

На правах рукописи

Яньков Олег Сергеевич

**ПОВЫШЕНИЕ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ
КОЛЁСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ОСНОВЕ
ИССЛЕДОВАНИЙ НА СТЕНДАХ С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ**

2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы

АВТОРЕФЕРАТ

на соискание ученой степени доктора технических наук

Иркутск – 2025

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Иркутский национальный исследовательский технический университет»

Научный консультант	Федотов Александр Иванович доктор технических наук, профессор, Заслуженный деятель науки РФ, ФГБОУ ВО «ИРНИТУ», заведующий кафедрой автомобильного транспорта
Официальные оппоненты:	Альт Виктор Валентинович доктор технических наук, профессор, Академик РАН, Заслуженный деятель науки РФ, ФГБУН СФНЦА РАН, руководитель Сибирского физико- технического института аграрных проблем (Новосибирская обл., р.п. Краснообск) Дыгало Владислав Геннадьевич доктор технических наук, доцент, Мытищинский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», профессор кафедры «Транспортно-технологические средства и оборудование лесного комплекса» (Московская обл., г. Мытищи) Загарин Денис Александрович доктор технических наук, доцент, ГНЦ РФ ФГУП «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомо- торный институт «НАМИ»», директор Центра испытаний (Московская обл., Дмитровский г.о., пос. Автополигон) Ведущая организация ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)» (г. Москва)

Защита диссертации состоится «16» мая 2025 г. в 10.00 часов на заседании диссертационного совета ИРНИТУ.05.02, созданного на базе ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет», по адресу: 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, корпус «К», конференц-зал.

С диссертацией можно ознакомиться в отделе диссертаций научной библиотеки ИРНИТУ и на официальном сайте:

<https://www.istu.edu/deyatelnost/nauka/dissertatsii/elementy/>

Отзывы на автореферат (два экземпляра, заверенные в установленном порядке) направлять в адрес диссертационного совета ИРНИТУ.05.02:

664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, аудитория Ж-015;

E-mail: ds.05.02@istu.edu; телефон: 8-(3952) 40-58-69; факс: 8-(3952) 40-50-69

Автореферат разослан: «08» апреля 2025 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук

Долгих Евгений Сергеевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность научного исследования. Непрерывное улучшение эксплуатационных свойств современных колёсных транспортных средств (КТС) приводит к значительному усложнению их конструкции. Очевидно, что на протяжении всех этапов жизненного цикла КТС от момента их проектирования, изготовления до утилизации необходимо обеспечивать функциональные характеристики КТС, их агрегатов, механизмов и систем на уровнях, регламентируемых нормативными документами. В первую очередь это касается агрегатов и систем, обеспечивающих безопасность КТС. Для исследования функциональных характеристик современных КТС требуется наукоёмкое оборудование, реализующее высокоинформативные и оперативные методы. Такое оборудование должно быть доступно по цене и пригодно к использованию на предприятиях, осуществляющих производство, испытания и экспертизу КТС, а также на станциях технического обслуживания (СТО), сервисных центрах и пр.

Организациям-производителям испытательное оборудование необходимо для полноценного и качественного исследования рабочих процессов КТС, их автоматизированных агрегатов и систем в процессе разработки и доводки. Оно необходимо и для эффективного контроля качества КТС, сходящих с конвейеров заводов-изготовителей, для контроля качества сборки их агрегатов, автоматизированных механизмов и систем. Многочисленным организациям, выполняющим оценку соответствия единичных транспортных средств, ввозимых в нашу страну мелкими партиями, испытательное оборудование необходимо для полноценного и качественного исследования этих КТС.

В сфере производства и эксплуатации технологического оборудования для стендовых испытаний КТС накопился ряд проблем методологического характера. Проблемная ситуация связана с тем, что современное, доступное для большинства предприятий стендовое оборудование малофункционально. Оно позволяет исследовать либо тормозные, либо тяговые и экологические свойства КТС, либо характеристики систем поддрессоривания. Размещение такого оборудования в одном предприятии требует больших площадей. Существующее импортное испытательное стендовое оборудование многофункционально, но оно имеет очень высокую стоимость и недоступно из-за действия западных санкций.

Подавляющее число технических экспертиз КТС в регионах выполняют аккредитованные организации разных форм собственности, как правило, не имеющие собственного наукоёмкого исследовательского оборудования. В лучшем случае, они выполняют большую часть сложных испытаний в организациях, имеющих такое оборудование. В противном случае, приобретают узкоспециализированное стендовое испытательное оборудование, что экономически не эффективно в условиях ограниченности площадей предприятий и высокой стоимости. Поэтому для испытаний КТС эксперты вынуждены использовать дорожные методы, которые в условиях современных мегаполисов трудно реализуемы. Отсутствие стендовой базы и эффективных методов стендовых испытаний, обеспечивающих измерение контролируемых параметров создаёт проблемную ситуацию, связанную с низкой объективностью и качеством технических экспертиз современных КТС их агрегатов и систем. Это приводит к вынесению несправедливых судебных решений, высоким финансовым и материальным затратам.

При сервисном сопровождении КТС большая часть времени затрачивается на поиск неисправностей и их причин, меньшая – на их устранение. Для оперативного поиска неисправностей отсутствует эффективное, компактное, универсальное оборудование, способное задавать КТС требуемые тестовые режимы функционирования и измерять контролируемые параметры.

Общей методологической проблемой современного технологического оборудования для исследования рабочих процессов функционирования систем безопасности КТС, является несовершенство реализуемых им методов. Существующие стенды с беговыми барабанами для стендовых испытаний антиблокировочных систем очень дороги и энергетически затратны (*с затрачиваемой мощностью 160 кВт*). Стенды для исследования рабочих процессов противобуксовочных систем, динамических систем курсовой стабилизации (ДСКС) и систем управления трансмиссией с подключаемым полным приводом (ТПП) очень дороги и применяются исключительно у крупнейших автопроизводителей за рубежом, что приводит к усложнению получения необходимой информации о процессах функционирования вышеназванных систем, негативно влияет на безопасность КТС, которую необходимо закладывать на этапах проектирования, доводки и производства. В противном случае, автопроизводителям и организациям, выполняющим экспертизу КТС, приходится прибегать к полигонным испытаниям этих систем, что влечёт повышение временных и финансовых затрат. Очевидно, что полностью отказаться от испытательных полигонов невозможно, но сократить время и затраты, произведя часть исследований стендовыми методами на базе самой организации, вполне осуществимо. Исследование процессов функционирования КТС с электрическими (ЭСУ) и гибридными силовыми установками (ГСУ) выполняют на силовых тяговых стендах. Это возможно только для КТС с приводом ведущих колес от одной силовой установки.

При этом у КТС, имеющих мотор-колеса, необходимо измерять силы на каждом колесе индивидуально, что существующие тяговые стенды обеспечивать не способны. Это является общей проблемой стендовых методов и реализующего их оборудования.

Общеизвестна проблема значительного отличия результатов исследований рабочих процессов КТС и их автоматизированных систем на стендах с беговыми барабанами от результатов исследований, проводимых в дорожных условиях. Эта проблема связана с кривизной пятен контакта шин, а также с неизбежными помехами, возникающими от динамических процессов в кинематике стендов. Ко всему прочему, ситуацию усугубляет задание некорректных тестовых режимов. Таким образом, отсутствие стендовой базы и эффективных методов, обеспечивающих тестовые режимы функционирования КТС и количественную оценку контролируемых процессов, приводит к низкой объективности и информативности исследований их функциональных свойств на этапах производства, а также при экспертизе и испытаниях современных КТС, но уже проводимых в условиях их эксплуатации. Вышеизложенное составляет общую проблему, сдерживающую прогресс в отрасли, снижающую показатели безопасности и эксплуатационных свойств КТС и существенно влияющую на показатели деятельности организаций (*производительность, качество и себестоимость изготовления новейших образцов автомобильной техники, а также эффективность эксплуатации КТС*).

Решению указанных проблем препятствует недостаток знаний:

1) о процессах функционирования современных КТС, их агрегатов, механизмов и мехатронных систем на стендах, реализующих принцип обратимости движения, при исследовании параметров их эксплуатационных свойств;

2) о процессах взаимодействия шин автомобильных колес с цилиндрическими поверхностями беговых барабанов стендов, имеющих неголономные связи, динамических процессах в трансмиссиях стенда и КТС, и их влиянии на результаты исследований;

3) о влиянии конструктивных особенностей стендов, реализующих принцип обратимости движения, на результаты измерений параметров, характеризующих эксплуатационные свойства КТС, а также рабочие процессы их агрегатов и систем;

4) о формировании параметров, характеризующих рабочие процессы агрегатов и систем КТС, а также их нормативных значений, на стендах, реализующих принцип обратимости движения, и их связи с показателями эффективности эксплуатации и безопасности КТС.

Таким образом, научное исследование, направленное на повышение эффективности и активной безопасности КТС, включающее изыскание, научное обоснование, разработку и обоснованное применение высокоэффективных стендовых методов определения эксплуатационных свойств КТС, их автоматизированных систем, агрегатов и механизмов, является актуальным. Его результаты позволят значительно снизить временные, производственные и финансовые затраты на производство, экспертизу и эксплуатацию КТС, а также значительно повысит их эксплуатационные свойства и активную безопасность.

Степень разработанности темы диссертационного исследования

Большой вклад в развитие методов исследований, контроля функциональных свойств и испытаний КТС как резерва повышения их безопасности и эффективности эксплуатации внесли такие ученые как Ф.Н. Авдонькин, В.В. Альт, И.Н. Аринин, С.В. Бахмутов, И.М. Блянкинштейн, И.В. Балабин, В.Д. Балакин, А.П. Болдин, В.И. Васильев, Г.В. Веденяпин, В.А. Горелов, Н.Я. Говорущенко, А.С. Гребенников, А.И. Гришкевич, А.С. Денисов, В.Г. Дыгало, Ю.А. Ечеистов, Н.С. Ждановский, Д.А. Загарин, А.М. Иванов, В.А. Иларионов, С.А. Иофинов, В.И. Карагодин, А.В. Келлер, Г.М. Косолапов, Г.О. Котиев, Г.В. Крамаренко, С.Н. Кривцов, Б.В. Левинсон, М.И. Левин, В.М. Лившиц, А.А. Малюков, Л.В. Мирошников, Л.В. Мирошников, В.М. Михлин, А.В. Мозгалевский, А.В. Николаенко, С.П. Озорнин, Б.В. Павлов, М.А. Петров, А.А. Ревин, А.Г. Сергеев, И.П. Терских, Б.С. Фалькевич, А.И. Федотов, А.М. Харазов и мн. др.

Большое внимание уделено вопросам проектирования и расчета стендов и экспертных систем для контроля и испытаний КТС в трудах ученых: НАМИ, НИИАТа, НИЦИАМТ НАМИ, МГТУ им. Баумана, МАДГТУ (МАДИ), СибФТИ, МАМИ, Саратовского ГТУ, ИРНИТУ, Волгоградского ГТУ, а также таких фирм как: ГАРО, МЕТА, ЗИПО, Bosch, Hoffman, Siemens, МАНА, Snap-on, Muller, и мн. других. Нашли отражение в работах: В.В. Альта, И.Н. Аринина, В.А. Горелова, В.Г. Дыгало, А.А. Малюкова, Л.В. Мирошникова, Е.М. Портнягина, А.С. Потапова, А.Г. Сергеева, В.И. Сороко-Новицкого, А.И. Федотова, И.Н. Чернышева, А.М. Харазова и мн. др.

Вопросам исследований, испытаний и диагностики КТС, их агрегатов, узлов и автоматизированных систем на стендах с беговыми барабанами посвящены труды: Ф.Н. Авдонькина, В.В. Альта, И.Н. Аринина, В.А. Горелова, А.А., А.С. Гребенникова, И.М. Григорьева, А.С. Денисова, А.А. Малюкова, Е.М. Портнягина, А.С. Потапова, А.В. Серова, А.И. Федотова, А.А. Филимонова, И.Н. Чернышева, А.М. Харазова, Н.Н. Яценко, Н. Wohllebe, M. Gipsper, R. Hofer, P. Lugner, R.N. Jaza, R. Rajamani, K. Shimizu и мн. др.

Разработано несколько поколений стендового оборудования, реализующего узкоспециализированные методы, позволяющие осуществлять эффективное исследование тормозных, тяговых и топливно-экономических свойств КТС. Отсутствие универсальных стендовых методов и доступного по стоимости для предприятий оборудования не позволяет выполнять комплексное исследование функциональных свойств современных КТС, в том числе с ЭСУ и ГСУ, их автоматизированных агрегатов и систем. Это значительно снижает активную безопасность и эффективность эксплуатации современных КТС, а также показатели эффективности работы предприятий-изготовителей, сервисных и экспертных организаций.

Цель работы – повышение безопасности и эффективности современных КТС на основе разработки новых и совершенствования существующих теоретико-методологических положений, виртуально-физических моделей, технических и технологических решений, обеспечивающих применение высокоэффективных методов исследований КТС, их автоматизированных систем, агрегатов и механизмов на стендах, использующих принцип обратимости движения.

Рабочей гипотезой, исходной при решении сформулированной проблемы, являлось предположение о том, что показатели безопасности и эффективности современных КТС можно значительно повысить на основе исследований, выполняемых на доступных для предприятий стендах, использующих принцип обратимости движения, и высокоинформативные, оперативные методы, реализующие тестовые режимы функционирования КТС, их агрегатов и систем, максимально приближенные к дорожным условиям, а также учитывающие закономерности в системе «Колёсное транспортное средство – Стенд» («КТС-Стенд»).

Объект исследования – процессы функционирования КТС, их агрегатов и систем на стендах, реализующих принцип обратимости движения, при проведении исследований эксплуатационных свойств и активной безопасности.

Предметом исследования являются закономерности, характеризующие процессы функционирования КТС, их агрегатов и систем на стендах, реализующих принцип обратимости движения, при проведении исследований эксплуатационных свойств и активной безопасности.

Задачи исследования:

1. Выполнить анализ работ в области теории и практики стендовых исследований КТС (*с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками*), их агрегатов и систем, а также конструктивных решений и функциональных возможностей стендового оборудования, с учётом технико-экономической целесообразности его использования в организациях и предприятиях, выполняющих производство, эксплуатацию и экспертизу КТС.

2. Разработать комплекс математических моделей системы «КТС-С» позволяющих выполнять имитационное и виртуально-физическое моделирование процессов функционирования КТС на стендах, учитывающих конструктивные и функциональные особенности, входящих в неё элементов: динамические свойства масс КТС, характеристики систем поддрессоривания, фрикционные и динамические характеристики эластичных шин и их неголономные связи с опорными поверхностями стендов, динамические и функциональные свойства традиционных, электрических и гибридных силовых установок, автоматизированных систем АБС, ПБС, ТПП, ДСКС и агрегатов КТС, а также конструктивные, диссипативные и динамические свойства стендов с беговыми барабанами. Выполнить проверку адекватности комплекса разработанных моделей.

3. С использованием комплекса математических моделей системы «КТС-С» разработать научные основы аналитических исследований КТС и их компонентов, позволяющие выполнять обоснование, оптимизацию тестовых режимов и процессов испытаний, выявлять функциональные связи измеряемых на стенде параметров КТС с параметрами, обеспечивающими и задающими тестовые режимы, а также с конструктивными параметрами стендов, реализующих принцип обратимости движения.

4. Выявить функциональные связи измеряемых на стендах параметров рабочих процессов КТС и их компонентов с параметрами тестовых режимов, конструктивными параметрами стендов, а также с параметрами фрикционных и динамических характеристик эластичных шин, образующих неголономные связи с опорными поверхностями стендов.

5. Научно обосновать и апробировать эффективные методики исследования параметров, характеризующих эксплуатационные свойства КТС с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками, а также их автоматизированных систем (АБС, ПБС, ТПП, ДСКС) на стендах, реализующих принцип обратимости движения.

6. Разработать методологию проектирования стендов, реализующих принцип обратимости движения, для исследования рабочих процессов КТС с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками, а также их автоматизированных систем (АБС, ПБС, ТПП, ДСКС).

7. Научно обосновать конструкцию, разработать и изготовить опытный образец стендового комплекса, реализующего принцип обратимости движения, позволяющего выполнять исследования КТС с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками, а также их

автоматизированных систем (АБС, ПБС, ТПП, ДСКС), доступного для приобретения и применения в организациях и предприятиях, выполняющих производство, эксплуатацию и экспертизу КТС.

8. Выполнить производственную проверку и дать оценку результатам проведенного исследования.

Научная новизна:

1) комплекс математических моделей системы «КТС-Стенд», позволяющий выполнять имитационное и виртуально-физическое моделирование процессов функционирования КТС на стендах, *отличающийся тем*, что он учитывает: фрикционные и динамические характеристики эластичных шин и их неголономные связи с опорными поверхностями стендов, динамические и эксплуатационные свойства электрических и гибридных силовых установок, автоматизированных систем АБС, ПБС, ТПП, ДСКС и агрегатов КТС, а также конструктивные, диссипативные и динамические свойства стендов с беговыми барабанами;

2) разработанное математическое описание бокового заноса КТС на стенде, *отличающееся тем*, что оно основано на дифференциальных уравнениях, которые учитывают: моменты инерции составляющих подсистем «КТС» и «Стенд»; силы, действующие от шин колёс на барабаны стенда при работе ДСКС; перераспределение нагрузки КТС по его бортам и осям;

3) разработанные математические описания силовых балансов режимов разгона, выбега, нагрузки при установившемся движении и рекуперации КТС, *отличающиеся тем*, что они учитывают затраты энергии, а также силы и моменты, действующие на КТС в этих режимах как в дорожных условиях, так и на стендах, реализующих принцип обратимости движения и при этом обеспечивают идентичность энергетических затрат;

4) научные основы аналитических исследований КТС и их компонентов на стендах позволяют выполнять расчёты параметров процессов в системе «КТС-Стенд», *отличающиеся тем*, что при этом они учитывают: распределение касательных и нормальных реакций по длине пятен контакта шин с цилиндрическими поверхностями беговых барабанов стендов; силовые и скоростные потери в шинах, в зависимости от давления воздуха, от нагрузки на колёса и от их продольного смещения; циркуляцию паразитной мощности в замкнутом контуре «Шина – Барабаны стенда – Цепная передача»; динамические процессы в трансмиссии стенда;

5) впервые выявленные функциональные зависимости измеряемых на стенде силовых, скоростных и мощностных параметров рабочих процессов КТС и их компонентов, от параметров тестовых воздействий, конструктивных параметров КТС и стендов, а также от фрикционных и динамических характеристик эластичных шин, образующих неголономные связи с опорными поверхностями стендов;

6) методики экспериментальных исследований рабочих процессов КТС и их компонентов на стендах, реализующих принцип обратимости движения, *отличающиеся тем*, что они реализуют научно обоснованные тестовые режимы, выявленные зависимости силовых, скоростных и мощностных параметров исследуемых процессов от параметров тестовых воздействий, учитывают конструктивные особенности стендов;

7) методология проектирования стендов, реализующих принцип обратимости движения, для исследований КТС и их компонентов, включающая методики: обоснования и оптимизации тестовых режимов; оптимизации конструкции стендов, *отличающаяся тем*, что она основана на выявленных функциональных зависимостях измеряемых на стенде параметров исследуемых процессов, от параметров тестовых режимов, конструктивных и функциональных параметров КТС и стендов, а также учитывает фрикционные и динамические характеристики эластичных шин, образующих неголономные связи с опорными поверхностями стендов.

Практическая значимость.

Разработанная методология проектирования стендов позволяет производителям технологического оборудования и экспертных систем разрабатывать, оптимизировать и создавать конструкции multifunctionальных стендовых комплексов и экспертных систем, позволяющих проводить исследования рабочих процессов КТС и их автоматизированных систем, оптимизировать тестовые воздействия на КТС, их агрегаты и системы, что позволяет значительно повышать конкурентоспособность продукции для испытаний колесных транспортных средств, качество их испытаний и экспертизы (что подтверждено актами внедрения результатов исследования в АО «ГАРО-Трейд», г. Великий Новгород, ООО «Фритрейн», г. Екатеринбург). В ходе выполнения НИКОР по заказу ООО «Фритрейн» были разработаны и изготовлены опытные образцы тормозных силовых стендов, на конструкцию которых получены патенты: № 213401 U1, № 198516 U1 и № 167143 U1, а также налажено мелкосерийное производство стендов «ТОПСТО-3000М», «ТОПСТО-3000Б», «ТОПСТО-13000М», «ТОПСТО-13000Б», «ТОПСТО-16000Б» и «ТОПСТО-18000Б».

Разработанная методология комплексного исследования показателей эксплуатационных свойств КТС позволяет организациям-производителям КТС и их компонентов, испытательным

лабораториям и центрам, а также экспертным организациям осуществлять комплексные испытания КТС в процессе их доводки, входного и выходного контроля за счёт рационального сочетания методик, что значительно повышает их активную безопасность, эксплуатационные показатели, а также снижает затраты на освоение и производство новейших образцов КТС (что подтверждено актами внедрения в АО «КАМА», Республика Татарстан, г. Набережные Челны, ООО «Объединенный инженерный центр», г. Нижний Новгород, ООО «Инновационный центр КАМАЗ», г. Москва, «Объединённый институт машиностроения НАН Беларуси», Республика Беларусь, г. Минск). Установлено, что разработанные методики стендовых испытаний обеспечивают снижение временных затрат на проведение одного испытания КТС категории М1 на 12,7%, среднюю трудоемкость – на 8,12%

Для организаций и учреждений, выполняющих разработку и моделирование рабочих процессов КТС, полученные результаты аналитического и экспериментального исследования дают возможность выполнять виртуально-физические испытания разрабатываемых КТС и их компонентов, повышать точность имитационного моделирования процессов испытаний КТС и их компонентов (что подтверждено актами внедрения в ООО «Вычислительная механика», Брянская область, Брянский район, пос. Глинищево, ФГБУН «Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева» СО РАН, г. Иркутск, ООО НТЦ «Интайр», г. Москва).

Связь работы с выполнением НИОКР и грантов.

1. Выполнены НИОКР в рамках выигранного конкурса **Старт-1**, заявка С1-19635 «Исследование рациональных конструктивных, кинематических и технических параметров устройства для диагностирования тормозных систем АТС. Разработка опытного образца устройства, оптимизация его технических характеристик», договор 1645ГС1/24360 от **01.11.2016** г. Регистрационный № АААА-А16-116111750007-0 (с ООО «Фритрейн» г. Екатеринбург).

2. Выполнены НИОКР в рамках выигранного конкурса **Старт-2**, заявка С2-52130 «Разработка стенда тормозного силового роликового для технического диагностирования тормозных систем КТС на соответствие обязательным требованиям безопасности в целях допуска к участию в дорожном движении», договор 2828ГС2/24360 от **21.12.2018** г. Регистрационный № АААА-А19-119011090060-0 (с ООО «Фритрейн» г. Екатеринбург).

3. Выполнены НИОКР в рамках выигранного конкурса **Старт-3**, заявка С3-74507 «Доработка стенда и испытание опытного образца силового тормозного роликового с моноприводом и одним мотор-редуктором для диагностирования тормозной системы КТС, с максимальной массой, приходящейся на ось, до 3000 кг. и до 13000 кг», договор 3539ГС3/24360 от **14.04.2020** г. Регистрационный № АААА-А20-120051290027-3 (с ООО «Фритрейн» г. Екатеринбург).

4. Выполнены НИР в рамках выигранного гранта Ученого Совета ИРННТУ за 2019 год на поддержание и развитие научной школы «*Безопасность и эффективность эксплуатации КТС*».

5. Выполнены НИОКР по договору с НТЦ «Интайр» (г. Москва) №0075/23-34/1-23 «Подготовка и проведение экспериментальных научных исследований процессов формирования силовых и кинематических параметров автомобильных шин, работающих в динамических режимах на стенде с беговым барабаном».

