

На правах рукописи

Иванов Борис Георгиевич

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА ДИНАМИКИ И ПРОЧНОСТИ
АГРЕГАТОВ ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ С РЫЧАЖНО-ШАРНИРНЫМИ
КИНЕМАТИЧЕСКИМИ СВЯЗЯМИ**

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук

Самара - 2007

Работа выполнена в ГОУ ВПО «Самарский государственный университет путей сообщения»

Научный консультант:	доктор технических наук, профессор Мулюкин Олег Петрович
Официальные оппоненты:	доктор технических наук, профессор Самсонов Владимир Николаевич доктор технических наук, профессор Ткаченко Сергей Иванович доктор технических наук, профессор Савин Леонид Алексеевич
Ведущая организация:	НПЦ ИНФОТРАНС

Защита состоится «12» октября 2007г. в 10 часов на заседании диссертационного совета Д 212.215.02 при ГОУ ВПО «Самарский государственный аэрокосмический университет» по адресу: 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГОУ ВПО «Самарский государственный аэрокосмический университет»

Автореферат разослан « ____ » _____ 2007г.

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

В.Н. Матвеев

ВВЕДЕНИЕ

Современный этап развития отечественного и зарубежного железнодорожного транспорта характеризуется следующими тенденциями:

1. Рост скоростей и грузоподъемности подвижного состава, энерговооруженности его энергетических установок (ЭУ), в том числе за счет перехода на нетрадиционные, более эффективные источники топлива (СПГ и жидкий водород).

2. Существенное увеличение давления, температур и объемов прокачиваемых в пневмогидротопливных трактах рабочих сред.

3. Расширение номенклатуры используемых «всепогодных» жидкостей и масел с повышенными агрессивными и токсическими свойствами, вносящими определенные сложности экологического характера в специфику эксплуатации транспортных систем.

4. Снижение материалоемкости узлов и агрегатов транспортной техники за счет внедрения экологически чистых и безотходных технологий их изготовления из новых перспективных видов композитных материалов, включая искусственные металлические материалы типа МР.

5. Расширение областей использования и повышение надежности и технологического качества систем, приборов и аппаратуры контроля выходных параметров транспортной техники, систем и средств безразборного диагностирования технического состояния ЭУ, тормозного оборудования и других ответственных агрегатов локомотива и подвижного состава при максимально возможном уровне компьютерного управления и автоматизации процессов перевозки, обслуживания, профилактики и ремонта.

Это обуславливает:

1. Возрастание транспортных нагрузок на ходовую часть рельсового экипажа, средства вибро-, ударозащиты и объекты транспортировки со стороны рельсового пути, ЭУ и подвижного состава.

2. Увеличение динамической нагруженности исполнительных и чувствительных органов железнодорожного оборудования и агрегатов, их силовых сопряжений и кинематических цепей.

3. Расширение амплитудно-частотного спектра (АЧС) колебательных процессов в агрегатах автоматики и управления пневмогидроотливных трактов транспортного средства.

4. Усложнение цепей управления транспортной техники и обеспечения их функциональной надежности в условиях интенсификации и комбинирования внешних воздействующих факторов (ВВФ).

Вышеизложенное, в полной мере относится к исполнительным механизмам (ИМ), ответственным звеньям агрегатов практически всех подсистем транспортных средств, к которым в силу специфики эксплуатации железнодорожного транспорта предъявляется ряд приоритетных требований:

- повышенный ресурс и высокие эргономические качества (простота и удобство обслуживания, высокая ремонтпригодность);

- всепогодность эксплуатации и обеспечение живучести подвижного состава при внештатных ситуациях в подсистемах его жизнеобеспечения (перебои с подачей электроэнергии, смазочных и охлаждающих сред; сверхнормативные ударные и вибрационные нагрузки при роспуске вагонов с горки, наборе скорости, движении по криволинейному участку пути, торможении подвижного состава и др.);

- совместимость с рабочими органами подсистемы контроля параметров и эксплуатационной диагностики технического состояния энергетических установок, тормозного оборудования и средств подсистемы сигнализации и блокировки при возникновении внештатных ситуаций.

По мнению автора, именно эти требования обусловили широкое применение в железнодорожном транспорте простых конструкций пассивных (самодействующих) пружинных исполнительных механизмов в комбинации с механическими устройствами, реализующими принципы конструкционного демпфирования, а также многочисленного ряда электромагнитных, пневматических и гидравлических ИМ, самоадаптирующихся в условиях смены эксплуатационных нагрузок. Причем в последние годы в практику отечественного транспортного машиностроения все более активно внедряются агрегаты автоматики и управления на базе исполнительных рычажных механизмов (ИРМ), реализующих лучшие стороны рычажно-шарнирных кинематических связей (РШКС) с учетом современных достижений отечественных и зарубежных ученых в области транспортной техники.

Анализ причин, сдерживающих развитие работ по созданию и повышению динамического качества агрегатов транспортной техники на базе РШКС, показал:

1. Работы по созданию агрегатов такого класса и повышению их динамического качества ведутся эпизодически без ориентации на системный подход.

2. Отсутствуют сводные классификационные схемы таких агрегатов с детализированным классифицированием входящих в их состав узлов и элементов.

3. Отсутствуют обобщенные математические исследования агрегатов с учетом вносимых рычажным звеном дополнительных силовых воздействий во взаимосвязи с поведением прочностных и демпфирующих свойств элементов, задействованных в РШКС.

4. В отрасли практически отсутствует специализированная научная литература по конструкторско-технологическому обеспечению качества агрегатов такого рода на стадиях проектирования, изготовления, сборки и доводки их выходных параметров, в том числе по методам и средствам их экспериментального сопровождения, методикам испытания и обработки результатов эксперимента.

В связи с этим, работа, нацеленная на восполнение недостающей ниши знаний в области теории и проектирования агрегатов с РШКС и базирующаяся на научно и методически обоснованном комплексе исследований и разработанных практических рекомендаций по созданию их высокоэффективных конструкций, является актуальной и важной с точки зрения обеспечения функциональной надежности включающей такие агрегаты системы жизнеобеспечения железнодорожного транспорта, безопасности его эксплуатации и сохранности транспортируемых грузов.

Работа выполнена в НИЛ «Динамическая прочность и виброзащита транспортных систем» ГОУ ВПО «Самарская государственная академия путей сообщения» (СамГАПС) в соответствии с координационными планами федеральных «Государственной программы по повышению безопасности движения поездов на железнодорожном транспорте России на период 1993-2000 годы» (Постановление Правительства РФ от 29.10.92 № 833), «Программы энергосбережения на железнодорожном транспорте в 1998-2000, 2005 годах» (Постановление Правительства РФ от 04.07.98 № 262 прп) и отраслевой «Программы создания нового поколения грузового подвижного состава на 2000-2005 годы»

(Постановление Коллегии МПС РФ от 24-25 декабря 1999г. № 23), а также в рамках Международной Европейской программы «ТЕМПУС» по насыщению учебной программы «Мехатроника и робототехнические комплексы» (2005-2007 годы) фундаментальными и научно-прикладными разработками железнодорожной тематики.

Цель работы – развитие и систематизирование научных основ и инструментальных средств проектирования высокоэффективных агрегатов с РШКС и разработка практических рекомендаций по их использованию на железнодорожном транспорте.

Задачи исследования:

1. Проведение сравнительного детального анализа и классифицирование разнотипных по физической природе агрегатов системы жизнеобеспечения железнодорожного транспорта с РШКС и составляющих их звеньев по динамическому качеству (несущая способность, инерционность, упругодемпфирующие свойства) и по конструктивно-технологическому совершенству.

2. Выполнение комплекса аналитических исследований по моделированию динамики исполнительных рычажных механизмов агрегатов транспортной техники при характерных для железнодорожного транспорта внешних возмущениях с получением удовлетворяющих практические нужды железнодорожной отрасли результатов о свойствах моделируемого объекта на упрощенных универсальных моделях при минимизации потребного для их построения объема экспериментальных данных.

3. Создание методов расчета выходных параметров составляющих звеньев агрегатов различной физической природы с РШКС с учетом специфики нагружения в составе агрегата и исследование их функциональных свойств для выявления инструментальных средств целенаправленного влияния на качество переходных процессов и стабильность выходных параметров как на этапах проектирования конструкции и технологии создаваемого рычажно-шарнирного агрегата, так и на этапе эксплуатации при выработке агрегатом назначенного ресурса.

4. Разработка метода расчета напряженно-деформированного состояния однородных анизотропных тел сложной формы при статическом нагружении с меняющимися по времени областями приложений усилий к их поверхностям и

областями с известными перемещениями для оценки динамической нагруженности силовых элементов РШКС агрегатов.

5. Разработка на базе синтеза известных и полученных результатов системного подхода к проектированию агрегатов с РШКС, и создание на его основе новых высокоэффективных и конкурентоспособных агрегатов данного класса с разработкой практических рекомендаций по технологии их изготовления, сборки, испытания и эксплуатации в составе железнодорожного транспорта.

Объектом исследования является класс агрегатов различной физической природы с РШКС, который рассматривается в виде комплекса «система жизнеобеспечения транспортной техники – агрегат – среда», обладающего определенными динамическими свойствами.

Предмет исследования – это процессы формирования РШКС дополнительных компенсационных воздействий, которые определяют динамические свойства агрегатов системы жизнеобеспечения транспортной техники и позволяют уменьшить интенсивность неблагоприятных внешних воздействий на их выходные параметры.

Методы исследования. Теоретические исследования выполнены на основе классических методов расчета динамических систем с линейными и нелинейными упругодемпфирующими элементами. Использовались методы математического моделирования, тензорного анализа и численного решения уравнений на базе разработанных алгоритмов, компьютерных программ и базы данных. При проведении экспериментальных исследований применялись стандартные методы измерений вибрации машин и их термодинамических параметров. Анализ и обработка экспериментальных данных выполнялась математико-статистическими методами с привлечением современных средств вычислительной техники.

Научная новизна:

1. Разработана математическая модель базовой конструкции агрегата с кинематической связью в виде шатунного рычажно-шарнирного звена и математические модели его частных конструктивных решений с рычажным звеном клинового и клапанно-седельного типов для пневматической виброзащитной системы.

2. На базе результатов вычислительного эксперимента с использованием разработанных математической модели базовой конструкции рычажно-шарнирного

агрегата пневматической виброзащитной системы выявлены новые закономерности динамических процессов агрегатов такого рода.

3. Разработан метод расчета напряженно-деформированного состояния однородных анизотропных тел сложной формы с изменяющимися во времени областями приложения поверхностных сил, областями определения поверхностных перемещений позволяющий оценить динамическую нагруженность силовых элементов РШКС агрегатов и спрогнозировать пределы изменения их силовых параметров.

4. Результаты сопоставительного анализа экспериментальных исследований количественного соотношения числа и величины амплитуд резонансных пиков на АЧХ упругоподвешенных звеньев на базе модельных имитаторов с традиционно последовательным их размещением и ортогональным размещением с кинематическими зацеплением при помощи рычажно-шарнирного звена.

5. Результаты систематизации и разработки конструкторско-технологических и эксплуатационных принципов обеспечения требуемого уровня технологичности исполнительных рычажных механизмов и созданная на их основе методика оценки технологического обеспечения функциональной надежности агрегатов, содержащих такие механизмы, на всех стадиях производства (изготовление, сборка, испытание и доводка выходных параметров).

6. Разработана единая классификационная схема агрегатов с РШКС с детальными классификационными разветвлениями по конструктивному исполнению их составных звеньев (рычажно-шарнирные механизмы; упругие и упругодемпфирующие элементы; коммутирующие звенья типа штоков, опор и шарнирных соединений; входные и выходные сочленения, демпфирующие и виброизолирующие устройства различной физической природы, уплотнительные соединения пневмогидротопливных трактов).

На защиту выносятся:

1. Теоретически и экспериментально обоснованные положения авторской концепции по устранению или снижению уровня взаимного наложения колебаний упругоподвешенных масс друг на друга за счет их ортогонального размещения и кинематического зацепления при помощи рычажно-шарнирных связей.

2. Результаты исследований функциональных свойств агрегатов с РШКС в составе пневматической виброзащитной системы типа «объект защиты – машина – среда» при моделировании колебаний её упругоподвешенных исполнительных органов.

3. Метод расчета напряженно-деформированного состояния однородных анизотропных тел сложной формы при статическом нагружении с изменяющимися по времени областями приложений усилий к их поверхностям и областями с известными перемещениями применительно к силовым контактным поверхностям элементов РШКС агрегатов.

4. Методика оценки технологического обеспечения функциональной надежности агрегатов с РШКС на стадиях производства (изготовление, сборка, испытание, доводка выходных параметров).

5. Предложенные технические решения по конструкциям РШКС в агрегатах системы жизнеобеспечения железнодорожного транспорта и результаты их систематизации.

Достоверность результатов обеспечивается корректностью постановки задач исследования, обоснованностью используемых теоретических построений, допущений и ограничений, применением апробированных аналитических и численных методов анализа, современной вычислительной техники и программного обеспечения, а также подтверждается соответствием аналитических результатов данным эксперимента.

Практическую значимость работы составляют: результаты систематизации агрегатов различной физической природы с РШКС и их конструктивные схемы; методы, методики и программы расчета рациональных параметров агрегатов подобного рода и их составных звеньев, включая кинематические пары и сопряжения рычажно-шарнирных связей.

Результаты исследований могут быть использованы при проведении научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по повышению динамической прочности и функциональной надежности агрегатов модернизируемых и разрабатываемых перспективных систем жизнеобеспечения транспортной техники с минимизацией финансовых затрат, сроков проектирования и доводки выходных параметров агрегатов.

Реализация результатов работы:

1. Предложенные рекомендации по проектированию агрегатов с РШКС используются на предприятиях Куйбышевской железной дороги и Самарском центре сертификации систем качества, продукции и услуг «Самара-Центр-Сертификат».

2. Результаты исследований рычажно-шарнирных средств виброзащиты транспортной техники используются в учебном процессе СамГАПС на кафедрах «Локомотивы», «Вагоны», «Механика», «Мосты и транспортные тоннели» в учебном курсе «Основы триботехники узлов подвижного состава».

