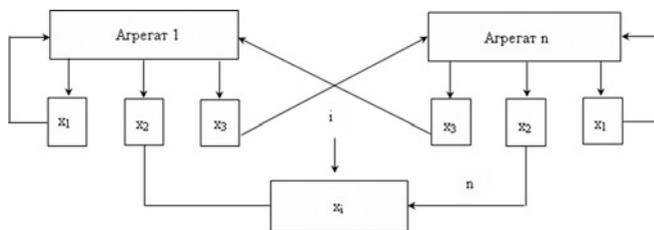
ты системы, чтобы уменьшить их отрицательное воздействие друг на друга.

Таким образом, причиной низкой параметрической надежности локомотивов в эксплуатации можно считать существующее в системе ремонта положение с допусками на элементы систем.

Пятая категория — это структурные особенности электрической цепи (ее элементов, входящих в энергетическую цепь) и связанных с ними систем автоматического регулирования.

Структура системы существенно влияет на отклонения параметров [5]. Существуют системы, у которых выходные параметры отдельных элементов (узлы и агрегаты) участвуют в формировании выходных параметров локомотива (типа  $x_1$ ). В этом случае данные элементы (узлы и агрегаты) нельзя считать независимыми и отдельно для каждого из них изолированно определять показатели параметрической надежности, так как надо рассматривать полностью всю систему и учитывать одновременное участие различных узлов и агрегатов в формировании выходных параметров системы и их взаимное влияние (типа  $x_2$ ) (рис. 1).

Например, отклонение напряжения или тока тягового генератора передается в качестве входного сигнала другим элемен-



**Рисунок 1** — Выходные параметры агрегатов (узлов) локомотива:  $X_1$  — изменение параметра влияет на работоспособность и надежность самого агрегата;

$X_2$  — параметр участвует в формировании одного или нескольких выходных параметров локомотива, его изменения должны учитываться совместно с изменением параметров данной категории для других агрегатов системы;

$X_3$  — параметр влияет на работоспособность других агрегатов, его изменение аналогично для других агрегатов или узлов изменению внешних условий работы

там схемы, поэтому чем больше элементов, воспринимающих это отклонение, тем более сильно оно будет сказываться на изменении обобщенной координаты системы (выходном параметре).

Поэтому для рассматриваемого явления появился термин «структурная надежность». Структурная надежность может быть увеличена в некоторых случаях применением резервных элементов, установкой регуляторов на элементы системы, введением в структуру обратных связей. Однако резервирование оборудования (элементов, их групп или блоков) не может быть широко применено вследствие ограниченных габаритов и массы подвижного состава и противоречит принципу наикратчайшего пути.

Решения, проводимые заводами по улучшению структуры электрической цепи и системы регулирования локомотивов, принимаются без достаточных оснований.

Шестая категория — это особенности функционирования основных элементов (тягового генератора, тяговых двигателей и т.д.), зависящие от выбора принципа регулирования и его реализации.

Изменения, происходящие в системах регулирования, в большинстве изданных работ затрагивают конструктивную сторону: применяют более современные аппараты, добавляются новые цепи и контуры, сам же принцип регулирования остается прежним. Хотя именно выбор принципа регулирования имеет особенно большое значение для систем, оптимизированных по какому-то параметру, для которых наличие отклонений обобщенной координаты может свести к нулевому эффекту все усилия по достижению выбранного оптимума, но при выборе «правильного» принципа регулирования можно получить увеличение параметрической надежности в несколько раз.

## 2. Заключение

Рассмотрев существующие причины низкой параметрической надежности локомотивов и их предлагаемую классификацию, можно сделать следующие выводы:

- 1) причины 1 и 2 категории в какой-то мере учитываются при проектировании локомотивных систем;
- 2) до настоящего времени причинам 3, 4, 5 и 6 категорий должного внимания не уделяется;
- 3) максимальная надежность является свойством электро-механической системы, зависящим от перечисленных факторов.

## Литература

1. Грищенко А.В., Стрекопытов В.В. Основы теории и практики надежности технических устройств. СПб.: Сударыня, 2004. 272 с.
2. Дроздов Ю.Н. Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение. 1983. 224с.
3. Четвергов В.А. Надежность локомотивов. М.: Маршрут, 2003. 415 с.
4. Глуценко И.П. Надежность тепловозов после текущих ремонтов и обслуживания в условиях депо // Межвузовский сборник научных трудов. Самара: СамИИТ, 1992. — С. 27.



# УЧЕТ ИЗГИБНОЙ ЖЕСТКОСТИ КОНТАКТНОГО ПРОВОДА В МОДЕЛИРОВАНИИ КОНТАКТНОЙ ПОДВЕСКИ

**В статье получено уравнение провисания провода с учетом изгибной жесткости, определены размеры конечного элемента в конечно-элементных моделях. Предложены способы учета изгибной жесткости при сохранении размерности модели.**

В большинстве задач по расчету цепных контактных подвесок пренебрегают изгибной жесткостью проводов, и форма провисания кривой принимается

$$y = \frac{qx(l-x)}{2H}, \quad (1)$$

где  $q$  — нагрузка от собственного веса, Н/м;  
 $H$  — продольная составляющая натяжения гибкой нити, Н;  
 $l$  — длина пролета, м.

Однако при действии сосредоточенных сил вблизи точек их приложения значительная часть момента внешних сил компенсируется моментом внутренних сил, вызванных деформацией изгиба. Изгибная жесткость контактного провода оказывает существенное влияние на процесс взаимодействия токоприемников с контактной подвеской при высоких скоростях движения. Напряжения изгиба могут достигать большой величины в точках изменения направления проводов и влиять на их усталостное разрушение. К сожалению, оценка величины зоны провисания контактного провода, в пределах которой напряжения изгиба существенны, до сих пор осталась малоизученной прикладной задачей. Неопределенна оказалась форма кривой провисания провода вблизи от точек приложения сосредоточенных сил, к которым в контактной подвеске относятся реакции опорных и промежуточных струн, нажатие токоприемника и т.д.

При решении поставленной задачи примем следующие допущения.

1. Нагрузка  $q$  равномерно распределена по длине пролета.

2. Изгиб является слабым, т.е. радиус кривизны значительно больше длины стрелы.

Рассмотрим участок контактного провода между двумя сосредоточенными силами (например, реакциями струн) длиной  $l$ . Расчетная схема составлена для половины этого участка. Контактный провод представлен однородным стержнем с удельной нагрузкой  $q$ , закрепленным жестко в

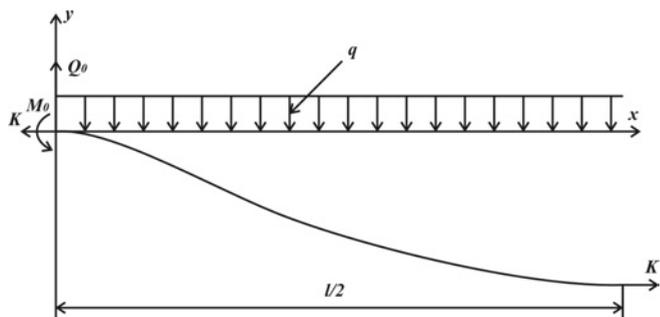


Рисунок 1 — Расчетная схема

точке подвеса, к которому приложена продольная сила натяжения  $K$  (рис. 1).