Методология и методы исследований. Общей методологической основой исследований является использование системного подхода, обеспечивающего глубокий научный анализ процессов формирования структуры испытательного комплекса на базе стенда, реализующего принцип обратимости движения, с использованием теории эксплуатационных свойств КТС, дифференциального исчисления и численных методов при описании динамических процессов работы автоматизированных агрегатов и систем, с учётом взаимосвязей системных параметров. При аналитических исследованиях были использованы фундаментальные положения динамики твёрдого тела, электротехники, гидродинамики, методы имитационного и математического моделирования. В ходе экспериментальных исследований процессов функционирования системы «КТС-Стенд» применялись стендовые методы испытаний, а для процессов качения колеса с эластичной шиной – шинный тестер и стенды для исследования процессов в пятне контакта. Обработку результатов исследований выполняли методами теории вероятностей, математической статистики, дисперсионного, регрессионного и системного анализа. Разработка комплекса математических моделей системы «КТС-Стенд» проводилась с помощью программного комплекса «Универсальный механизм V9.1.3.6». Математическая обработка данных экспериментальных исследований осуществлялась с помощью программы Microsoft Excel, а также с помощью языка программирования R. Экспериментальное исследование проводилось в Научно-исследовательской лаборатории компьютерной диагностики КТС кафедры автомобильного транспорта ФГБОУ ВО «ИРННТУ».

Положения, выносимые на защиту:

1) разработанный комплекс математических моделей системы «КТС-Стенд» позволяет выполнять: имитационное и виртуально-физическое моделирование процессов функционирования КТС и их компонентов на стендах с беговыми барабанами; анализ динамики системы «КТС-

Стенд»; оптимизировать тестовые режимы; анализировать параметры рабочих процессов; синтезировать конструкции стендов; оценивать правильность принятых технических решений на каждом этапе проектирования;

2) разработанное на основе дифференциальных уравнений математическое описание позволяет выполнять виртуально-физическое моделирование процесса функционирования ДСКС в режиме бокового заноса КТС на стендах, используя силы, измеренные на колёсах и кинематические параметры бокового заноса;

3) разработанные математические описания силовых балансов тестовых режимов разгона, выбега, установившегося движения, торможения, буксования и рекуперации позволяют воспроизводить эти тестовые режимы на стендах, реализующих принцип обратимости движения, аналогично этим силовым балансам в дорожных условиях;

4) разработанные научные основы аналитических исследований КТС на стендах, реализующих принцип обратимости движения, включают комплекс математических моделей системы «КТС-С», выявленные функциональные связи измеряемых на стендах параметров рабочих процессов КТС с параметрами тестовых режимов, конструктивными параметрами стендов, а также с параметрами фрикционных и динамических характеристик эластичных шин позволяет сформировать новый подход к стендовым исследованиям КТС и их компонентов в виде методологии комплексного исследования показателей эксплуатационных свойств КТС;

5) выявленные функциональные связи измеряемых на стендах параметров рабочих процессов КТС и их компонентов с параметрами тестовых режимов, с конструктивными параметрами стендов, а также с параметрами фрикционных и динамических характеристик эластичных шин, образующих неголономные связи с опорными поверхностями стендов, позволяют решать задачи проектирования, оптимизации конструкции многофункциональных стендовых комплексов, а также разрабатывать и оптимизировать методики проведения комплексных исследований КТС;

6) результаты использования методик на основе научно обоснованных тестовых режимов и выявленных зависимостей позволяют выполнять комплексное, оперативное и высокоинформативное исследование процессов функционирования КТС с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками, а также с автоматизированными системами АБС, ПБС, ДСКС и ТПП на стендах с беговыми барабанами;

7) разработанная методология проектирования стендов, реализующая методики обоснования и оптимизации тестовых режимов, а также конструкции стендов, позволяет проектировать, оптимизировать и создавать конструкции многофункциональных исследовательских стендовых комплексов, реализующих принцип обратимости движения, для исследования рабочих процессов КТС с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками, а также их автоматизированных систем (АБС, ПБС, ТПП, ДСКС), имеющих малую себестоимость, низкое энергопотребление, при этом доступных для приобретения предприятиями и организациями, осуществляющими производство, испытания и экспертизу КТС;

8) разработанный исследовательский стендовый комплекс, реализующий научно обоснованные тестовые режимы, выявленные зависимости параметров рабочих процессов КТС и конструктивных параметров стендов, позволяет оперативно и информативно выполнять испытания КТС и их компонентов, что значительно повышает их эксплуатационные свойства и активную безопасность, имеет невысокую себестоимость, а также позволяет значительно снижать временные и производственные затраты на протяжении всего жизненного цикла.

Достоверность полученных результатов и выводов обеспечивается:

- значительным объемом комплексных исследований, выполненных с использованием оборудования, с поверенными средствами измерения, в Научно-исследовательской лаборатории компьютерной диагностики КТС кафедры автомобильного транспорта ФГБОУ ВО «ИРНИТУ»;
- высокими метрологическими показателями аттестованных средств измерений;
- корректным использованием современного математического аппарата, а также сопоставимостью теоретических и экспериментальных результатов исследования;
- отсутствием противоречий с результатами ранее проведенных исследований другими учеными в области испытаний КТС, диагностики, динамики твёрдого тела, теории автомобиля, электротехники, системного анализа и других направлений наук, а также с публикациями в рецензируемых изданиях.

Апробация работы. В период с 2015 по 2024 гг. результаты исследований были рассмотрены и одобрены на: 90-й, 99-й, 106-й, 110-й, 112-й, 116-й, 119-й МНТК ААИ; Международных автомобильных научных форумах 2019-2022 г.г.; 78-83-й научно-методических и научно-исследовательских конференциях МАДИ; «Aviamechanical engineering and transport» (AVENT 2018), Иркутск, 21–26 мая 2018 года; II Всероссийской научно-практической конференции «Наземные транспортно-технологические средства: проектирование, производство, эксплуатация», ЗабГУ, Чита, 30–31 октября 2018 года; International Conference on Innovations in Automotive and Aerospace

Engineering, ИРНТУ, Иркутск, 27 мая–01 июня 2019 года; Conferences «Key Trends in Transportation Innovation», Хабаровск, 24–26 октября 2019 года; VII Международной научной конференции «Проблемы механики современных машин», ВСГУТУ, 04–09 июля 2022 года, а также на заседаниях кафедр: «Транспортные и технологические системы» (ФГБОУ ВО «Забайкальский государственный университет», 12.12.2024 г.); «Автомобильный транспорт и электротехника» (ФГБОУ ВО «Томский государственный архитектурно-строительный университет», 21.11.2024 г.) и «Транспорт» (ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет», 11.11.2024 г.).

Область исследования соответствует п. 3 «Экспериментальные исследования и испытания транспортно-технологических средств и их комплексов, а также отдельных систем, агрегатов, узлов, деталей и технологического оборудования» и п.5 «Математическое моделирование рабочих процессов транспортно-технологических средств, в том числе в их узлах, механизмах, системах и технологическом оборудовании при взаимодействии с опорной поверхностью и с рабочими средами (объектами)» паспорта научной специальности 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы.

Реализация результатов работы. Результаты научно-исследовательской работы успешно прошли апробацию и внедрены: в АО «КАМА» (Республика Татарстан, г. Набережные Челны), ООО «Вычислительная механика» (Брянская область, Брянский район, пос. Глинищево), АО «ГАРО-Трейд» (г. Великий Новгород), ФГБУН Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН (г. Иркутск), ООО «Объединённый инженерный центр» (г. Нижний Новгород), ООО «Фритрейн» (г. Екатеринбург), Объединённый институт машиностроения НАН (республика Беларусь, г. Минск), в ООО «Инновационный центр КАМАЗ» (г. Москва) а также в ООО НТЦ «Интайр» (г. Москва).

Личный вклад автора. Все основные идеи, положенные в теоретические основы повышения активной безопасности и эффективности эксплуатации КТС, их автоматизированных систем и агрегатов на стендах с беговыми барабанами, инновационные методы исследования их рабочих процессов, комплекс математических моделей исследуемых процессов, разработаны и реализованы лично автором и/или под его руководством. Лично автором разработаны и изготовлены конструкции наукоёмкого исследовательского оборудования, а также конструкции и опытные образцы стендов, принятых в серийное производство, подготовлены и проведены основные экспериментальные и аналитические исследования, получены и обработаны их результаты, сделаны основные выводы, подготовлены и опубликованы научные статьи, подготовлены заявки и получены документы на объекты интеллектуальной собственности.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 57 работ общим объёмом 18,2 усл. п.л., (автору принадлежит 16 усл. п.л.), в том числе 15 публикаций в журналах из Перечня изданий, рекомендованных ВАК РФ, 6 работ в изданиях, цитируемых международными наукометрическими системами Scopus и Web of Science, 2 патента РФ на изобретение, 5 патентов на полезную модель РФ, 2 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ, 1 монография, а также статьи в рецензируемых научных изданиях, материалах различных научных форумов и конференций.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, содержащего основные результаты и выводы, списка использованных источников, включающего 375 наименований, в том числе 110 на иностранном языке, и 2 приложений, изложена на 461 странице машинописного текста, включает 42 таблицы и 240 рисунков.

Автор выражает глубокую признательность за ценные советы и замечания научному консультанту, заведующему кафедрой «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО ИРНТУ, Заслуженному деятелю науки РФ, доктору технических наук, профессору А.И. Федотову.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении даётся обоснование актуальности, общая характеристика работы и основные защищаемые научные положения.

В первой главе представлен анализ методов испытаний КТС и технических средств их реализующих. Проведён анализ оценки технического уровня и качества технологического оборудования, применяемого для исследований в процессе испытаний и экспертизы КТС на всех этапах их жизненного цикла. Методологические вопросы совершенствования разработки и эксплуатации стендовых методов и экспертных систем для исследований КТС отражены в трудах учёных как в России, так и за рубежом. Исследованиями, разработкой и производством технологического оборудования занимаются многие отечественные и зарубежные производители. В ходе исследований известных учёных, научных организаций, вузов и производителей оборудования накоплен значительный объём научной информации по направлению научного исследования.

Установлено, что единого универсального эффективного и оперативного метода для решения широкого спектра задач при выполнении исследований в процессе стендовых испытаний,

экспертизы КТС с современными автоматизированными агрегатами и системами на стендах с беговыми барабанами не существует. Технический прогресс в области производства КТС делает дорожные методы всё менее пригодными для исследования рабочих процессов и функциональных свойств транспортных средств, их агрегатов и систем в условиях мегаполисов. Доступное стендовое оборудование малофункционально. Многофункциональное оборудование чрезмерно дорого и его приобретение не доступно по причине санкций. По результатам выполненного анализа были сформулированы выводы по первой главе и задачи исследования.

Вторая глава посвящена теоретическим основам повышения активной безопасности и эффективности эксплуатации КТС при их испытаниях на стендах с беговыми барабанами.

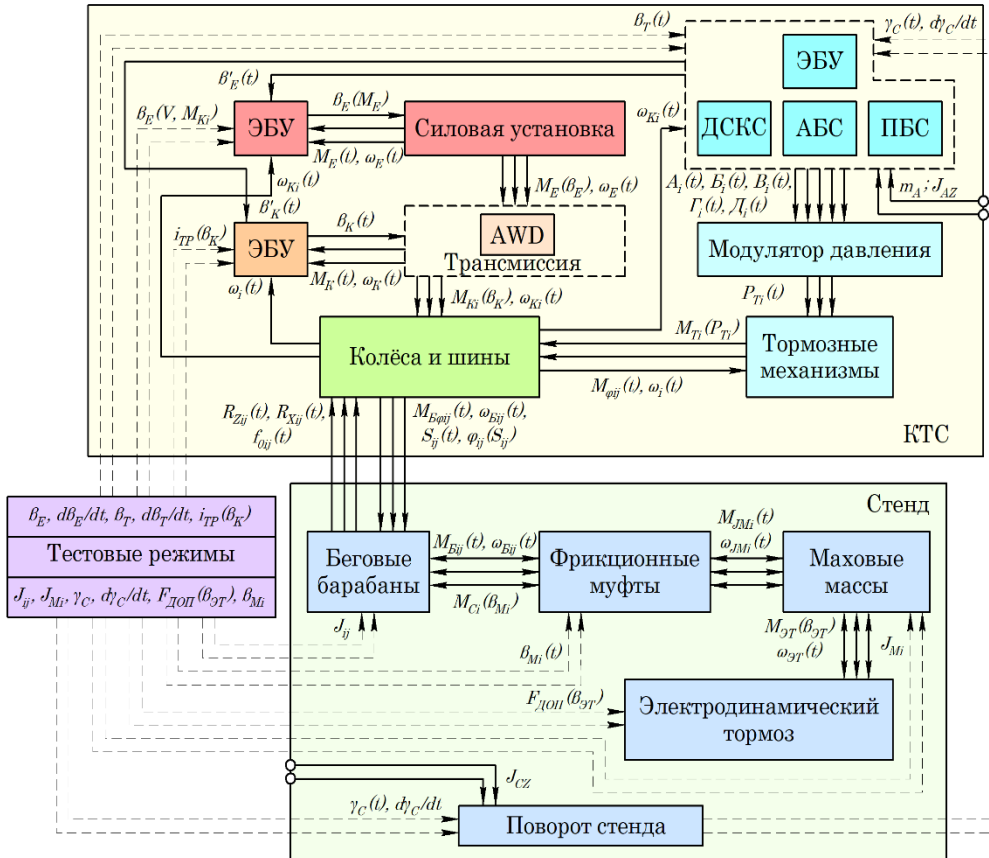


Рис. 1 – Структурная схема исследуемого процесса системы «КТС-Стенд»

связи с основными показателями эффективности функционирования, обосновать и оптимизировать параметры тестовых режимов, а также конструкцию испытательных стендов.

Математическое описание шин представлено функциями зависимостей крутящего момента на колесах $M_{Ki} = f(\beta_K)$, угловых скоростей колес $\omega_{Ki} = f(t)$, моментов сцепления шин $M_{\phi ij} = f(t)$, коэффициентов сцепления $\phi_{ij} = f(S_{ij})$, нормальных $R_{Zij} = f(t)$ и продольных $R_{Xij} = f(t)$ реакций, проскальзывания $S_{ij} = f(t)$, моментов $M_{Rij} = f(t)$ на беговых барабанах стенда и их угловой скорости $\omega_{Bj} = f(t)$.

Подсистема «КТС» представлена совокупностью математических описаний систем управления силовой установкой, автоматизированных систем АБС, ПБС, ДСКС, системы управления ТПП, модулятора давления, тормозных механизмов, колёс и шин с параметрами: масса m_A и момент инерции J_{AZ} . Входным управляющим параметром для блока «Силовая установка» является функция $\beta_E = f(V_A, M_{Ki})$. Выходными параметрами этой подсистемы являются функции крутящего момента $M_E = f(\beta_E)$ и угловой скорости $\omega_E = f(t)$. Входными управляющими функциями для блока «Трансмиссия» являются выходные функции блока «Силовая установка», а также функция $i_{TP} = f(\beta_K)$, а выходными – $M_{Ki} = f(\beta_K)$ и $\omega_{Ki} = f(t)$. Входными для блоков «АБС», «ПБС» и «ДСКС» являются функции управления тормозной системой $\beta_T = f(t)$, угловых скоростей колёс КТС ω_{Ki} , угол поворота и скорость при боковом заносе $\gamma_C = f(t)$ и $d\gamma_C/dt = f(t)$. Выходными функциями подсистемы являются управляющие сигналы силовой установки КТС и трансмиссии $\beta'_E = f(t)$ и $\beta'_K = f(t)$, а также сигналы управлением модулятором давления $A_i, B_i,$

эффективности эксплуатации КТС при их испытаниях на стендах с беговыми барабанами. Исследования выполняли на основе системного подхода (см. рис. 1) с анализом системы «Колёсное транспортное средство – Стенд» («КТС-Стенд»). Каждая из подсистем содержит совокупность элементов, отражает их взаимосвязи, влияющие на исследуемый процесс и параметры технического состояния элементов системы «КТС».

Это позволяет исследовать формирование параметров, характеризующих изменение рабочих процессов КТС и их

V , Γ_i и D_i . Выходным параметром подсистемы «Модулятор давления» является функция давления тормозной жидкости $P_{Ti} = f(t)$, которая является управляющей для подсистемы «Тормозные механизмы». Блок тормозных механизмов также управляется функцией угловой скорости колёс $\omega_{Ki} = f(t)$. Выходным параметром является тормозной момент на колёсах $M_{Ti} = f(t)$.

Внутренние параметры подсистемы «Стенд» представлены функциями моментов беговых барабанов $M_{Bij} = f(t)$, моментов сцепления муфт $M_{Ci} = f(\beta_{Mi})$, инерционными моментами маховых масс $M_{JMi} = f(t)$, моментом сопротивления электродинамического тормоза $M_{ЭТ} = f(\beta_{ЭТ})$, угловыми скоростями беговых барабанов, маховых масс электродинамического тормоза $\omega_{Bij} = f(t)$, $\omega_{Mi} = f(t)$ и $\omega_{ЭТ} = f(t)$. Для блока «Поворот стенда» входной функцией является задание угла $\gamma_C = f(t)$ и скорость поворота стенда $d\gamma_C/dt = f(t)$.

Управляющими параметрами, действующими на подсистемы «КТС» и «Стенд» являются параметры: управления силовой установкой β_E и скорость его изменения $d\beta_E/dt$; тормозной системой – β_T и скорость его изменения $d\beta_T/dt$; трансмиссией i_{TP} . Тестовыми, а также конструктивными параметрами подсистемы «Стенд» являются: моменты инерции беговых барабанов стенда J_{ij} ; маховых масс J_{Mi} ; угол $\gamma_C = f(t)$; скорость поворота стенда $d\gamma_C/dt$; сила нагружения ведущих колёс КТС $F_{доп} = f(\beta_{ЭТ})$ и управление фрикционными муфтами стенда – β_{Mi} .

Модель ДВС представлена крутящим моментом M_E на коленчатом валу, который определяется на основе формулы С.Р. Лейдермана и зависит от: частоты вращения коленчатого вала n_E , параметра управления ДВС β_E и параметра запуска ДВС – β'_E .

ЭСУ автомобиля представлена в виде структурной схемы, показанной на рис. 2, в которой приведены основные элементы: тяговая высоковольтная батарея (ВВБ), инвертор, электронный блок управления, электродвигатель-генератор (ЭГ), трансмиссия, а также колёса и шины.

Математическое описание ГСУ КТС представлено в виде последовательно-параллельной схемы (рис. 3). Моделирование процесса функционирования ГСУ реализовано за счёт алгоритма работы блока управления. Выполнение алгоритма функционирования ГСУ осуществляется циклично с возвращением процесса управления в начало алгоритма в соответствии с режимами работы с пошаговым определением заданных условий.

Математическое описание ВВБ представляет собой полиномиальную аппроксимацию зависимости $U_{BAT} = f(SOC)$ с использованием модификации уравнения Шефферда для литий-ионного аккумулятора.

Суммарный ток ВВБ I_{BAT} , опре-

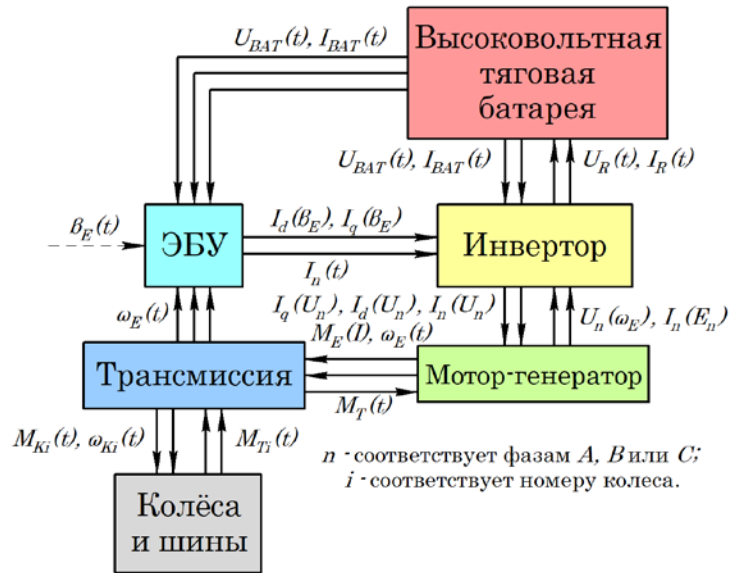


Рис. 2 – Структурная схема ЭСУ КТС

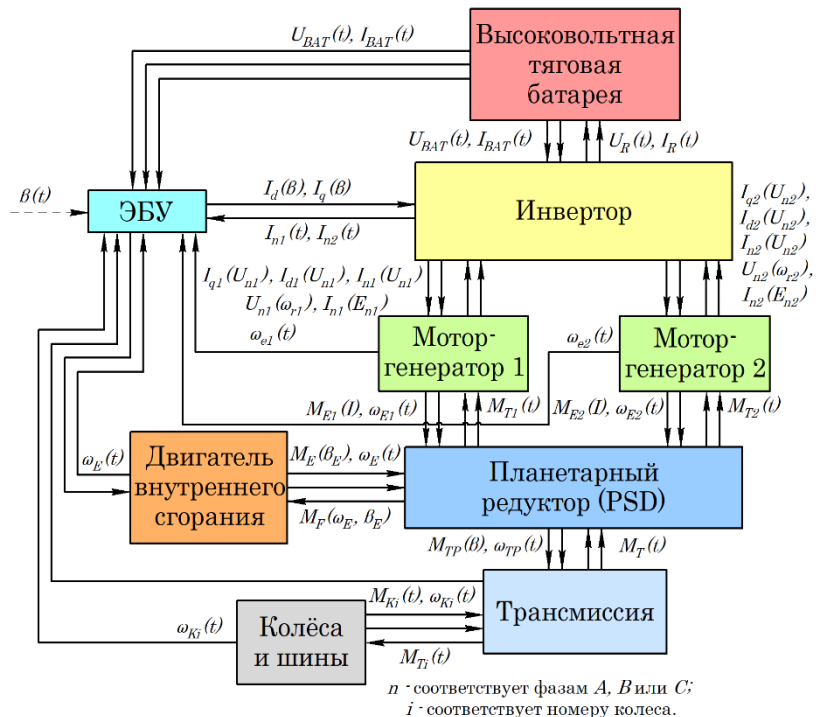


Рис. 3 – Структурная схема ГСУ КТС

деляется как сумма токов I_n , протекающих в цепи силовой установки (1). Заряд ВВБ Q вычисляется по выражению (2). Напряжение на клеммах ВВБ U_{BAT} определяется исходя из её условий работы по (3). Напряжения U_{BAT+} и U_{BAT-} определяются согласно выражениям (4) и (5).

$$I_{BATi} = \sum I_n \quad (1) \quad Q = \frac{1}{3600} \int_0^t I_D(t) dt \quad (2)$$

$$U_{BAT} = \begin{cases} U_{BAT+} & \text{при } I_{BAT} < 0 \\ U_{BAT-} & \text{при } I_{BAT} > 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$U_{BAT+} = U_0 - R \cdot I_D - K_1 \cdot \Delta Q_+ \cdot (Q + i) + A \cdot e^{-BQ} \quad (4)$$

$$U_{BAT-} = U_0 - R \cdot I_D - K_2 \cdot \Delta Q_- - K \cdot \Delta Q_+ \cdot Q + A \cdot e^{-BQ} \quad (5)$$

Крутящий момент M_{Ei} , развиваемый на роторе ЭГ определяется по формуле (6).

$$M_{Ei} = \frac{I_A \cdot E_A + I_B \cdot E_B + I_C \cdot E_C}{\omega_{Ei}} \quad (6)$$

Мгновенные ЭДС E_A, E_B, E_C в фазах ЭГ вычисляли, используя единичные функции формы ЭДС, в соответствии с выражениями (7) и (8). Мгновенные значения токов I_A, I_B, I_C определяли на основе системы дифференциальных уравнений (9).

$$\begin{cases} E_A = \psi_{FZP} \omega_\psi E_{1A}; \\ E_B = \psi_{FZP} \omega_\psi E_{1B}; \\ E_C = \psi_{FZP} \omega_\psi E_{1C} \end{cases} \quad (7) \quad \begin{cases} E_{1A} = \sin(\theta_\psi + \delta_A); \\ E_{1B} = \sin(\theta_\psi + \delta_B); \\ E_{1C} = \sin(\theta_\psi + \delta_C) \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} \frac{dI_A}{dt} = \frac{2U_A - U_B - U_C - 3R_{\Phi A} I_A + \psi_{FZP} \omega_\psi (E_{1B} + E_{1C} - 2E_{1A})}{3(L_{\Phi A} - L_{\Phi \Phi})}; \\ \frac{dI_B}{dt} = \frac{2U_B - U_A - U_C - 3R_{\Phi B} I_B + \psi_{FZP} \omega_\psi (E_{1C} + E_{1A} - 2E_{1B})}{3(L_{\Phi B} - L_{\Phi \Phi})}; \\ \frac{dI_C}{dt} = \frac{2U_C - U_B - U_A - 3R_{\Phi C} I_C + \psi_{FZP} \omega_\psi (E_{1A} + E_{1B} - 2E_{1C})}{3(L_{\Phi C} - L_{\Phi \Phi})}; \\ \frac{dI_A}{dt} + \frac{dI_B}{dt} + \frac{dI_C}{dt} = 0 \end{cases} \quad (9)$$

Математическое описание трансмиссий КТС реализовано в виде блочных систем, построенных на базе динамических схем силовых агрегатов, привода ведущих колёс и приводов тормозных систем (рис. 4). Внутренними параметрами в динамических схемах трансмиссий являются: моменты инерции вращающихся деталей: трансмиссии $J_{ГPi}$; элементов подвески и тормозных механизмов J_{Ti} ; дисков и шин колёс КТС J_{Di} и J_{Ki} ; жёсткости и коэффициенты демпфирования: валов и передач трансмиссии $c_{ПVi}$ и $d_{ПVi}$ и $c_{КВ}$ и $d_{КВ}$; подвески c_{yPi} и d_{yPi} ; шин $c_{yШi}$ и $d_{yШi}$, а также силовые параметры элементов схемы – крутящий момент на выходе из силового агрегата $M_{ГП1}$ и $M_{ГП2}$; тормозные моменты M_{Ti} ; фрикционные моменты муфты подключения задней оси КТС M_M ; моменты по сцеплению $M_{\phi i}$.