3. основополагающие материалы диссертации легли в основу изданных при участии автора пяти монографий для специалистов железнодорожной отрасли и учебного пособия с грифом УМО для студентов железнодорожных вузов.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались на: Всесоюзной научно-технической конференции «Роль молодых ученых и специалистов в развитии научно-технического прогресса на железнодорожном транспорте», г.Москва, МИИТ, 1984г.; научно-технической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов г.Куйбышев, КИИТ, 1987; межвузовской научно-практической конференции по проблемам железнодорожного транспорта, г.Самара, СамИИТ, 1993г., 1995г. 1997г.; IV научно-практической конференции «Безопасность движения поездов», МИИТ, 2000г., 2003г.; межвузовской научно-практической конференции «Вклад ученых вузов в научно-технический прогресс на железнодорожном транспорте», г.Самара, СамГАПС, 2003г.; IV Международной научно-технической конференции. - Школа молодых ученых, аспирантов и студентов «Авиакосмические технологии». – «АКТ-2005», г.Воронеж, ВГТУ, 2005г.; 2-ой Международной научно-технической конференции «Надежность и ремонт машин», г.Орел, ОрелГАУ, 2005г.; Международном научном симпозиуме «Гидродинамическая теория смазки – 120 лет», г.Орел, ОрелГТУ, 2006г.; 2-ой Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта», г.Самара, СамГАПС, 2006г.; Третьем международном научном симпозиуме «Ударно-вибрационные системы, машины и технологии», г.Орел, ОрелГТУ, 2006г.; 3-ей научно-практической конференции «Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта», г. Самара, СамГАПС, 2006г., международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы динамики и прочности материалов и конструкций: модели,

методы, решения», г. Самара, ОрелГТУ, СамГАПС, 2007 г.; на заседании выездной сессии Головного совета «Машиностроение», г. Самара, СГАУ, 26 июня 2007 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 60 научных работ общим объемом 28,5 п.л., из них 5 монографий (четыре в соавторстве), 20 статей в научных сборниках, 5 патентов РФ на изобретения, 28 тезисов докладов и 2 свидетельства ВНИИЦ РФ на интеллектуальный продукт.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка используемой литературы из 192 наименований и одного приложения. Основной текст изложен на 268 страницах и содержит 218 рисунков, 28 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы исследования, дается краткая характеристика диссертационной работы, отмечена научная новизна и отражены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе выполнен обзор работ по исследованию функциональных свойств агрегатов системы жизнеобеспечения железнодорожного транспорта (рисунок 1) и входящих в их состав механизмов, узлов и элементов (средства вибро-, ударозащиты, упругодемпферные подвески роторов, гидropневмотопливная арматура и др.) с РШКС.

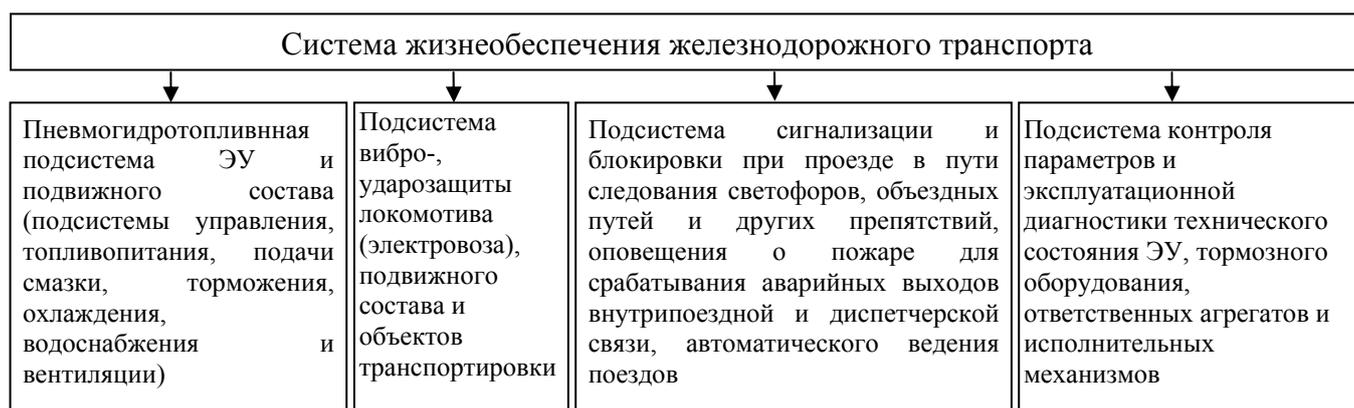


Рисунок 1 – Структурное построение системы жизнеобеспечения железнодорожного транспорта

Основной акцент в данном обзоре сделан на критический анализ функциональных свойств агрегатов подсистемы вибро-, ударозащиты подвижного состава и транспортируемых грузов и агрегатов подсистемы пневмогидроотопливания железнодорожного транспорта, включая этапы

конструирования и расчета функциональных параметров их составных звеньев в условиях варьирования внешней нагрузки при выработке гарантийного ресурса.

Отмечен значительный творческий вклад в обеспечение надежности и устойчивого функционирования агрегатов на базе совершенствования ходовых качеств транспортных средств и разработки для них перспективных виброзащитных систем и устройств К.С. Колесникова, К.В. Фролова, В.П. Шорина, Н.Д. Кузнецова, Я.Г. Пановко, Р.Ф. Ганиева, А.И. Белоусова, С.В. Елисеева, Д.С. Карнопа, Д.Е. Ружички, А.К. Трике, С.В. Вертинского, М.В. Винокурова, А.А. Попова, Т.А. Тибилина, Л.А. Савина, С.Ф. Яцуна, А.А. Хохлова, Дигелю, Картера, Коффмана, Матуши и других российских и зарубежных ученых. Должное внимание уделено оценке вклада отечественных ученых (Э.И. Эдельман, Г.Г. Стратиневский, Д.Ф. Гуревич, В.Ф. Бугаенко, Б.Т. Ситников, Н.М. Беляев, Е.В. Шахматов, Д.Е. Чегодаев, О.П. Мулюкин, А.М. Долотов, С.В. Фалалеев и др.) в теорию и практику

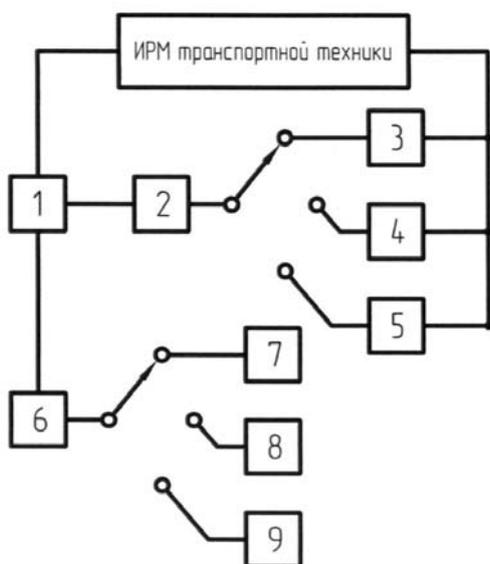


Рисунок 2 – Обобщенная структурная схема основных типов ИРМ транспортной техники

1 – рычажно-шарнирное звено; 2 – коммутирующее звено; 3 – упругое звено; 4 – упругодемпфирующее звено; 5 – виброизолирующее звено; 6 – выходное звено; 7 – ИО клапанного агрегата; 8 – ИО демпфера или виброизолятора; 9 – ИО аппаратуры сигнализации, контроля или диагностики

проектирования гидропнеумотопливных агрегатов (ГПТА) с управляемым качеством переходных процессов. Отражены общие направления исследований и тенденции решения задач защиты от динамических нагрузок исполнительных органов (ИО) агрегатов и оборудования транспортной техники, проведен анализ динамических свойств агрегатов системы жизнеобеспечения железнодорожного транспорта с дополнительными кинематическими связями, показана возможность и эффективность реализации этих связей при помощи исполнительных рычажно-шарнирных механизмов (рисунок 2).

На основе проведенных обзора и анализа сформулированы цель и задачи исследования.

Во второй главе дается описание разработанной под научным руководством

автора базовой конструкции и принципа действия пневматического виброзащитного агрегата с шатунным рычажно-шарнирным звеном (рисунок 3) в рамках

комплексной системы «объект защиты – агрегат – среда», разрабатываются её математическая модель и математические модели семейства частных конструктивных решений этого агрегата с рычажно-шарнирным звеном клинового (рисунок 4, а) и клапанно-седельного (рисунки 4, б, в) типов.

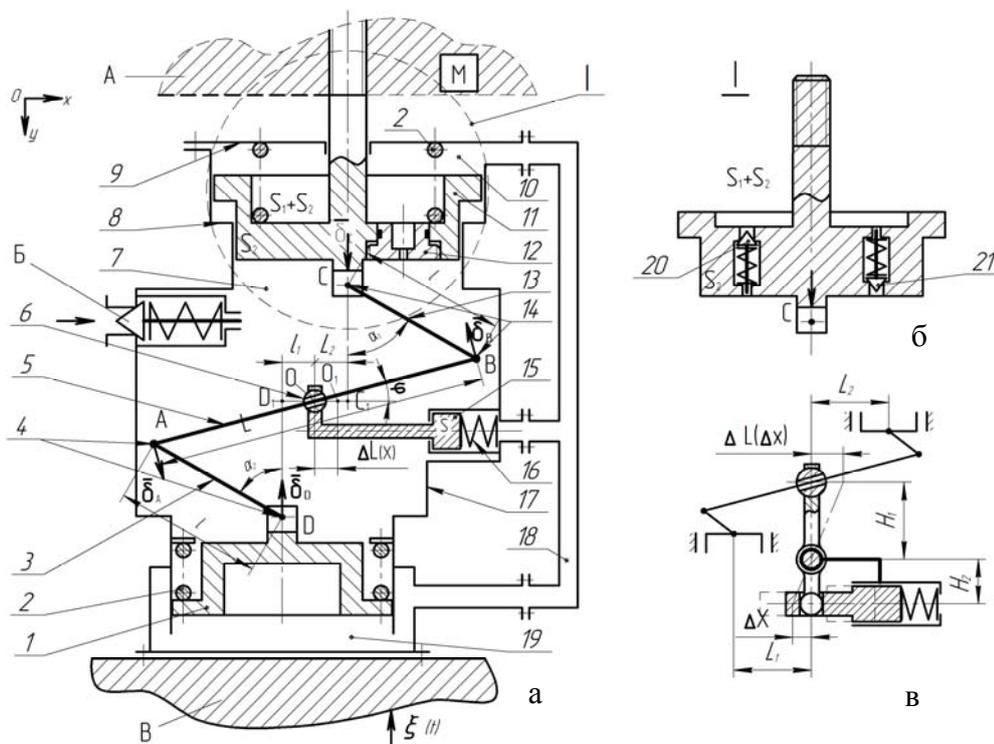


Рисунок 3 – Конструктивная схема базовой конструкции пневмовиброизолятора с шатунным рычажно-шарнирным звеном

а – с демпферными камерами, сообщаемые дросселем с постоянной площадью проходного сечения; б – с демпферными камерами, сообщаемые противоположно направленными по срабатыванию перепускными пружинными клапанами; в – структурная схема мультипликатора приращения величины $\pm \Delta L(\Delta x) [\Delta L(\Delta x) = \Delta x \cdot (H_1/H_2)]$ длин плеч L_1, L_2 рычага 5 при малых приращениях $\pm \Delta x$ хода плунжера 15 из-за малости создаваемого перепада давления $\pm \Delta p$

На рисунке 3 введены следующие обозначения: 1 – рабочий поршень с площадью поперечного сечения S_1 ; 2 – пружина поршня с усилием предварительной затяжки $P_{пр.п.}$ и жесткостью $C_{п.}$; 3, 13 – шатун длиной l ; 4, 14 – цилиндрический шарнир; 5 – двуплечий рычаг длиной L ; 6 – ось вращения рычага (сферический шарнир); 7 и 10, 19 – демпферные камеры переменного объема, соответственно с параметрами: p_1, T_1, V_1 и p_2, T_2, V_2 ; 8, 9 – ограничители нижнего и верхнего хода поршня 11, соответственно; 11 – дифференциальный поршень с диаметрально противоположными площадями поперечных сечений S_2 и $(S_2 + S_1)$; 12 – дроссель с постоянной площадью проходного сечения $f_{др}$; 15 – плунжер с площадью поперечного сечения S (чувствительный элемент); 16 – пружина плунжера с

усилием предварительной затяжки $P_{пр.пл.}$ и жесткостью $C_{пл.}$; 17 – корпус; 18 – трубка сообщения демпферных камер, 20, 21 – подпружиненный перепускной (обратный) клапан; A – объект виброзащиты массой M ; B – пружинно-клапанный механизм запитки внутренних полостей агрегата рабочим давлением газа; B – виброактивное основание (платформа транспортного средства); $\xi(t)$ – вертикальное перемещение виброизолятора в системе отсчета xoy , обусловленное продолжением пути в силу инерционности; φ – угол поворота рычага 5 относительно оси вращения 6; δ_A, δ_B – возможные перемещения точек A, B окончаний рычага 5 при его повороте относительно оси 6 на угол φ , соответственно; δ_C, δ_D – возможные перемещения поршней 1 и 11, определяемые соответственно движением объекта защиты массой M , относительно корпуса 17; α_1, α_2 – углы поворота шатунов 13 и 3 относительно рычага 5, соответственно.

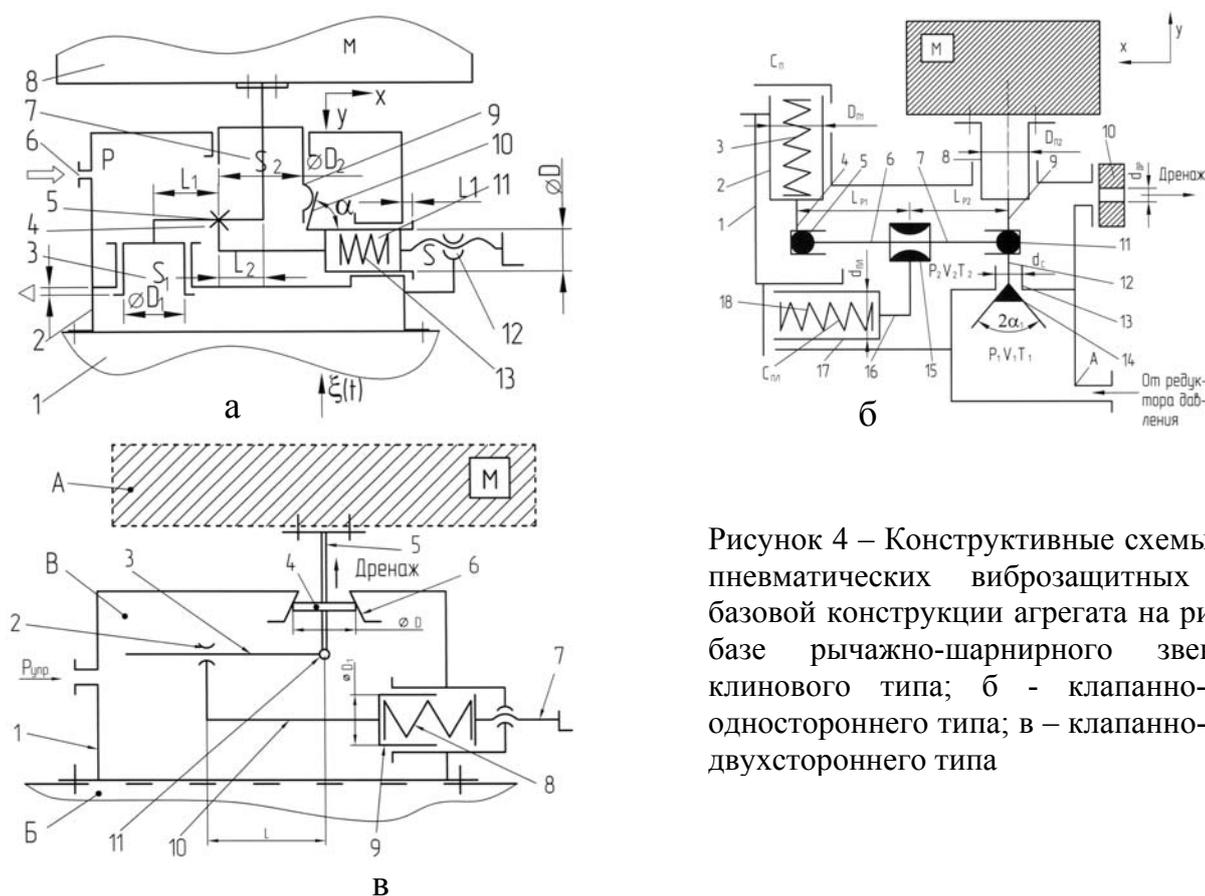


Рисунок 4 – Конструктивные схемы семейства пневматических виброзащитных агрегатов базовой конструкции агрегата на рисунке 3 на базе рычажно-шарнирного звена: а – клинового типа; б – клапанный-седельного одностороннего типа; в – клапанный-седельного двухстороннего типа

В исследуемом пневмовиброизоляторе демпфирующее устройство (рисунок 5) выполнено по так называемой «закрытой» схеме, когда рабочая среда выдавливается поршнем из одной демпферной камеры с избыточным давлением не в атмосферу, как в типовых «открытых» схемах, а в другую демпферную камеру, также с избыточным давлением рабочей среды. Математическое описание таких демпфирующих устройств имеет ряд специфических особенностей по нахождению

зависимости перепада давления рабочей среды Δp_d на движущемся рабочем поршне с учетом происходящего при этом изменения термодинамических параметров в демпферных камерах.