Для решения поставленной задачи воспользуемся теорией поперечного изгиба (изогнутой оси) прямого стержня постоянного сечения, известного из курса сопротивления материалов [1, 2]. Определим форму кривой провисания провода вблизи от точек приложения сосредоточенных сил. Перерезывающая сила  $Q_x$  в сечении  $x$  определяется формулой

$$Q_x = -EJ \frac{d^3y}{dx^3}, \quad (2)$$

где  $E$  — модуль упругости, Па;  
 $J$  — момент инерции сечения, м<sup>4</sup>.

При наличии растягивающей силы  $K$  изгиб провода уменьшается, поэтому правая часть этого уравнения должна быть изменена на величину  $\frac{dy}{dx} K$ . Окончательно дифференциальное уравнение провисания провода принимает вид

$$-\frac{ql}{2} + qx = -EJ \frac{d^3y}{dx^3} + K \frac{dy}{dx}.$$

Для решения уравнения проинтегрируем его

$$\frac{d^2y}{dx^2} - \frac{K}{EJ}y = \frac{qlx}{2EJ} - \frac{qx^2}{2EJ} + \frac{C_1}{EJ}. \quad (3)$$

Вначале решаем однородную часть уравнения

$$\frac{d^2y}{dx^2} - \frac{H}{EJ}y = 0.$$

Характеристическое уравнение имеет вид

$$p^2 - \frac{H}{EJ} = 0.$$

Находим его корни

$$p_{1,2} = \pm \sqrt{\frac{H}{EJ}}.$$

Общее решение однородного уравнения имеет вид

$$y = C_2 e^{px} + C_3 e^{-px}. \quad (4)$$

Частное решение уравнения (3) представим в виде

$$y = A_2 x^2 + A_1 x + A_0.$$

После подстановки  $\frac{d^2y}{dx^2}$  и  $y$  в (3) находим  $A_2$ ;  $A_1$ ;  $A_0$  и частное решение

$$y = \frac{qx^2}{2K} - \frac{ql}{2K}x + \frac{q}{Kp^2} - \frac{C_1}{K}.$$

В результате получаем решение уравнения (3) в виде



$$y = y + y = C_2 e^{px} + C_3 e^{-px} + \frac{qx^2}{2K} - \frac{qlx}{2K} + \frac{q}{Kp^2} - \frac{C_1}{K}. \quad (5)$$

Постоянные интегрирования  $C_1, C_2, C_3$  находим из условий

$$y(0) = 0; y'(0) = 0; y'\left(\frac{l}{2}\right) = 0.$$

$$\begin{cases} C_2 + C_3 + \frac{q}{Kp^2} - \frac{C_1}{K} = 0, \\ C_2 p - C_3 p - \frac{ql}{2K} = 0, \\ C_2 p e^{\frac{pl}{2}} - C_3 p e^{-\frac{pl}{2}} = 0. \end{cases}$$

В результате решения этой системы уравнений получаем:

$$C_3 = \frac{ql}{2Kp(e^{-pl} - 1)}, \quad (6)$$

$$C_2 = \frac{ql e^{-pl}}{2Kp(e^{-pl} - 1)}, \quad (7)$$

$$C_1 = \frac{ql(e^{-pl} + 1)}{2Kp(e^{-pl} - 1)} + \frac{q}{Kp^2}. \quad (8)$$

После подстановки (6), (7) и (8) в (5) получим

$$y = \frac{ql}{2Kp} \left( \frac{e^{-pl} e^{px} + e^{-px}}{e^{-pl} - 1} - \frac{e^{-pl} + 1}{e^{-pl} - 1} \right) - \frac{qx(l-x)}{2K}.$$

Для контактного провода МФ-100  $p \approx 10 \frac{1}{м}$  и  $e^{-pl} \approx 0$ . Поэтому эту функцию можно представить в виде

$$y = \frac{ql}{2Kp} (1 - e^{-px} - e^{p(x-l)}) - \frac{qx(l-x)}{2K}. \quad (9)$$

Множитель  $\frac{ql}{2Kp}$  даже для пролета 70 м равен  $3,12 \cdot 10^{-3}$ .

Таким образом, стрела провеса за счет изгибной жесткости уменьшается всего на 3,1 мм.

Результаты расчета формы кривой (9) приведены на рис. 2. Пунктиром нанесена кривая провисания гибкой нити (1).

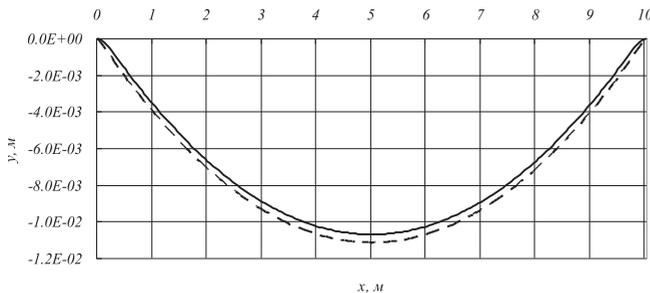


Рисунок 2 — Результаты расчета по формуле (9)

Определим радиус изгиба в стержне, имеющего форму (9). Радиус плоской кривой определяется по формуле [3]

$$R_x = \frac{\left(1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right)^{\frac{3}{2}}}{\frac{d^2y}{dx^2}}. \quad (10)$$

Для условий решаемой задачи  $\left(\frac{dy}{dx}\right)^2 \approx 0$ , поэтому (3) принимает вид

$$R_x = \frac{1}{\frac{d^2y}{dx^2}}.$$

Радиус кривизны вблизи начала координат можно определить по формуле

$$R = \frac{1}{y''} = \frac{K}{q \left(1 - \frac{lpe^{-px}}{2}\right)}.$$

При  $y'' = 0$  эта функция имеет разрыв. Точка перегиба определяется по формуле

$$x_n = \frac{1}{p} \ln(lp).$$

Результаты расчета приведены в табл. 1.

Таблица 1 — Расчет радиуса кривизны провода для длин пролета 10 и 70 м

x, м	0	0.1	0.2	0.3	0.392	0.588	1	2	5
R, м	-23.10	-64.60	-193.25	-737.08	-89772.24	1313,52	1126.32	1123.60	1123.60
M	-3.24	-8.79	-24.06	-67.40	-184,57	-92540,53	1142.94	1123.60	1123.60

В моделях расчета цепных контактных подвесок методом конечных элементов для учета изгибной жесткости до точки перегиба должны укладываться 2–3 элемента. Если длина конечного элемента больше 1 м, учет изгибной жесткости даст отклонение менее 0,5%.

В методике расчета взаимодействия токоприемника с контактной подвеской [4], разработанной в УрГУПС, учет изгибной жесткости реализуется следующим способом. В дифференциальное уравнение, описывающее движение конечного элемента, добавляется перерезывающая сила, учитывающая изгибную жесткость. Для этого определяется радиус  $R$  кривой, проходящей через рассматриваемую сосредоточенную массу, и две соседние точки. Можно показать, что

$$R = \frac{C^2}{y_{i-1} - 2y_i + y_{i+1}},$$

где  $C$  — длина конечного элемента;  $y_i$  — ордината  $i$ -й массы.