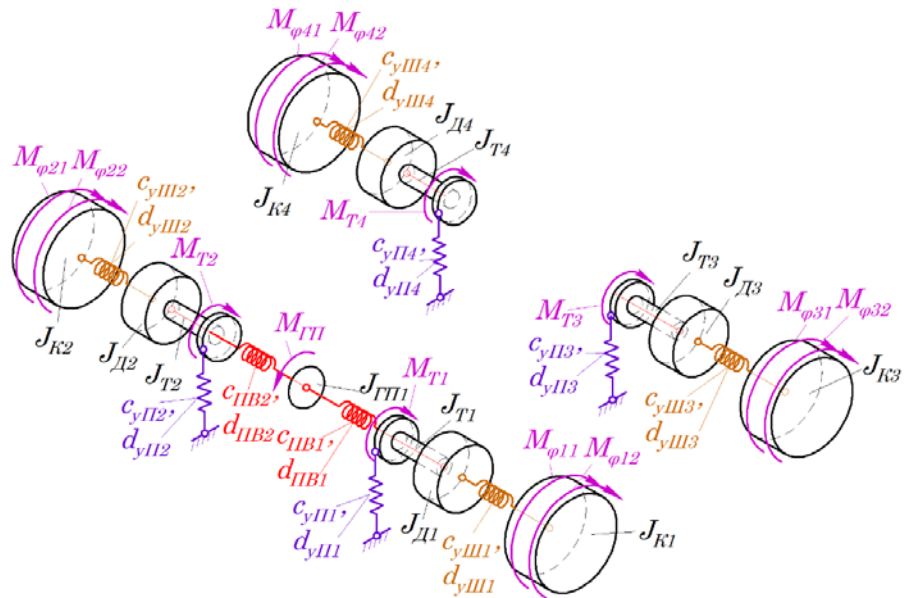


Рис. 4 – Динамическая схема трансмиссии КТС с приводом на переднюю ось

Все динамические схемы реализованы в модели в трёхмерном виде в качестве отдельных

элементов с соблюдением геометрических и инерционных характеристик. Расчёт моделей на основе динамических схем производится с определением силового взаимодействия кинематически соединённых тел. Уравнения динамики элементов схемы (в случае прямой механической передачи) описываются системой дифференциальных уравнений (10).

$$\begin{cases} \frac{d\omega_i}{dt} = \frac{M_i - M_u - M_d}{J_i} \\ \frac{d\omega_{i+1}}{dt} = \frac{\eta_i(M_{i+1} - M_u - M_d)}{J_{i+1}} \end{cases} \quad (10)$$

$$M_u = c_i(\alpha_i - \alpha_{i+1}) \quad (11)$$

$$M_d = d_i(\omega_i - \omega_{i+1}) \quad (12)$$

$$M_C = M_E \cdot \beta'_C \cdot \text{sgn} \omega_C \quad (13)$$

Жёсткость и демпфирование механической передачи описывается моментами M_u и M_d (11), (12). Крутящий момент, передаваемый фрикционным элементом определяется по выражению (13). Математическое описание зубчатой или цепной передач представлены в виде упрощённой модели контактного взаимодействия шестерен в зацеплении и соответствует силе F_i , которая действует по продольной к окружности делительного радиуса r_i на ведомую шестерню (14).

Процесс совместного функционирования ДВС и гидротрансформатора описывается системой уравнений моментов $M_{ГН}$ и $M_{ГТ}$ на насосном и турбинном колёсах соответственно (15).

$$F_i = \begin{cases} -c_i \left(\Delta_i - \frac{\delta_i}{2} \right) - d_i \frac{d\Delta_i}{dt} & \text{при } \Delta_i > \frac{\delta_i}{2}; \\ -c_i \left(\Delta_i + \frac{\delta_i}{2} \right) - d_i \frac{d\Delta_i}{dt} & \text{при } \Delta_i < \frac{\delta_i}{2}; \\ 0 & \text{при } |\Delta_i| < \frac{\delta_i}{2} \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} M_{ГН} = \lambda \cdot q_0 \cdot D_a^5 \cdot n_E^2; \\ M_{ГТ} = M_{ГН} \cdot k_{ГТ} \end{cases} \quad (15)$$

$$\begin{cases} M_{ГП*} = -c \cdot r_C \cdot \Delta; \\ M_{ГП1} = 0,5 \cdot c \cdot r_C \cdot \Delta; \\ M_{ГП2} = 0,5 \cdot c \cdot r_C \cdot \Delta \end{cases} \quad (16)$$

Расчет крутящих моментов $M_{ГП1}$, $M_{ГП2}$ и $M_{ГП}$ дифференциала осуществляли с учётом упругих свойств зубчатых зацеплений (16).

Математические модели автоматизированных систем КТС представлены в виде алгоритмов процесса функционирования АБС, ПБС, ДСКС и ТПП. Все перечисленные системы описаны отдельными алгоритмами.

Процесс функционирования АБС представлен в виде блок-схемы алгоритма работы электронного блока управления (ЭБУ) «АБС» (рис. 5). В процессе моделирования алгоритм управляет работой гидравлического блока (на рис. 1 блок «Модулятор») вместе с другими алгоритмами.

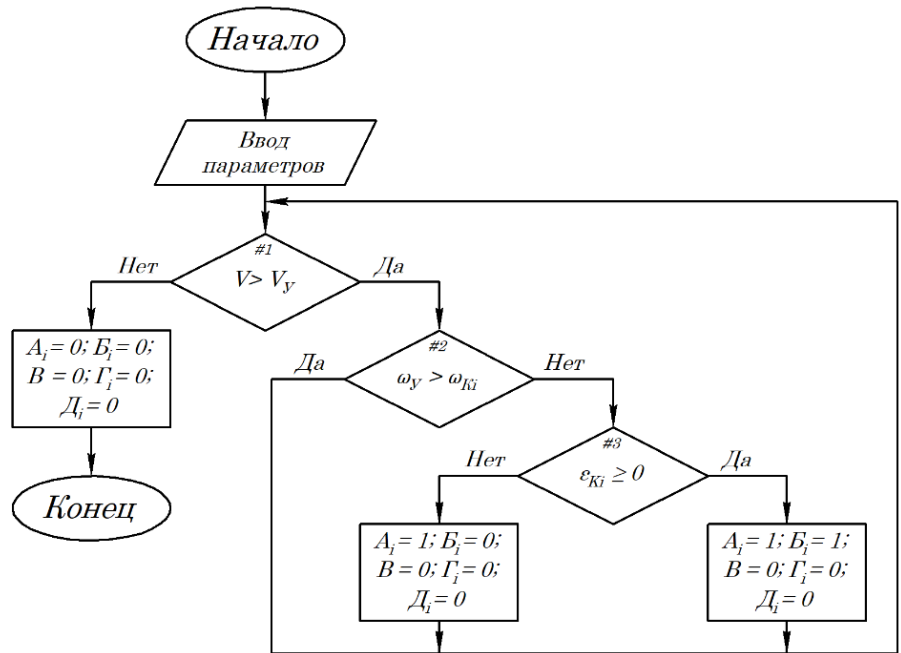


Рис. 5 – Блок-схема алгоритма работы АБС

Входными параметрами для расчёта работы АБС являются: V – текущая скорость КТС; V_y – скорость КТС, при которой происходит срабатывание АБС; ω_y – уставка срабатывания АБС по угловой скорости; ω_{ki} – текущая угловая скорость i -го колеса; ϵ_{ki} – угловое ускорение i -го колеса.

Управление АБС осуществляется за счёт изменения выходных команд A_i , B_i , B , Γ_i и D_i на входе гидравлического блока, которые являются функциями. Для реализации алгоритма работы АБС используются две команды – A_i и B_i , обеспечивающие повышение, выдержку или понижение давления $P_{Цi}$ в приводе тормозного механизма индивидуально для каждого колеса. Аналогичным образом в работе представлено моделирование других систем: ПБС, ДСКС и ТПП.

Математическое описание гидравлических контуров автоматизированных систем представлено на основе динамических схем (рис. 6). Динамическая схема, показанная на рис. 6, состоит из: узлов x_i , в которых происходит разветвление потоков рабочего тела; источника давления P_H , в виде математического описания гидронасоса; податливостей и гидроаккумуляторов ψ_i ; гидравлических сопротивлений R_i – дросселей, используемых как по прямому назначению, так и в качестве клапанов; рабочих цилиндров с давлением $P_{Цi}$, перемещением поршня $z_{Цi}$ и площадью поперечного сечения $S_{Цi}$.

Входными параметрами в динамической схеме являются: параметры управления A_i, B_i, Γ_i и D_i , изменение которых приводит к изменению площади S_i поперечного сечения дросселирующих элементов R_i , используемых в схеме в качестве клапанов; параметр B , определяющий процесс функционирования гидронасоса; входное давление, как функция $P_{ВХ} = f(\beta_T)$.

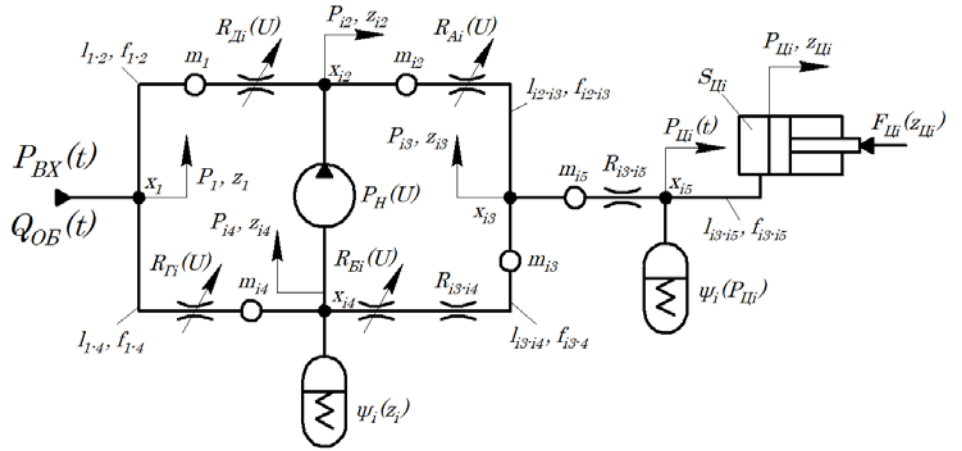


Рис. 6 – Динамическая схема гидравлической цепи контура гидравлического блока тормозной системы

Дифференциальное уравнение баланса давлений на i -м участке определяется исходя из состава этого участка. В полном виде баланс давлений на участке i определяется по выражению (17), баланс расходов Q рабочего тела для i -го узла гидравлической цепи по (18).

$$P_{i+1} - P_i + P_{ji} + P_{Li} + P_{Mi} = 0 \quad (17) \quad Q_i - Q_{i+1} - Q_{iД} = 0 \quad (18)$$

Для схем рассчитывали инерционные потери P_{ji} давления (19), потери P_{Li} давления по длине магистрали на i -м участке (20) и местные потери давления P_{Mi} на i -м участке гидравлической цепи (21). Расход рабочего тела для i -го узла гидравлической цепи определяли по (22).

$$P_{ji} = \rho l_i \frac{d^2 z_i}{dt^2} \quad (19) \quad P_{Li} = 27,5 \frac{\rho v l_i}{f_i} \frac{dz_i}{dt} \quad (20)$$

$$P_{Mi} = \frac{0,443 k_\epsilon \rho l_i}{\sqrt{f_i}} \left(\frac{dz_i}{dt} \right)^2 + 0,5 \xi \rho \left(\frac{dz_i}{dt} \right)^2 \quad (21) \quad Q_i = f_i \frac{dz_i}{dt} \quad (22)$$

Расход $Q_{iД}$ рабочего тела для i -го узла гидравлической цепи зависит от его податливости и рассчитывается по выражению (23). Расход рабочего тела для узла гидравлической цепи, представляющего собой клапан будет определяться исходя из значения функции площади поперечного сечения $S_i(t)$ (24).

$$Q_{iД} = V_i \psi_i \frac{dP_i}{dt} \quad (23)$$

$$Q_i = \mu S_i(t) \sqrt{\frac{2(P_{max} - P_i)}{\rho}} \quad (24)$$

Математические описания исполнительных механизмов гидравлических систем представлены в виде зависимостей тормозных моментов $M_{Ti} = f(P_{Цi})$ для тормозных механизмов и зависимости силы прижатия дисков муфты ТПП вида $F_{П} = f(P_{Д})$. Для определения характера изменения моментов M_{Ti} или силы $F_{П}$ используется математическое описание, основанное на безразмерной характеристике (рис. 7) этих механизмов.

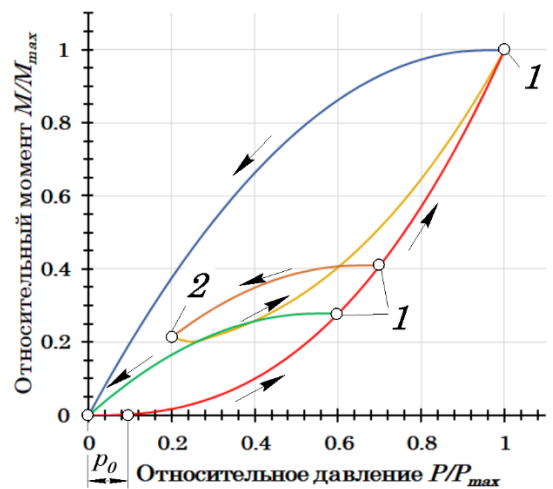


Рис. 7 – Безразмерная характеристика тормозного механизма

Текущие значения моментов M_{Ti} и силы F_{Π} прижатия дисков муфты ТПП приведены к виду (25) и (26). В обоих случаях выполняется нормирование рабочего давления в исполнительном механизме (27).

$$m_i = \frac{M'_{Ti}}{M_{Timax}} \quad (25) \quad f_{\Pi} = \frac{F_{\Pi}}{F_{\Pi max}} \quad (26) \quad p_i = \frac{P_i}{P_{imax}} \quad (27)$$

Увеличение и уменьшение тормозного момента рассчитывали в зависимости от знака скорости dp/dt изменения относительного давления (28) и (29).

$$\begin{cases} m = \frac{m' + p^{m+}}{1 + m'}; & \dot{p} > 0 \\ m = m' \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{p}{p'}\right)^{m-}\right); & \dot{p} < 0 \end{cases} \quad (28) \quad \begin{cases} f_{\Pi} = \frac{f_{\Pi}^+ + p^{f+}}{1 + f_{\Pi}^+}; & \dot{p} > 0 \\ f_{\Pi} = f_{\Pi} \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{p}{p'}\right)^{f-}\right); & \dot{p} < 0 \end{cases} \quad (29)$$

Обратное преобразование параметров P_i , M'_{Ti} и F_{Π} производили по выражениям (30), (31) и (32). Момент трения, который передает муфта системы ТПП на колеса подключаемой оси КТС, рассчитывали по формуле (33).

$$P_i = p_i \cdot P_{imax} \quad (30) \quad M'_{Ti} = m_i \cdot M_{Timax} \quad (31)$$

$$F_{\Pi} = f_{\Pi} \cdot F_{\Pi max} \quad (32) \quad M'_M = F_{\Pi} \cdot n_D \cdot \mu \cdot r_{CP} \quad (33)$$

Динамические процессы в трансмиссии стенда, представлены математическим описанием, которое выполнено по принципу описания трансмиссий КТС. В соответствии с динамической схемой системы «Стенд» (рис. 8) в математическом описании учитывали: моменты инерции массивных элементов, жесткости передач и демпфирование, передаточные отношения, реализованные моменты по сцеплению, моменты трения и сопротивления.

Входными параметрами схемы, обеспечивающими тестовые режимы, являются: моменты по сцеплению $M_{\phi ij}$, действующие на беговые барабаны со стороны колес КТС; фрикционные моменты M_{Ci} муфт стенда в виде функции $M_{Ci} = f(\beta_{Mi})$; момент $M_{ЭТ}$ сопротивления тормоза в виде функции $M_{ЭТ} = f(\beta_{ЭТ})$.

Внутренними параметрами в схеме (рис. 8) являются моменты инерции: маховых масс стенда J_{Mi} и фрикционных муфт J_{Ci} ; редукторов стенда J_{Pi} ; электродинамического тормоза $J_{ЭТ}$; беговых барабанов стенда J_{ij} ; а также жесткости и коэффициенты демпфирования: цепной передачи привода маховых масс и фрикционных муфт стенда $c_{\Pi Ci}$ и $d_{\Pi Ci}$; карданных передач стенда c_{Ki} и d_{Ki} ; цепной передачи беговых барабанов $c_{\Pi i}$ и $d_{\Pi i}$; валов привода беговых барабанов $c_{\Pi Pi}$ и $d_{\Pi Pi}$;

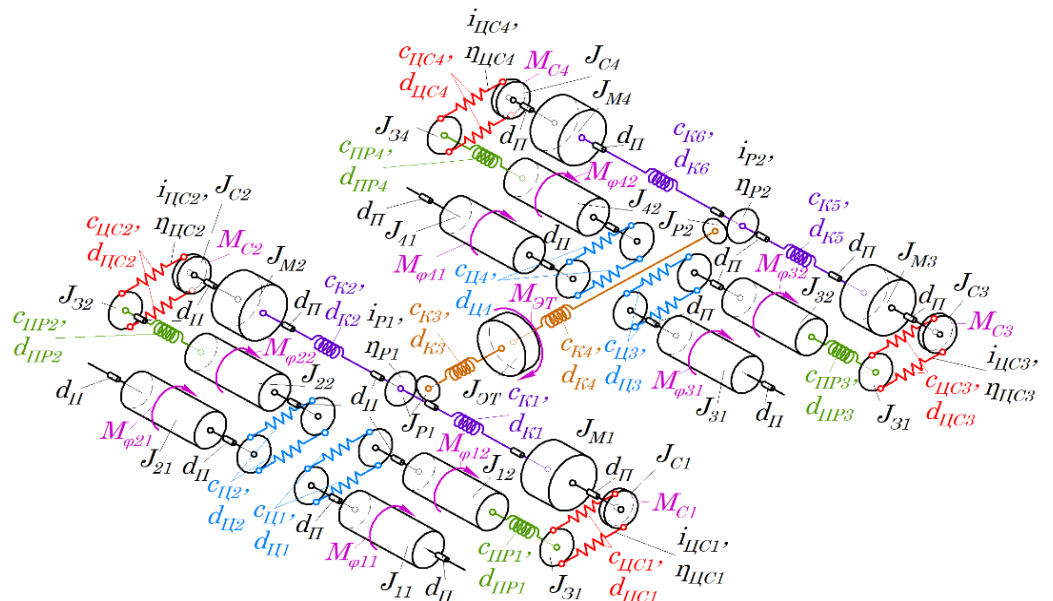


Рис. 8 – Динамическая схема трансмиссии стенда

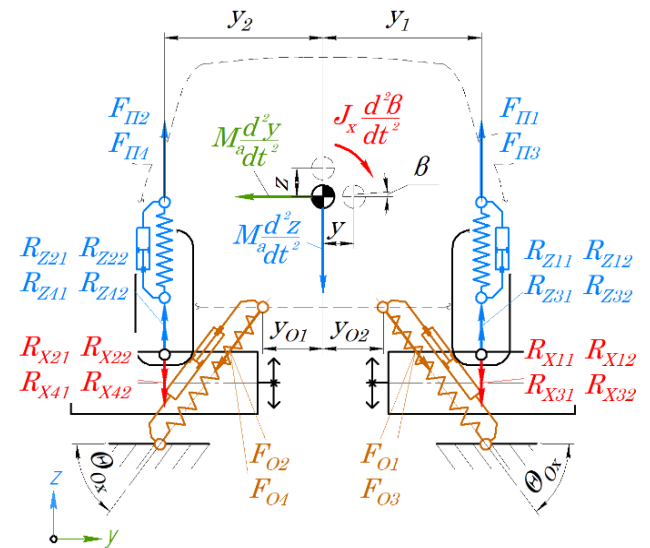


Рис. 9 – Расчётная схема процесса функционирования КТС на стенде в плоскости YOZ

передаточные числа и КПД передач: $i_{\text{ЦЦ}i}$ и $\eta_{\text{ЦЦ}i}$ цепных передач стэнда, $i_{\text{Р}i}$ и $\eta_{\text{Р}i}$ – редукторов; коэффициенты диссипации подшипниковых опор $d_{\text{П}}$.

Дифференциальные уравнения, используемые при расчёте механической передачи, описываются формулами, аналогичными (10), (11) и (12). Расчёт момента, передаваемого фрикционной муфтой определяли по выражению (13). Силы, передаваемые зубчатым зацеплением, а также цепными передачами определяли в соответствии с выражением (14).