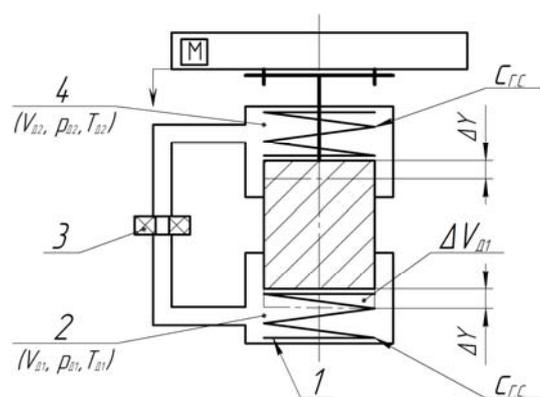


Рисунок 5 – Конструктивная схема демпфирующего устройства с приведенными параметрами

1 - корпус; 2, 4 - демпферные камеры, соответственно с объемами $V_{д1}$ и $V_{д2}$, давлениями $p_{д1}$ и $p_{д2}$, температурами $T_{д1}$ и $T_{д2}$; 3 - дроссель с проходной площадью $f_{др}$; 5 – переставляемый поршень с площадью поперечного сечения $F_{п}$; $c_{г.с.}$ - жесткость газового слоя объемов $V_{д1}$ и $V_{д2}$; Δy - приращение (уменьшение) объемов $V_{д2}$ ($V_{д1}$) при смещении поршня 5 вниз (вверх)

При математическом описании работы демпфирующего устройства были приняты следующие допущения:

- процессы в рабочей среде описываются уравнениями термодинамики идеального газа, поскольку рассматриваемые состояния рабочей среды далеки от областей приращений;

- не учитываются силы трения в демпферном устройстве, вследствие малости коэффициентов трения в высокоточных (высококачественных по изготовлению) сопряжениях пар трения таких устройств;

- массовый расход газа через дросселирующий элемент демпферной камеры полагается линейно зависящим от давления в демпферной камере ввиду малых смещений исполнительного органа от положения равновесия при колебаниях объекта защиты массой M .

При расчете сил вязкого трения и выводе закона движения объекта оценивались силы сопротивления газовой среды, находящейся в над- и подпоршневых полостях. Полагалось соответствие поведения параметров газового объема закону Клайперона – Менделеева:

$$pV = \frac{m_0}{\eta} \cdot R_y T . \quad (1)$$

Здесь p - давление газа, находящегося в объеме V ; m_0 - масса газа; η - молекулярный вес; R_y и T - универсальная газовая постоянная и абсолютная температура газа, соответственно.

В силу сделанных выше допущений, считаем, что температура газа в поршневых полостях не меняется со временем. С учетом обозначения $\frac{R_y T}{\eta} = \beta = const$ для газовой среды находящейся в объемах $V_{д1}$ и $V_{д2}$ (рисунок 5) справедливо:

$$pV = \beta \cdot m_0 \quad (2)$$

Пусть поршень 5 перемещается на величину Δy вниз от положения равновесия под действием внешнего воздействия. Это приведет к тому, что объем $V_{д1}$ увеличится на величину $S_n \cdot \Delta y$. Получившаяся разность объемов создаст разность давлений:

$$\Delta p = p_{д2} - p_{д1} \quad (3)$$

Здесь $p_{д1}$ и $p_{д2}$ - новые давления в объемах $V_{д1}$ и $V_{д2}$.

Оценим их с учетом того, что эти объемы $V_{д1}$ и $V_{д2}$ соединены дросселем, обеспечивающим перетекание газа между объемами при возникновении разности давлений в них.

Согласно уравнению (2) в исходном состоянии для объемов $V_{д1}$ и $V_{д2}$ имеем:

$$p_0 \cdot V_0 = \beta \cdot m_0 \quad (4)$$

Здесь p_0 - исходное давление в объемах $V_{д1}$ и $V_{д2}$; V_0 - начальное значение объемов, а m_0 - масса, находящегося в них газа.

Очевидно, что в исходный момент:

$$V_0 = V_{д1} = V_{д2} \quad (5)$$

После того как поршень 5 переместится на величину Δy вниз от исходного положения, изменение объемов $V_{д1}$ и $V_{д2}$ подчиниться следующим зависимостям:

$$\left. \begin{aligned} V_{д2} &= V_0 + S \cdot \Delta y \\ V_{д1} &= V_0 - S \cdot \Delta y \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Оценим вновь полученные давления $p_{д1}$ и $p_{д2}$, в этих объемах:

$$\left. \begin{aligned} p_{д2} &= \frac{(m_0 + \Delta m) \cdot \beta}{V_0 + S \cdot \Delta y} \\ p_{д1} &= \frac{(m_0 - \Delta m) \cdot \beta}{V_0 - S \cdot \Delta y} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где Δm - масса газа, перетекшего через дроссель из объема $V_{д1}$ в $V_{д2}$.

Поэтому полагая, что $\Delta m = \frac{\Delta p \cdot \Delta t}{R}$, с учетом (7) имеем:

$$\Delta p = p_{д2} - p_{д1} = 2 \cdot \left(\frac{\Delta p \cdot \Delta t \cdot V_0}{R} - m_0 \cdot S \cdot \Delta y \right) / (V_0^2 - (S \cdot \Delta y)^2), \quad (8)$$

где R - гидродинамическое сопротивление дросселя.

При расчете значения переменной R использовались соотношения, предложенные проф. Д.Е. Чегодаевым и О.П. Мулюкиным при оценке поведения термодинамических параметров демпфера при докритическом перетекании газа через дроссель из одной демпферной камеры в другую:

$$R = \frac{1}{b}, \quad (9)$$

где

$$b = \alpha \cdot f_{др} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot n}{R_y \cdot T_d \cdot (n-1)}} \cdot \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{1}{n+1}}. \quad (10)$$

Здесь: α - коэффициент расхода среды через дроссель; R_y - универсальная газовая постоянная; $n=1,4$ - показатель политропы при адиабатическом процессе.

Решая уравнение (8) относительно Δp , получаем:

$$\Delta p = \frac{2 \cdot R \cdot m_0 \cdot S_n \cdot \Delta y \cdot \beta}{2 \cdot \Delta t \cdot V_0 \cdot \beta - ((V_0)^2 - (S_n \cdot \Delta y)^2) \cdot R} \quad (11)$$

Из соотношения (11) вытекает, что поскольку разность давлений Δp пропорциональна смещению Δy , то демпфирующие свойства системы начинают эффективно проявляться при перемещениях $\Delta y \approx \frac{V_0}{S_n}$. В этом случае, для оценки разности давлений и упрощения расчетов удобно вместо (11) воспользоваться приближенным соотношением:

$$\Delta p = \frac{R \cdot m_0 \cdot S_n}{V_0} \cdot \frac{\Delta y}{\Delta t} \quad (12)$$

Поскольку разность давлений Δp приводит к возникновению силы F_{TP} , препятствующей перемещению поршня S , а отношение $\Delta y/\Delta t$ - представляет при $\Delta t \rightarrow 0$ мгновенную скорость поршня, то, с учетом (12) уравнение движения поршня примет вид:

$$M\ddot{y} + k y + \delta \dot{y} = 0. \quad (13)$$

Здесь k - жесткость системы, обусловленная геометрическими параметрами рычага и жесткостью пружины (рисунок 3, а); $\delta = \frac{R \cdot m_0 \cdot S^2}{V_0}$.

Конструктивной особенностью рассматриваемого пневмовиброизолятора является наличие в нем устройства, осуществляющего перемещение оси вращения рычага при возникновении разности давлений Δp в объемах $V_{д1}$ и $V_{д2}$ и изменения за счет этого длин плеч рычага.

Оценим влияние изменения длин плеч рычага. Для этого сравним законы движения объекта защиты массой M , при жестком закреплении оси вращения рычага и в случае, когда ось вращения может перемещаться.

В первом случае схема пневмовиброизолятора становится эквивалентной схеме, представленной на рисунке 6, а закон движения объекта защиты массой M принимает вид:

$$M\ddot{y}(t) + c_n y(t) + \delta \dot{y}(t) = F_c, \quad (14)$$

где c_n - жесткость пружин 2,2 (рисунок 3,а), а F_c - внешняя сила, действующая на объект защиты по случайному закону.

Получим закон движения объекта защиты в случае, когда ось вращения рычага имеет возможность перемещаться.

Для этого воспользуемся соотношением:

$$\Delta p \cdot S_{пл} = c_{пл} \cdot \Delta L. \quad (15)$$

Здесь $S_{пл}$ - площадь плунжера 34 (рисунок 3, а), $c_{пл}$ - жесткость пружины плунжера, а ΔL - изменение приращения длин плеч рычага.

Учитывая, что возвращающая сила, действующая на объект защиты массой M , со стороны рычага F_B , связана с результирующей силой сжатия пружин 2, 2 $F_{2,2}$ соотношением

$$F_B = \frac{F_{2,2} \cdot (L_0 + \Delta L)}{(L_0 - \Delta L)}, \quad (16)$$

а сила сжатия пружин 2,2 $F_{2,2}$ выражается через перемещение Δy формулой:

$$F_{2,2} = \frac{c_{п} \cdot \Delta y \cdot (L_0 + \Delta L)}{(L_0 - \Delta L)}, \quad (17)$$

для возвращающей силы F_B получим соотношение:

$$F_B = \frac{c_{п} \cdot \Delta y \cdot (L_0 + \mu \cdot \dot{y}(t))^2}{(L_0 - \mu \cdot \dot{y}(t))^2}, \quad (18)$$

где $L_0 = L_1 = L_2$ - начальная длина плеч рычага, $\mu = \frac{S_{пл} \cdot R \cdot m_0 \cdot S_n}{c_{пл} \cdot V_0}$ - постоянная времени механизма перестановки оси вращения рычажного виброизолятора.

Поэтому закон движения объекта защиты массой M , когда ось вращения рычага может перемещаться, имеет вид:

$$M\ddot{y}(t) + c_{п} \cdot \frac{(L_0 + \mu \cdot \dot{y}(t))^2}{(L_0 - \mu \cdot \dot{y}(t))^2} y(t) + \delta \dot{y}(t) = F_c. \quad (19)$$

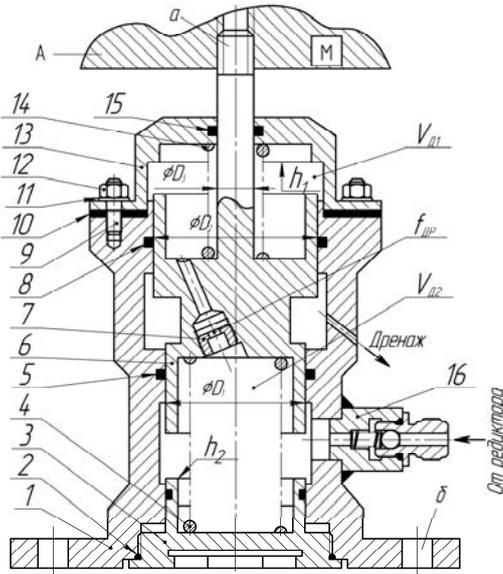


Рисунок 6 – Продольный разрез виброизолятора с демпферной камерой по «закрытой» схеме (фрагмент сборочного чертежа альтернативной конструкции)

Законы движения (14) и (19) описывают изменение во времени отклонения объекта защиты массой M , возникшего от воздействия на него случайных сил. Будем считать, что в начальный момент времени $t = 0$ отклонение объекта защиты массой M , от положения равновесия отсутствует и объекту защиты под действием случайной силы передана скорость \dot{y}_0 . Далее движение объекта защиты массой M в продолжении некоторого времени является свободным от внешних воздействий.

Получающиеся при этом задачи Коши для обыкновенных дифференциальных уравнений (14) и (19) решались средствами программы MathCAD 2000 Professional с помощью встроенной функции Odesolve, реализующей метод Рунге-Кутты интегрирования задачи Коши. На приведенных ниже рисунках изображены графики, характеризующие изменение во времени отклонения объекта защиты массой M , от положения равновесия.

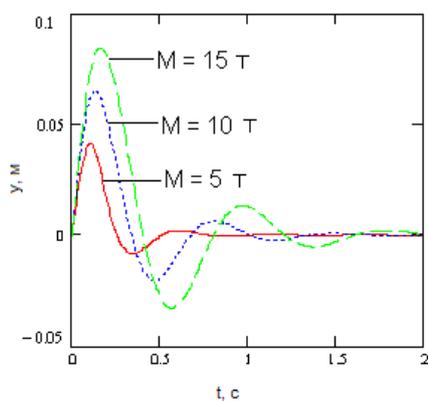


Рисунок 7 – Взаимосвязь параметров M , y , t при жестком закреплении оси вращения рычага

На рисунке 7 показано изменение во времени смещения объектов защиты массами 15 т, 10 т и 5 т при жестком закреплении оси вращения рычага. Из рисунка 7 следует, что с увеличением массы смещение объекта защиты от положения равновесия возрастает, а период колебаний объекта защиты зависит от его массы и также возрастает при её увеличении.

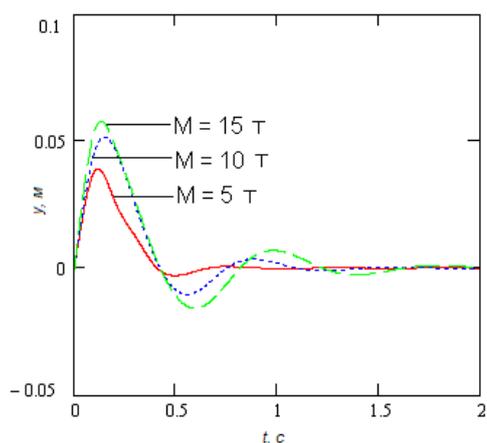


Рисунок 8 – Взаимосвязь параметров M , y , t при переставляемой оси вращения рычага

На рисунке 8 показано изменение во времени смещения тех же объектов защиты массами 15 т, 10 т и 5 т в конструкции с подвижной осью вращения рычага. В расчетах плечо рычага принималось равным 25 см, а постоянная времени $\mu = 0.132$ с. Из рисунка 8 следует, что перемещение оси вращения рычага уменьшает амплитуду колебаний и особенно эффективно для объектов защиты с большими массами. При этом графики, изображающие зависимости от времени смещения равновесия объектов защиты различных масс располагаются

кучнее, сближаются друг с другом, стремясь к графикам, изображающим движение объектов защиты малой массы.