Если длины конечных элементов различны, то радиус определяется по формуле

$$R_i = \frac{0.5(C_i + C_{i+1})C_i C_{i+1}}{C_{i+1}y_{i-1} - (C_i + C_{i+1})y_i + C_i y_{i+1}},$$

где  $C_i$  — длина элемента слева от  $i$ -й точки,  $C_{i+1}$  — длина элемента справа от  $i$ -й точки.

Момент, определяющий жесткость провода в  $i$ -й точке, равен

$$M_i = \left| \frac{EJ}{R_i} \right|.$$

Приращение момента на длине конечного элемента

$$\Delta M_i = EJ \left( \frac{1}{R_{i-1}} - \frac{1}{R_i} \right).$$

Это приращение может быть получено за счет силы, приложенной к  $i$ -й массе

$$F_i = Q_i - Q_{i-1} = \frac{1}{C_i} (\Delta M_i - \Delta M_{i-1}),$$

где  $Q_i$  — значение эпюры перерезывающей силы в  $i$ -м сечении.

Если принять длины конечных элементов одинаковыми, то можно показать, что

$$F_i = \frac{EJ}{C^3} (-y_{i-2} + 4y_{i-1} - 6y_i + 4y_{i+1} - y_{i+2}).$$

Рассмотрим методику учета изгибной жесткости провода в модели с шарнирно-соединенными конечными элементами при определении статической кривой провисания. Адекватность модели оценим путем сравнения с кривой провисания однородного провода (9). Уравнение равновесия для  $i$ -го конечного элемента в статике с учетом  $F_i$  имеет вид [4]

$$\frac{y_{i-1} - y_i}{C} K - \frac{y_i - y_{i+1}}{C} K - qC + F_i = 0, \quad (11)$$

После подстановки  $F_i$  получаем

$$-y_{i-2}B_{i-2} + y_{i-1}B_{i-1} - y_i B_i + y_{i+1}B_{i+1} - y_{i+2}B_{i+2} = qC, \quad (12)$$

где  $B_{i-2} = B_{i+2} = \frac{EJ}{C^3}$ ;

$$B_{i-1} = B_{i+1} = \frac{4EJ}{C^3} + \frac{K}{C};$$

$$B_i = \frac{6EJ}{C^3} + \frac{K}{C}.$$

Изменяя  $1 \leq i \leq N-1$ , получаем систему  $(N-1)$  линейных уравнений. Эту систему можно решить, учитывая, что  $y_0 = y_n = 0$ . Для решения поставленной задачи можно использовать другой подход, основанный на связи кривой провисания  $y = f(x)$  с эпюрами моментов  $M(x)$  и перерезывающих сил  $Q(x)$ , из которой следует, что

$$Q_x = -K \frac{dy}{dx} = -\frac{ql}{2} (e^{-px} - e^{-p(l-x)}) + \frac{ql}{2} - qx.$$

Заменяв эту непрерывную эпюру ступенчатой, получим

$$F_i = -qC + \frac{ql}{2Cp} (e^{pC} - 1) \left( (1 - e^{-pC}) e^{-pCi} + (1 - e^{-pC}) e^{-p(l-Ci)} \right).$$

Уравнение равновесия (11) в этом случае примет вид

$$y_{i-1} \frac{K}{C} - y_i \frac{2K}{C} + y_{i+1} \frac{K}{C} = -F_i. \quad (13)$$

На рис. 3 и 4 приведены результаты расчетов по формулам (12) и (13). Пунктиром нанесены графики провисания провода без учета изгибной жесткости, посчитанные по формуле (1).

На рис. 5 приведены графики  $f1, f2, f3$ , где  $f1$  — разность функции (9) и (1),  $f2$  — разность функции (9) и (12),  $f3$  — разность функции (9) и (13).

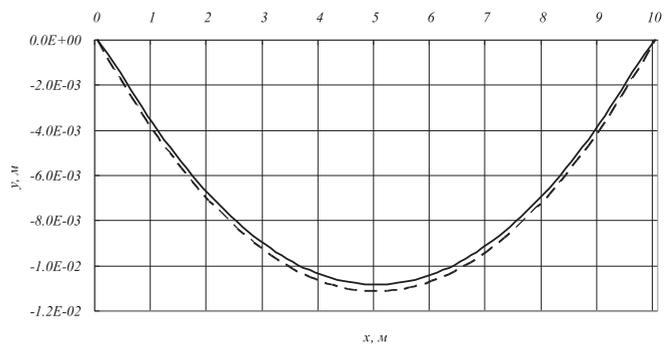


Рисунок 3 — Результаты расчета по формуле (12)

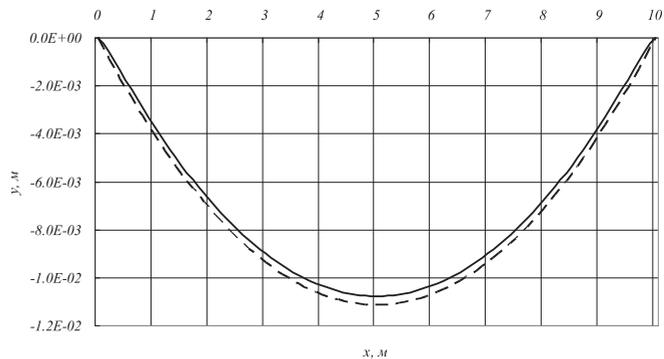


Рисунок 4 — Результаты расчета по формуле (13)

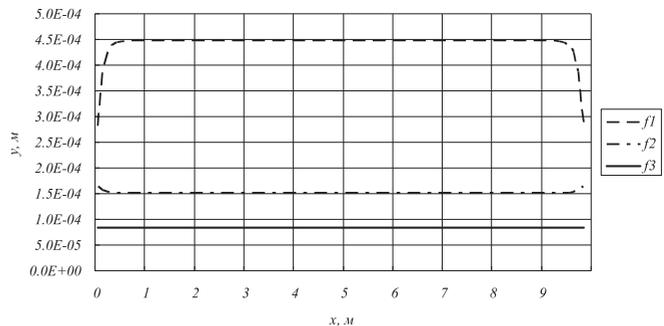


Рисунок 5 — Сравнение результатов расчета по формулам (12) и (13)



Как видно из рис. 5, метод учета изгибной жесткости по формуле (13) дает более точный результат, чем метод, использующий формулу (12). Но нужно отметить, что при динамическом взаимодействии его можно использовать только с применением метода последовательных приближений.

#### Выводы

1. Получено уравнение провисания гибкой нити с учетом изгибной жесткости.
2. Результаты сравнительных расчетов дали возможность отметить, что использование выведенного уравнения в стати-

ческих задачах дает уточнение в средней части пролета контактного провода не более 0,5%.

3. Для учета изгибной жесткости вблизи точки приложения сосредоточенной силы длину конечного элемента целесообразно применять равной  $\frac{1}{p}$ .

4. Предложены две методики учета изгибной жесткости.

5. Предложенные методики учета изгибной жесткости могут быть использованы в ранее разработанных моделях без изменения размерности задач [4, 5].