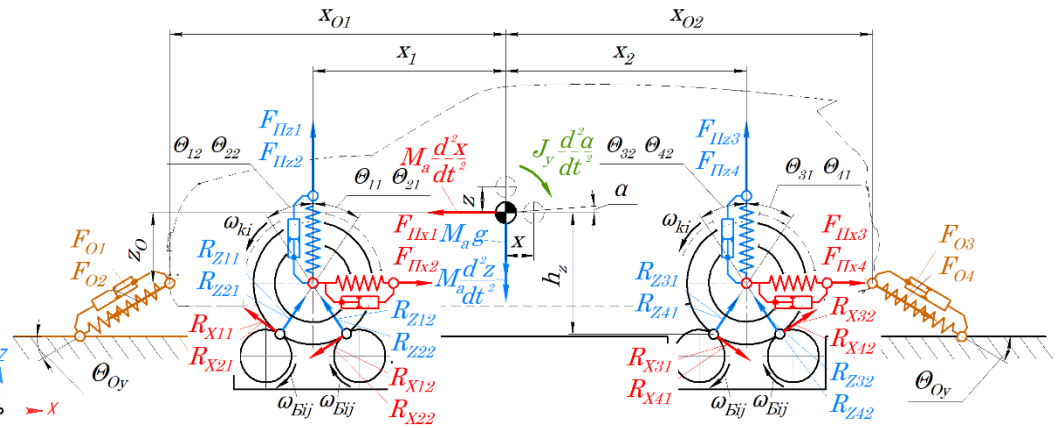


Рис. 10 – Расчётная схема процесса функционирования КТС на стэнде с беговыми барабанами в плоскости XoZ

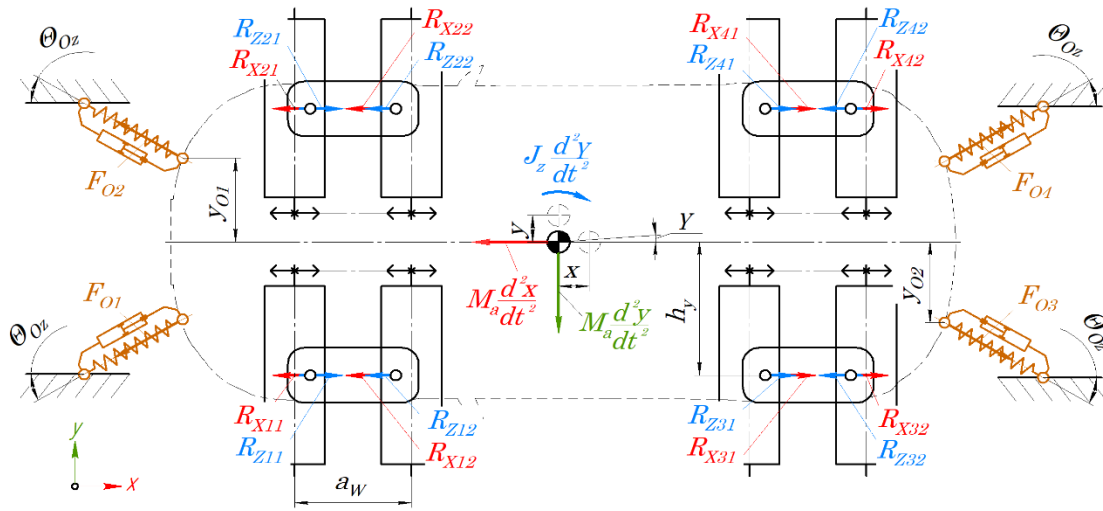


Рис. 11 – Расчётная схема процесса функционирования КТС на стэнде с беговыми барабанами в плоскости XoY

Совместный расчёт подсистем «КТС» и «Стэнд» реализуется согласно расчётным схемам, составленным для каждой из трёх плоскостей системы координат (рис. 9...11). Схемы учитывают жёсткости ограничителей КТС, перемещение КТС относительно стэнда, перемещение колёс относительно кузова на элементах подвески как в вертикальной, так и в продольной плоскостях. Дифференциальные уравнения угловых ускорений $d^2\alpha/dt^2$, $d^2\beta/dt^2$ и $d^2\gamma/dt^2$ поворота КТС составлены относительно осей oX , oY и oZ (34), (35) и (36). Дифференциальные уравнения ускорений КТС d^2x/dt^2 , d^2y/dt^2 и d^2z/dt^2 составлены относительно осей oX , oY и oZ (37), (38) и (39).

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = \left(\sum (R'_{xij} \cdot y_i) + \sum (R'_{zij} \cdot y_i) + \sum (F'_{oi} \cdot y_{oi}) + \sum (F_{\text{П}i} \cdot y_i) \right) / J_x \quad (34)$$

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = \left(\sum (R'_{xij} \cdot x_i) + \sum (R'_{zij} \cdot x_i) + \sum (F'_{oi} \cdot x_{oi}) + \sum (F_{\text{П}i} \cdot x_i) \right) / J_y \quad (35)$$

$$\frac{d^2\gamma}{dt^2} = \left(\sum (R'_{xij} \cdot y_i) + \sum (R'_{zij} \cdot y_i) + \sum (F'_{oi} \cdot y_{oi}) \right) / J_z \quad (36)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \left(\sum R'_{xij} + \sum R'_{zij} + \sum F'_{oi} \right) / m_a \quad (37) \quad \frac{d^2y}{dt^2} = \left(\sum F'_{oi} \right) / m_a \quad (38)$$

$$\frac{d^2z}{dt^2} = \left(\sum R_{xij}''' + \sum R_{zij}''' + \sum F_{oi}''' + \sum F_{\Pi i} - m_a \cdot g \right) / m_a \quad (39)$$

Нормальные реакции R_{zij} в пятнах контакта эластичной шины i -го колеса с опорными поверхностями j -х беговых барабанов стенда определяли с учетом упруго-диссипативных сил, зависящих от деформации шины $\Delta_{\text{Ш}ij}$ (рис. 12) по выражениям (40) и (41).

При деформации упругих элементов подвески КТС вдоль осей OX и OZ в них возникают силы упругости $F_{\Pi i}$ (42). Продольные перемещения КТС при его функционировании на стенде, ограничены силами F_0 ограничителей, представленными математическим описанием (43).

$$\begin{cases} R_{zi1} = c_{\text{Ш}i} \cdot \Delta_{\text{Ш}ij} - d_{\text{Ш}ij} \cdot \frac{d\Delta_{\text{Ш}ij}}{dt}; \Delta_{\text{Ш}ij} > 0; \\ R_{zi1} = 0; \Delta_{\text{Ш}ij} \leq 0 \end{cases} \quad (40)$$

$$\Delta_{\text{Ш}ij} = r_{ci} + r_{bi} - l_{ij} \quad (41)$$

$$F_{\Pi i} = c_{\Pi i} \cdot \Delta_{\Pi i} - d_{\Pi i} \cdot \frac{d\Delta_{\Pi i}}{dt} \quad (42)$$

$$F_{oi} = c_{oi} \cdot \Delta_{oi} - d_{oi} \cdot \frac{d\Delta_{oi}}{dt} \quad (43)$$

Поскольку функционирование КТС на стенде может быть как в тяговом, так и в тормозном режимах, то расчёт реакций в пятнах контакта шин с барабанами производили в этих режимах соответственно расчётным схемам (рис. 13).

Дифференциальное уравнение динамики i -го колеса КТС на j -м беговом барабане описывается выражением (44), дифференциальное уравнение динамики j -го бегового барабана (45). Момент сопротивления качению колеса M_{fij} , моменты $M_{\varphi ij}$ и $M_{B\varphi ij}$ по сцеплению рассчитывали по выражениям (46), (47) и (48).

$$\frac{d\omega_{ki}}{dt} = \frac{M_i \pm M_{\varphi ij} \pm M_{fij}}{J_{ki}} \quad (44)$$

$$M_{fij} = R_{zij} \cdot r_{kcij} \cdot f \quad (46)$$

$$M_{\varphi ij} = R_{xij} \cdot r_{kcij} \quad (47)$$

$$\frac{d\omega_{bij}}{dt} = \frac{M_{B\varphi ij} \pm M_{FBij}}{J_{ij}} \quad (45)$$

$$M_{B\varphi ij} = R_{xij} \cdot r_{bij} \quad (48)$$

В процессе функционирования КТС на стенде неизбежно перемещение его колёс относительно беговых барабанов на величину a (рис. 13), что приводит к неравенству радиусов качения колеса r_{kcij} в свободном режиме, окружных скоростей V_{bij} и проскальзываний S_{ij} шины относительно барабанов, вызывая разность реализованных касательных реакций $\Delta R_{\Pi xi}$ (50) в пятнах контакта. Возникающий при этом поток паразитной мощности $N_{\Pi i}$, циркулирующей в замкнутом контуре «Шина – Барабан – Цепная передача – Барабан – Шина» определяется по формуле (51).

$$\Delta\varphi_{\Pi} = \varphi_{i1} - \varphi_{i2} \quad (49) \quad \Delta R_{\Pi xi} = R_{xi1} - R_{xi2} \quad (50) \quad N_{\Pi i} = \Delta R_{\Pi xi} \cdot \omega_{bij} \cdot r_{bij} \quad (51)$$

Как при моделировании процесса функционирования КТС в дорожных условиях, так и для

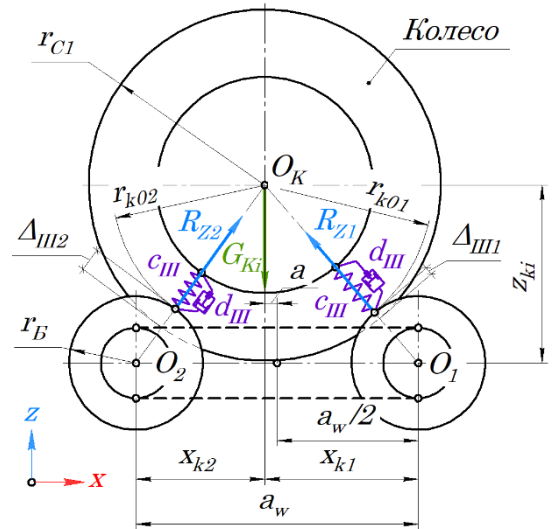


Рис. 12 – Схема деформации шины на беговых барабанах стенда

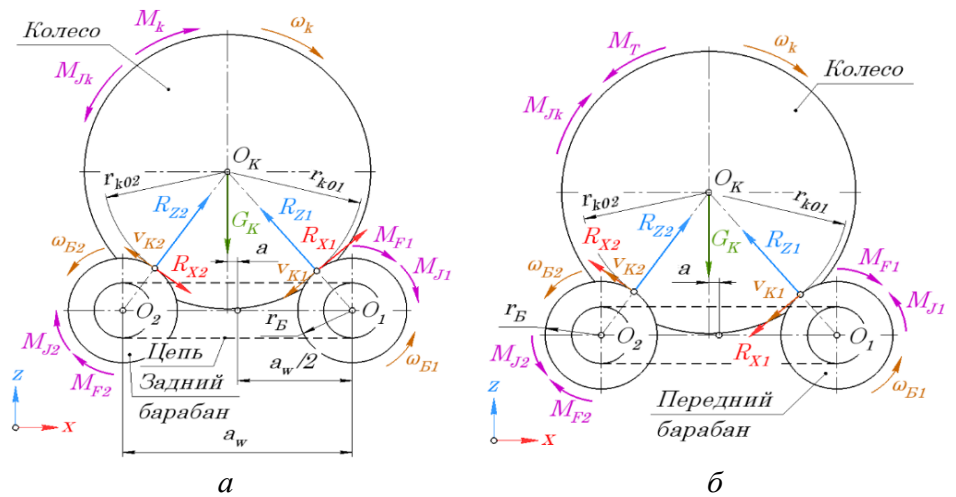


Рис. 13 – Расчётная схема процесса взаимодействия колеса с эластичной шиной с беговыми барабанами стенда, кинематически связанными цепной передачей: а – процесс разгона; б – процесс торможения

обоснования тестовых режимов этих процессов на стенде, определяли продольные R_{Xi} и боковые R_{Yi} реакции шины i -го колеса КТС в пятнах контакта. Расчеты выполняли по модели шины А.Б. Дика. Для этого определяли суммарные продольные реакции R_i в пятнах контакта шины (52) с опорной поверхностью (рис. 14).

Нормированную $f(S)$ -функцию определяли на основе экспериментальных характеристик шины и рассчитывали по уравнению (53) в каждом пятне контакта.

$$R_i = \varphi_{imax} \cdot R_{zi} \cdot f(S_i) \quad (52)$$

$$f(S_i) = \sin(A \cdot \arctg(B \cdot S_i)) \quad (53)$$

Суммарное проскальзывание S_i (54) определяли как сумму проскальзываний шины в продольном S_{Xi} (57) и боковом направлениях S_{Yi} (55).

$$S_i = \sqrt{S_{Xi}^2 + S_{Yi}^2} \quad (54)$$

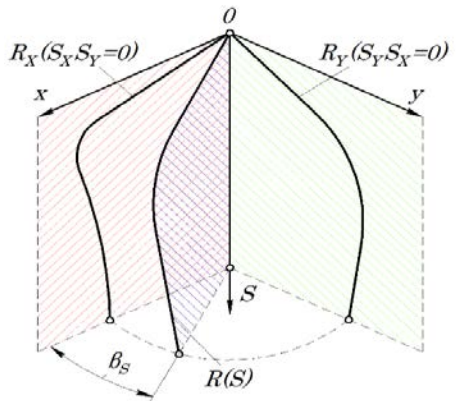


Рис. 14 – Обобщённая характеристика комбинированного проскальзывания

$$S_{Yi} = \sin \delta \quad (55)$$

Проскальзывание S_{Xi} в продольном направлении определяли зависимости от режима работы шины (*ведущий* (56) или *тормозной* (58)) на беговых барабанах стенда. А также S_{Xi} для плоской опорной поверхности (*ведущий* (57) или *тормозной* (59) режимы).

$$S_{Xij} = \cos \delta - \frac{\omega_{Bij} \cdot r_{Bij}}{\omega_{Ki} \cdot r_{kCij}} \quad (56)$$

$$S_{Xi} = \cos \delta - \frac{V_{Ki}}{\omega_{Ki} \cdot r_{kCi}} \quad (57)$$

$$S_{Xij} = -1 \cdot \left(\cos \delta - \frac{\omega_{Ki} \cdot r_{kCij}}{\omega_{Bij} \cdot r_{Bij}} \right) \quad (58)$$

$$S_{Xi} = -1 \cdot \left(\cos \delta - \frac{\omega_{Ki} \cdot r_{kCi}}{V_{Ki}} \right) \quad (59)$$

Продольную R_{Xi} (60) и боковую R_{Yi} (61) реакции рассчитывали с учётом параметра рассогласования m_β направлений векторов суммарной реакции \vec{R}_i и проскальзывания \vec{S}_i (см. рис. 14).

$$R_{Xi} = \frac{R_i \cdot S_{Xi}}{\sqrt{(S_{Xi})^2 + (m_\beta \cdot S_{Yi})^2}} \quad (60)$$

$$R_{Yi} = \frac{m_\beta \cdot R_i \cdot S_{Xi}}{\sqrt{(S_{Xi})^2 + (m_\beta \cdot S_{Yi})^2}} \quad (61)$$

Разработанный комплекс математических моделей позволил обосновать тестовые режимы и контролируемые параметры, характеризующие эксплуатационные свойства и КТС с ДВС, ЭСУ и ГСУ, а также с автоматизированными системами:

- разгон КТС без нагрузки (на ровном, горизонтальном участке шоссе, рис. 15);
- движение КТС с постоянной скоростью без нагрузки;
- разгон КТС с нагрузкой (сила на преодоление подъёма, буксирование прицепа и т.п.);
- движение КТС с постоянной скоростью с нагрузкой (равномерное движение в гору);
- выбег КТС;
- торможение КТС;
- разгон (*торможение*) колёс КТС на покрытии «МИКСТ»;
- боковой занос КТС.

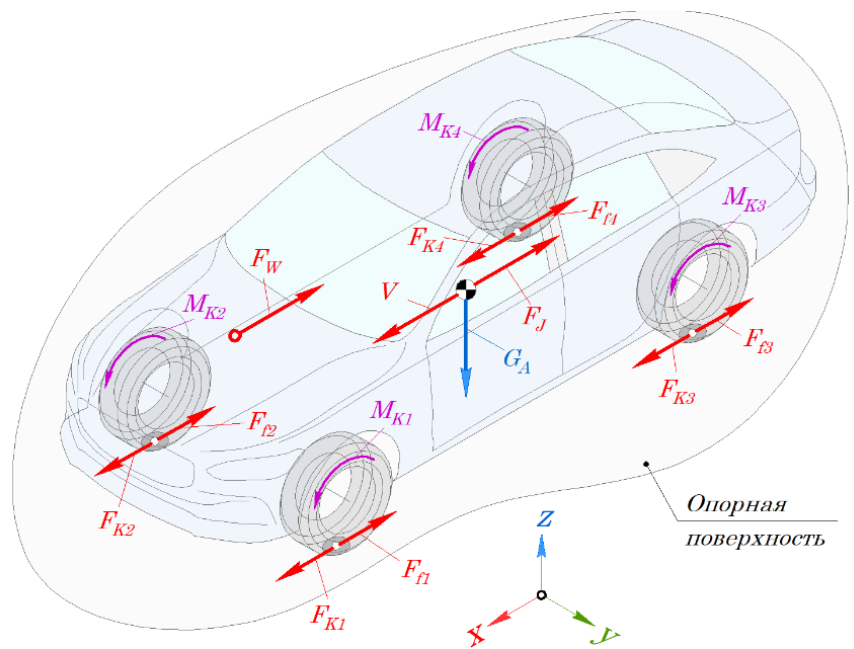


Рис. 15 – Схема сил, действующих на КТС при разгоне без нагрузки

Для имитации стендовым методом указанных режимов, необходимо соблюдение эквивалентности мощностных, силовых балансов и кинематических процессов на стенде с беговыми барабанами, которые сопровождаются при функционировании КТС в реальных дорожных условиях.

Для испытаний ДВС, ЭСУ и ГСУ используется режим разгона. В качестве примера на рис. 15 показана схема сил, действующих на КТС при разгоне без нагрузки в дорожных условиях. Мощностной баланс разгона КТС в дорожных условиях описывается выражением (62), в состав которого входят: мощность, подведенная к ведущим колёсам $\sum N_{Ki}$, мощности, затрачиваемые на преодоление аэродинамического сопротивления N_W , на преодоление силы инерции поступательного движения КТС N_{JA} , на преодоление инерционных моментов колёс N_{JK} , на преодоление инерционных моментов вращающихся частей силовой установки и трансмиссии КТС N_{JE} , а также на сопротивление качению $\sum N_{fi}$.

$$\sum N_{Ki} > N_W + N_{JA} + N_{JK} + N_{JE} + \sum N_{fi} \quad (62) \quad \sum N_{Ki} > \sum N_{iij} + N_{JK} + N_{JE} \quad (63)$$

На рис. 16 показана схема сил, действующих на КТС при имитации процесса разгона без нагрузки на стенде с беговыми барабанами. Мощностной баланс процесса разгона КТС на стенде описывается выражением (63). В процессе задания тестового режима составляющие N_W , N_{JA} и $\sum N_{fi}$ уравнения (62) заменяются суммарной имитируемой мощностью $\sum N_{iij}$, которая определяется по формуле (64) и состоит из имитируемых мощностей, затрачиваемых на: преодоление аэродинамического сопротивления N_{Wi} , инерции поступательного движения КТС N_{JAI} и преодоление сил сопротивления качению шин колёс КТС $\sum N_{fii}$. Реализация мощностей N_{Wi} , N_{JAI} и $\sum N_{fii}$ в тестовом режиме осуществляется за счёт подведения к колёсам КТС через беговые барабаны стенда имитируемой силы F_{iij} (рис. 16). Мощность N_{Wi} , затрачиваемую на преодоление аэродинамического сопротивления, на стенде создает электродинамический тормоз (65). Мощность N_{JAI} , затрачиваемая на преодоление силы инерции поступательного движения КТС определяется из равенства кинетических энергий разгона КТС в дорожных условиях E_D и при разгоне маховых масс стенда $\sum E_{ii}$ (66) с заданными моментами инерции.

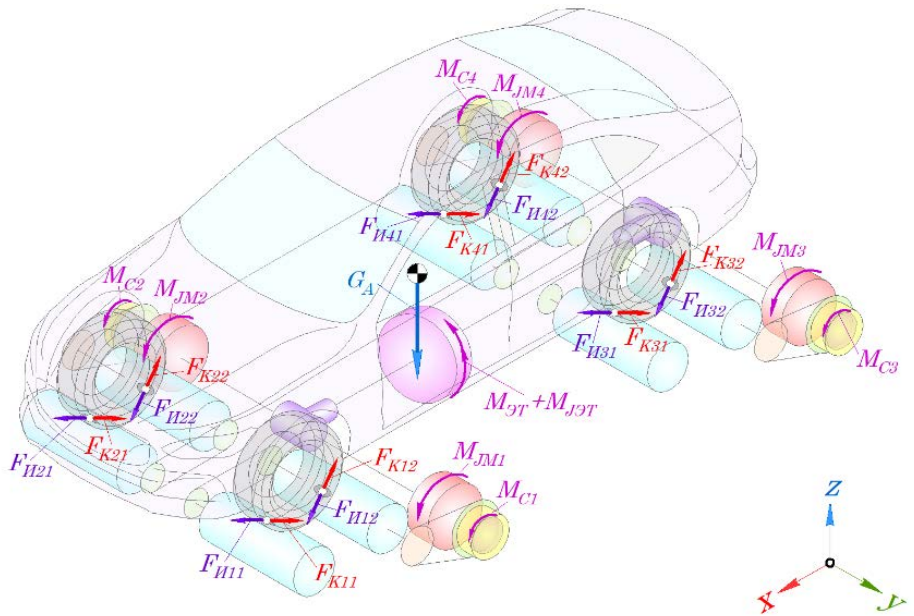


Рис. 16 – Схема сил, действующих на КТС при имитации процесса разгона без нагрузки на стенде с беговыми барабанами

Реализация мощностей N_{Wi} , N_{JAI} и $\sum N_{fii}$ в тестовом режиме осуществляется за счёт подведения к колёсам КТС через беговые барабаны стенда имитируемой силы F_{iij} (рис. 16). Мощность N_{Wi} , затрачиваемую на преодоление аэродинамического сопротивления, на стенде создает электродинамический тормоз (65). Мощность N_{JAI} , затрачиваемая на преодоление силы инерции поступательного движения КТС определяется из равенства кинетических энергий разгона КТС в дорожных условиях E_D и при разгоне маховых масс стенда $\sum E_{ii}$ (66) с заданными моментами инерции.

$$\sum N_{iij} = N_{Wi} + N_{JAI} + \sum N_{fii} \quad (64) \quad M_{WЭТ} = \frac{\sum F_{Wiiij} \cdot r_B}{i_{Pi} \cdot \eta_{Pi} \cdot i_{ЦСi} \cdot \eta_{ЦСi}} \quad (65)$$

$$E_D = \sum E_{ii} = \frac{m_A \cdot V^2}{2} = \sum \frac{J_{ij} \cdot \omega_{bij}^2}{2} + \sum \frac{J_{Mi} \cdot \omega_{Mi}^2}{2} + \frac{J_{ЭТ} \cdot \omega_{ЭТ}^2}{2} \quad (66)$$

Суммарная мощность $\sum N_{fii}$, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления качению шин колёс КТС по беговым барабанам стенда определяется как функция $\sum N_{fii} = f(P_{шиi})$ и должна быть минимизирована за счёт варьирования давления воздуха $P_{шиi}$ в шинах.

Аналогичным образом обоснован тестовый режим разгона и установившегося движения КТС с постоянной скоростью без нагрузки и с нагрузкой, который используется для испытания

ДВС, ЭСУ, ГСУ и трансмиссий КТС. В качестве имитируемой на стенде нагрузки может быть мощность, которую затрачивает КТС на преодоление подъёма, буксирование прицепа и т.п.

Тестовый режим торможения КТС используется для исследования тормозных систем, в том числе с АБС, а также для ЭСУ и ГСУ, с целью оценки их энергетических свойств. Мощностной баланс тестового режима торможения КТС на стенде (84) записан в соответствии с мощностным балансом его торможения в дорожных условиях (72) под действием тормозных сил $\sum F_{Ti}$.

$$\sum N_j \leq N_W + \sum N_{fi} + \sum N_{Ti} \quad (67) \quad N_{J_{AI}} + N_{J_K} + N_{J_E} \leq N_{W_{II}} + \sum N_{f_{ii}} + \sum N_{T_{ij}} \quad (68)$$

Тестовый режим разгона (*торможения*) колёс КТС на покрытии «МИКСТ» используется для исследования АБС, ПБС, ТПП и основан на аналогичных уравнениях мощностных балансов (62), (63), (67) и (68). При этом имитация разных коэффициентов сцепления φ достигается за счёт меньшего инерционного момента, подводимого к беговым барабанам забегających колёс.