На рисунке 9 изображены графики зависимостей от времени смещений объекта защиты от положения равновесия для различных величин постоянной времени μ . Масса объекта защиты принималась равной 15 т, а размер плеча рычага составлял 25 см. Из графиков следует, что с увеличением μ амплитуда колебаний объекта

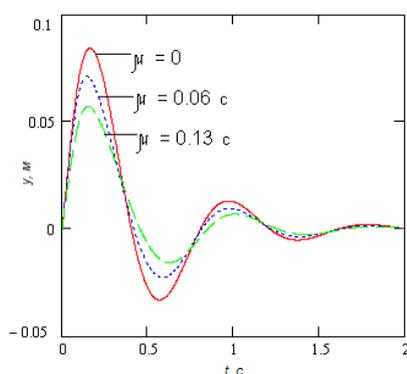


Рисунок 9 - Взаимосвязь параметров M , y , t при жестком закреплении оси вращения рычага ($\mu = 0$) и возможности её перестановки ($\mu = 0,06$ с; $0,13$ с)

защиты массой M уменьшается.

Анализируя приведенные выше графики и, пользуясь расчетными соотношениями (1) – (19), можно подобрать параметры элементов, составляющих конструкцию пневмовиброизолятора, таким образом, чтобы колебания объекта защиты, вызванные воздействием на него случайной внешней силы, гасились наиболее эффективно.

В этой же главе синтезирован набор расчетных соотношений для рычажно-шарнирного виброизолятора на рисунке 4,а с учетом специфики работы клинового задатчика нагрузки, описывающих вертикальные перемещения объекта защиты:

а) зависимость давления внутри демпфера от перемещения плунжера по x :

$$p = Cx \frac{L - 2x}{S_1 \operatorname{tg}(\alpha) \left[L \left(1 + \frac{S}{S_1 \operatorname{tg}(\alpha)} \right) + 2x \cdot \left(1 - \frac{S}{S_1 \operatorname{tg}(\alpha)} \right) \right]} \quad (20)$$

б) уравнение движения объекта защиты относительно системы отсчета, связанной с демпфером:

$$\ddot{y} + \frac{C \cdot S_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{M(S_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) - S)} \left[1 - \frac{4y \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \left(1 - \frac{S}{S_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) + S} \right)}{L + 2y \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \left(1 - \frac{S}{S_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) + S} \right)} \right] y = g + \ddot{\xi} \quad (21)$$

С учетом $y \ll L$, (21) трансформируется к виду:

$$\ddot{y} + \frac{C \cdot S_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{M(S_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) - S)} y = g + \ddot{\xi} \quad (22)$$

Аналитическое решение уравнения (22) записывается в виде:

$$y = C_1 \cdot \cos(\omega_0 t) + C_2 \cdot \sin(\omega_0 t) + \frac{g}{\omega_0^2} - \frac{H_0 \omega^2}{\omega_0^2 - \omega^2} \sin(\omega t), \quad (23)$$

где постоянные C_1 , и C_2 определяются начальным условием.

Здесь: $L = L_1 + L_2$ – длина рычага 5 (рисунок 4,а); $\Phi D_1(S_1)$, $\Phi D_2(S_2)$, $\Phi D(S)$ – соответственно диаметры (площади) рабочего 7 и дополнительного 3 поршней и диаметр (площадь) плунжера 11; c – жесткость пружины 13; p – управляющее давление во внутренней полости виброизолятора; $y = \frac{d^2 y}{dt^2}$ – проекция относительного ускорения на ось y ; Mg – сила тяжести объекта защиты; M – масса объекта защиты; $\xi = H_0 \cdot \sin(\omega t)$ – заданный закон возмущения, вертикального перемещения виброизолятора по y ; $\omega_0^2 = \frac{c \cdot S_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{M \cdot (S_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) - S)}$, где ω_0 – собственная частота малых колебаний объекта защиты.

В работе представлен анализ и сопоставление известных результатов исследования АЧХ устройств с традиционной последовательной установкой подвижных масс на примере созданного в СГАУ проф. Д.Е. Чегодаевым, О.П. Мулюкиным имитатора ЧМ-46 с результатами физического эксперимента аналогичного назначения, проведенного автором на специально созданном имитаторе БИМ-81-47-46 с ортогональным размещением упругоподвешенных масс, кинематически связанных рычажно-шарнирным механизмом. Публикации автора, освещающие результаты проведенного физического эксперимента, подтвердили прогнозируемое резкое снижение количества и амплитуды резонансных пиков на АЧХ подвижных звеньев в имитаторе с рычажно-шарнирной связью упругоподвешенных масс в сравнении с количеством и амплитудой резонансных пиков подвижных звеньев с традиционным последовательным их размещением.

В третьей главе охарактеризована проблема обеспечения заданных прочностных характеристик РШКС в критических сечениях с максимальным воздействием динамических сил, сложное напряженно-деформированное состояние которых приводит к накоплению усталостных повреждений в местах концентраторов напряжений, разрушению поверхности шарнира и излому его сопряжения с рычагом.

В связи с этим проанализированы особенности конструктивного исполнения силовых сопряжений РШКС (рисунок 10), воспринимающих внешние возмущения и передающих их на диссипатирующие узлы и элементы различной физической природы.

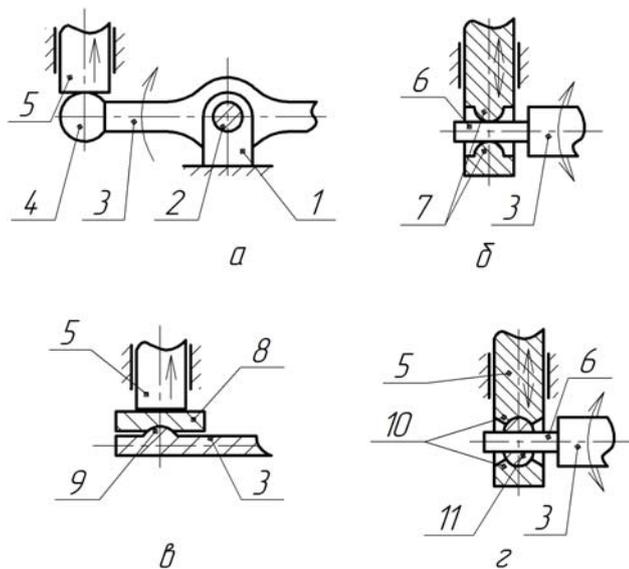


Рисунок 10 – Основные типы силовых сопряжений РШКС

а – сопряжение «плоскость – сфера»; б – сопряжение «сфера – вал»; в – сопряжение «плоскость – плоскость – сфера»; г – сопряжение по сферическому шарниру пространственного положения.

1 – П-образная опора оси вращения рычага; 2 - ось вращения рычага (шарнир); 3 – плечо рычага; 4, 9 – сферическое окончание рычага; 5 – переставляемый поршень возвратно-поступательного действия; 6 – валообразное окончание рычага; 7, 10 – внутренние сферообразные контактно-силовые поверхности поршня (шарнир); 8 – плоско-сферическая проставка; 11 - сферообразный шарнир пространственного положения

Для прогнозирования поведения прочностных свойств силовых сопряжений РШКС агрегатов транспортной техники при варьировании внешних воздействий разработан метод расчета напряженно - деформированного состояния силовых сопряжений сложной формы, выполненных из анизотропных упругих элементов для специфических условий деформирования контактируемых силовых поверхностей:

а) на всей поверхности деформируемого элемента заданы перемещения, причем область, в которой они отличны от нуля, составляет только часть от поверхности тела и меняется со временем.

Деформируемое тело полагается имеющим конечные размеры, а его материал однородным. Его состояние описывается следующей задачей теории упругости

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{ij,j}(\mathbf{x},t) = F(\mathbf{x},t); \quad \varepsilon_{ij}(\mathbf{x},t) = \frac{1}{2} \{u_{i,j}(\mathbf{x},t) + u_{j,i}(\mathbf{x},t)\}; \\ \sigma_{ij}(\mathbf{x},t) = \Gamma_{ijpq} \cdot \varepsilon_{pq}(\mathbf{x},t); \quad u_i(\mathbf{x},t)|_{s(t)} = u_{i0}(\mathbf{x},t) \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

Представим функцию Грина $G_{mn}(\mathbf{x},\mathbf{y},t)$ краевой задачи (24) в виде суммы двух функций:

$$G_{mn}(\mathbf{x},\mathbf{y},t) = K_{mn}(\mathbf{x},\mathbf{y},t) + W_{mn}(\mathbf{x},\mathbf{y},t) \quad (25)$$

Здесь $K_{mn}(\mathbf{x},\mathbf{y},t)$ - фундаментальное решение оператора Ламе - тензор Кельвина – Сомильяны, а $W_{mn}(\mathbf{x},\mathbf{y},t)$ - решение краевой задачи:

$$\left. \begin{aligned} (L)_{em} W_{mn}(\mathbf{x},\mathbf{y},t) = 0; \\ W_{mn}(\mathbf{x},\mathbf{y},t)|_{s(t)} = -K_{mn}(\mathbf{x},\mathbf{y},t) \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Тогда решение краевой задачи (24) может быть записано в виде:

$$u_i(\mathbf{x}, t) = \int_V G_{ij}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, t) F_j(\mathbf{y}, t) d\mathbf{y} - \int_S u_{k0}(\mathbf{x}, t) \overline{\sigma_{ikm}}(G_{mj}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, t)) n_j(\mathbf{x}, \mathbf{y}, t) dS \quad (27)$$

Для определения значений искомой функции $W_{mn}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, t)$ на поверхности тела:

$$W_{mn}(\mathbf{x}_s - \mathbf{y}, t) = \frac{1}{(2\pi)^3} \int_{R^3} ((L)_{mn}^*(\mathbf{k}))^{-1} \cdot e^{i\mathbf{k}(\mathbf{x}_s - \mathbf{y})} d\mathbf{k} \quad (28)$$

решение задачи (26) определяется в виде объемного потенциала

$$W_{mn}(\mathbf{x}, t) = \int_{V_1} K_{mp}(\mathbf{x} - \mathbf{y}, t) F_{pn}(\mathbf{y}, t) d\mathbf{y} \quad (29)$$

Здесь объем интегрирования V_1 содержит внутри себя объем V , занимаемый деформируемым телом, а тензор $F_{pn}(\mathbf{y}, t)$ – это тензор массовых сил, распределенных в объеме V_1 .

Интегрирование в (29) осуществлялось фактически по разности объемов V и V_1 . Функция $W_{nm}(\mathbf{x}, t)$, представленная формулой (29), удовлетворяет уравнению краевой задачи (24) по свойствам фундаментального решения, а подбор $F_{pn}(\mathbf{y}, t)$ осуществляется с учетом выполнения краевых условий задачи (26).

Проведение ряда преобразований, с использованием равенств для задания компонент тензора $N(xs)e^{-ikxs}$, интегрирования промежуточного выражения по поверхности S с последующим переходом к интегрированию по поверхности V и введение ряда обозначений с раскрытием оператора дивергенции с учетом найденного при этом соотношения теоремы о свертке, позволило получить уравнение для определения Фурье-образов координат массовой силы:

$$W_{mq}^*(\mathbf{k}, t) = \delta_{ml} \left\{ -ik_l K_{lp}^*(\mathbf{k}, t) + K_{lp}^*(\mathbf{k}, t) \right\} F_{pq}^*(\mathbf{k}, t). \quad (30)$$

Здесь введены обозначения:

$$\left. \begin{aligned} K_{lp}^*(\mathbf{k}, t) &= \int_{V_z} e^{-ikz} \cdot K_{lp}(z, t) dz; \\ K_{lp,l}^*(\mathbf{k}, t) &= \int_{V_z} e^{-ikz} \cdot \frac{\partial}{\partial x_l} K_{lp}(z, t) dz \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

В формулах (31) объем интегрирования V_2 определяется объемами V_1 , V и соотношением $Z = \mathbf{x} - \mathbf{y}$. В равенстве (30) выражение $\delta_{ml} \left\{ -ik_l K_{lp}^*(\mathbf{k}, t) + K_{lp}^*(\mathbf{k}, t) \right\}$ представляет собой матрицу третьего порядка, элементы которой – функции параметра \mathbf{k} , а определитель отличен от нуля. Из построения матрицы $M_{in}(\mathbf{k}, t)$, обратной для матрицы системы, получена формула:

$$f_{ij}(\mathbf{k}, t) = M_{in}(\mathbf{k}, t) \cdot W_{nj}^*(\mathbf{k}, t), \quad (32)$$

позволяющая записать $W_{mn}(\mathbf{x}, t)$ - решение краевой задачи (26) в виде:

$$W_{mn}(\mathbf{x}, t) = \int_{V_1} K_{mp}(\mathbf{x} - \mathbf{y}, t) \left\{ \frac{1}{(2\pi)^3} \int_{R^3} e^{i\mathbf{k}\mathbf{y}} M_{pl}(\mathbf{k}, t) W_{ln}^*(\mathbf{k}, t) d\mathbf{k} \right\} d\mathbf{y} \quad (33)$$

Из (25) и (33) для функции Грина $G_{mn}(\mathbf{x} - \mathbf{y}, t)$ краевой задачи (24) получено:

$$G_{mn}(\mathbf{x} - \mathbf{y}, t) = K_{mn}(\mathbf{x} - \mathbf{y}, t) + \int_{V_1} K_{mp}((\mathbf{x} - \mathbf{y}, t) - \mathbf{y}_1) \times \\ \times \left\{ \frac{1}{(2\pi)^3} \int_{R^3} e^{-i\mathbf{k}\mathbf{y}_1} \cdot M_{pl}(\mathbf{k}, t) W_{ln}^*(\mathbf{k}, t) d\mathbf{k} \right\} d\mathbf{y} \quad (34)$$

Из проведенного доказательства теоремы, что тензор-функция $W_{mn}(\mathbf{x}, t)$, определяемая равенством (33), есть решение краевой задачи (26) вытекает, что соотношение (34) определяет функцию Грина краевой задачи (24);

б) на всей поверхности деформируемого элемента заданы внешние усилия, причем область, в которой эти усилия отличны от нуля, также составляют только часть от поверхности тела, и меняется со временем.