#### Литература

1. Сборник задач по сопротивлению материалов с теорией и примерами / Под ред. А.Г. Горшкова, Д.В. Тарлаковского: Учебн. пособие для вузов. М.: Физматлит, 2003. 632 с.
2. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. 592 с.
3. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1970. 720 с.
4. Ефимов А.В. Расчетная схема системы «токоприемник — контактная подвеска» // Вестник Академии транспорта (Уральское межрегиональное отделение). Курган: Изд-во Курганского государственного университета. 1998. Вып. 1. С. 47 — 49.
5. Ефимов А.В., Галкин А.Г., Веселов В.В. Подготовка испытаний КС-200 на компьютерной модели КСТ-УргУПС // Вестник ВНИИЖТ. 2000. Вып. 4. С. 32 — 36.



Александр Михайлович Боровских, канд. техн. наук, Валерий Павлович Сиваков, д-р техн. наук, Михаил Александрович Савин, канд. техн. наук (УГЛУ, Екатеринбург)

## СПОСОБ УСКОРЕНИЯ ПРОГРЕВА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Почти все транспортные машины: автомобили, тракторы, тепловозы — в качестве силовой установки имеют двигатели внутреннего сгорания, и это, как правило, дизели. Они имеют ряд важных преимуществ перед карбюраторными двигателями: повышенную надежность, более дешевое топливо, меньшую пожароопасность. Однако имеют большую массу на единицу мощности, более высокую стоимость вследствие наличия точной топливной аппаратуры. Но главным их недостатком является более трудный пуск при низких температурах окружающей среды. А так как до 90% тракторов и автомобилей и значительная часть тепловозов эксплуатируются в холодных районах нашей страны, то проблема пуска имеет чрезвычайно важное значение при эксплуатации транспортной техники.

Установлено, например, что в зимних условиях сменные нормы выработки на тракторах часто не выполняются, себестоимость работ повышается в 1,5–2 раза [1]. Сильно возрастает продолжительность времени на подготовку и пуск тракторных дизелей, достигая 1,5–2 часа [2, 3]. При низких температурах окружающей среды значительно увеличиваются износы двигателя. Поэтому проблема пуска является весьма актуальной для двигателестроения.

Для запуска двигателей применяются в основном два способа пуска: электростартерный и при помощи пускового двигателя. Недостатком электростартерного пуска при низких температурах является прежде всего ненадежность запуска двигателя вследствие уменьшения емкости и напряжения аккумуляторных батарей. Эти системы позволяют осуществлять пуск дизеля при температуре окружающего воздуха не ниже  $-5 \dots -10^\circ\text{C}$ . При более низких температурах пуск требует применения средств облегчения пуска: электрофакельного подогрева, свечей накалывания, легковоспламеняющихся жидкостей и других [4].

Однако при температурах ниже  $-25^\circ\text{C}$  и эти средства не гарантируют надежный пуск. Нужна тепловая подготовка дизеля.

Применение системы пуска, имеющей пусковой двигатель, обеспечивает надежный пуск дизеля при температуре окружающего воздуха до  $-15 \dots -20^\circ\text{C}$ . Эта система пуска почти не зависит от температуры окружающего воздуха, как при использовании аккумуляторных батарей. Большинство дизелей с пусковыми двигателями имеют объединенную систему охлаждения. При этом разогрев головки и блока цилиндров дизеля осуществляется посредством охлаждающей жидкости, нагревающейся в пусковом двигателе и циркулирующей по объединенному контуру системы охлаждения дизеля и пускового двигателя. Используется также тепловая энергия отработавших газов пускового двигателя. Вместе с тем в условиях температур окружающего воздуха ниже  $-20 \dots -25^\circ\text{C}$  использование пускового двигателя тоже не решает проблему надежного пуска дизеля. В этом случае также необходимо применение средств облегчения пуска или предпусковой тепловой подготовки дизеля. Эта подготовка обычно осуществляется с применением дополнительного устройства — навесного предпускового подогревателя. Но это усложняет конструкцию двигателя.

В то же время пусковой двигатель располагает значительными тепловыми ресурсами (тепловая энергия отработавших газов и охлаждающей жидкости). Использование этих ресурсов в разработанной ГСКБ 000 «ЧТЗ-Уралтрак» совместно с ЮУрГУ системе предпусковой тепловой подготовки дизеля дают возможность отказаться от применения навесных предпусковых подогревателей (рис. 1) [5, 6]. В период предпусковой тепловой подготовки циркуляция охлаждающей жидкости осуществляется по термосифонному принципу. При этом интенсивность теплопереноса невелика. Ее повышение достигается установкой в систему охлаждения дополнительного циркуляционного насоса с приводом от пускового двигателя для принудительной ускоренной циркуляции жидкости [5, 6]. Она будет способствовать увеличению интенсивности теплопереноса. Увеличение скорости движения жидкости в системе увеличивает и количество

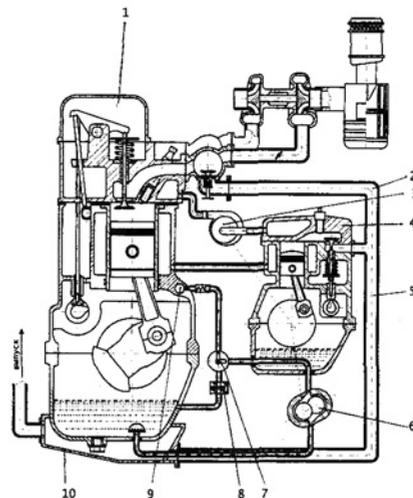


Рисунок 1 — Схема системы предпусковой тепловой подготовки дизеля с использованием пускового двигателя как источника энергии:

1 — дизель; 2, 5 — трубопроводы; 3 — циркуляционный насос системы охлаждения; 4 — пусковой двигатель; 6 — маслопрокачивающий насос; 7 — распределительный кран; 8 — дроссель; 9 — главная масляная магистраль дизеля; 10 — дефлектор



теплоты, отводимой от цилиндра пускового двигателя, и снижает его температуру. Установку дополнительного насоса целесообразно производить при сопутствующем форсировании пускового двигателя. Повышение его мощности влечет за собой рост тепловой напряженности деталей пускового двигателя, что компенсируется интенсификацией его охлаждения. Необходимость установки насоса в контур системы охлаждения вызывается в том числе и неравномерностью распределения тепловой напряженности по высоте цилиндра. Установка насоса позволяет легче выравнять температуру по высоте цилиндра и интенсифицировать теплоотвод от головки цилиндра лучше, чем при термосифонной циркуляции.

Но установка насоса усложняет конструкцию двигателя, и способ предложен для четырехтактных пусковых двигателей. В УГЛТУ предложен способ ускоренного движения охлаждающей жидкости от двухтактного пускового двигателя к основному при помощи крыльчатки, приводимой во вращение отработавшими газами пускового двигателя. На него одним из авторов подана заявка на изобретение и получен патент на полезную модель № 76986. Его внедрение позволит избавиться от специального насоса и упростить конструкцию. Общая схема осуществления подогрева охлаждающей жидкости двигателя за счет тепла жидкости, нагретой в пусковом двухтактном двигателе, представлена на рис. 2.

Отработавшие газы от пускового двигателя 5 поступают в выпускной патрубок 7 и, проходя его, вращают крыльчатку 6 на одной оси, с которой установлена под крышкой 4 подобная вторая крыльчатка, которая и перекачивает охлаждающую жидкость из головки цилиндра 2 по патрубку 9 в головку основного двигателя 1.