Тестовый режим бокового заноса КТС используется для исследования ДСКС и реализуется за счёт эквивалентности уравнений динамики движения КТС с его заносом в дорожных условиях (69) и имитацией бокового заноса КТС вместе со стендом (70).

$$J_{ZA} \cdot \frac{d^2 \gamma_A}{dt^2} = M_{ZA} \quad (69)$$

$$\frac{d^2 \gamma_A}{dt^2} = \frac{d^2 \gamma_{IIA}}{dt^2} \quad (70)$$

$$\frac{d^2 \gamma_{IIA}}{dt^2} = \frac{M_{IIС}}{\sum J_{CA}} \quad (71)$$

Суммарное угловое ускорение КТС и стенда, при реализации данного тестового режима, достигается за счёт момента $M_{IIС}$, приложенного к оси вращения стенда (71).

Использование научно обоснованных тестовых режимов позволяет выполнять оперативное и высокоинформативное исследование процессов функционирования КТС с ДВС, ЭСУ и ГСУ, а также с автоматизированными системами АБС, ПБС, ДСКС и ТПП на стендах с беговыми барабанами. Разработанные математические модели позволили выполнять расчёты для проверки теоретических основ повышения активной безопасности и эффективности эксплуатации КТС при их испытаниях на стендах с беговыми барабанами в программном комплексе «Универсальный механизм-9», версия 9.1.3.5 64 bit.

Третья глава посвящена разработке методик экспериментального исследования. Исходя из поставленных задач, реализована программа экспериментальных исследований, которая включает в себя разработанные методики:

1) исследования характеристик шин на шинном тестере с беговым барабаном ИРНТУ (рис. 17):

- в тормозном режиме;
- при движении с уводом;

2) исследования характеристик шин на стенде с двумя кинематически связанными барабанами (рис. 18):

- сцепления эластичной шины автомобильного колеса с двумя кинематически связанными цепной передачей беговыми барабанами стенда;

- определения радиуса качения колеса с эластичной шиной в свободном режиме на двух беговых барабанах;



Рис. 18 – Внешний вид комплекса для экспериментального исследования процессов взаимодействия эластичной шины в пятнах контакта с двумя беговыми барабанами стенда



Рис. 17 – Шинный тестер с беговым барабаном

- определения силовых и скоростных потерь в шине автомобильного колеса при его качении на беговых барабанах стэнда;

3) экспериментальных исследований рабочих процессов КТС на стэнде с беговыми барабанами (рис. 19):

- процессов функционирования КТС с ЭСУ и ГСУ;
- рабочих процессов КТС с АБС (рис. 20);
- рабочих процессов КТС с ПБС;
- рабочих процессов КТС с ДСКС;
- рабочих процессов КТС с ТПП.



Рис. 19 – Внешний вид гибридного полноопорного стэнда ИРНТУ с установленным автомобилем Toyota Prius XW20

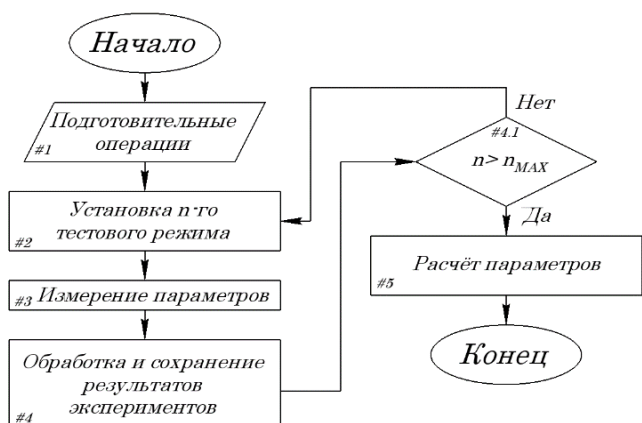


Рис. 20 – Алгоритм проведения экспериментальных исследований процессов функционирования КТС с ЭСУ на стэнде с беговыми барабанами

шинный тестер (см. рис. 17). Уточнение параметров модели А.Б. Дика для шины, работающей на беговых барабанах стэнда, влияния циркулирующей мощности, а также определение силовых и скоростных потерь было выполнено на стэнде для исследования процессов в пятне контакта шины с беговыми барабанами (см. рис. 18).

Методика экспериментального исследования процесса функционирования КТС с АБС на стэнде с беговыми барабанами, состоит из 5-ти этапов (см. рис. 20). В качестве объектов испытаний выступили КТС марок *Kia Soul EV*, *Toyota Prius NHW20*, *Volvo S60*, *BMW X3*, *Honda CR-V RD4–RD9*, *Honda Accord 1,8i*, *Subaru Forester SH*, *Nissan Qashqai J10* и др. Для стэндового контроля КТС и их компонентов методики экспериментальных исследований, представляют собой перечень этапов, образующих заданный алгоритм действий.

В четвёртой главе приведены результаты исследования. Приведён: анализ влияния параметров тестовых

Были использованы известные методики: планирования экспериментального исследования, аппроксимации результатов аналитических и экспериментальных исследований и оценки адекватности математических моделей.

В соответствии с методиками исследования были сформулированы и обоснованы требования к экспериментальному оборудованию и системам измерения параметров исследуемых процессов. Для реализации методик использовали существующее, а при необходимости модернизировали или изготавливали оригинальное экспериментальное оборудование. Для определения фрикционных характеристик шин был реконструирован стэнд –

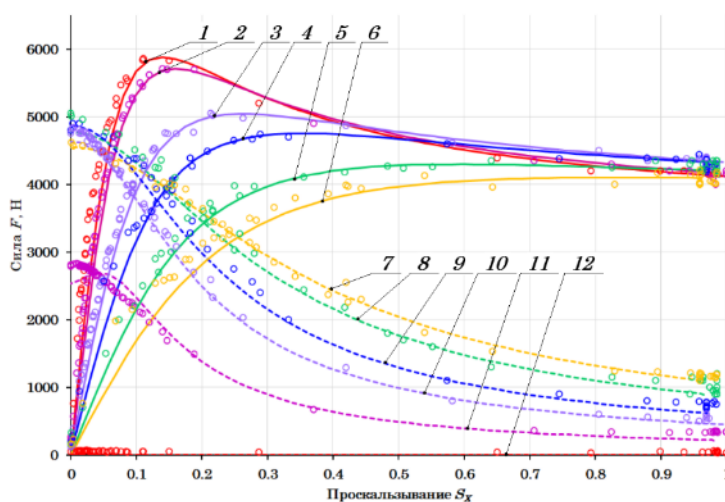


Рис. 21 – Зависимости продольной F_x и боковой F_y силы от продольного проскальзывания S_x при варьировании угла увода δ при $G_K = 6573$ Н и $V_B = 12,5$ м/с шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R16*: 1 – F_x при $\delta = 0^\circ$; 2 – F_x при $\delta = 3^\circ$; 3 – F_x при $\delta = 6^\circ$; 4 – F_x при $\delta = 9^\circ$; 5 – F_x при $\delta = 12^\circ$; 6 – F_x при $\delta = 15^\circ$; 7 – F_y при $\delta = 15^\circ$; 8 – F_y при $\delta = 12^\circ$; 9 – F_y при $\delta = 9^\circ$; 10 – F_y при $\delta = 6^\circ$; 11 – F_y при $\delta = 3^\circ$; 12 – F_y при $\delta = 0^\circ$ (o – эксперимент, — – расчёт)

режимов на результаты исследования рабочих процессов КТС, их агрегатов и систем на стендах с беговыми барабанами; анализ влияния конструктивных параметров стендов на результаты исследования рабочих процессов КТС; результаты исследования процесса взаимодействия шин с опорными поверхностями; результаты аналитических и экспериментальных исследований рабочих процессов КТС, их компонентов на стенде с беговыми барабанами и проверка адекватности разработанных математических моделей.

Получены параметры для модели шины А.Б. Дика, которая использовалась для расчёта продольных F_X и боковых F_Y сил при моделировании рабочих процессов КТС. На рис. 21 показана зависимость продольных F_X и боковых F_Y сил от продольного проскальзывания S_X при варьировании угла увода δ .

На основе нормальных R_{Zi} и продольных R_{Xi} реакций по результатам экспериментальных исследований определены коэффициенты сопротивления качению f_{0ij} шины по беговым барабанам стенда и радиус качения колеса в свободном режиме r_{kC} , как параметры, определяющие силовые и скоростные потери (рис. 22 и 23).

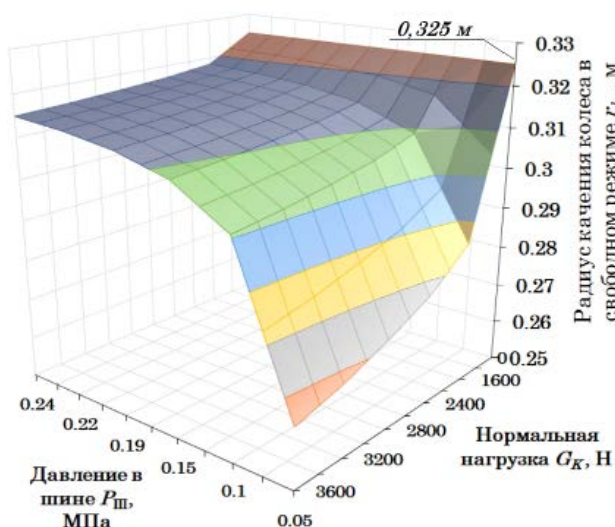


Рис. 22 – Зависимость радиуса качения колеса в свободном режиме r_{kC} от давления воздуха в шине $P_{ш}$ при варьировании нормальной нагрузки G_K , шина *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (эксперимент)

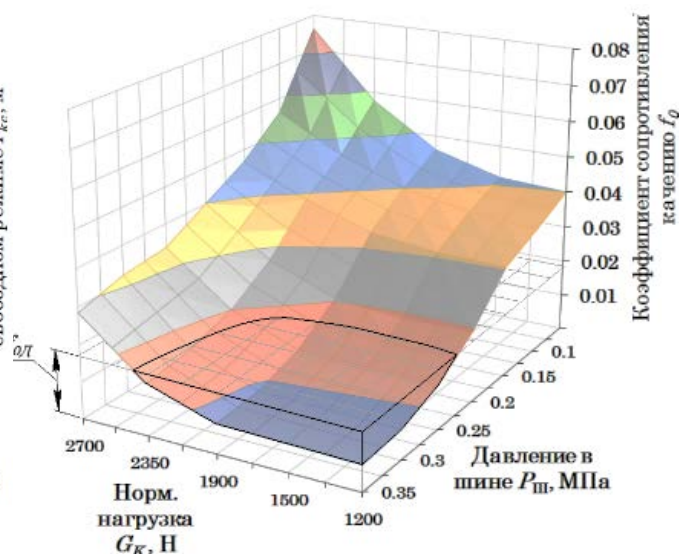


Рис. 23 – Зависимость коэффициента сопротивления качению f_{0ij} от давления воздуха в шине $P_{ш}$ при варьировании нормальной нагрузки G_K , шина *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (эксперимент)

Результаты исследования функций $f_{0ij} = f(P_{ш}, G_K)$ и $r_{kC} = f(P_{ш}, G_K)$, представленных в виде трёхмерных графиков на рис. 22 и 23, с достаточной точностью аппроксимируются множественной регрессией с приведением её к функциям вида:

$$f_{0ij} = a_f \cdot P_{ш}^{b_f} \cdot G_K^{c_f}; \quad (72)$$

$$r_{k0} = a_{rkC} \cdot P_{ш}^{b_{rkC}} \cdot G_K^{c_{rkC}}; \quad (73)$$

где a_f , a_{rkC} , b_f , b_{rkC} , c_f и c_{rkC} – коэффициенты регрессии.

Для оптимизации тестового режима разгона КТС были определены зависимости относительных разностей сил тяги F_{Ki} , скоростей V_A и мощностей на ведущих колёсах N_{Ki} в процессе разгона КТС на стенде и в дорожных условиях от тестовых параметров: момента инерции маховых масс J_{Mi} и коэффициента сопротивления качению f_{0ij} шины по беговым барабанам стенда (рис. 24...26). Зависимости, показанные на рис. 24...26, с достаточной точностью аппроксимируются множественной регрессией с приведением их к функциям вида $\delta_{FK} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$, $\delta_V = f(J_{Mi}, f_{0ij})$ и $\delta_{NK} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$ %:

$$\delta_{FK} = a_{\delta FK} + b_{\delta FK} \cdot J_{Mi} + c_{\delta FK} \cdot f_{0ij}; \quad (74)$$

$$\delta_V = a_{\delta v} + b_{\delta v} \cdot J_{Mi} + c_{\delta v} \cdot f_{0ij}; \quad (75)$$

$$\delta_{NK} = a_{\delta N} + b_{\delta N} \cdot J_{Mi} + c_{\delta N} \cdot f_{0ij}; \quad (76)$$

где $a_{\delta FK}$, $a_{\delta v}$, $a_{\delta N}$, $b_{\delta FK}$, $b_{\delta v}$, $b_{\delta N}$, $c_{\delta FK}$, $c_{\delta v}$ и $c_{\delta N}$ – коэффициенты регрессии.

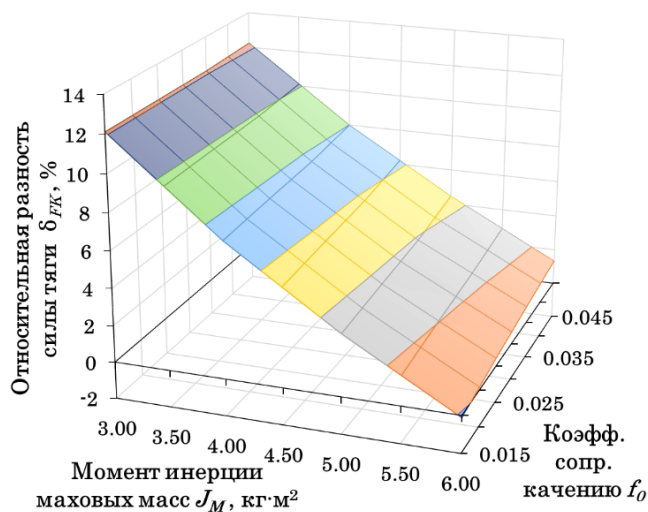


Рис. 24 – Зависимость относительной разности сил тяги δ_{FK} от момента инерции маховых масс J_{Mi} при варьировании коэффициента сопротивления качению шины на беговом барабане стенда f_{0ij} (расчёт)

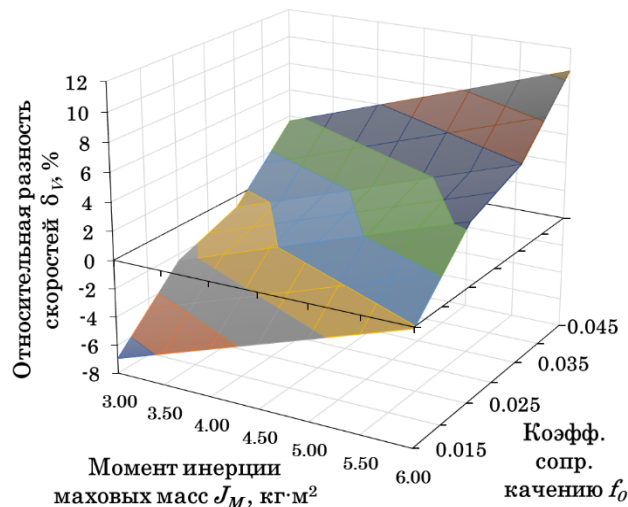


Рис. 25 – Зависимость относительной разности скоростей разгона δ_v от момента инерции маховых масс J_{Mi} при варьировании коэффициента сопротивления качению шины на беговом барабане стенда f_{0ij} (расчёт)

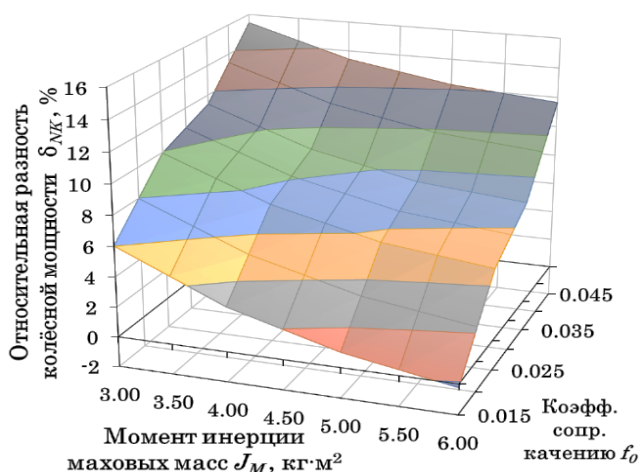


Рис. 26 – Зависимость относительной разности максимальной колёсной мощности δ_{NK} от момента инерции маховых масс J_{Mi} при варьировании коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} (расчёт)

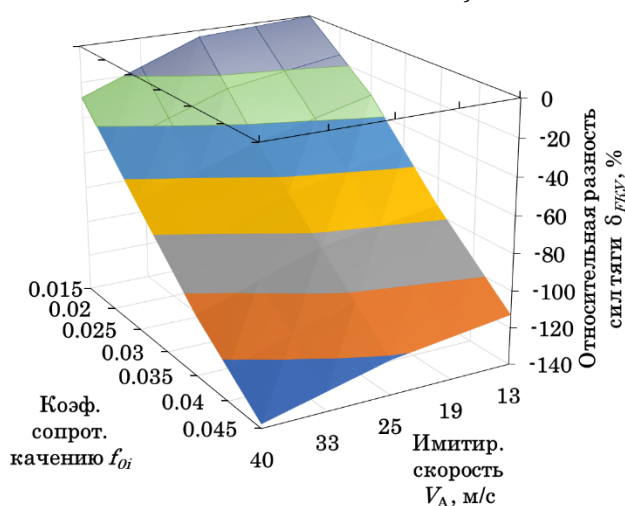


Рис. 27 – Зависимость относительной разности сил тяги δ_{FKU} от коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} при варьировании имитируемой скорости V_A КТС при коэффициенте диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с (расчёт)

Для оптимизации тестового режима движения КТС с постоянной скоростью были определены зависимости относительных разностей сил тяги F_{Ki} , скоростей V_A и мощностей на ведущих колёсах N_{Ki} в процессе установившегося движения КТС на стенде и в дорожных условиях от тестовых параметров: коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} , имитируемой скорости V_A движения и коэффициента диссипации подшипниковых опор d_{Π} (рис. 27...29). Зависимости, показанные на рис. 27...29, с достаточной точностью аппроксимируются множественной регрессией с приведением их к функциям вида $\delta_{FKU} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$, $\delta_{vU} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$ и $\delta_{NU} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$ %:

$$\delta_{FKY} = a_{\delta FKY} + b_{\delta FKY} \cdot f_{0ij} + c_{\delta FKY} \cdot V_A + d_{\delta FKY} \cdot d_{\Pi}; \quad (77)$$

$$\delta_{VY} = a_{\delta VY} + b_{\delta VY} \cdot f_{0ij} + c_{\delta VY} \cdot V_A + d_{\delta VY} \cdot d_{\Pi}; \quad (78)$$

$$\delta_{NY} = a_{\delta NY} + b_{\delta NY} \cdot f_{0ij} + c_{\delta NY} \cdot V_A + d_{\delta NY} \cdot d_{\Pi}; \quad (79)$$

Где $a_{\delta FKY}$, $a_{\delta VY}$, $a_{\delta NY}$, $b_{\delta FKY}$, $b_{\delta VY}$, $b_{\delta NY}$, $c_{\delta FKY}$, $c_{\delta VY}$, $c_{\delta NY}$, $d_{\delta FKY}$, $d_{\delta VY}$ и $d_{\delta NY}$ – коэффициенты регрессии.

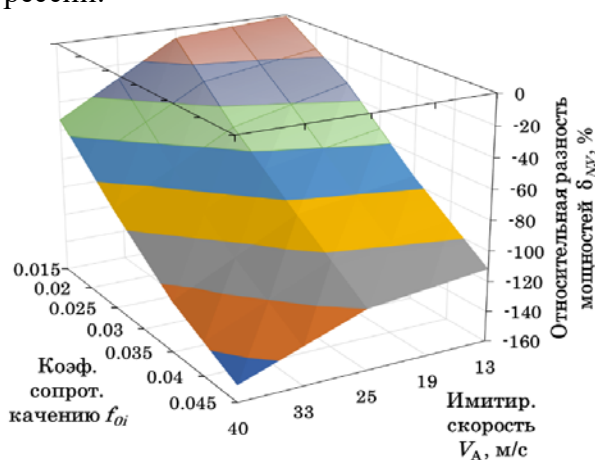


Рис. 29 – Зависимость относительной разности мощностей δ_{NY} от коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} при варьировании имитируемой скорости V_A КТС при коэффициенте диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с (расчёт)

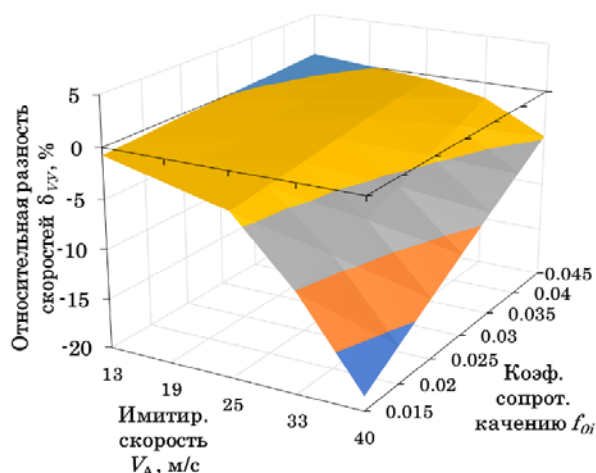


Рис. 28 – Зависимость относительной разности скоростей δ_{VY} от коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} при варьировании имитируемой скорости V_A КТС при коэффициенте диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с (расчёт)

Для оптимизации тестового режима торможения КТС определены зависимости относительных разностей тормозных сил F_{Ti} в процессе торможения КТС на стенде и в дорожных условиях от тестовых параметров: момента инерции маховых масс J_{Mi} и коэффициента сопротивления качению шины f_{0ij} по беговым барабанам стенда (рис. 30), которые аппроксимируются множественной регрессией, %:

$$\delta_{FT12} = a_{\delta F12} + b_{\delta F34} \cdot J_{Mi} + c_{\delta F34} \cdot f_{0ij}; \quad (80)$$

$$\delta_{FT34} = a_{\delta F34} + b_{\delta F34} \cdot J_{Mi} + c_{\delta F34} \cdot f_{0ij}; \quad (81)$$

где $a_{\delta F12}$, $b_{\delta F12}$, $c_{\delta F12}$, $a_{\delta F34}$, $b_{\delta F34}$ и $c_{\delta F34}$ – коэффициенты регрессии.

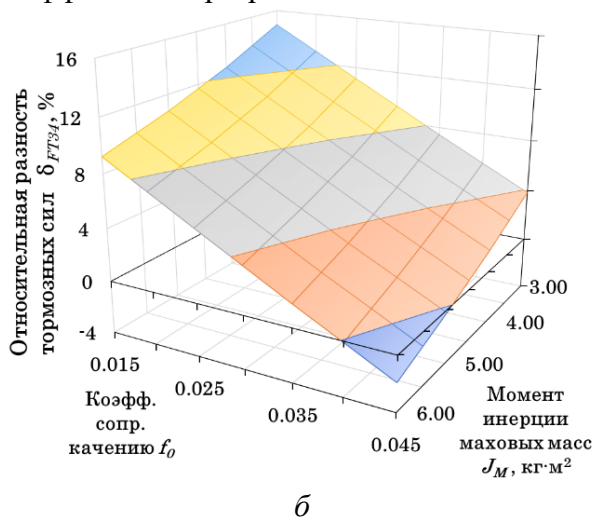
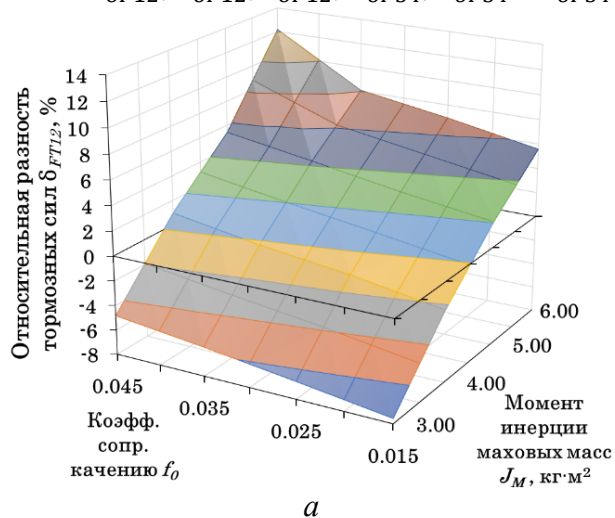


Рис. 30 – Зависимость относительной разности тормозных сил δ_{FTi} от момента инерции маховых масс J_{Mi} при варьировании коэффициента сопротивления качению шины f_{0ij} по беговым барабанам стенда (расчёт): а – δ_{FT12} передних колёс; б – δ_{FT34} задних колёс.