В этом случае напряженно - деформируемое состояние тела описывается следующей краевой задачей теории упругости:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{ij,j}(\mathbf{x}, t) &= F_i(\mathbf{x}, t); \varepsilon_{ij}(\mathbf{x}, t) = \frac{1}{2} \{u_{i,j}(\mathbf{x}, t) + u_{j,i}(\mathbf{x}, t)\} \\ \sigma_{ij}(\mathbf{x}, t) &= \Gamma_{ijpq} \cdot \varepsilon_{pq}(\mathbf{x}, t); \sigma_{ij}(\mathbf{x}, t) n_j(\mathbf{x}, t) \Big|_{S(t)} = P_i(x_s, t) \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

Функция Грина $G_{mn}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, t)$ краевой задачи (35) как и в предыдущем случае представима в виде суммы:

$$G_{mn}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, t) = K_{mn}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, t) + W_{mn}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, t), \quad (36)$$

причем $W_{mn}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, t)$ - есть решение краевой задачи:

$$\left. \begin{aligned} (L)_{lm} W_{mn}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, t) &= 0; \\ \sigma_{ij}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, t) n_j(\mathbf{x}) \Big|_{S(t)} &= -\sigma_{ij}(K) n_j(\mathbf{x}) \Big|_{S(t)} = P_i^*(x_s, y, t) \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

После введения $G_{mn}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, t)$ решение краевой задачи (36) запишем в виде:

$$u_i(\mathbf{x}, t) = \int_V G_{ij}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, t) F_j(\mathbf{y}, t) d\mathbf{y} - \int_S G_{ij}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, t) P_j(y_s, t) dS \quad (38)$$

и определим поверхностное значение функции:

$$\sigma_{ij}(x_s, \mathbf{y}, t) n_j(x_s) = -\frac{1}{(2\pi)^3} \sigma_{ij} \left(\int_{R^3} K^*(\mathbf{k}, t) \right)^{-1} \cdot e^{i\mathbf{k}\mathbf{x}_s} d\mathbf{k} n_j(x_s) = P_i^W(x_s, \mathbf{y}, t) \quad (39)$$

Решение задачи (37) находилось в виде:

$$W_{mn}(\mathbf{x}, t) = \int_{V_1} K_{mp}(\mathbf{x} - \mathbf{y}, t) F_{pn}(\mathbf{y}, t) d\mathbf{y} \quad (40)$$

Подбор $F_{pn}(y, t)$ осуществляется из условия выполнения краевых условий задачи (35).

Преобразование Фурье краевой задачи (37), интегрирование по частям, применение формулы Остроградского-Гаусса и теоремы о свертке для Фурье-образов координат тензора напряжений позволило получить:

$$\sigma_{\alpha\beta\gamma}^*(\mathbf{k}, t) = K_{\alpha\beta\gamma}^\sigma(\mathbf{k}, t)F_{\delta\gamma}^*(\mathbf{k}, t) \quad (41)$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\alpha\beta\gamma}^*(\mathbf{k}, t) &= \int_V e^{ik \cdot x} \cdot \sigma_{\alpha\beta\gamma}(\mathbf{x}, t) d\mathbf{x} \\ K_{\alpha\beta\gamma}^\sigma(\mathbf{k}, t) &= \int_{V_K} e^{ik \cdot x} \cdot \sigma(K)_{\alpha\beta\delta}(\mathbf{x}, t) d\mathbf{x} \\ F_{\delta\gamma}^*(\mathbf{k}, t) &= \int_{V_1} e^{ik \cdot x} \cdot F_{\delta\gamma}(\mathbf{x}, t) d\mathbf{x} \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

$$P_{\alpha\gamma}^{*W}(\mathbf{k}, t) = ik_\beta K_{\alpha\beta\delta}^\sigma(\mathbf{k}, t)F_{\delta\gamma}^*(\mathbf{k}, t) \quad (43)$$

Система линейных алгебраических уравнений (43), эквивалентная исходной краевой задаче, в силу единственности решения последней также имеет единственное решение, и, следовательно, ее определитель отличен от нуля. Поэтому матрица системы $ik_\beta K_{\alpha\beta\delta}^\sigma(\mathbf{k}, t)$ имеет обратную матрицу $K_{\alpha\delta}(\mathbf{k}, t)$, используя которую решение системы уравнений (43) можно записать в виде:

$$F_{\delta\gamma}^*(\mathbf{k}, t) = K_{\delta\alpha}(\mathbf{k}, t)P_{\alpha\gamma}^{*W}(\mathbf{k}, t) \quad (44)$$

Из (44), с помощью обратного Фурье-преобразования для $W_{mn}(x, t)$ получено соотношение:

$$W_{mn}(x, t) = \int_{V_1} K_{mp}(\mathbf{x} - \mathbf{y}, t) \left\{ \frac{1}{(2\pi)^3} \int_{R^3} e^{ik \cdot y} \cdot K_{pq}(\mathbf{k}, t) \cdot P_{qn}^{*W}(\mathbf{k}, t) dK \right\} dy \quad (45)$$

Из представленных в работе доказательств теорем:

- функция $W_{mn}(x, t)$, определяемая соотношением (45), удовлетворяет системе уравнений краевой задачи (37);

- функция $W_{mn}(x, t)$, определяемая соотношением (45), удовлетворяет краевым условиям задачи (37)

следует, что (45) представляет собой решение краевой задачи (37);

в) на части поверхности деформируемого элемента заданы внешние усилия, а на части – перемещения, причем области, в которых они заданы, составляют только часть от поверхности тела и меняются со временем.

Этот случай нагружения описывается следующей задачей теории упругости:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{ij,j}^*(\mathbf{x},t) &= F_i^*(\mathbf{x},t); \varepsilon_{ij}^*(\mathbf{x},t) = \frac{1}{2} \{u_{i,j}^*(\mathbf{x},t) + u_{j,i}^*(\mathbf{x},t)\} \\ \sigma_{ij}^*(\mathbf{x},t) &= \Gamma_{ijpq} \cdot \varepsilon_{pq}^*(\mathbf{x},t); \\ u_i^*(\mathbf{x},t) \Big|_{S_u(t)} &= u_{io}^*(x_s, t); \sigma_{ij}^*(\mathbf{x},t) n_j(\mathbf{x}) \Big|_{S_\sigma(t)} = P_i^*(x_s, t) \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

Здесь на части поверхности деформируемого тела $S_U(t)$ заданы перемещения $U_{io}^*(x_s, t)$, а на остальной части $S_\sigma(t)$ – поверхностные силы $P_i^*(x_s, t)$.

Будем считать материал деформируемого тела однородным анизотропным. Тогда, как и ранее, тензор Кельвина-Сомильяны для анизотропного оператора Ламе позволит свести неоднородную краевую задачу (46) к однородной:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{ij,j}(\mathbf{x},t) &= 0; \varepsilon_{ij}(\mathbf{x},t) = \frac{1}{2} \{u_{i,j}(\mathbf{x},t) + u_{j,i}(\mathbf{x},t)\} \\ \sigma_{ij}(\mathbf{x},t) &= \Gamma_{ijpq} \cdot \varepsilon_{pq}(\mathbf{x},t); \\ u_i(\mathbf{x},t) \Big|_{S_u(t)} &= u_{io}(x_s, t); \sigma_{ij}(\mathbf{x},t) n_j(\mathbf{x}) \Big|_{S_\sigma(t)} = P_i(x_s, t) \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

При решении задачи (47) использованы представленные выше решения первой и второй краевых задач.

Решение краевой задачи (47) при использовании формулы Стокса для оператора Ламе запишется в виде:

$$u_i(\mathbf{x},t) = \int_S [K_{ij}(\mathbf{x} - y_s, t) \cdot P_j(y_s, t) - (\sigma)_{ijq}(K(\mathbf{x} - y_s, t)) \cdot u_j(y_s, t) \cdot n_q(y_s)] dS \quad (48)$$

С учетом действия оператора напряжений на тензор Кельвина-Сомильяны $(\sigma)_{ijq}(K(\mathbf{x} - y_s, t))$, разделение поверхности тела на две части S_U и S_δ и проведения преобразования Фурье получено:

$$u_i^*(\mathbf{k},t) = K_{ij}^*(\mathbf{k},t) P_{ju}^*(\mathbf{k},t) + K_{ij}^{*\delta}(\mathbf{k},t) P_j^*(\mathbf{k},t) - (un)_{jq}^*(\mathbf{k},t) (\sigma)_{ijq}^{*u}(\mathbf{k},t) - (un)_{jq}^{*\delta}(\mathbf{k},t) (\sigma)_{ijq}^{*\delta}(\mathbf{k},t) \quad (49)$$

Здесь $P_{ju}^*(\mathbf{k},t)$, $P_j^*(\mathbf{k},t)$ – Фурье-образы поверхностных сил, заданных по части поверхности, где известны перемещения $u(\mathbf{x},t)$ и поверхностные силы, соответственно; $(un)_{jq}^{*u}(\mathbf{k},t)$, $(un)_{jq}^{*\delta}(\mathbf{k},t)$ – Фурье-образы функций, заданных на поверхности деформируемого тела и представляющих собой произведение j -ой

координаты вектора перемещений на q -ую координату вектора нормали к поверхности.

Величины $P_{ju}^*(\mathbf{k}, t)$ и $(un)_{jq}^{\delta}(\mathbf{k}, t)$ в соотношении (49) неизвестны, их определение проводилось путем использования известных решений первой и второй краевых задач статической теории упругости при записи вектора перемещений $u_i(\mathbf{x}, t)$ в виде объемного потенциала:

$$u_i(\mathbf{x}, t) = \int_{V_0} K_{ij}(\mathbf{x} - \mathbf{y}, t) F_j(\mathbf{y}, t) dy \quad (50)$$

Вектор перемещений, заданный соотношением (50) в силу свойств объемного потенциала, удовлетворяет системе уравнений краевой задачи (47) с учетом, что x принадлежит поверхности S .

Осуществление интегрирования по поверхности S – границе тела, применение формулы Остроградского - Гаусса, теоремы о свертке по объему и проведение ряда преобразований с учетом разделения поверхности тела на части $S_u(t)$, $S_\delta(t)$ позволило получить:

$$\left\{ K_{im}^*(\mathbf{k}, t) - K_{ij}^{*u}(\mathbf{k}, t) i k_q K_{iqm}^*(\mathbf{k}, t) + [i k_q \cdot K_{im}^*(\mathbf{k}, t) + K_{im}^*, q(\mathbf{k}, t)] \cdot (\sigma)_{imq}^{\sigma}(\mathbf{k}, t) \right\} \cdot F_m^*(\mathbf{k}, t) = \left[K_{ijq}^{\sigma}(\mathbf{k}, t) - K_{ij}^u(\mathbf{k}, t) \right] P_j^*(\mathbf{k}, t) + \left[(\sigma)_{ijq}^{\sigma}(\mathbf{k}, t) - (\sigma)_{ijq}^u(\mathbf{k}, t) \right] (un)_{jq}^*(\mathbf{k}, t) \quad (51)$$

Соотношение (51) представляет собой систему трех уравнений ($i=1,2,3$) для определения трех неизвестных функций $F_m(\mathbf{k}, t)$ и является интегральным образом исходной краевой задачи. Введение матрицы $R_{mi}(\mathbf{x}, t)$, обратной матрицы системы, позволило решение системы записать в виде:

$$F_m^*(\mathbf{k}, t) = R_{mi}(\mathbf{k}, t) \left\{ \left[K_{ij}^{\sigma}(\mathbf{k}, t) - K_{ij}^u(\mathbf{k}, t) \right] P_j^*(\mathbf{k}, t) + \left[(\sigma)_{ijq}^{\sigma}(\mathbf{k}, t) - (\sigma)_{ijq}^u(\mathbf{k}, t) \right] (un)_{iq}^u(\mathbf{k}, t) \right\} \quad (52)$$

Соотношения (50) и (52) позволяют записать решение исходной задачи в виде:

$$u_i(\mathbf{x}, t) = \int_{V_0} K_{im}(\mathbf{x} - \mathbf{y}, t) \frac{1}{(2\pi)^3} \int_{R^3} e^{-ik \cdot y} \cdot R_{mk}(\mathbf{k}, t) \left\{ \left[K_{hj}^{\sigma}(\mathbf{k}, t) - K_{hj}^u(\mathbf{k}, t) \right] \cdot P_j^*(\mathbf{k}, t) + \left[(\sigma)_{hjq}^{\sigma}(\mathbf{k}, t) - (\sigma)_{hjq}^u(\mathbf{k}, t) \right] (un)_{jq}^u(\mathbf{k}, t) \right\} d\mathbf{k} dy \quad (53)$$

Из представленных в работе доказательств теории:

- квадратура (53) удовлетворяет системе дифференциальных уравнений краевой задачи (47)

- квадратура (53) удовлетворяет краевым условиям задачи (47)

следует, что квадратура (53) есть решение краевой задачи (47).

При определении краевых условий принималось во внимание, что закон движения объекта защиты массой M (рисунок 3,а) известен, а, следовательно, определена зависимость во времени его перемещения по оси y ($y = y(t)$) и известны возвращающие усилия $F_{\text{в}}$ поршневой системы, воздействующие на конкретные геометрические формы силовых сопряжений (рисунок 11).

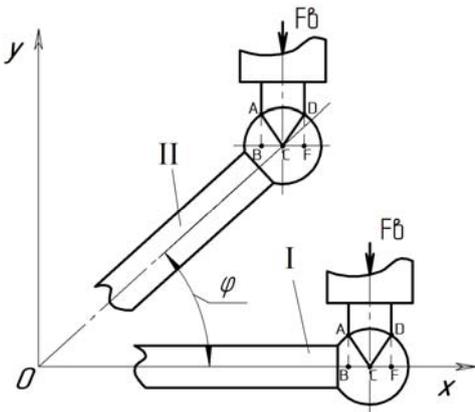


Рисунок 11 – К определению зависимости от времени поверхностных усилий $P = f(F_{\text{в}})$, приложенных к поверхности сферического окончания рычага в исходном состоянии (I) и при его смещении (II)

Это позволяет использовать для оценки поверхностных усилий $P = f(F_{\text{в}})$ на поверхности контакта сферического окончания рычага и его опоры соотношения:

$$P_x(x, y, t) \Big|_{S_{AB}} = 0; \quad (54)$$

Указанная зависимость с учетом принятых на рисунке 3,а обозначений представлена в виде:

$$P_y(x, y, t) = mg + c_n \cdot y(t); \quad l - x' \leq x \leq l + x'; \quad (55)$$

здесь $x' = r \cdot \sin\left(\beta + \arcsin\left(\frac{y(t)}{l}\right)\right)$; $y = r \sqrt{1 - \sin^2\left(\beta + \arcsin\left(\frac{y(t)}{l}\right)\right)}$;

r - радиус сферического окончания рычага, l - плечо рычага; β - угол; ACB - угловой размер опоры окончания рычага.

Вышеизложенное легло в основу практического использования разработанного метода в конкретных расчетах типовых силовых сопряжений рычажно-шарнирных кинематических связей «плоскость-плоскость», «плоскость-сфера-плоскость»:

а) *математическое описание деформированного состояния опоры сферического окончания рычага, выполненного из анизотропного материала.*

Опора сферического окончания рычага, изображенная на рисунке 12, находится под воздействием меняющихся во времени внешних нагрузок.