Тепловую энергию отработавших газов пускового двигателя можно дополнительно использовать, направляя их на разогрев картерного масла и внутрикартерного пространства. Добиться дополнительного снижения момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала и обеспечения разогрева подшипников коленчатого вала дизеля можно с помощью прокачки горячего масла по каналам системы смазки. Момент сопротивления при этом снижается на 9%. Другие авторы приводят еще большие цифры. В дизеле с пусковым двигателем для прокачки масла в период предпусковой тепловой подготовки целесообразно использовать маслопрокачивающий насос, установив дроссель в его нагнетающей магистрали.

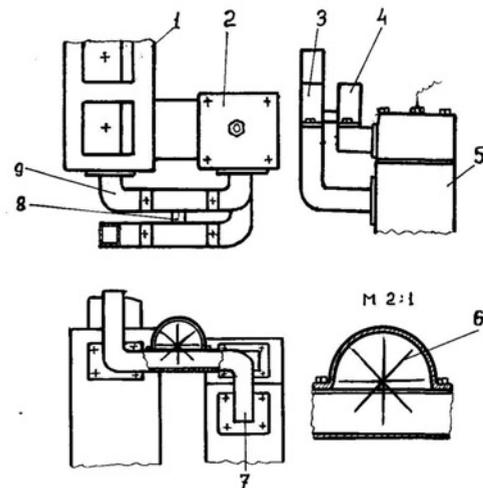


Рисунок 2 — Общая схема подогрева охлаждающей жидкости двигателя за счет тепла пускового двухтактного двигателя: 1 — основной двигатель; 2 — головка пускового двигателя; 3 — крышка крыльчатки, установленной в выпускном патрубке; 4 — крышка крыльчатки для перекачивания воды; 5 — пусковой двигатель; 6 — крыльчатка для отработанных газов; 7 — патрубок для отвода отработанных газов; 8 — ось крыльчаток; 9 — патрубок для перекачивания охлаждающей жидкости

Мощность на коленчатом валу пускового двигателя в период предпусковой тепловой подготовки используется главным образом для привода дополнительных насосов: циркуляционного насоса системы охлаждения и насоса для прокачки масла, причем основная доля загрузки пускового двигателя определяется затратами мощности на привод масляного насоса. Это позволяет более полно использовать мощность пускового двигателя.

Теплонапряженность деталей цилиндрично-поршневой группы ЦПГ является одним из важнейших факторов сдерживающих форсирование двигателей.

Существует много способов снижения температуры деталей ЦПГ.

Одним из них является применение керамических покрытий, но и в этом случае необходимо эффективное снижение их температуры при помощи системы охлаждения. Но при запуске двигателя необходим быстрый прогрев его деталей, особенно ЦПГ. Ускорение прогрева достигается повышением скорости циркуляции охлаждающей жидкости.

## Литература

1. Широков А.С. Эксплуатация тракторов зимой. Алма-Ата: Кайнар, 1972.
2. Боровских А.М., Надрашин Т.К. Эксплуатация тракторов в зимнее время // Система ведения сельского хозяйства зоны Урала. Свердловск: УралНИИСХОЗ, 1976.
3. Микулин Ю.В. Пуск холодных двигателей при низкой температуре / Ю.В. Микулин, В.В. Карниций, Н.А. Энглин. М.: Машиностроение, 1971.
4. Купершмидт В.Л. Средства пуска дизелей в холодных условиях // Тракторы и сельхозмашины. 1996. № 1.
5. Суркин В.И. О возможности использования энергии пускового двигателя для тепловой подготовки дизеля Д-180 / В.И. Суркин, В.Н. Бондарь, С.К. Рахимов // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды междунар. науч.-практ. конференции. Челябинск, 2003.
6. Лазарев В.А. Система предпусковой тепловой подготовки тракторного дизеля с использованием пускового двигателя как источника энергии / В.А. Лазарев, Г.П. Мицин, В.В. Шишков и др // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды междунар. научно-техн. конференции. Челябинск, 2003.



УДК 658. 3:656. 2

Кошкаргов Е. В., Кошкарлова Т. В. **Инновационная политика в транспортных отраслях: прогноз, развитие** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 2 — 5.

*В рамках научно-исследовательской работы по заданию Минтранса РФ проанализированы перспективы научно-технологического развития транспортного комплекса на среднесрочную перспективу до 2015 года. Дан прогноз приоритетам развития транспортных отраслей в инновационной сфере.*

**Ключевые слова:** транспорт, инновационная политика, инновационная сфера, транспортный комплекс.

Koshkarov E. V., Koshkarova T. V. **Innovation policy on transport: forecast and development**

*The authors forecast priorities of transport development in innovative sphere based upon the research done by request of Applied Economics Center in Russian Ministry of Transport.*

УДК 658. 2. 078

Самуйлов В. М., Петров А. В., Богданова М. М. **Транспортно-сетевая концепция распределения товаров** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 6 — 10.

*В настоящее время для развития транспортных систем, реализуемых в рамках национальных проектов, востребован новый подход к управлению транспортно-потокowymi процессами. В качестве основы такого подхода может выступить концептуальный формат систематического количественного анализа транспортно-потокowych процессов — сеть.*

**Ключевые слова:** развитие транспортных систем, транспортный поток, количественный анализ.

Samuilov V. M., Petrov A. V., Bogdanova M. M. **Network conception for goods distribution**

*A new approach to traffic processes control appeared at present time in Russia in order to develop transport systems realized in the framework of national projects. As a basis of this approach the authors regard a network as a conceptual format for systematic and quantitative analysis of traffic processes. The network lets make non-standard decisions, use creative approach, generate original and labor-saving ideas, reveal and control inefficient problem zones – traffic jams, identify transport processes and connect them. This approach meets the requirements for transport systems in Russian Federation.*

УДК 656. 021. 2(043)

Лебедева Н. А. **Методика формирования области эффективных альтернатив изменения облика и мощности мультимодального транспортного узла** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 11 — 13.

*Статья посвящена актуальной проблеме развития и совершенствования работы мультимодальных транспортных узлов. Предлагаемая в статье методика формирования области эффективных альтернатив изменения их облика и мощности позволяет на основе технико-экономического обоснования решать вопрос о повышении привлекательности исследуемой транспортной системы для перевозчиков, рационально распределять объемы перевозок по видам транспорта.*

**Ключевые слова:** мультимодальный транспортный узел, системный подход, интегральный эффект.

Lebedeva N. A. **Formation of effective alternative variants in image and capacity of multimodal traffic center**

*The article covers an up-to-date problem on improvement and development of multimodal traffic centers. The formation of effective alteration variants on the basis of technical and economical justification allows solving the problem how to increase attraction of transport system for carriers and to distribute traffic volumes according to means of transport.*

УДК 656. 021. 2

Владимирская И. П. **Закономерности преобразования потока в транспортных структурах** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 14 — 17.