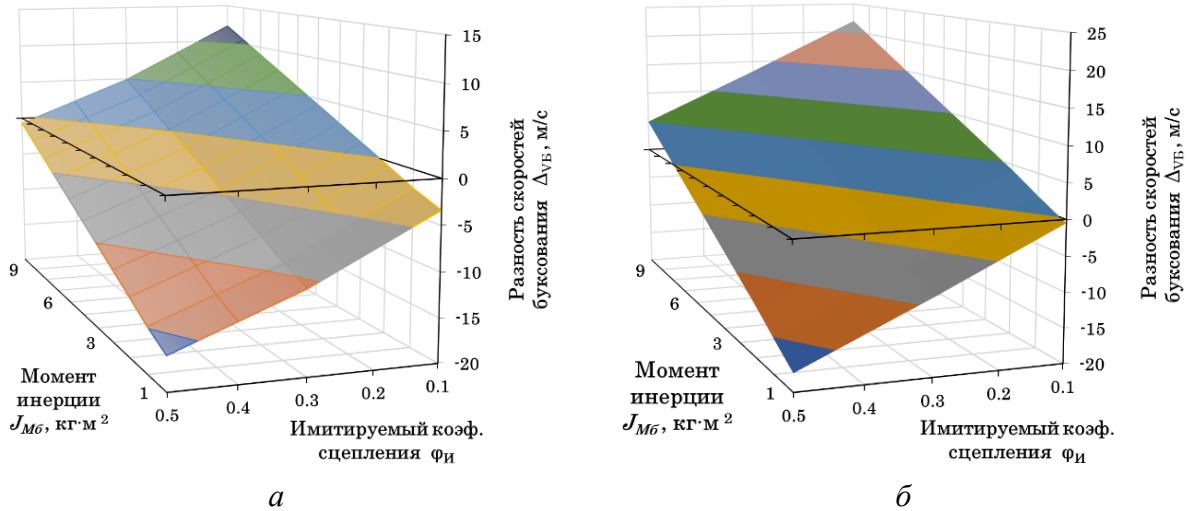


Рис. 31 – Разность скоростей буксования или блокирования $\Delta V_{\text{Б}}$ колес КТС от имитируемого коэффициента сцепления $\varphi_{\text{И}}$ при варьировании момента инерции $J_{\text{Мб}}$ маховых масс, связанных с буксующим или блокирующимся колесом (расчёт): а – при $\beta = 20\%$; б – при $\beta = 100\%$.

Для оптимизации тестового режима разгона или торможения КТС с имитацией покрытия «МИКСТ» были выявлены зависимости разностей скоростей $V_{\text{А}}$ в процессе разгона или торможения КТС на стенде и в дорожных условиях от тестовых параметров: имитируемого коэффициента сцепления $\varphi_{\text{И}}$, момента инерции $J_{\text{Мб}}$ маховых масс, связанных с буксующим или блокирующимся колесом и уровня активации органа управления (ОУ) силовой установкой или тормозной системой β (рис. 31), которые с достаточной точностью аппроксимируются линейной множественной регрессией по всем значениям в диапазоне задаваемых параметров, %:

$$\Delta V_{\text{Б}} = a_{\Delta V_{\text{Б}}} + b_{\Delta V_{\text{Б}}} \cdot \beta + c_{\Delta V_{\text{Б}}} \cdot \varphi_{\text{И}} + d_{\Delta V_{\text{Б}}} \cdot J_{\text{Мб}}; \tag{82}$$

где $a_{\Delta V_{\text{Б}}}$, $b_{\Delta V_{\text{Б}}}$, $c_{\Delta V_{\text{Б}}}$ и $d_{\Delta V_{\text{Б}}}$ – коэффициенты регрессии.

При задании тестового режима имитации процесса буксования или блокирования колёс необходимо достичь минимума модуля разности скоростей буксования $|\Delta V_{\text{Б}}| \rightarrow \min$. При установке имитируемого коэффициента сцепления $\varphi_{\text{И}}$, функцию $\Delta V_{\text{Б}} = (\beta, \varphi_{\text{И}}, J_{\text{Мб}})$ решали относительно $\varphi_{\text{И}}$, т.е., $\varphi_{\text{И}} = f(\beta, \Delta V_{\text{Б}}, J_{\text{Мб}})$, при $\Delta V_{\text{Б}} \rightarrow 0$. Результат расчёта для процесса буксования показан на рис. 32 в виде графиков имитируемого коэффициента сцепления $\varphi_{\text{И}}$ и разности коэффициентов сцепления $\Delta\varphi_{\text{И}} = \varphi_{\text{букс}} - \varphi_{\text{отст}}$ имитации покрытия «МИКСТ» от момента инерции $J_{\text{Мбукс}}$ при варьировании уровня активации ОУ β . Варьирование момента инерции $J_{\text{Мб}}$ от 0 кг·м² до 10 кг·м² позволяет устанавливать требуемый уровень «МИКСТА» (разности коэффициентов сцепления $\Delta\varphi_{\text{И}} = \varphi_{\text{букс}} - \varphi_{\text{отст}}$) в диапазоне от 0,12 до 0,79.

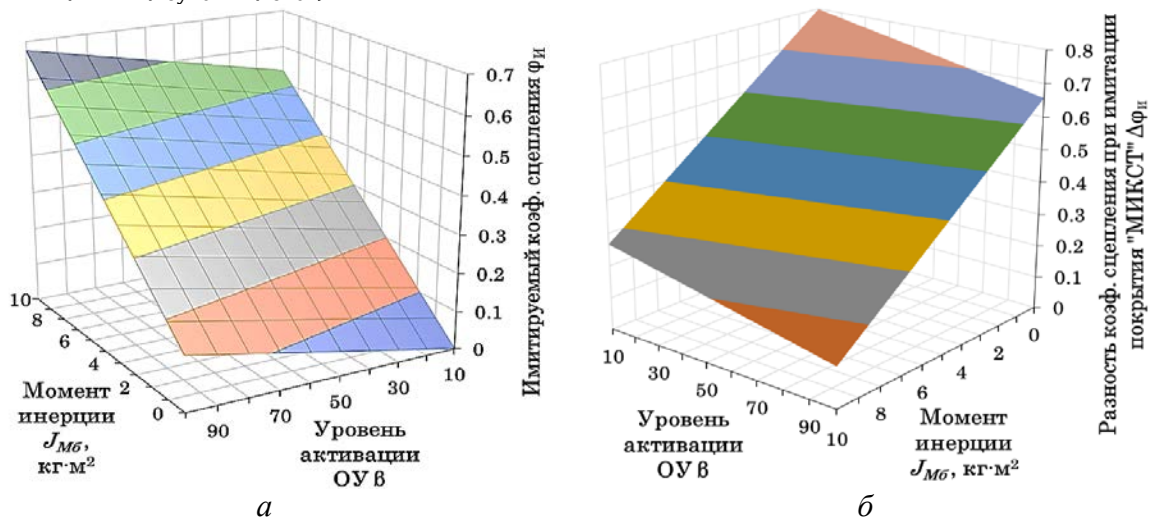


Рис. 32 – Зависимость имитируемого коэффициента сцепления $\varphi_{\text{И}}$ (а) и разности коэффициентов сцепления $\Delta\varphi_{\text{И}}$ имитации покрытия «МИКСТ» (б) от момента инерции маховых масс, связанных с буксующим колесом $J_{\text{Мб}}$ при варьировании уровня активации ОУ β (расчёт)

Для обеспечения тестового режима бокового заноса КТС на стенде (при исследовании системы ДСКС), необходимо создать условия, при которых стенд вместе с КТС, массой m_A будет поворачиваться на заданный угол $\gamma_{СМАХ}$ с периодом T_{ZC} гармонических колебаний.

При этом управляющая тестовым режимом система должна обеспечивать заданные параметры с необходимой мощностью N_{ZC} поворота автомобиля и стенда.

На рис. 33 показаны зависимости мощности N_{ZC} привода системы поворота от массы КТС m_A при варьировании максимального угла $\gamma_{СМАХ}$ поворота полученные расчётным путём для периода колебаний $T_{ZC} = 10$ с. Зависимость $N_{ZC} = f(m_A, \gamma_{СМАХ}, T_{ZC})$ с достаточной точностью аппроксимируется степенной регрессией вида, кВт:

$$N_{ZC} = a_{NZ} \cdot m_A^{b_{NZ}} \cdot \gamma_{СМАХ}^{c_{NZ}} \cdot T_{ZC}^{d_{NZ}}; \quad (83)$$

где a_{NZ} , b_{NZ} , c_{NZ} и d_{NZ} – коэффициенты регрессии.

Выявлены зависимости относительных силовых потерь при разгоне δ_{FP} (при испытании КТС с ДВС, ЭСУ, ГСУ, ПБС и ТПП) и при торможении δ_{FT} (при испытании КТС с ЭСУ, ГСУ и АБС) от конструктивных и тестовых параметров: момента инерции беговых барабанов J_{ij} и уровня активации ОУ силовой установкой β_E в процессе разгона или уровня активации ОУ тормозной системой β_T в процессе торможения. Зависимости относительных силовых потерь в виде графиков поверхности функции $\delta_{FP} = f(J_{ij}, \beta_E)$ показаны на рис. 34.

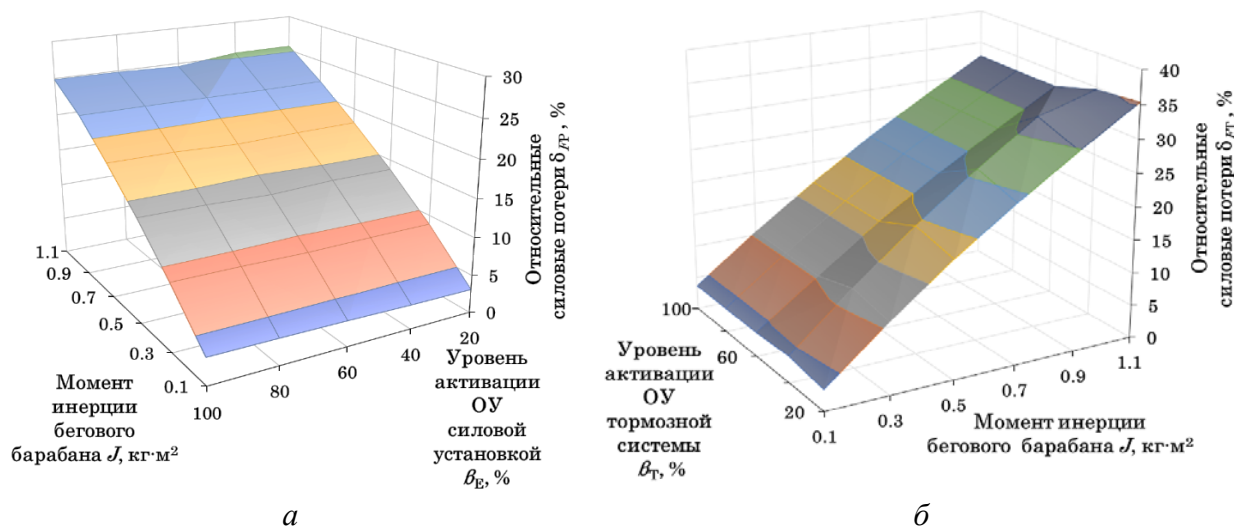


Рис. 34 – Зависимость относительных силовых потерь в стенде от момента инерции беговых барабанов J_{ij} при варьировании уровня активации ОУ силовой установкой β_E в процессе разгона δ_{FP} (а) и при варьировании уровня активации ОУ тормозной системой β_T в процессе торможения δ_{FT} (б) (расчёт)

Зависимости $\delta_{FP} = f(J_{ij}, \beta_E)$ и $\delta_{FT} = f(J_{ij}, \beta_T)$, показанные на рис. 34, с достаточной точностью аппроксимируются регрессией вида, %:

$$\delta_{FP} = a_{\delta FP} \cdot J_{ij}^{b_{\delta FP}} \cdot \beta_E^{c_{\delta FP}}; \quad (84)$$

$$\delta_{FT} = a_{\delta FT} \cdot J_{ij}^{b_{\delta FT}} \cdot \beta_T^{c_{\delta FT}}; \quad (85)$$

где $a_{\delta FP}$, $a_{\delta FT}$, $b_{\delta FP}$, $b_{\delta FT}$, $c_{\delta FP}$ и $c_{\delta FT}$ – коэффициенты регрессии.

Выполнен динамический анализ стенда и выявлены зависимости нижних частот собственных колебаний ν от конструктивных параметров стендов: жёсткостей валов карданных передач

c_{Ki} , приводных валов беговых барабанов c_{Pri} и моментов инерции беговых барабанов J_{ij} в виде функции $v = f(c_{Pri}, c_{Ki}, J_{ij})$, которая с достаточной точностью аппроксимируется степенной множественной регрессией с приведением её к функции вида:

$$v = a_v \cdot c_{Pri}^{b_v} \cdot c_{Ki}^{c_v} \cdot J_{ij}^{d_v}; \quad (86)$$

где a_v , b_v , c_v и d_v – коэффициенты регрессии.

Выявленные зависимости (72)...(86) обладают высоким уровнем достоверности аппроксимации по таким критериям, как множественный коэффициент корреляции R и достоверность детерминации R^2 . Расчетные значения критерия Фишера F_p значительно превышают их табличные значения $F_{(v_1, v_2, \%)}^T$ для уровня значимости 0,05.

Разработанные (во второй главе диссертации) теоретические основы, полученные результаты исследования процессов взаимодействия эластичной шины автомобильного колеса как с беговыми барабанами с малыми ($0,1 \text{ м} < r_B < 0,3 \text{ м}$), так и с большими ($r_B > 0,3 \text{ м}$) радиусами, выявленные функциональные зависимости влияния параметров тестовых режимов на результаты исследуемых процессов, а также влияния конструктивных параметров стендов и тестовых параметров на достоверность измерения силовых параметров рабочих процессов КТС, позволили сформировать *методологию проектирования стендов*, реализующих принцип обратимости движения, учитывающую выявленные закономерности в системе «КТС-Стенд». При этом, в качестве опорных устройств, воспринимающих нагрузку от колёс КТС на стендах, могут выступать как беговые барабаны, так и ленты с двумя барабанами.

На схеме, представленной на рис. 35, показаны основные этапы методологии проектирования стендов, реализующих принцип обратимости движения. Согласно методологии, разработка технического предложения на производство стенда начинается с формирования запроса, поступающего от предприятий и организаций реального сектора экономики. На основании потребностей этих предприятий складываются требования, предъявляемые к стендовому оборудованию, которые составляют техническое задание на его изготовление.

На этапе разработки технического предложения производится формирование комплекса тестовых режимов, позволяющих выполнять исследования, испытания, экспертизу и диагностику КТС и их компонентов в стендовых условиях, с использованием методики обоснования в соответствии с теоретическими положениями.

Для каждого тестового режима выполняется оптимизация на основе методов, использующих выявленные закономерности процессов взаимодействия эластичной шины автомобильного колеса с опорными поверхностями, а также функциональные зависимости влияния параметров тестовых режимов на результаты исследуемых процессов. Методика оптимизации учитывает влияние конструктивных параметров стендов и тестовых режимов, а также выявленные зависимости процессов взаимодействия эластичных шин с опорными поверхностями на достоверность измерения параметров рабочих процессов КТС. Оптимизация каждого тестового режима использует свой метод, заключающийся в совместном решении функциональных зависимостей, минимизирующих разность выходных параметров исследуемых процессов, полученных в стендовых и в дорожных условиях, а также потерь, в процессе задания тестовых режимов, при учёте конструктивных параметров проектируемых стендов:

1) для тестового режима разгона: $|\delta_{FK}| \rightarrow \min$ (74); $|\delta_V| \rightarrow \min$ (75); $|\delta_{NK}| \rightarrow \min$ (76) и $|\delta_{FP}| \rightarrow \min$ (84);

2) для тестового режима установившегося движения: $|\delta_{FKY}| \rightarrow \min$ (77); $|\delta_{VY}| \rightarrow \min$ (78); $|\delta_{NY}| \rightarrow \min$ (79) и $|\delta_{FP}| \rightarrow \min$ (84);

3) для тестового режима торможения: $|\delta_{FT12}| \rightarrow \min$ (80); $|\delta_{FT34}| \rightarrow \min$ (81) и $|\delta_{FT}| \rightarrow \min$ (85);

4) для тестового режима имитации буксования ведущих колёс КТС (имитация покрытия «МИКСТ»): $|\delta_{FK}| \rightarrow \min$ (74); $|\delta_V| \rightarrow \min$ (75); $|\delta_{NK}| \rightarrow \min$ (76); $|\Delta_{VB}| \rightarrow \min$ (82) и $|\delta_{FP}| \rightarrow \min$ (84);

5) для тестового режима имитации блокирования колёс КТС (имитация покрытия «МИКСТ»): $|\delta_{FT12}| \rightarrow \min$ (80); $|\delta_{FT34}| \rightarrow \min$ (81); $|\delta_{FT}| \rightarrow \min$ (85) и $|\Delta_{VB}| \rightarrow \min$ (82);

6) для тестового режима имитации бокового заноса: $|\delta_{FT12}| \rightarrow \min$ (80); $|\delta_{FT34}| \rightarrow \min$ (81); $|\delta_{FT}| \rightarrow \min$ (85) и $N_{ZC} \rightarrow \text{optim}$ (83);

7) для всех тестовых режимов: $v \rightarrow \max$ (86) и $J_{Mi} \rightarrow \text{optim}$.

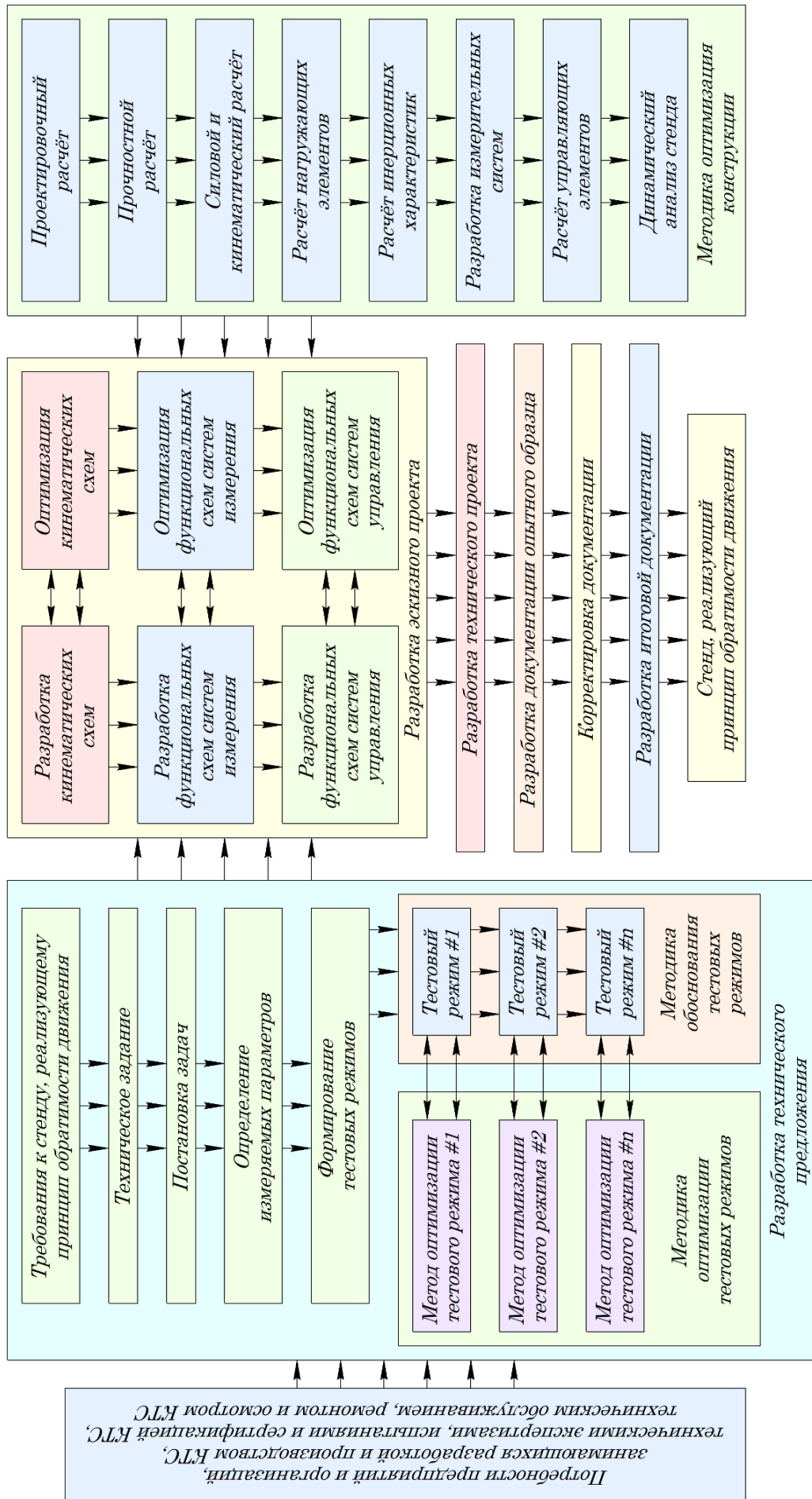


Рис. 35 – Схема основных этапов методологии проектирования стенов, реализующих принцип обратимости движения

Методика оптимизации конструкций стенов основана на совокупности процессов их проектирования и оптимизации. Эти процессы взаимосвязаны и выполняются с использованием выявленных зависимостей, позволяющих оптимизировать тестовые режимы, а также учитывать процессы взаимодействия эластичных шин с опорными поверхностями стенов.



Рис. 36 – Внешний вид исследовательского стендового комплекса ИРНТУ

На основе методологии был разработан, спроектирован и изготовлен исследовательский стендовый комплекс с беговыми барабанами ИРНТУ (рис. 36). Конструкция стендового комплекса защищена РИД: №2823398 С1; № 199093 U1; № 2021613529; № 2755626 С1; № 213401 U1; № 198516 U1; № 215729 U1, а схема представлена на рис. 37.