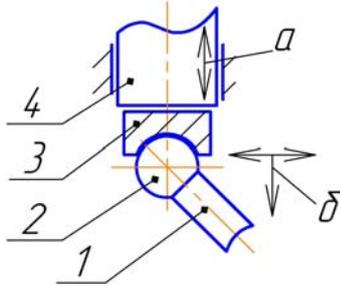


Рисунок 12 – К расчету деформированного состояния опоры сферического окончания плеча рычага

1 – плечо рычага; 2 – сферическое окончание плеча рычага; 3 – опора; 4 – силовой поршень возвратно поступательного действия
а, б – соответственно, направления движения поршня 4 и опоры 3

Закон изменения компонентов вектора перемещений на поверхности, ограничивающей опору и массовых сил известен. Ограничимся плоским случаем. Тогда напряженно-деформированное состояние опоры, согласно сказанному, описывается следующей краевой задачей анизотропной теории упругости:

$$\begin{aligned} \sigma_{ij,j}(\mathbf{x}, t) &= F_i(\mathbf{x}, t); & \varepsilon_{ij}(\mathbf{x}, t) &= \frac{1}{2} \{u_{i,j}(\mathbf{x}, t) + u_{j,i}(\mathbf{x}, t)\}; \\ \sigma_{ij}(\mathbf{x}, t) &= \Gamma_{ijpq} \varepsilon_{pq}(\mathbf{x}, t); & u_i(\mathbf{x}, t)|_{S(t)} &= u_{i0}(\mathbf{x}, t). \end{aligned} \quad (56)$$

Здесь деформируемое тело – это анизотропная квадратная пластина со стороной 40π и круглым вырезом радиуса 10π . Массовые силы $F_i(\mathbf{x}, t)$ и перемещения на границе $u_{i0}(\mathbf{x}, t)$ задаются соотношениями:

$$\begin{aligned} F_x(\mathbf{x}, t) &= (5,32 \cdot 10^{-4} + 8,16 \cdot 10^{-5} y^2 + 1,152 \cdot 10^{-4} xy - 1,152 \cdot 10^{-4} y) \sin(t), \\ F_y(\mathbf{x}, t) &= (8,16 \cdot 10^{-5} y^2 + 7,98 \cdot 10^{-5} xy) \sin(t), \\ P_x(x, y)|_{S(t)} &= [(1,33 + 1,33 \cdot 10^{-5} \cdot y^3 + 5,32 \cdot 10^{-4} \cdot x + 2,4 \cdot 10^{-5} \cdot x \cdot y^2) n_x(x, y) + \\ &+ (5,76 \cdot 10^{-5} \cdot x \cdot y^2 - 5,76 \cdot 10^{-5} \cdot y^2 + 1,92 \cdot 10^{-5} \cdot y^3) n_y(x, y)] \cdot \sin(t); \\ P_y(x, y)|_{S(t)} &= [(3,99 \cdot 10^{-5} \cdot x \cdot y^2 + 0,8 + 8 \cdot 10^{-6} \cdot y^3 + 3,2 \cdot 10^{-4} \cdot x) n_y(x, y) + \\ &+ (5,76 \cdot 10^{-5} \cdot x \cdot y^2 - 5,76 \cdot 10^{-5} \cdot y^2 + 1,92 \cdot 10^{-5} \cdot y^3) n_x(x, y)] \cdot \sin(t); \end{aligned} \quad (57)$$

Закон Гука в соотношениях (54) имеет вид:

$$\begin{aligned} \sigma_{xx}(x, y) &= \lambda_1 \varepsilon_{xx}(x, y) + \lambda_2 \varepsilon_{yy}(x, y), & \sigma_{yy}(x, y) &= \lambda_1 \varepsilon_{yy}(x, y) + \lambda_2 \varepsilon_{xx}(x, y), \\ \sigma_{xy}(x, y) &= 4\lambda_3 \varepsilon_{xy}(x, y), & \sigma_{yx}(x, y) &= \sigma_{xy}(x, y). \end{aligned} \quad (58)$$

Упругие постоянные: $\lambda_1 = 1,33$ $\lambda_2 = 0,8$ $\lambda_3 = 0,96$.

Для построения тензора Грина краевой задачи (56) используем соотношение:

$$u_i(\mathbf{x}, t) = \int_V G_{ij}(\mathbf{x} - \mathbf{y}) F_j(\mathbf{y}, t) d\mathbf{y} - \int_{S_u} u_{jS}(\mathbf{y}_S, t) (\sigma)_{ijq}(\mathbf{G}(\mathbf{x} - \mathbf{y}_S)) n_q(\mathbf{y}_S) dS \quad (59)$$

Выберем в качестве опорных функций – решений задачи (54) -перемещения:

$$\begin{aligned} u1_x(x, y) &= 0, & u1_y(x, y) &= (x^2 - (20\pi)^2)(y^2 - (20\pi)^2)(x^2 + y^2 - (10\pi)^2) \\ u2_y(x, y) &= 0, & u2_x(x, y) &= (x^2 - (20\pi)^2)(y^2 - (20\pi)^2)(x^2 + y^2 - (10\pi)^2). \end{aligned} \quad (60)$$

Тогда, подставляя массовые силы и краевые условия, порождаемые перемещениями (60) в соотношение (59), получим интегральное уравнение для

поиска тензора Грина $G_{ij}(\mathbf{x} - \mathbf{y})$ краевой задачи (56).

Поскольку полученное интегральное уравнение обладает разностным ядром, оно решалось методом преобразования Фурье с использованием теорем о свертках по конечным области и поверхности. Для численных расчетов применялось быстрое преобразование Фурье. Расчеты осуществлялись средствами программы MathCAD 2000 Professional.

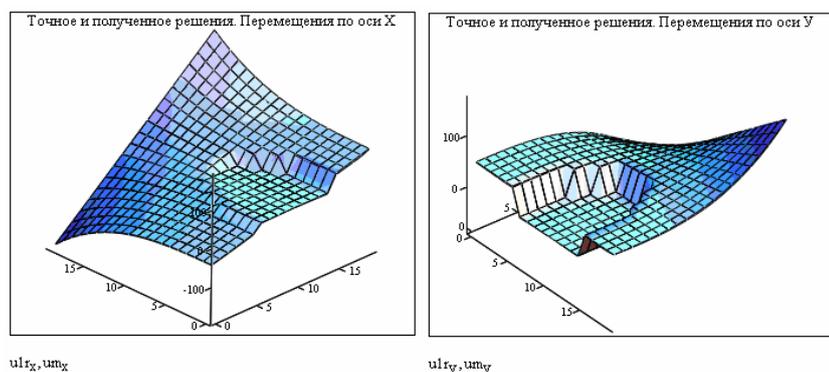


Рисунок 13 – Графики перемещений (к рисунку 12)

На рисунке 13 приводятся результаты расчета – изображены графики точного и найденного перемещения по оси x а также - графики точного и найденного перемещений по оси y .

Видно, что они практически совпадают. Значения деформаций, рассчитывались для момента времени $t = \pi/2$ сек;

б) математическое описание деформированного состояния сферического окончания рычага, выполненного из анизотропного материала.

Сферическое окончание рычага, изображенное на рисунке 14 находится под воздействием меняющихся во времени внешних нагрузок.

Закон изменения компонентов вектора перемещений на поверхности, ограничивающей опору и массовых сил известен.

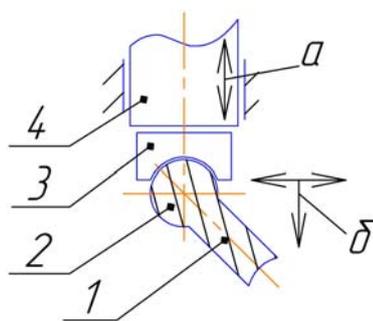


Рисунок 14 – К расчету деформированного состояния рычага
1 – плечо рычага; 2 – сферическое окончание плеча рычага;
3 – опора; 4 – силовой поршень возвратно поступательного действия
а, б – соответственно, направления движения поршня 4 и опоры 3

Ограничимся плоским случаем. Тогда напряженно-деформированное состояние опоры, согласно сказанному, описывается следующей краевой задачей анизотропной теории упругости:

$$\begin{aligned}\sigma_{ij,j}(\mathbf{x}, t) &= F_i(\mathbf{x}, t); & \varepsilon_{ij}(\mathbf{x}, t) &= \frac{1}{2} \{u_{i,j}(\mathbf{x}, t) + u_{j,i}(\mathbf{x}, t)\}; \\ \sigma_{ij}(\mathbf{x}, t) &= \Gamma_{ijpq} \varepsilon_{pq}(\mathbf{x}, t); & u_i(\mathbf{x}, t)|_{S(t)} &= u_{i0}(\mathbf{x}, t).\end{aligned}\quad (61)$$

Здесь деформируемое тело – это анизотропная прямоугольная пластина со стороной 50π и круглым окончанием радиуса 10π . Зависящие от времени массовые силы $F_i(\mathbf{x}, t)$ и перемещения на границе $u_{i0}(\mathbf{x}, t)$ задаются соотношениями:

$$\begin{aligned}F_x(\mathbf{x}, t) &= (5,32 \cdot 10^{-4} + 8,16 \cdot 10^{-5} y^2 + 1,152 \cdot 10^{-4} xy - 1,152 \cdot 10^{-4} y) \sin(t), \\ F_y(\mathbf{x}, t) &= (8,16 \cdot 10^{-5} y^2 + 7,98 \cdot 10^{-5} xy) \sin(t), \\ P_x(x, y)|_{S(t)} &= [(1,33 + 1,33 \cdot 10^{-5} \cdot y^3 + 5,32 \cdot 10^{-4} \cdot x + 2,4 \cdot 10^{-5} \cdot x \cdot y^2) n_x(x, y) + \\ &+ (5,76 \cdot 10^{-5} \cdot x \cdot y^2 - 5,76 \cdot 10^{-5} \cdot y^2 + 1,92 \cdot 10^{-5} \cdot y^3) n_y(x, y)] \cdot \sin(t); \\ P_y(x, y)|_{S(t)} &= [(3,99 \cdot 10^{-5} \cdot x \cdot y^2 + 0,8 + 8 \cdot 10^{-6} \cdot y^3 + 3,2 \cdot 10^{-4} \cdot x) n_y(x, y) + \\ &+ (5,76 \cdot 10^{-5} \cdot x \cdot y^2 - 5,76 \cdot 10^{-5} \cdot y^2 + 1,92 \cdot 10^{-5} \cdot y^3) n_x(x, y)] \cdot \sin(t);\end{aligned}\quad (62)$$

Закон Гука в соотношениях (61) имеет вид:

$$\begin{aligned}\sigma_{xx}(x, y) &= \lambda_1 \varepsilon_{xx}(x, y) + \lambda_2 \varepsilon_{yy}(x, y), & \sigma_{yy}(x, y) &= \lambda_1 \varepsilon_{yy}(x, y) + \lambda_2 \varepsilon_{xx}(x, y), \\ \sigma_{xy}(x, y) &= 4\lambda_3 \varepsilon_{xy}(x, y), & \sigma_{yx}(x, y) &= \sigma_{xy}(x, y).\end{aligned}\quad (63)$$

Упругие постоянные: $\lambda_1 = 1,33$ $\lambda_2 = 0,8$ $\lambda_3 = 0,96$.

Для построения тензора Грина краевой задачи (61) используем соотношение:

$$u_i(\mathbf{x}, t) = \int_V G_{ij}(\mathbf{x} - \mathbf{y}) F_j(\mathbf{y}, t) d\mathbf{y} - \int_{S_0} u_{jS}(\mathbf{y}_S, t) (\sigma)_{ijq}(\mathbf{G}(\mathbf{x} - \mathbf{y}_S)) n_q(\mathbf{y}_S) dS \quad (64)$$

Выберем в качестве опорных функций – решений задачи (61) -перемещения:

$$\begin{aligned}u1_x(x, y) &= 0, & u1_y(x, y) &= (x^2 - (20\pi)^2)(y^2 - (20\pi)^2)(x^2 + y^2 - (10\pi)^2) \\ u2_x(x, y) &= 0, & u2_y(x, y) &= (x^2 - (20\pi)^2)(y^2 - (20\pi)^2)(x^2 + y^2 - (10\pi)^2).\end{aligned}\quad (65)$$

Тогда, подставляя массовые силы и краевые условия, порождаемые перемещениями (65) в соотношение (64), получим интегральное уравнение для поиска тензора Грина $G_{ij}(\mathbf{x} - \mathbf{y})$ краевой задачи (61).

Поскольку полученное интегральное уравнение обладает разностным ядром, оно решалось методом преобразования Фурье с использованием теорем о свертках по конечным области и поверхности. Для численных расчетов применялось быстрое преобразование Фурье. Расчеты осуществлялись средствами программы MathCAD 2000 Professional.

На рисунке 15 приводятся результаты расчета – изображены графики точного и найденного перемещений по оси x , а также - графики точного и найденного перемещения по оси y .

Точное и полученное решение. Перемещение по оси X

Точное и полученное решение. Перемещение по оси Y

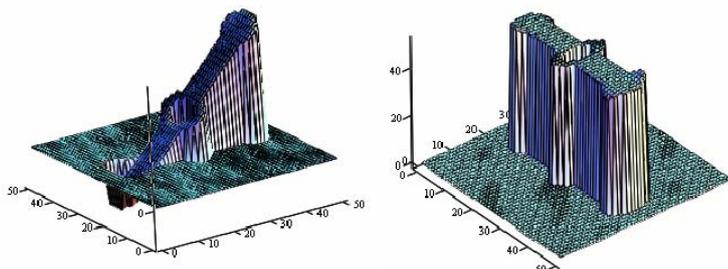


Рисунок 15 – Графики перемещений (к рисунку 14)

Видно, что они практически совпадают. Значения деформаций рассчитывались для момента времени $t = \pi/2$ сек.

Четвертая глава освещает вопросы конструкторско-технологического обеспечения качества агрегатов транспортной техники на стадиях проектирования и изготовления (оценка и показатель технического уровня; учет влияния допусков на размеры и технологии сборки агрегата на разброс их выходных параметров в серийном производстве; методика технологического обеспечения надежности агрегата на стадии производства; принципы модульности и подобия при параллельной разработке конструкции и технологии её изготовления). Представлен синтезированный автором набор методов и принципов унификации, и стандартизации агрегатов транспортных систем и входящих в их состав узлов и деталей.

Отмечено, что структурные и экономические преобразования, проводимые в отечественной промышленности, внесли существенные коррективы в разработку новых подходов к этапам создания транспортной техники. Повышение стоимости материалов и энергоресурсов делают экономически невыгодными большие объемы экспериментальных и доводочных работ, в связи с чем резко возросла роль машинных методов проектирования. Охарактеризованы области применения и возможности современных программных средств.

В пятой главе охарактеризованы аргументы автора по применению единого подхода к созданию агрегатов транспортной техники (рисунок 16) и основные направления систематизации, усовершенствования и разработки способов и средств обеспечения их функциональной надежности.

Представлены дополнительные и обобщенные принципы обеспечения функциональных свойств агрегатов с РШКС, разработка которых осуществлялась при участии автора под различные подсистемы системы жизнеобеспечения железнодорожного транспорта:

а) подсистема вибро-, ударозащиты железнодорожного транспорта и объектов транспортировки (рисунки 17 - 24);

б) подсистемы пневмо-, гидро-, электроуправления агрегатами и оборудованием топливопитания, подачи смазки, охлаждения, водоснабжения и вентиляции энергетических установок и подвижного состава железнодорожного транспорта (рисунки 25 - 29);

в) прочие подсистемы железнодорожного транспорта (рисунки 30 - 33).