*В статье приводятся способы изменения свойств потока при взаимодействии с элементами структуры транспортной системы. Вводится понятие дезорганизации потока, а также элементы «канал» и «бункер». Элементы либо пассивно повышают ее, либо активно понижают. Понижение в отрицательную область приводит к появлению управляемой неравномерности, то есть неравномерности потока, согласованной с ритмом работы элемента. Закономерности преобразования потока являются теоретической основой для создания метода расчета оптимальной структуры транспортной системы.*

**Ключевые слова:** поток, структура, транспортная система, дезорганизация потока, элемент, Управляемая неравномерность, ритм, метод оптимизации, отрицательная область

Vladimirskaia I. P. **Regularities in traffic flow transformation**

*The article provides the ways of traffic flow attributes transformation when it interacts with the elements of transport system structure. The author describes a new concept – flow disorganization, and also such elements as “channel” and “bin”. The elements either raise the disorganization or decrease it according to the type of the element. Decreasing of that flow feature into the negative area leads to appearance of controlled fluctuation, concurrent to a rhythm of the element function. These ways create the basis for optimization method of transport system structure.*

85

Январь – Март

УДК 658. 386

Нестеров В. Л., Радченко В. И., Русакова Е. А. **Количественные показатели качества подготовки специалистов железных дорог** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 18 — 20.

*В работе рассматривается методика количественного определения квалификации работников транспортной отрасли. Внедрение методики поднимет эффективность финансирования подготовки и повышения квалификации персонала, повысит экономические показатели и уровень безопасности на транспорте.*

**Ключевые слова:** специалисты железных дорог, повышение квалификации,

Nesterov V. L., Radchenko V. I., Rusakova E. A. **Quantitative indexes for transport employees' qualification**

*This research studies methods how to determine transport employees qualification in terms of quantity. Implementation of this methodology will make personnel training and retraining funding more effective, will raise economic indicators and security level on transport.*

УДК 656. 057. 886 / 887

Сергеев Б. С., Оськина М. А. **Анализ схем управления светодиодными светофорами** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 21 — 24.

*За последнее время на сети дорог происходит широкое внедрение светофоров, у которых в качестве излучающих элементов используются светодиодные матрицы (СДМ). Преимущества подобных светофоров, по отношению к ламповым, заключаются в большей надежности работы, увеличенном сроке службы, а также в более высокой энергетической эффективности.*

**Ключевые слова:** светофор, светодиодная матрица, эффективность, надежность.

Sergeev B. S., Oskina M. A. **Analysis of control schemes for LED traffic lights**

*The authors consider control schemes of station traffic lights in which various inclusion schemes of light-emitting diodes can be applied. They show that for an exception of radiation of the traffic light wrong indication it is necessary to use constant pressure in some hundreds volt. While defining efficiency of LED traffic light capacity, losses in light-emitting diodes are considered.*

УДК 656. 259. 12

Полевой Ю. И. **Локомотивный классификатор свободности неограниченных рельсовых цепей** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 25 — 27.

*В статье представлена методика расчета нормального режима, определения шунтовой чувствительности локомотивного приемника для рельсовых цепей без изолирующих стыков.*

**Ключевые слова:** Рельсовая цепь, рельсовая линия, схема замещения, четырехполюсник, напряжение, ток, нормальный режим, шунтовой режим, локомотивный приемник.

Polevoy Y. I. **Locomotive classifier of track circuit freeness**

*The author offers a method how to calculate normal conditions and find out shunt sensitivity of train apparatus for track circuit without block joints.*

УДК 629. 4. 027. 11

Бородин А. В., Иванова Ю. А. **Влияние горизонтальной поперечной нагрузки на долговечность буксового подшипника грузового вагона** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 28 — 30.

*В статье приведен расчет долговечности буксовых подшипников грузовых вагонов с учетом опрокидывания тел качения. Обоснована целесообразность раздельного восприятия составляющих комбинированной нагрузки элементами буксы. Предложена модернизированная конструкция буксы с шаровым подпятником и двухрядным роликоподшипником повышенной грузоподъемности.*

**Ключевые слова:** долговечность подшипников, буксы, роликоподшипник, грузоподъемность.

Borodin A. V., Ivanova Y. A. **Influence of Axial Loading on Freight Car Axle Box Bearing Life**

*The article contains the calculation of freight car axle box bearing life with roller upset taken into account. Expediency of separate perception of combined loading components by different axle box elements is reasoned. The modernized axle box construction with ball axial support and double-row roller bearing with extended load capacity is suggested.*



УДК 656. 212. 6. 073. 21

Туранов Х. Т. **Аналитическое обоснование технологии несимметричного размещения общего центра масс грузов в вагонах** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 31 — 35.

*В статье изложены результаты аналитического обоснования технологии размещения грузов в вагоне при движении подвижного состава по волнам неровности пути. Получены конечные аналитические формулы для определения реакции комплектов пружин тележек вагона при одновременном смещении общего центра масс груза как вдоль, так и поперёк вагона, которые позволяют обосновать технологию размещения грузов по допустимому значению коэффициента вертикальной динамической добавки вагона.*

**Ключевые слова:** подвижной состав, крепление грузов, реакция пружин, смещение грузов.

Turanov Kh. T. **Analytical justification of cargo total mass centre asymmetrical allocation in railcars**

*The article states the analytical justification results of in-car load positioning while in rolling stock operation on track irregularity waves. The following finite analytical formulas have been obtained: determination of bogies springs sets reaction while in simultaneous cargo total mass centre displacement both along and across the railcar, which allow justifying the technology of loads positioning by legitimate value of car vertical dynamic addition coefficient.*

УДК 620. 433:62-192

Бачурин Н. С., Красниченко А. А., Иванов Н. Л. **Методика оценки показателей надежности трамвайного вагона** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 36 — 39.

*Эксплуатация является наиболее информативным видом испытаний на надежность несущих конструкций подвижного состава. Нарушения работоспособного состояния несущих конструкций приводят к отказам подвижного состава и возникновению аварийных ситуаций, что непосредственно влияет на уровень безопасности транспортной системы.*

*В статье приведена методика оценки показателей надежности трамвайного вагона, которая включает в себя сбор информации об отказах и ее обработку. Также были определены функции распределения до отказа и вероятности безотказной работы обшивки кузова и моноблока колеса трамвайного вагона.*

**Ключевые слова:** подвижной состав, несущие конструкции, трамвайный вагон, показатели надежности подвижного состава.

Bachurin N. S., Krasnichenko A. A., Ivanov N. L. **Estimation technique of reliability index for tram cars**

*Operation is the most informative kind of fail-safe test for rolling stock bearing structures. Damages in bearing structures up state lead to rolling stock breakdown and emergency conditions that directly influence on safety level of all transport system.*

*The article describes the estimation technique of reliability index for tram cars which includes information gathering about breakdowns and its processing. The authors have also defined distribution functions to the breakdown and reliability probabilities of car body covering and wheel mono block in tram cars.*

УДК 625. 46:519. 234. 7

Иванов Н. Л. **Методика определения динамической нагруженности кузова трамвайного вагона** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 40 — 42.