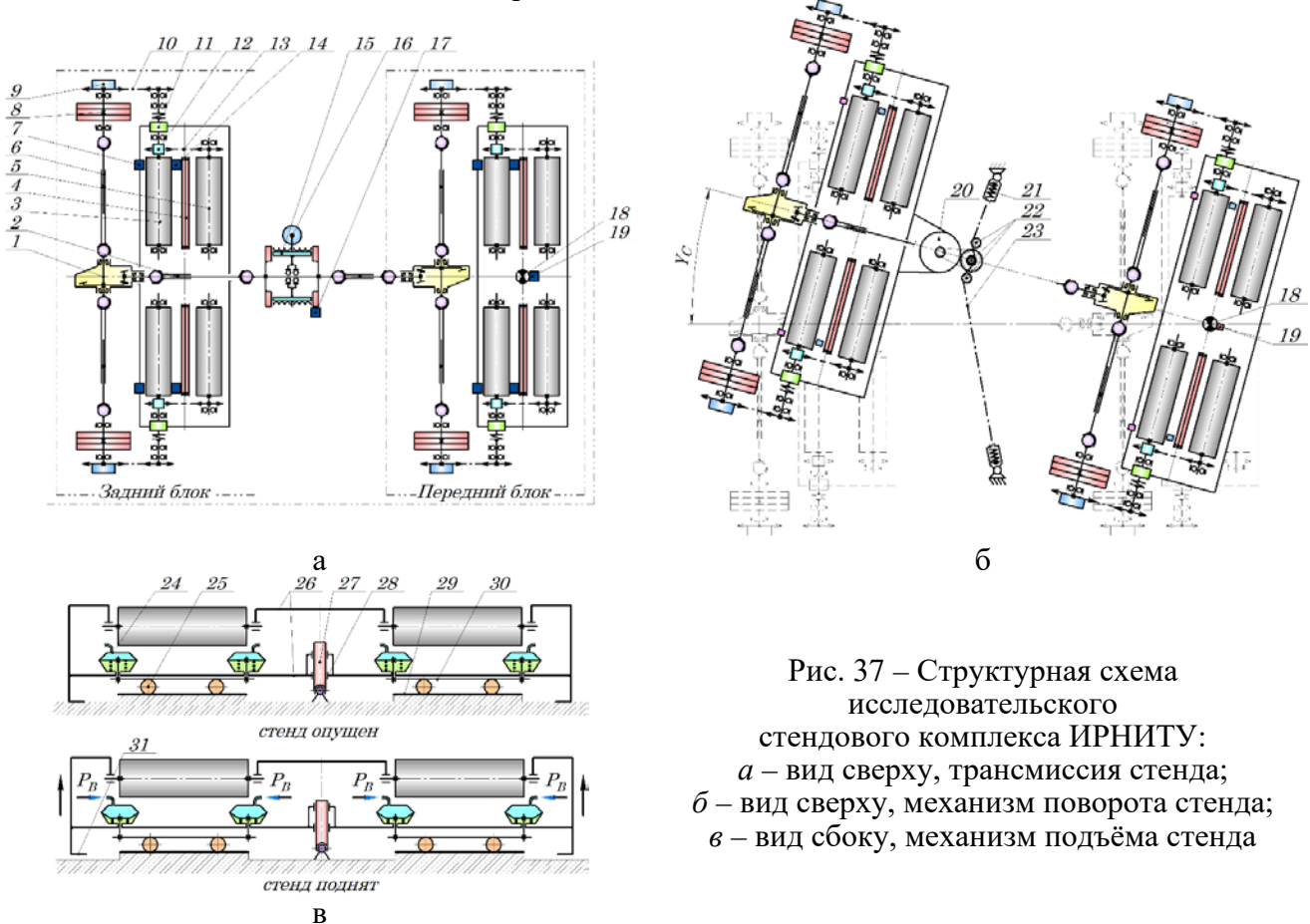


Рис. 37 – Структурная схема исследовательского стендового комплекса ИРНТУ:
 а – вид сверху, трансмиссия стенда;
 б – вид сверху, механизм поворота стенда;
 в – вид сбоку, механизм подъема стенда

Стенд состоит из двух блоков беговых барабанов: переднего и заднего. Передний блок выполнен как единое целое с рамой стенда, которая расположена по всей длине стенда. Задний блок стенда установлен на ползьях рамы и имеет возможность перемещения вдоль ползьев, что позволяет изменять расстояние между блоками беговых барабанов, под колёсную базу испытуемого КТС.

Измерительная система стенда включает: систему измерения силовых параметров; систему измерения кинематических параметров; систему измерения энергетических параметров; систему измерения дополнительных параметров; систему обработки, регистрации и сохранения данных.

Все системы взаимосвязаны между собой и функционируют одновременно и независимо друг от друга. Подсистема измерения сил, действующих на беговые барабаны, состоит из четырёх бесконтактных магнитоупругих датчиков (рис. 38), использование которых позволяет измерять силы на колёсах КТС. Её бесконтактные датчики установлены на приводных валах беговых барабанов стенда.

Система управления стендом, реализующая ранее описанные методики, включает подсистемы, управляющие параметрами тестовых воздействий и подсистемы, обеспечивающие процесс проведения исследований.

Управление тестовыми воздействиями обеспечивают три подсистемы: задания установившихся тестовых режимов; имитации бокового заноса и имитации снижения фрикционных свойств (*МИКСТ*).

Подсистема имитации бокового заноса состоит из электродвигателя механизма поворота стенда и частотного преобразователя (рис. 39). Электродвигатель механизма поворота и частотный преобразователь установлены на лонжеронах рамы стенда. Запуск преобразователя частоты напряжения питания электродвигателя осуществляется по цифровому каналу связи. Управление подсистемой имитации бокового заноса осуществляется методом обратной связи по сигналу системы измерения угла γ_c поворота стенда, который задаётся в виде функции $\gamma_c = f(t)$. Для поворота стенда с установленным КТС, он при помощи пневмокамер, опирается на линейные подшипники, (рис. 40).

Подсистема задания установившихся режимов включает в себя электродинамический тормоз и регулятор. Эта подсистема используется для создания режимов с постоянной скоростью, имитирующих движение КТС при постоянной скорости, а также для дополнительной нагрузки на силовую установку при разгоне.

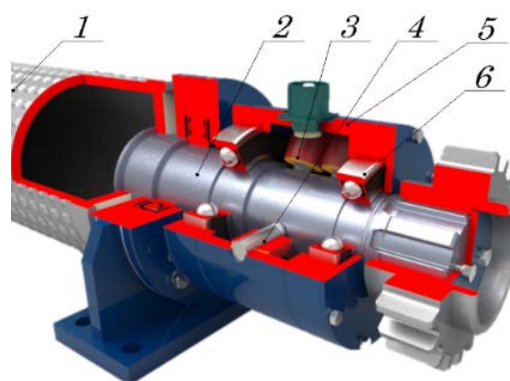


Рис. 38 – Конструкция бесконтактного магнитоупругого датчика измерения сил на беговых барабанах



Рис. 39 – Внешний вид электродвигателя механизма поворота стенда и частотного преобразователя



Рис. 40 – Внешний вид механизма подъёма стенда с пневмокамерами

Подсистема имитации покрытия «МИКСТ» состоит из фрикционных муфт (рис. 41), обеспечивающих соединение маховых масс стенда с беговыми барабанами буксующего или отстающего колеса, для задания соответствующих тестовых режимов.

Для проверки теоретических основ, изложенных во второй главе диссертации, в соответствии с разработанными методиками, были проведены аналитические и экспериментальные исследования рабочих процессов функционирования КТС и их компонентов на разработанном стендовом комплексе с беговыми барабанами.



Рис. 41 – Внешний вид фрикционной муфты со снятой крышкой

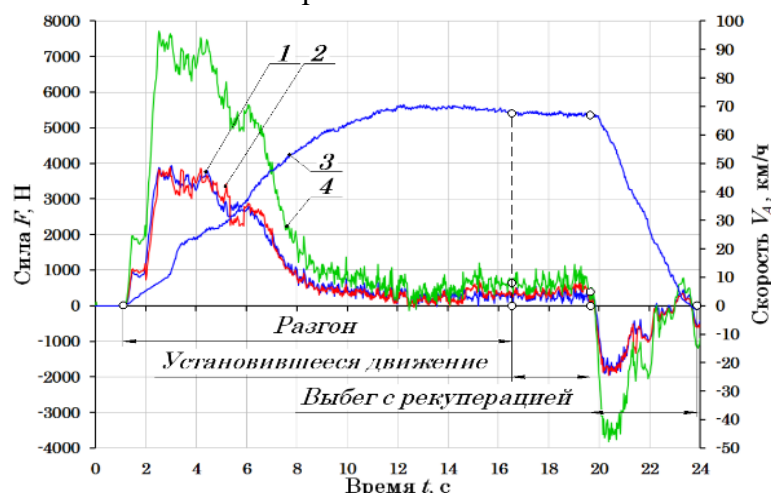


Рис. 42 – Процесс разгона, установившегося движения и выбега ведущих колёс автомобиля KIA Soul EV на стенде: зависимости сил на ведущих колёсах F_i и скорости V_A в от времени t (эксперимент): 1 – сила F_1 на переднем левом колесе; 2 – сила F_2 на переднем правом колесе; 3 – скорость V_A ; 4 – суммарная сила $\sum F_i$ на ведущих колёсах.

На рис. 44 представлены результаты экспериментального исследования процесса экстренного торможения КТС Toyota Corolla E110 1.6 AT с функционирующей ABS, при начальной скорости $V_A = 35$ км/ч.

На рис. 45 представлены результаты аналитического и экспериментального исследований процесса функционирования ДСКС в виде зависимостей тормозных сил F_{Ti} на колёсах, угла γ_C и угловой скорости $d\gamma_C/dt$ поворота стенда вместе с КТС Kia Soul EV при имитации бокового заноса от времени t .

Выполненная проверка адекватности комплекса разработанных математических моделей показывает, что для уровня значимости 0,05, расчётные значения критерия Фишера F_p значительно превышают их табличные значения $F_{(v_1, v_2, \%)}^T$. Таким образом с достоверностью 95% комплекс математических моделей системы «КТС-Стенд» можно

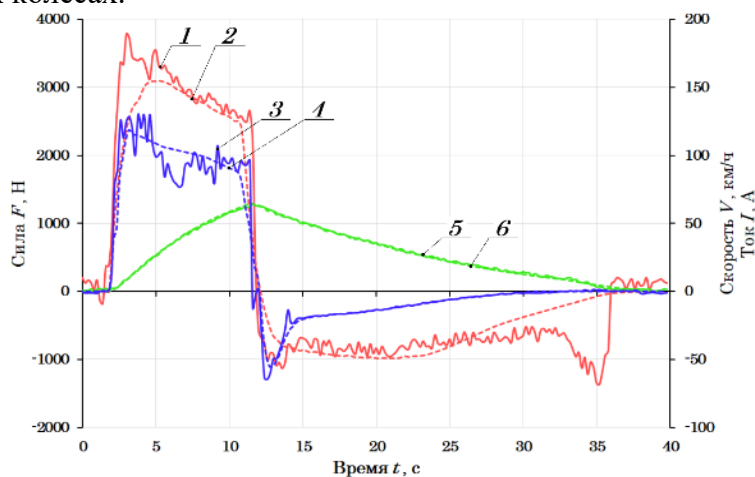


Рис. 43 – Процесс имитации разгона и выбега с рекуперацией автомобиля Toyota Prius HW20: зависимости суммарной силы тяги F_i на ведущих колёсах, скорости V_A и тока I_{BAT} , поступающего на инвертор от ВВБ от времени t : 1 – суммарная сила на ведущих колёсах $\sum F_{iЭ}$ (эксперимент); 2 – суммарная сила на ведущих колёсах $\sum F_{iP}$ (расчёт); 3 – сила тока $I_{BATЭ}$ (эксперимент); 4 – сила тока I_{BATP} (расчёт); 5 – скорость $V_{AЭ}$ (эксперимент); 6 – скорость V_{AP} (расчёт).

считать значимым.

На основе результатов аналитических и экспериментальных исследований была сформирована методология проведения исследований КТС с использованием разработанных методик и выявленных зависимостей, характеризующих эксплуатационные свойства КТС на стенде с беговыми барабанами.

Рациональное комбинирование методик исследований КТС на стендах с беговыми барабанами позволило сформировать подход к комплексному исследованию показателей их эксплуатационных свойств. Пример методологии комплексного исследования показателей эксплуатационных свойств КТС с ЭСУ и ДСКС показан в виде схемы на рис. 46. Для исследования показателей тягово-скоростных, энергетических свойств КТС, а также показателей курсовой устойчивости используются четыре тестовых режима: разгон, движение с постоянной скоростью, боковой занос и выбег с рекуперативным торможением.

Схема на рис. 46 представляет процесс оперативного исследования рабочих процессов КТС. У каждого тестового режима имеются оптимизационные параметры, значительно повышающие качество получаемых результатов исследуемых процессов.

В качестве выходных параметров тестовых режимов могут быть силовые, кинематические или энергетические параметры, которые контролируются измерительными системами стенда, а также дополнительные параметры, которые могут быть получены за счёт использования сканеров или других технических средств. При этом выходные параметры тестовых режимов могут быть использованы в качестве параметров управления, тем самым образуя обратную связь по исследуемому процессу. Таким образом обеспечивается возможность имитационного моделирования режима функционирования систем КТС, которая позволяет имитировать не только процесс срабатывания ДСКС, но и процесс стабилизации траектории движения КТС, с его максимальным приближением к дорожным условиям.

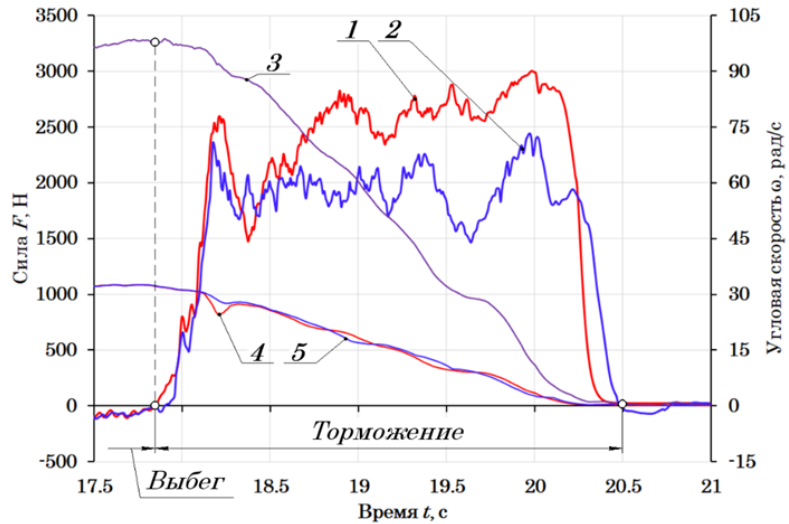


Рис. 44 – Процесс торможения колес автомобиля Toyota Corolla с ABS на стенде: зависимости тормозных сил F_{Ti} и угловых скоростей ω в процессе имитации экстренного торможения от времени t (эксперимент): 1 – тормозная сила F_{T1} на левом колесе; 2 – тормозная сила F_{T2} на правом колесе; 3 – угловая скорость ω_B беговых барабанов; 4 – угловая скорость ω_{K1} левого колеса; 5 – угловая скорость ω_{K2} правого колеса.

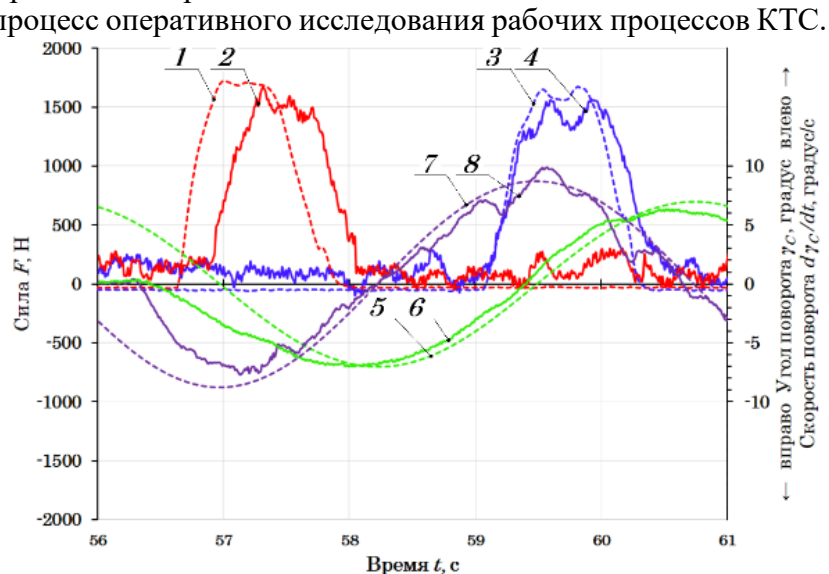


Рис. 45 – Испытания системы ДСКС автомобиля Kia Soul EV с имитацией бокового заноса на стенде: зависимости тормозных сил F_{Ti} на колёсах, угла γ_c и угловой скорости $d\gamma_c/dt$ поворота стенда с автомобилем от времени t : 1 – тормозная сила F_{T1P} на переднем левом колесе (расчёт); 2 – тормозная сила $F_{T1Э}$ на переднем левом колесе (эксперимент); 3 – тормозная сила F_{T2P} на переднем правом колесе (расчёт); 4 – тормозная сила $F_{T2Э}$ на переднем правом колесе (эксперимент); 5 – угол γ_{cp} поворота (расчёт); 6 – угол $\gamma_{cэ}$ поворота (эксперимент); 7 – скорость $d\gamma_{cp}/dt$ поворота (расчёт); 8 – скорость $d\gamma_{cэ}/dt$ поворота (эксперимент).

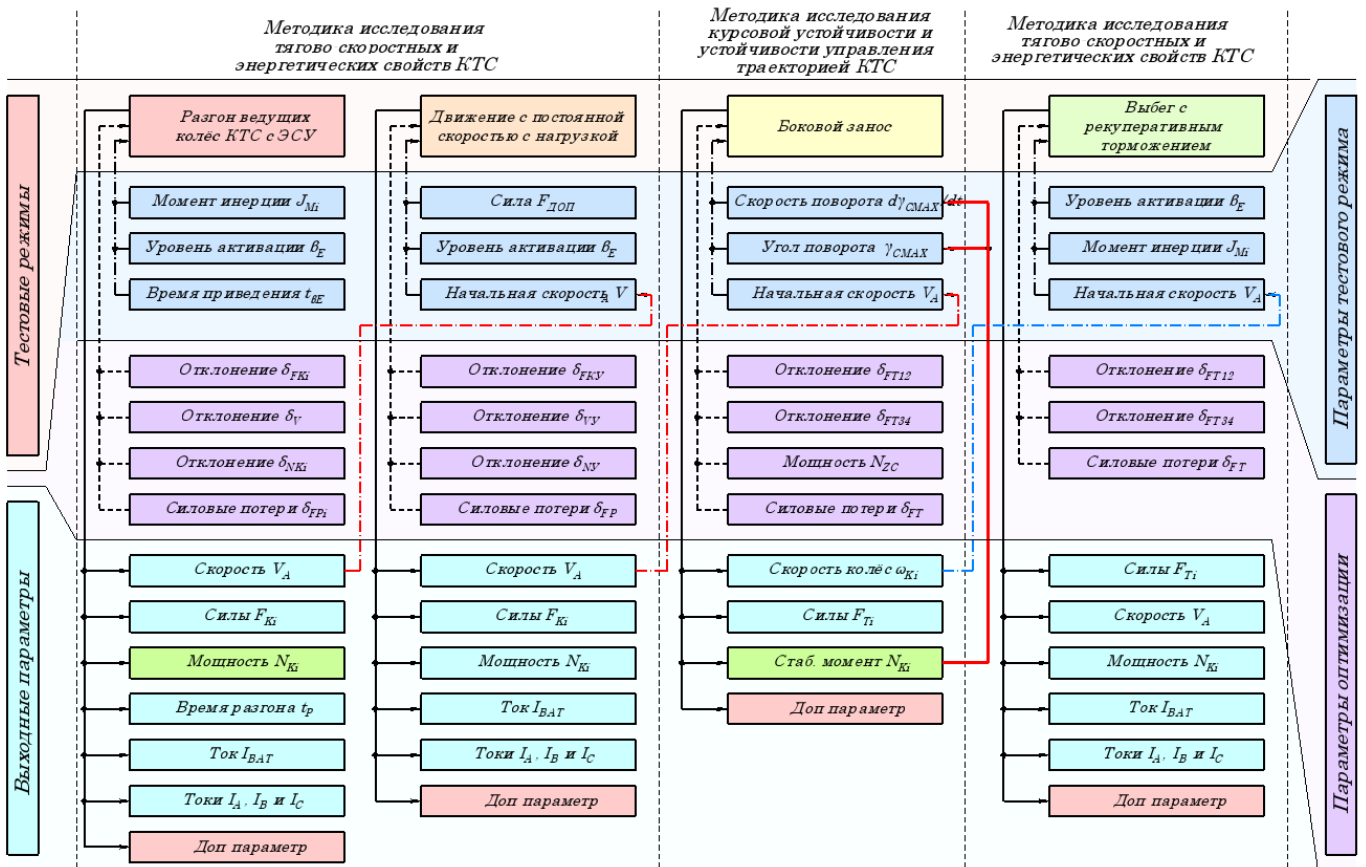


Рис. 46 – Схема методологии комплексного исследования показателей эксплуатационных свойств КТС с ЭСУ и ДСКС

В конце четвертой главы приведены результаты выполненной производственной проверки. Результаты исследования внедрены в АО «КАМА» (г. Набережные Челны) где используются при подготовке и проведении ресурсных испытаний автомобиля АТОМ с ЭСУ. Внедрены в ООО «Вычислительная механика» (Брянская область, Брянский район, пос. Глинищево) и используются в программном комплексе «Универсальный механизм» результаты экспериментальных исследований рабочих процессов ДСКС, ЭСУ, ГСУ, характеристик шин. Комплекс моделей и методология экспериментальных исследований КТС, их компонентов в процессе испытаний, контроля технического состояния и экспертизы на стендах с беговыми барабанами внедрены в АО «ГАРО-Трейд» (г. Великий Новгород). Результаты исследования внедрены в ФГБУН Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН (г. Иркутск) в работах отдела «Электроэнергетических систем» при моделировании электропотребления электрическими транспортными средствами. Результаты работы прошли апробацию в ООО «Объединенный инженерный центр» (г. Нижний Новгород) и внедрены в технологические процессы Центра компетенции «Инженерные расчеты и анализ автомобиля». Результаты научно-исследовательской работы прошли апробацию в Объединённом институте машиностроения НАН (Республика Беларусь, г. Минск), в ходе которой установлено, что разработанные методики стендовых испытаний обеспечивают высокие метрологические показатели, а также снижение временных и трудовых затрат на проведение одного испытания КТС категории М1. Разработанные методики испытаний современных шин, их динамических фрикционных характеристик в режиме бокового увода и продольного сцепления, а также результаты, полученные по этим методикам внедрены в технологические процессы ООО НТЦ «Интайр» (г. Москва). Методология проектирования стендов прошла производственную проверку и внедрена в ООО «Фритрейн» (г. Екатеринбург). Разработаны и изготовлены опытные образцы и налажено мелкосерийное производство стендов «ТОПСТО-3000М», «ТОПСТО-3000Б», «ТОПСТО-13000М», «ТОПСТО-13000Б», «ТОПСТО-16000Б» и «ТОПСТО-18000Б», на конструкцию которых получены патенты: № 213401 U1, № 198516 U1 и № 167143 U1.

Выполненный сравнительный анализ затрат на создание, обслуживание, эксплуатацию и проведение испытаний на разработанном стенде со стендовой системой компании MTS показывает, что затраты на приобретение и использование multifunctional стенда ИРНТУ значительно (на 96%) меньше стоимости лаборатории на базе оборудования компании MTS. Это

обеспечивается низкой металлоёмкостью, простотой конструкции, малой потребляемой мощностью, компактностью, а также отсутствием необходимости в отдельном здании и инфраструктуре для эксплуатации стенда ИРНТУ.

Производственными проверками подтверждено, что широкий спектр функциональных свойств, предлагаемых в работе решений, позволяет использовать разработанные стендовые комплексы с беговыми барабанами производителям КТС, в процессе доводки и выходного контроля выпускаемой продукции, для повышения её активной безопасности и эксплуатационных показателей, а также для снижения затрат на её освоение и производство, испытательным лабораториям и центрам при проведении технической экспертизы и испытаний КТС, предприятиям, осуществляющим техническое обслуживание и ремонт КТС, центрам и пунктам инструментального контроля при проведении технического осмотра КТС, решении задач повышения безопасности КТС, снижения их экологического воздействия на окружающую среду.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В процессе проведенных исследований получены основные результаты и выводы.