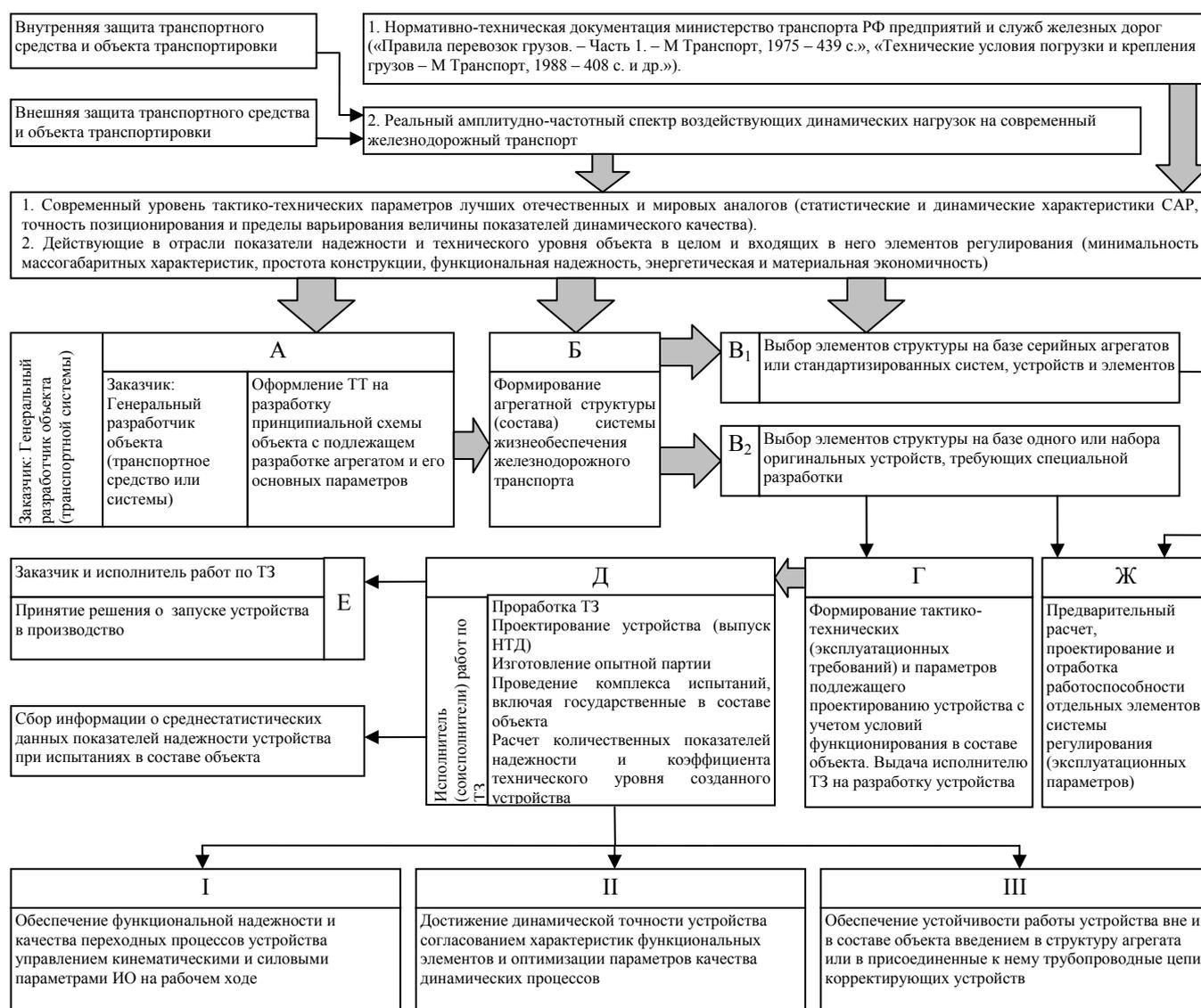


Рисунок 16 – Структура работ по созданию агрегата системы жизнеобеспечения железнодорожного транспорта

Проведена систематизация конструкций агрегатов транспортной техники с рычажно-шарнирными кинематическими связями в виде единой классификационной схемы агрегатов данного класса, их составных узлов и

элементов и даны рекомендации по их использованию на железнодорожном транспорте.

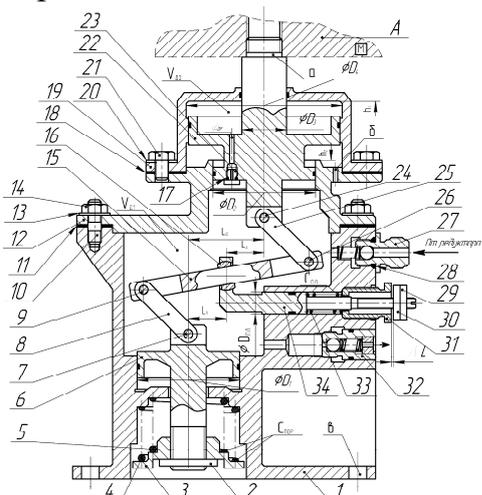


Рисунок 17 – Продольный разрез пневматического виброзащитного агрегата с шатунным рычажно-шарнирным звеном (фрагмент сборочного чертежа разрабатываемой конструкции)

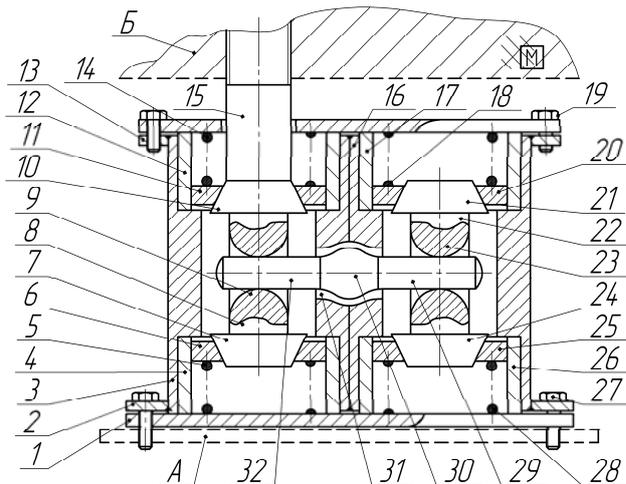


Рисунок 18 – Спаренный клиновой гаситель колебаний двустороннего действия

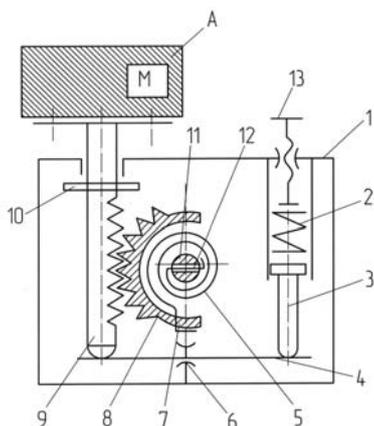


Рисунок 19 – Рычажно-шарнирный виброизолятор с механизмом рассеивания энергии в виде зубчато-реечного устройства

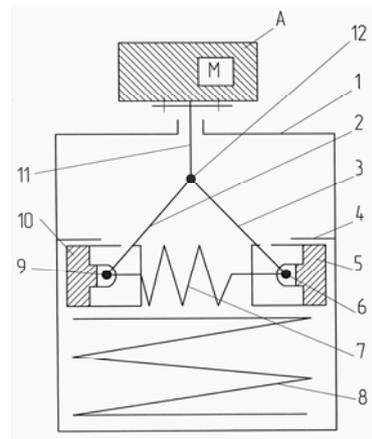


Рисунок 20 – Структурная схема рычажно-шарнирного виброизолятора в комбинации с демпфером сухого трения

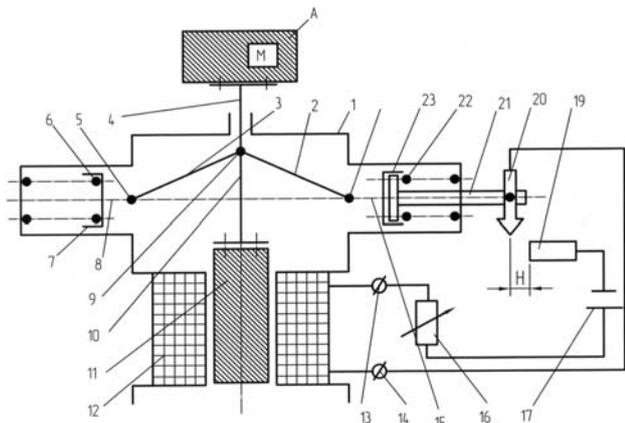


Рисунок 21 – Структурная схема рычажно-шарнирного виброизолятора в комбинации с электромагнитным демпфером

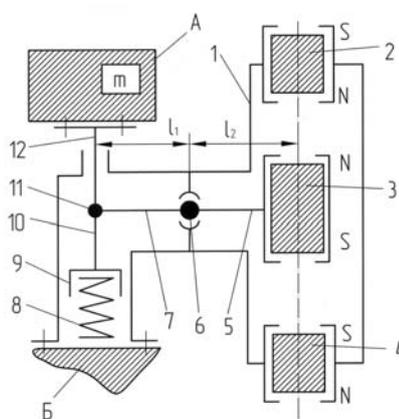


Рисунок 22 – Пружинный рычажно-шарнирный виброизолятор с корректором усилия упругих элементов на базе постоянных магнитов

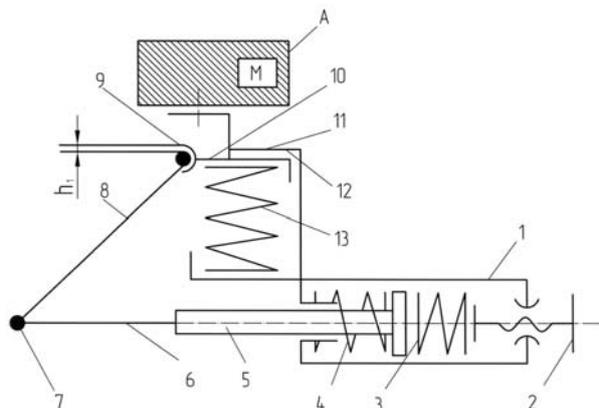


Рисунок 23 – Структурная схема рычажного виброизолятора с переключаемой жесткостью упругого элемента

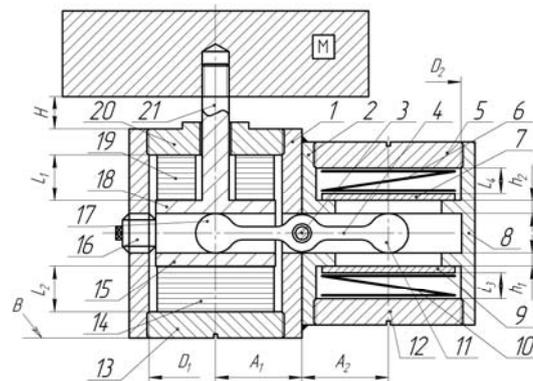


Рисунок 24 – Структурная схема рычажного виброизолятора с встроенным пружинным противоударным устройством

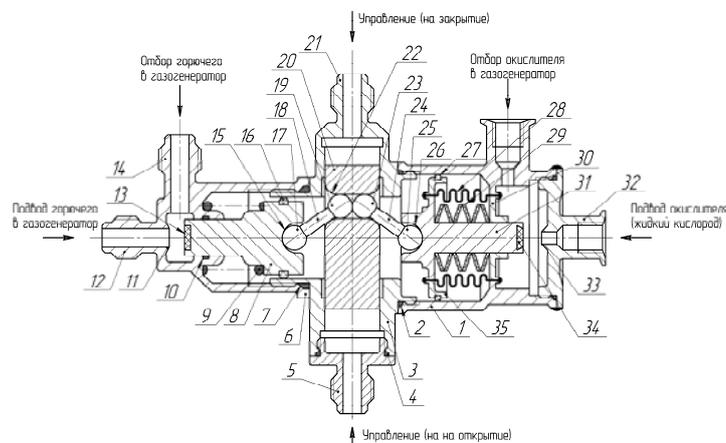


Рисунок 25 – Агрегат управления на базе «ломающегося» рычажного механизма для одновременной подачи (отсечки) компонентов топлива в газогенератор ДУ

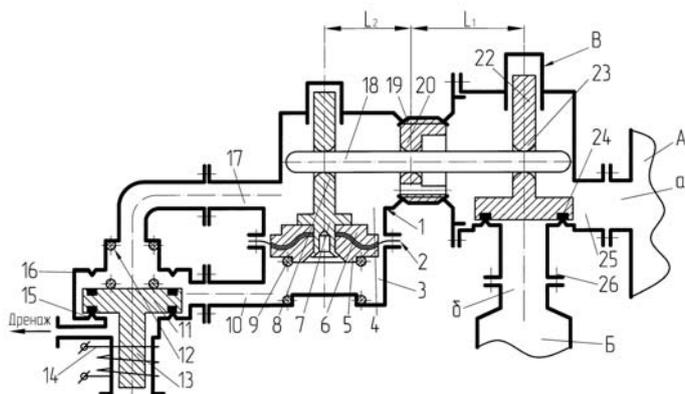


Рисунок 26 – Конструктивная схема пневмосистемы «Резервуар сжатого газа - рычажно-мембранный ЭПК – потребитель газа»
 А – резервуар сжатого газа с раздаточной магистралью а;
 Б – потребитель газа с приемной магистралью б;
 В – рычажно-мембранный электропневмоклапан

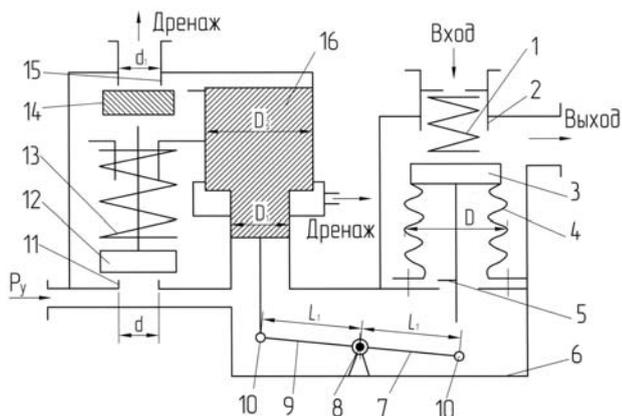


Рисунок 27 – Конструктивная схема клапанного агрегата управления с приводным устройством рычажно-шарнирного типа и механизмом аварийного закрытия при незапланированном росте величины управляющего давления

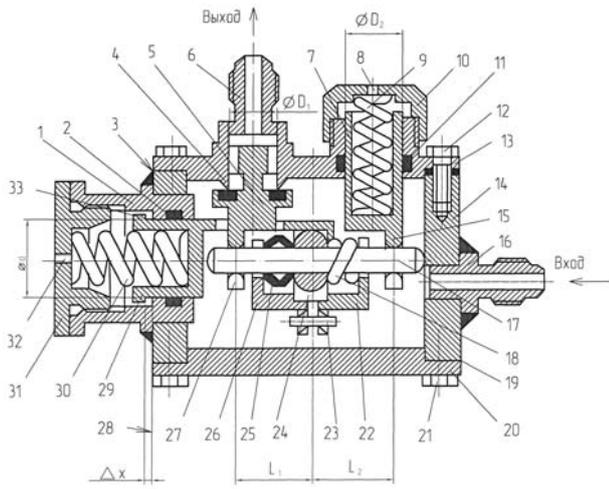


Рисунок 28 – Рычажный предохранительный клапан с биметаллическим пружинным корректором поджатия запорного органа к седлу при термоциклировании корпуса рабочей средой