*В статье приведена методика определения динамической нагруженности кузова трамвайного вагона, которая позволяет дать уточненную оценку прочности кузова при движении по рельсовому пути и проводить мероприятия по совершенствованию конструкции и увеличению срока его службы. Повышение прочностных качеств вагона позволит снизить расходы на ремонт и эксплуатацию, увеличить срок службы и улучшить условия перевозки пассажиров.*

**Ключевые слова:** трамвайный вагон, рельсовый путь, совершенствование конструкции, увеличение срока службы вагона.

Ivanov N. L. **Technique of definition of dynamic durability of the body of the tram car**

*One of the major factors influencing working capacity of the basic knots of the tram car, dynamic durability is. Therefore increase of durability of the car will allow to cut expenses on repair and operation, to increase service life and to improve conditions of transportation of passengers. In article the technique of definition of dynamic durability of a body of the tram car which allows to state the specified estimation of durability of a body at movement on a rail way is resulted, and also to carry out actions for perfection of a design and increase in term of its service.*

УДК 625. 46:519. 234. 7

Красниченко А. А. **Динамическая нагруженность трамвайного вагона** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 43 — 45.

*В статье приведена методика разработки математической модели, позволяющая анализировать динамическую нагруженность трамвайного вагона, а также определены рациональные параметры рессорного подвешивания, обеспечивающие наименьшую динамическую нагруженность.*

*Разработанная модель может быть использована для анализа динамической нагруженности и определения рациональных параметров ходовых частей как на стадии проектирования новых трамвайных вагонов, так и при модернизации уже существующих, эксплуатируемых во многих городах России и странах СНГ.*

**Ключевые слова:** трамвайный вагон, математическая модель, анализ динамической нагруженности, ходовые части вагона.

Krasnichenko A. A. **Dynamic load forecasting for tram cars**

*The author offers a method how to develop a simulator that will allow analyzing dynamic load of tram cars, and also defines the rational parameters of spring suspension that provides the least dynamic load.*

*The developed model can be used for analyzing dynamic load and determination of rational parameters of workings parts as on the stage of new car design as during modernization of already existing cars used in many Russian cities and CIS countries.*

УДК 629. 4. 027. 1:629. 46

Иванов Д. В. **Оценка параметров безопасности и износов ходовых частей вагонов на тележках моделей 18-100 и 18-578 с буксовыми адаптерами и без них** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 46 — 49.

*Компьютерное моделирование движения полувагона на тележках моделей 18-100, 18578 с буксовыми адаптерами и без них при различных значениях ширины рельсовой колеи. Оценка безопасности движения и параметров износа в системе колесо — рельс.*

**Ключевые слова:** безопасность движения, износ, буксовый адаптер, тележка, ширина колеи.

Ivanov D. V. **Estimate of road safety and running gear on bogie (model №18-100 and 18-578) with and without axle-box adapter deterioration characteristics** // Ural transport. 2009. №1.

*The computer modeling of gondola wagon movement based on bogies of the model № 18-100,18578 with axle-box adapters and without them under different value of railway gauge.*

*Safety evaluation of movement and deterioration parameters in "wheel-rails" system.*

УДК 629. 4. 027. 18. 2

Миронов А. А., Образцов В. Л., Павлюков А. Э. **Контроль нагрева букс и безопасность движения высокоскоростного подвижного состава** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 50 — 53.

*Приводятся результаты теоретических и экспериментальных исследований закономерностей нагрева букс высокоскоростных пассажирских поездов. Результаты исследований позволили обосновать применение более эффективных средств теплового контроля нагрева букс.*

**Ключевые слова:** высокоскоростные пассажирские поезда, тепловой контроль нагрева букс.

Mironov A. A., Obratsov V. L., Pavlyukov A. E. **Mutual heating of wheels and bearing box during rolling stock exploitation**

*The authors produce results of their theoretical research about the influence of wheel heating on bearing box heating during train slowdown and about bearing box own heating on wheel elements heating. They have made important conclusions about bearing box thermal control.*

УДК 629. 4. 045

Павлюков А. Э., Неклюдов А. А., Целищев А. А. **Разработка демпфирующей системы для защиты специальных грузов при перевозке открытым подвижным составом** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 54 — 58.

*Представлена разработка механических системы защиты груза от ударов и вибраций подвижного состава.*

**Ключевые слова:** демпфер, платформа, специальный контейнер, подвеска.

Pavlyukov A. E., Neklyudov A. A., Celischev A. A. **Damping system development for special cargoes protection during transportation by open rolling stock**

*In article is presented the mechanical system development for cargo protection from rolling stock impulses and vibrations*



УДК 629. 424. 1

Сковородников Е. И., Михеев В. А. **Моделирование процессов функционирования дизель-генераторной установки тепловоза с целью оптимизации количества параметров контроля** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 59 — 62.

*В статье приведена поэтапная процедура моделирования процессов функционирования дизель-генераторной установки тепловоза с помощью аппарата теории графов. В результате обработки построенной граф-модели масляной системы тепловоза с использованием практических алгоритмов минимизации графов получено оптимизированное количество контролируемых параметров для данной системы.*

**Ключевые слова:** тепловоз, дизель-генераторная установка, масляная система тепловоза.

Skovorodnikov E. I., Miheev V. A. **Simulation of a locomotives diesel-generator installation functioning for the purpose of control parameters quantity optimization**

*The article adduces stage-by-stage procedure of simulation of locomotives diesel-generator installation functioning by means of the graphs theory device. The optimized quantity of controllable parameters for locomotive oil system was received as a result of processing of the constructed graph-model for given system with the use of practical graphs minimization algorithms.*

УДК 629. 423. 32:621. 38

Мазнев А. С., Евстафьев А. М., Калинин М. В. **Совершенствование систем регулирования возбуждения тяговых двигателей электровозов переменного тока** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 63 — 66.

*Произведен анализ существующих систем ослабления возбуждения тяговых двигателей постоянного (пульсирующего) тока. Рассмотрены схемные решения регулирования возбуждения тяговых двигателей электровозов переменного тока. Приведен алгоритм работы систем в штатных и аварийных режимах. Сделан вывод о целесообразности применения современных полупроводниковых приборов в устройствах регулирования тяги.*

**Ключевые слова:** тяговый двигатель постоянного (пульсирующего) тока, полупроводниковый элемент, транзистор, тиристор, индуктивный шунт.

Maznev A. S., Evstafev A. M., Kalinin M. V. **System improvement of electric locomotive traction engine of alternating current driving control**

*There was made an analysis of existing systems easing excitation of traction engines on a direct (pulsating) current. Circuitry decisions of electric locomotive traction engine of alternating current driving control are considered. The work algorithm systems in regular and emergency operations are resulted. The conclusion is drawn on expediency of modern semi-conductor devices in traction control devices.*

УДК 621. 335. 2

Мазнев А. С., Евстафьев А. М., Черных А. А. **Совершенствование системы обнаружения боксования и юза колесных пар** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 67 — 69.

*Разработаны новый алгоритм обнаружения боксования и юза колесных пар и устройство для его реализации, приведена математическая модель предлагаемого алгоритма.*

**Ключевые слова:** устройства обнаружения и борьбы с боксованием и юзом колесных пар.

Maznev A. S., Evstafev A. M., Chernuh A. A. **System improvement of skidding wheel pairs detection**

*A new algorithm of skidding wheel pairs detection and device for its realization has been developed. The mathematical model of the suggested algorithm is described.*

УДК 629. 423. 1:629. 4. 0/8

Сидорова Н. Н., Маринин С. А., Альжанов Б. Б. **Влияние на эксплуатационные расходы потребления электроэнергии электровозами, работающими по системе многих единиц** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 70 — 72.