1. Выполненный анализ работ в области теории и практики стендовых исследований КТС (с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками), их агрегатов и систем, а также конструктивных решений и функциональных возможностей стендового оборудования показал, что в сфере производства и эксплуатации автомобильного транспорта применяется узкоспециализированное, малоэффективное стендовое оборудование, использование которого в условиях организаций-производителей КТС, сервисных и экспертных центров неэффективно в силу их малой функциональности и технико-экономической целесообразности, поэтому большая часть исследований КТС выполняется дорожными методами в условиях специализированных полигонов, либо не выполняется вообще. Отсутствие универсальных стендовых методов и доступного по стоимости оборудования, позволяющего выполнять комплексное исследование функциональных свойств современных КТС с традиционным, электрическим и гибридным силовым приводом, их автоматизированных систем и агрегатов, значительно повышает временные, трудовые и материальные затраты на производство КТС, усложняет проведение технической экспертизы, снижает активную безопасность, а также показатели эффективности их эксплуатации и работы предприятий.

2. Разработан комплекс математических моделей системы «КТС-Стенд», позволяющий выполнять имитационное и виртуально-физическое моделирование процессов функционирования КТС на стендах, учитывает конструктивные и функциональные особенности, входящих в неё элементов: динамические свойства масс КТС, характеристики систем подрессоривания, фрикционные и динамические характеристики эластичных шин и их неголономные связи с опорными поверхностями стендов, динамические и функциональные свойства традиционных, электрических и гибридных силовых установок, автоматизированных систем АБС, ПБС, ТПП, ДСКС и агрегатов КТС, а также конструктивные, диссипативные и динамические свойства стендов с беговыми барабанами. Выполненная проверка адекватности комплекса разработанных математических моделей показывает, что для уровня значимости 0,05, расчётные значения критерия Фишера F_p значительно превышают их табличные значения $F_{(v_1, v_2, \%)}^T$. Таким образом с достоверностью 95% комплекс математических моделей системы «КТС-С» можно считать значимым.

3. Разработаны на базе комплекса математических моделей системы «КТС-Стенд» научные основы аналитических исследований КТС (с их традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками, с автоматизированными системами АБС, ПБС, ТПП, ДСКС и их агрегатами), позволяющие выполнять обоснование и оптимизацию тестовых режимов, а также процессов испытаний КТС, выявлять функциональные связи измеряемых на стендах параметров с обеспечивающими и задающими параметрами тестовых режимов и с конструктивными параметрами стендов, реализующих принцип обратимости движения.

4. Выявлены многомерные функциональные связи измеряемых на стендах параметров рабочих процессов КТС, с параметрами тестовых режимов и конструктивными параметрами стендов, которые показывают следующее:

- На величину измеренных в режиме разгона сил тяги F_{Ki} ведущих колёс КТС на стендах влияют моменты инерции J_{Mi} маховых масс стенда и коэффициенты сопротивления качению шин по беговым барабанам. При их варьировании измеренные значения силы тяги, по сравнению с

силами, измеренными в дорожных условиях, изменяются в диапазоне от -12,2 % до +0,1 %. На величину измеренных сил тяги F_{Ki} в процессе разгона колес КТС на стенде значительно влияют моменты инерции беговых барабанов. Их варьирование в диапазоне от 0,1 кг·м² до 1,1 кг·м² приводит к снижению измеренных сил тяги от 3,1 % до 25,6 %;

- На величину мощности, измеренной на ведущих колёсах КТС в режиме разгона, влияют моменты инерции J_{Mi} маховых масс стенда, коэффициенты сопротивления качению и проскальзывание шин относительно беговых барабанов. Их варьирование приводит к снижению измеренной колесной мощности от 0,2 % до 15,4 % и более;

- Скорость разгона ведущих колёс V_{Ki} КТС на стендах, зависит от моментов инерции J_{Mi} маховых масс стенда и коэффициентов сопротивления качению шин. При их варьировании скорость разгона ведущих колёс КТС на стендах варьируется от + 6,9 % до -10,5 % по сравнению с их разгоном на дороге. Варьирование коэффициента диссипации в подшипниковых опорах стенда изменяет скорость разгона ведущих колёс от +18,5 % до -7,2 %;

- На величину измеренных на стендах в режиме установившегося движения КТС сил тяги F_{Ki} влияют коэффициенты сопротивления качению шин по беговым барабанам, скорость установившегося движения и величина диссипации в подшипниковых опорах стенда. При их варьировании измеренные значения силы тяги F_{Ki} , по сравнению с силами, измеренными в дорожных условиях, изменяются до роста в 2,9 раз;

- На величину мощности N_{Ki} , измеренной на ведущих колёсах КТС в установившемся режиме движения на стендах влияют: коэффициент сопротивления качению шины по беговым барабанам, скорость установившегося движения и коэффициент диссипации в подшипниковых опорах стенда. Их варьирование приводит к росту мощности N_{Ki} до 2,6 раз по сравнению с измерением на дороге;

- При коэффициенте сцепления, равном 0,8, на величину тормозных сил, измеренных в стендовых условиях, влияют моменты инерции маховых масс стенда и коэффициенты сопротивления качению. Их варьирование приводит к снижению измеренных тормозных сил на передних колёсах КТС от 2,2% до 7,6%, и от 1,9 % до 14,8 % на задних колёсах, по сравнению с их действительными значениями. Также на величину измеренных тормозных сил значительно влияют моменты инерции беговых барабанов стенда. При их варьировании в диапазоне от 0,1 кг·м² до 1,1 кг·м², измеренные значения тормозных сил снижаются от 3,2 % до 37,7 %;

- Имитацию процесса буксования колес КТС обеспечивает значительное снижение момента инерции J_{M6} маховых масс, связанных с буксующим колесом, при постоянном моменте инерции $J_{M0} = 4,5$ кг·м² маховых масс, связанных с отстающим колесом. Варьирование момента инерции J_{M6} от 0 кг·м² до 10 кг·м² позволяет устанавливать требуемый уровень «МИКСТА» – разности коэффициентов сцепления $\Delta\varphi = |\varphi_{л} - \varphi_{п}|$ в диапазоне от 0,79 до 0,12;

- Мощность, необходимая для имитации режима бокового заноса КТС на стенде N_{ZC} зависит от массы КТС m_A , максимального угла поворота стенда γ_{CMAH} и периода его угловых колебаний T_{ZC} . Увеличение угла поворота стенда γ_{CMAH} от $\pm 5^\circ$ до $\pm 25^\circ$ с установленным на нём КТС, массой $m_A = 1500$ кг, с периодом колебаний КТС и стенда $T_{ZC} = 10$ с, вызывает рост мощности, затрачиваемой на поворот стенда N_{ZC} от 0,1 кВт до 2,5 кВт. Если при этом КТС имеет массу $m_A = 3500$ кг, а период колебаний стенда $T_{ZC} = 6$ с, то рост мощности N_{ZC} поворота стенда с КТС при варьировании угла γ_{CMAH} составляет от 0,4 кВт до 14,1 кВт;

- Большое влияние на метрологические характеристики измерительных систем стенда оказывают частотные характеристики его механической колебательной системы, которые зависят от жёсткостей соединительных элементов, а также от моментов инерции маховых масс и беговых барабанов. Снижение моментов инерции беговых барабанов J_{ij} от 1,0 кг·м² до 0,1 кг·м² и увеличение жёсткостей соединяющих их приводных валов, повышает низкие частоты ν собственных колебаний трансмиссии стенда от 28,2 Гц до 67,2 Гц;

- Коэффициент сопротивления качению f_{0ij} шины по беговым барабанам оказывает значительное влияние на измерение силовых параметров КТС на стенде. Он зависит от нормальной нагрузки на колёса и давления воздуха в шинах. При давлении воздуха в шинах $P_{ш} \geq 1,5[P_{ш}]$ его номинального значения, величина коэффициента сопротивления качению шин по беговым барабанам приближается к его значениям на ровном асфальтобетоне, а дальнейшее повышение давления практически не влияет на коэффициент f_{0ij} ;

- Неголономные связи шин с опорными поверхностями стендов в полной мере учитывают радиус качения колеса $r_{кС}$ в свободном режиме и проскальзывание шин на всех режимах функционирования. Варьирование нормальной нагрузки на колесо от 0 Н до 3600 Н при давлении воздуха в шине $P_{ш} = 0,24$ МПа приводит к изменению радиуса качения колеса $r_{кС}$ в свободном режиме от 0,325 м до 0,315 м.

5) С использованием комплекса математических моделей системы «КТС-С» научно обоснованы и экспериментально апробированы эффективные методики определения параметров эксплуатационных свойств КТС на стендах с беговыми барабанами, позволяющие выполнять исследования рабочих процессов функционирования КТС: с ДВС; с электрическими и гибридными силовыми установками; с автоматизированными системами АБС, ПБС, ТПП, ДСКС. Разработанные методики включают: научно-обоснованные и оптимизированные тестовые режимы; измеряемые на стендах функциональные параметры испытуемых КТС; параметры, характеризующие работу агрегатов и систем; выявленные закономерности измеряемых на стендах параметров КТС, от обеспечивающих и задающих параметров тестовых режимов.

6) Разработана согласно ГОСТ-2.103-2013 методология проектирования стендов, реализующих принцип обратимости движения, включающая:

- методику обоснования тестовых режимов, содержащую дифференциальные уравнения, позволяющие выполнять исследования КТС и их компонентов в стендовых условиях;

- методику оптимизации тестовых режимов, использующую уравнения выявленных связей измеряемых, конструктивных и тестовых параметров;

- методику оптимизации конструкции стендов, основанную на выявленных функциональных зависимостях измеряемых на стенде параметров, от их конструктивных параметров, а также от фрикционных и динамических характеристик эластичных шин, образующих неголономные связи с опорными поверхностями стендов.

Разработанная методология позволяет:

- значительно уменьшить затраты на изготовление и предварительные испытания опытных образцов или партии стендов, а также на сопровождающую техническую и конструкторскую документацию, что уменьшает себестоимость и сокращает время производства;

- создавать образцы исследовательских стендовых комплексов с заданными требованиями, доступных для организаций-производителей КТС, сервисных и экспертных центров. Использование комплексов значительно повысит безопасность и эффективность КТС за счёт исследования процессов функционирования их агрегатов и автоматизированных систем, в том числе обеспечивающих их активную безопасность.

7) Разработанные теоретические основы и методология позволили спроектировать и изготовить опытный образец исследовательского стендового комплекса в виде универсального гибридного стенда с беговыми барабанами модульного типа, реализующего принцип обратимости движения, позволяющего выполнять исследования КТС с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками, а также их автоматизированных систем (АБС, ПБС, ТПП, ДСКС), доступный для приобретения и применения организациями и предприятиями, выполняющими производство, эксплуатацию и экспертизу КТС. Общие затраты на приобретение, монтаж, пуск, обслуживание и проведение исследований КТС с использованием стендового комплекса ИРНТУ на 95% ниже, по сравнению с наиболее близкой по функционалу стендовой системой *Flat-Trac Handling Roadway* американской компании *MTS*, что вполне приемлемо для автопроизводителей, сервисных центров, центров инструментального контроля и экспертизы КТС.

8) Выполненная производственная проверка в АО «КАМА» (г. Набережные Челны), ООО «Вычислительная механика» (Брянская область, Брянский район, пос. Глинищево), АО «ГАРО-Трейд» (г. Великий Новгород), ФГБУН «Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева» СО РАН (г. Иркутск), ООО «Объединённый инженерный центр» (г. Нижний Новгород), Объединённом институте машиностроения НАН (Республика Беларусь, г. Минск), ООО «Фритрейн» (г. Екатеринбург), ООО «Инновационный центр КАМАЗ» (г. Москва) и ООО НТЦ «Интайр» (г. Москва) показала, что результаты научных исследований позволяют значительно повышать эффективность разрабатываемых методик и совершенствовать стендовые средства испытаний КТС и их компонентов, значительно повышать точность имитационного моделирования процессов испытаний КТС, оптимизировать тестовые режимы испытаний КТС на стендах, а также значительно повышать функциональные свойства и активную безопасность КТС.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи из Перечня изданий, рекомендованных ВАК РФ

- 1) Киселёв, П.А. Исследование тягово-динамических свойств колёсных транспортных средств с электрической и гибридной силовыми установками на стендах с беговыми барабанами / П.А. Киселёв, А.И. Федотов, **О.С. Яньков**, С.Н. Кривцов // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. – 2024. – Т. 21, № 6(100). – С. 900-913.
- 2) **Яньков, О.С.** Результаты исследования процесса функционирования систем управления подключаемым полным приводом автомобилей на стендах с беговыми барабанами по обоснованию диагностических параметров / **О.С. Яньков**, Д.О. Ухватов // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2024. – № 4(42). – С. 30-48.
- 3) Федотов, А.И. Исследование процесса функционирования системы управления подключаемого полного привода колёсных транспортных средств на стендах с беговыми барабанами / А.И. Федотов, **О.С. Яньков**, Д.О. Ухватов // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. – 2024. – Т. 21, № 5(99). – С. 736-754.
- 4) Киселёв, П.А. Способ математического описания скоростных характеристик двигателя внутреннего сгорания автомобиля с гибридной силовой установкой / П.А. Киселёв, А.И. Федотов, **О.С. Яньков**, С.Н. Кривцов // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2024. – № 4(49). – С. 85-91.
- 5) Федотов, А.И. Методика и результаты экспериментальных исследований процесса функционирования автомобилей с динамической системой курсовой стабилизации на стендах с беговыми барабанами / А.И. Федотов, **О.С. Яньков**, А.В. Тен // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2024. – № 12(156). – С. 3-16.
- 6) **Яньков, О.С.** Тестовые режимы при исследовании процесса функционирования автомобиля с системой управления полным приводом на стенде с беговыми барабанами / **О.С. Яньков**, Д.О. Ухватов // Русский инженер. – 2024. – № 4(85). – С. 36-40.
- 7) **Яньков, О.С.** Методика измерения тяговых параметров КТС на стендах с беговыми барабанами с учетом потерь в шинах / **О.С. Яньков**, А.И. Федотов, А.В. Камнев // Грузовик. – 2024. – № 12. – С. 31-35.
- 8) Киселёв, П.А. Обоснование тестовых режимов функционирования транспортного средства с гибридной силовой установкой на стендах с беговыми барабанами / П.А. Киселёв, А.И. Федотов, **О.С. Яньков**, Ю.А. Власов // Грузовик. – 2024. – № 11. – С. 24-29.
- 9) Ухватов, Д.О. Процесс функционирования КТС с автоматизированной системой полного привода на стенде с беговыми барабанами / Д.О. Ухватов, **О.С. Яньков**, А.И. Федотов, С.Н. Кривцов, Н.В. Лобов // Грузовик. – 2024. – № 8. – С. 12-16.
- 10) Киселёв, П.А. Обоснование динамических тестовых режимов функционирования транспортного средства с гибридной силовой установкой / П.А. Киселёв, А.И. Федотов, **О.С. Яньков**, Н.В. Лобов // Грузовик. – 2024. – № 7. – С. 27-37.
- 11) Федотов, А.И. Расчет силы сопротивления качению эластичной шины по цилиндрическим поверхностям беговых барабанов стенда / А.И. Федотов, В.Г. Власов, **О.С. Яньков**, А.В. Камнев // Автомобильная промышленность. – 2022. – № 11. – С. 26-31.
- 12) Камнев, А.В. Влияние давления воздуха в шинах на силовые потери при качении колес автомобиля по опорным роликам стенда / А.В. Камнев, А.И. Федотов, **О.С. Яньков** // Автомобильная промышленность. – 2022. – № 10. – С. 28-32.
- 13) Федотов, А.И. О тестовых режимах контроля тягово-динамических свойств колёсных транспортных средств с электрическим приводом на стендах с беговыми барабанами / А.И. Федотов, **О.С. Яньков**, А.С. Чернышков // Автомобильная промышленность. – 2022. – № 8. – С. 16-21.
- 14) **Яньков, О.С.** Математическая модель силовой установки электромобиля / **О.С. Яньков**, А.С. Чернышков // Грузовик. – 2022. – № 9. – С. 15-21.
- 15) Федотов, А.И. О силовом радиусе колеса с эластичной шиной / А.И. Федотов, **О.С. Яньков**, А.В. Камнев // Труды НАМИ. – 2022. – № 1(288). – С. 52-60.

16) **Yankov, O.** Complex for Research of Power and Speed Losses in Tires of the Car, at Their Rolling on Rollers of the Diagnostic Stand / **O. Yankov, A. Chernyshkov, R. Sergushko** // Safety in Aviation and Space Technologies : Select Proceedings of the 9th World Congress "Aviation in the XXI Century". – Cham : Springer Nature Switzerland AG, 2022. – P. 271-280.

17) Fedotov, A. Mathematical model of an electric car to diagnose its traction qualities on a chasis dynamometer / A. Fedotov, **O. Yan'kov, A. Chernyshkov** // MATEC Web of Conferences. – 2021. – Vol. 341. – P. 00030.

18) Fedotov, A. Traction control and diagnostics of electric and unmanned vehicles on roller stands / A. Fedotov, **O. Yankov, A. Chernyshkov** // E3S Web of Conferences : Key Trends in Transportation Innovation, KTTI 2019, Khabarovsk, 2019. Vol. 157. – Khabarovsk: EDP Sciences, 2020. – P. 01021.

19) **Yan'kov, O.** Experimental study of metrological properties of magnetostrictive sensors when changing their design parameters / **O. Yan'kov, A. Chernyshkov, M. Korniyakov, A. Gilev** // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : 2019 International Conference on Innovations in Automotive and Aerospace Engineering, ICI2AE 2019, Irkutsk, 2019. Vol. 632. – Irkutsk: Institute of Physics Publishing, 2019. – P. 012025.

20) **Yan'kov, O.** The research into the rolling radius of a wheel when dealing with rollers of a roller tester / **O. Yan'kov, S. Sherstenev, A. Kamnev** // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : 2019 International Conference on Innovations in Automotive and Aerospace Engineering, ICI2AE 2019, Irkutsk, 2019. Vol. 632. – Irkutsk: Institute of Physics Publishing, 2019. – P. 012080.

21) Fedotov, A. Circulation of Power During Braking of Tyre of Vehicle Wheel On Support Rollers of the Diagnostic Stand / A. Fedotov, S. Krivtsov, **O. Yankov** // International Conference "Aviamechanical engineering and transport" (AVENT 2018) : Proceedings of the International Conference "Aviamechanical engineering and transport" (AVENT 2018), Irkutsk, 2018. Vol. 158. – Irkutsk: Atlantis Press, 2018. – P. 147-151.

Документы о защите объектов интеллектуальной собственности

22) Патент № 2823398 С1 Российская Федерация, МПК G01M 17/007, G01L 5/13. Способ контроля технического состояния колесных транспортных средств с гибридной, электрической силовой установкой на стендах с опорными роликами в условиях эксплуатации и устройство для его осуществления : № 2023128983 : заявл. 09.11.2023 : опубл. 23.07.2024 / А.И. Федотов, **О.С. Яньков, А.С. Чернышков, П.А. Кисилев** ; заявитель ФГБОУ ВО «ИРНИТУ».

23) Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023660101 Российская Федерация. Программа обработки результатов динамических испытаний шин на стенде с беговым барабаном : № 2023618721 : заявл. 04.05.2023 : опубл. 17.05.2023 / А.И. Федотов, **О.С. Яньков, Т.А. Липский, Д.А. Зориков, А.А. Чубов**; заявитель ФГБОУ ВО «ИРНИТУ».

24) Патент на полезную модель № 213401 U1 Российская Федерация, МПК G01L 5/13, G01M 17/007. Стенд контроля технического состояния колесных транспортных средств с обгонной муфтой : № 2022106787 : заявл. 16.03.2022 : опубл. 09.09.2022 / А.И. Федотов, **О.С. Яньков, М.В. Холманских, А.С. Чернышков** ; заявитель ФГБОУ ВО «ИРНИТУ».

25) Патент на полезную модель № 215729 U1 Российская Федерация, МПК G01L 5/13. Гибридный стенд с планетарным балансирным редуктором для контроля технического состояния колесных транспортных средств : № 2022130297 : заявл. 23.11.2022 : опубл. 23.12.2022 / А.И. Федотов, **О.С. Яньков, А.С. Чернышков, П.А. Кисилев** ; заявитель ФГБОУ ВО «ИРНИТУ».

26) Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021613529 Российская Федерация. Расчёт параметров процесса функционирования электромобиля при контроле его тягово-динамических качеств на стенде с беговыми барабанами : № 2021612484 : заявл. 03.03.2021 : опубл. 10.03.2021 / А.И. Федотов, **О.С. Яньков, А.С. Чернышков** ; заявитель ФГБОУ ВО «ИРНИТУ».

27) Патент на полезную модель № 204570 U1 Российская Федерация, МПК G01M 17/02.

Устройство для измерения боковой реакции в пятне контакта пневматической шины опорной поверхностью : № 2021103898 : заявл. 16.02.2021 : опубл. 31.05.2021 / Д.А. Тихов-Тинников, А.И. Федотов, **О.С. Яньков**, Н. Батжаргал ; заявитель ФГБОУ ВО «ВСГУТУ».

28) Патент № 2755626 С1 Российская Федерация, МПК G01L 5/13, G01M 15/00. Способ контроля технического состояния динамической системы курсовой стабилизации автомобиля на стендах с беговыми барабанами и устройство для его осуществления : № 2020143881 : заявл. 30.12.2020 : опубл. 17.09.2021 / А.И. Федотов, **О.С. Яньков**, А.С. Чернышков, А.В. Тен ; заявитель ФГБОУ ВО «ИРНТУ».

29) Патент на полезную модель № 198516 U1 Российская Федерация, МПК G01L 5/28. бесконтактный измеритель для силового тормозного роликового стенда : № 2020113148 : заявл. 26.03.2020 : опубл. 14.07.2020 / А.И. Федотов, **О.С. Яньков**, А.С. Чернышков, Н.Ю. Кузнецов, Г.А. Безносов; заявитель ООО «Фритрейн».

30) Патент на полезную модель № 199093 U1 Российская Федерация, МПК G01L 5/13. Гибридный универсальный полноопорный стенд для контроля технического состояния колесных транспортных средств : № 2020111732 : заявл. 23.03.2020 : опубл. 13.08.2020 / А.И. Федотов, **О.С. Яньков**, А.С. Чернышков ; заявитель ФГБОУ ВО «ИРНТУ».

Статьи в других рецензируемых научных изданиях

31) Федотов, А.И. О диагностике автомобильных гибридных силовых установок на стендах с беговыми барабанами / А.И. Федотов, **О.С. Яньков**, П.А. Киселев, Д.О. Ухватов // International Journal of Advanced Studies. – 2023. – Т. 13, № 1. – С. 42-61.

32) Киселев, П.А. Математическое описание процессов функционирования электродвигателя-генератора автомобиля с гибридной силовой установкой / П.А. Киселев, А.И. Федотов, **О.С. Яньков** // International Journal of Advanced Studies. – 2023. – Т. 13, № 2. – С. 130-149.

33) Чернышков, А.С. О функциональной диагностике автомобилей с электрической силовой установкой / А.С. Чернышков, А.И. Федотов, **О.С. Яньков** // International Journal of Advanced Studies. – 2023. – Т. 13, № 3. – С. 203-223.

34) Федотов, А.И. Влияние износа рисунка протектора беговой дорожки шины на характеристики ее сцепления с опорной поверхностью / А.И. Федотов, А.С. Марков, **О.С. Яньков**, Н.И. Овчинникова // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2017. – Т. 21, № 11(130). – С. 216-225.

Монография

35) Федотов, А. И. Контроль систем безопасности автомобилей на стендах с беговыми барабанами: монография / А.И. Федотов, **О.С. Яньков**, А.С. Потапов, Е.М. Портнягин. – Иркутск : ИРНТУ, 2021. – 364 с. – ISBN 978-5-8038-1593-8.

Прочие публикации по теме работы – 22 шт.

Подписано в печать 10.02.2025. Формат 60 x 90 / 16.
Бумага офсетная. Печать цифровая. Усл. печ. л. 2,5.
Тираж 100 экз. Зак. 01. Поз. плана 2н.

Отпечатано в типографии Издательства
ФГБОУ ВО «Иркутский национальный
исследовательский технический университет»
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83