*В данной статье рассмотрен метод определения эксплуатационных расходов железнодорожного транспорта при пропуске поездов повышенного веса, используемый в настоящее время. Для получения более точных данных предложен способ его усовершенствования, учитывающий работу электровозов по системе многих единиц.*

**Ключевые слова:** тяга поездов, эксплуатационные расходы, расход электроэнергии, электровоз.

Sidorov N. N., Marinin S. A., Alzhanov B. B. **Influence on running costs of electrical energy consumption by the electric locomotives, operating by many-unit system.**

*In this article the currently used determination method of railway transport running costs while in passing the trains with the increased weight is examined. In order to have more precise data the advanced way, which considers operation of electrical locomotives by the many-unit system, is suggested.*



УДК 629. 424. 3 : 621. 313. 13

Грищенко М. А. **Анализ теплового состояния обмотки якоря тягового электродвигателя** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 73 — 75.

*В данной статье рассматривается математическая модель тягового электродвигателя ДКУ-800, построенная с использованием программного пакета Solid Works. Также анализируются различные методы исследования теплового состояния двигателей. На основании полученных данных даются рекомендации по повышению надежности тяговых электрических машин.*

**Ключевые слова:** надежность электродвигателей постоянного тока; тепловой расчет электрических машин; математическая модель процесса теплопередачи.

Grichshenko M. A. **Analysis of thermal conditions for driving motor armature coil**

*The author describes a simulator of the driving motor DKU-800, designed with the help of a program package Solid Works. She also analyses various research methods for motor thermal conditions. Relying on results she gives recommendations how to increase driving motor reliability.*

УДК 629. 4. 014. 22

Бобринский С. В. **Анализ причин низкой параметрической надежности тягового подвижного состава** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 76 — 78.

*Рассматривается проблема параметрической надежности локомотивов. Произведен анализ причин возникновения параметрических отказов и их влияния на надежность и экономичность работы систем локомотивов.*

**Ключевые слова:** параметрическая надежность; электрическая система локомотива; допуски на элементы.

Bobrinsky S. V. **Analysis causes of locomotives low parametric reliability**

*Parametric reliability problem of locomotives is considered. Reasons analysis of parametric failure initiation and influence of these reasons on reliability and locomotives work systems efficiency are analyzed.*

УДК 621. 336. 2. 001. 57

Ефимов Д. А. **Учет изгибной жесткости контактного провода в моделировании контактной подвески** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 79 — 82.

*В статье получено уравнение провисания провода с учетом изгибной жесткости, определены размеры конечного элемента в конечно-элементных моделях. Предложены способы учета изгибной жесткости при сохранении размерности модели.*

**Ключевые слова:** уравнение провисания провода, изгибная жесткость, конечно-элементные модели.

Efimov D. A. **Consideration of contact wire bending rigidity in catenary modeling**

*The author has derived an equation for contact wire sag taking into account bending rigidity and has defined the length of a finite element in finite element models. He also offered ways to consider bending rigidity while preserving model dimension.*

УДК 621. 114. 2

Боровских А. М., Сиваков В. П., Савин М. А. **Способ ускорения прогрева двигателей внутреннего сгорания** // Транспорт Урала. 2009. № 1 (20). С. 83 — 84.

*В статье предложено решение проблемы прогрева дизеля перед запуском в условиях низких температур умеренного климата достигающих -30...-35°C. Для этого используется тепловая энергия пускового двигателя, ранее выбрасываемая в окружающую среду, которая превышает на 47% тепловую мощность предпускового подогревателя. Использование этой энергии позволяет отказаться от подогревателей, облегчая запуск дизелей.*

**Ключевые слова:** дизель, тепловая энергия пускового двигателя, предпусковой подогреватель.

Borovskikh A. M., Sivakov V. P., Savin V. F. **The method of internal combustion engines heat acceleration.**

*The article offers the solution of starting diesel engine warm-up problem in temperate climate low temperatures, reaching -30 ... -35 degrees of Celsius. For that the starting engine heat energy is used. This energy has been earlier released into the environment and exceeds by 47% the starting preheater heat power. The use of this energy allows refusing the heaters and eases the diesel engines starting.*

«Южно-Уральский государственный университет»  
и кафедра «Эксплуатации автомобильного транспорта»  
приглашают Всех желающих принять участие в  
Международной научно-практической конференции

# **ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ЕВРОАЗИАТСКИХ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ**

Конференция состоится 12–13 мая 2009 г. в зале Ученого Совета  
ЮУрГУ, Челябинск

## **НАПРАВЛЕНИЯ КОНФЕРЕНЦИИ**

- Транзитный потенциал Евроазиатских транспортных систем
- Развитие транспортной техники. Энерго- и ресурсосберегающие технологии на транспорте.
- Транспортно-логистическая и сервисная инфраструктура транспортных коридоров
- Регулирование транспортной деятельности и рынка транспортных услуг
- Информационные технологии в транспортных системах
- Безопасность дорожного движения, окружающей среды, дорог и искусственных сооружений

Информация по конференции размещена на сайте <http://susu.ac.ru/ru/news/2608>

По всем вопросам обращаться к заведующему кафедрой  
«Эксплуатация автомобильного транспорта» Ларину Олегу Николаевичу  
тел/факс: +7(351)267-94-16; 267-91-21 eatrans@susu.ac.ru

Уральский государственный технический университет – УПИ  
имени Первого Президента России Б.Н. Ельцина  
и кафедры «Автомобили и тракторы»  
приглашают всех желающих принять участие  
в VII Всероссийской научно-технической конференции

## **«ПРОБЛЕМЫ И ДОСТИЖЕНИЯ АВТОТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСА»**

Конференция состоится 21 апреля 2009 г. в зале Ученого совета УГТУ-УПИ, Екатеринбург

### **НАПРАВЛЕНИЯ КОНФЕРЕНЦИИ**

- Автомобиле- и тракторостроение. Многоцелевые гусеничные и колесные машины
- Эксплуатация, техническое обслуживание и ремонт автотранспортной техники
- Энергосбережение, экология, эксплуатационные материалы
- Инженерная защита окружающей среды в автотранспортном комплексе
- Использование альтернативных видов топлива
- Наноматериалы и нанотехнологии в автомобильной промышленности
- Системы автоматического управления и электрооборудование автомобилей и тракторов
- информационно-телекоммуникационные технологии и функционирование автоматизированных систем управления транспортом
- Современные методы расчета, методики исследования и технологии в автомобильной промышленности
- Спортивное автомобилестроение
- Дизайн в автомобиле- и тракторостроении
- Вопросы экономики и управления на транспорте
- Автотранспортная логистика
- Развитие магистральной улично-дорожной сети
- Транспортная юриспруденция

Информация по конференции размещена на сайте <http://www.konferencii.ru/info?id=2319>

По всем вопросам обращаться к заведующему кафедрой  
«Автомобили и тракторы» Баженову Евгению Евгеньевичу,  
тел/факс: +7(343)375-95-47; 375-93-47  
или к ученому секретарю конференции Козубскому Андрею Михайловичу,  
тел. +7 (902)26-18-776; kozubsky@pochta.ru.