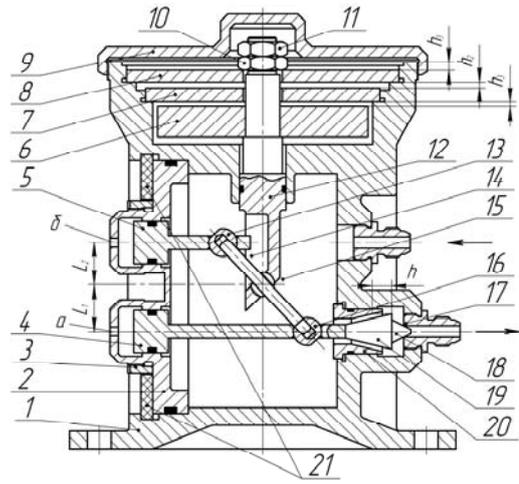


Рисунок 29 – Рычажно-грузовой беспружинный редуцирующий клапан наземного газозаправочного комплекса

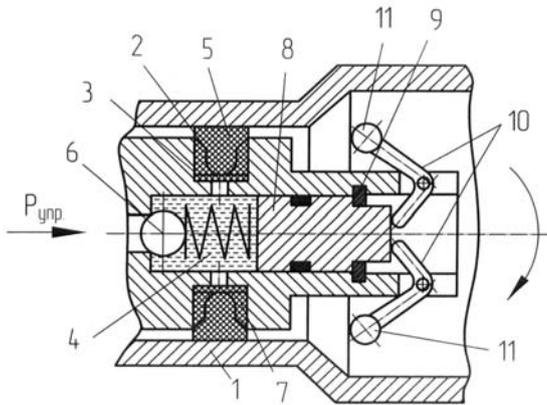


Рисунок 30 – Конструктивное исполнение уплотнения сопряжения ротор – цилиндр с изменяемым объемом замкнутой загерметизированной камеры поршня вращательного действия и пружинно-клапанном механизмом подвода в нее давления рабочей среды

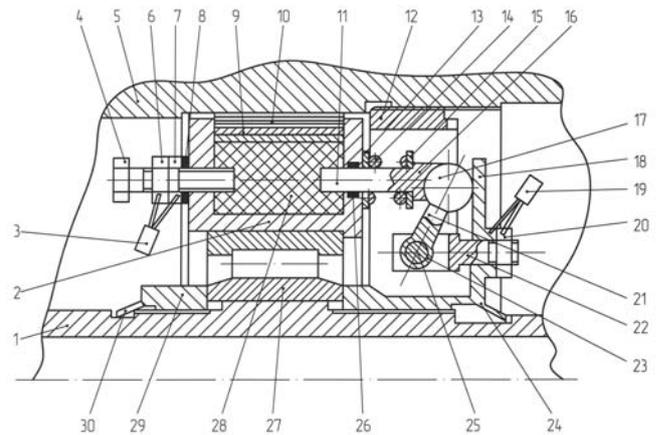


Рисунок 31 - Самоадаптирующаяся опора подшипника с изменяемым радиальным зазором с корпусом при варьировании скорости вращения ротора

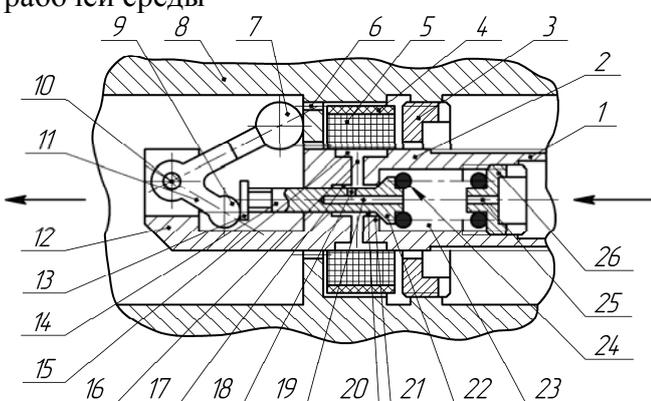


Рисунок 32 – Упругодиссипативная опора с рычажным механизмом перестройки упругодемпфирующих свойств подвески ротора

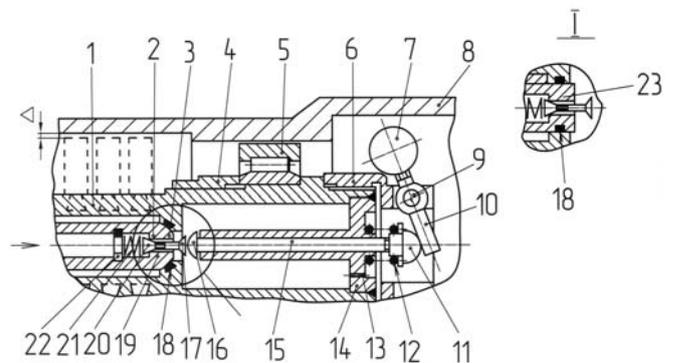


Рисунок 33 - Центробежный регулятор частоты собственных колебаний «наддуваемого» ротора лопаточной машины с варьируемыми величинами продольного и поперечного растягивающих усилий
Δ - зазор в сопряжении «корпус - лопатки»

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований решена крупная научная проблема, имеющая важное хозяйственное значение для развития научных основ и проектирования высокоэффективных систем жизнеобеспечения железнодорожного транспорта с рычажно-шарнирными кинематическими связями.

В ходе диссертационного исследования получены следующие основные результаты:

1. Разработана методология расчета динамики базовой конструкции виброизолирующего агрегата и семейства производных от него агрегатов управления с рычажно-шарнирными звеньями, позволившая оптимизировать конструктивно-технологические параметры исследуемых устройств под заданный уровень или спектр внешних возмущений и выявить ряд неизвестных ранее закономерностей.

Установлено:

- при нулевом значении постоянной времени μ механизма перестановки оси вращения рычажного виброизолятора (жесткое закрепление оси вращения рычага для имитации работы альтернативной конструкции агрегата без рычажного звена) увеличение исходной массы объекта защиты в 2 – 3 раза обуславливает соответствующее возрастание амплитуды колебаний на 15 – 20 % и периода колебаний на 8 – 12 %;

- в конструкции агрегата с постоянным, большим нуля значением параметра μ (агрегат с переставляемой осью вращения рычага) аналогичное увеличение исходной массы объекта защиты в 2 – 3 раза обуславливает снижение величин соответствующего возрастания амплитуды колебаний до значений порядка 10 – 15 % при практически неизменном периоде колебаний, а увеличение параметра μ до значений порядка 0,08 – 0,13 снижает амплитуду колебаний объекта защиты по сравнению с исходной амплитудой колебаний при $\mu = 0$ на 13 – 25 %.

2. Создана обобщенная методика расчета напряженно-деформированного состояния сложных по геометрии и кинематике подвижных звеньев РШКС

агрегатов, позволившая в аналитической форме определить в них распределение напряжений и перемещений, что дало возможность проанализировать степень работоспособности агрегатов и увеличить их надежность в реальных условиях эксплуатации на ж/д. транспорте, подтвержденной актами внедрения ряда предприятий железнодорожного транспорта.

3. В ходе сопоставления результатов выполненных физического и вычислительного экспериментов по исследованию функциональных свойств агрегатов с рычажно-шарнирными кинематическими связями с результатами аналогичных экспериментальных исследований других авторов по оценке работоспособности агрегатов, таких связей не имеющих:

- разработан и апробирован в составе стандартного вибростенда с типовым аппаратурно-измерительным комплексом рычажно-поршневой имитатор для моделирования и оценки переходных процессов в ИРМ с управляющими механизмами различной физической природы;

- установлено качественное и количественное снижение числа и амплитуды резонансных пиков на АЧХ для подвижных звеньев ИРМ по сравнению с ИМ на базе традиционного, последовательного размещения упругоподвешенных масс, что подтверждает состоятельность авторской концепции устранения или снижения уровня взаимного наложения колебаний упругоподвешенных масс друг на друга за счет их ортогонального размещения и кинематического зацепления при помощи рычажно-шарнирных механизмов.

4. Систематизированы и дополнены конструкторско-технологические принципы обеспечения требуемого уровня технологичности ИРМ, отнесенных по конструктивному исполнению к группе сложных изделий; предложена методика оценки технологического обеспечения их надежности на всех стадиях производства (изготовление, сборка, испытание и доводка выходных параметров).

На базе иерархического подхода с учетом авторских разработок конструкций агрегатов транспортной техники с РШКС разработана единая классификационная схема агрегатов данного класса и их составных звеньев (рычажно-шарнирные

механизмы, коммутирующие звенья типа штоков и шарнирных соединений; входные и выходные сочленения; упругие и упругодемпфирующие элементы; демпферы и виброизоляторы различной физической природы), соориентированная на снижение финансовых затрат, повышение качества и сокращение сроков проектирования высокоэффективных и конкурентоспособных (патентозащищенных) конструкций агрегатов для транспортной техники нового поколения.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Конструирование и расчет рычажно-шарнирных средств виброзащиты оборудования и агрегатов железнодорожного транспорта: Монография [Текст] / В.И. Варгунин, В.И. Гусаров, Б.Г. Иванов и др. – Самара: СамГАПС, 2006. – 86 с.: ил. - ISBN 5-98941-018-2.

2. Иванов Б.Г. Конструкторско-технологическое обеспечение качества исполнительных механизмов транспортной техники на стадиях проектирования, изготовления сборки и испытания: Монография [Текст] / Б.Г. Иванов, А.В. Ковтунов, О.П. Мулюкин.- Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2006. – 84 с.: ил. - ISBN 5-98971-017-1.

3. Иванов Б.Г. Агрегаты системы жизнеобеспечения железнодорожного транспорта с рычажно-шарнирными кинематическими связями: Монография [Текст] / Б.Г. Иванов. – Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2006. – 295 с.: ил. - ISBN 5-98971-019-1.

4. Иванов Б.Г. Динамическое качество пружинных предохранительных клапанов пневмогидросистем железнодорожного транспорта: Монография [Текст] / Б.Г. Иванов, А.В. Ковтунов, С.В. Кшуманев, О.П. Мулюкин; Под. общ. ред. О.П. Мулюкина. – Самара: СамГАПС, 2004. - 155 с.: ил. – ISBN 5-901267-82-6.

5. Иванов Б.Г. Самоподстраивающийся пакетный упругодеформирующийся элемент виброзащитного крепления контейнера с опасным грузом в вагонной платформе [Текст] / Б.Г. Иванов, С.В. Кшуманев,

Ю.В. Кутузов // Безопасность движения поездов: Труды IV научно-практической конференции. – М.: МИИТ, 2003. – V. – 7.

6. Иванов Б.Г. Виброизолирующие механизмы горизонтально спозиционированных объектов [Текст] / Б.Г. Иванов, В.В. Лаврусъ, В.И. Гусаров // Труды IV Международной научно-технической конференции. – Школа молодых ученых, аспирантов и студентов «Авиакосмические технологии». – «АКТ-2005». – Воронеж: ВГТУ, 2005. – С. 21 – 23.

7. Иванов Б.Г. Обеспечение качества исполнительных механизмов транспортной техники на стадиях проектирования и изготовления [Текст] / Б.Г. Иванов, А.Н. Чекмарев, В.А. Гордон // Совершенствование транспортно-технологических систем. - Самара: Самарский научный центр РАН, 2006. – Вып. 1.- С. 17 – 25.

8. Иванов Б.Г. Оценка влияния допусков на размеры и технологии сборки исполнительных механизмов на разбег их выходных параметров в серийном производстве [Текст] / Б.Г.Иванов, А.В. Ковтунов, О.П. Мулюкин и др. // Вестник Самарской государственной академии путей сообщения. – Самара: СамГАПС, 2006. – Вып. 1. – С. 23 – 29.

9. Иванов Б.Г. Сокращение длительности производственно-технологического цикла создания изделия за счет параллельной разработки его конструкции и технологии [Текст] / Б.Г. Иванов, О.П. Мулюкин, С.А. Финогенов, А.Н. Носов // Вестник Самарской государственной академии путей сообщения. - Самара: СамГАПС, 2006. – Вып.1. - С. 64 – 69.

10. Иванов Б.Г. Исследование возможности использования акустической эмиссии для диагностики поврежденности соединений в сооружениях, работающих при знакопеременных нагрузках [Текст] / Б.Г. Иванов // Известия Самарского центра Российской Академии Наук. – Самара: СНЦ РАН, 2003. – С. 44 – 53.

11. Иванов Б.Г. Многоступенчатый малозумный затвор клапана системы водоснабжения подвижного состава [Текст] / Б.Г. Иванов, С.В. Кшуманев, Ю.В. Кутузов // Вклад ученых вузов в научно-технический прогресс на

железнодорожном транспорте: Тезисы докладов межвузовской научно-практической конференции. – Самара: СамГАПС, 2003. – С. 75.

12. Иванов Б.Г. Перспективы использования камерных уплотнений в пневмоклапанах системы воздухообеспечения подвижного состава [Текст] / Б.Г. Иванов, С.В. Кшуманев, П.В. Вершинин // Вклад ученых вузов в научно – технический прогресс на железнодорожном транспорте: Тезисы докладов межвузовской научно-практической конференции. – Самара: СамГАПС, 2003. – С. 75 – 76.

13. Математическая модель рычажно-поршневых демпферов с ортогональным расположением осей поршней и упругих элементов [Текст] / В.В. Лаврусь, В.И. Варгунин, Б.Г. Иванов, В.И. Гусаров // Сборник научных трудов с международным участием. – Часть 2. – Самара: СамГАПС, 2004. – С. 14.

14. Предварительные результаты исследований работоспособности клинового гасителя колебаний тележки типа ЦНИИ-ХЗ при вибро-, ударонагружении [Текст] / В.И. Варгунин, Б.Г. Иванов, Н.В. Михайлов, О.П. Мулюкин // Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта: Материалы 2-й Международной научно-практической конференции (Самара, 7 - 8 декабря 2005 г.).- Самара: СамГАПС, 2006. – С. 366 – 367.

15. Иванов Б.Г. Разработка конструкции клапанного имитатора ортогонального типа для систем жизнеобеспечения подвижного состава [Текст] / Б.Г. Иванов, А.Н. Носов, М.В. Бусыгин // Актуальные прблемы развития железнодорожного транспорта: Материалы 2-й Международной научно-практической конференции (Самара: 7-8 декабря 2005 г.). – Самара: СамГАПС, 2006. – С. 372 – 373.

16. Разработка пространственного рычажно-шарнирного виброизолятора блочно-пружинного типа под перспективные образцы виброзащитной техники [Текст] / В.И. Гусаров, Б.Г. Иванов, В.А. Гордон и др. // Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта: Материалы 2-й Международной научно-

практической конференции (Самара, 7-8 декабря 2005 г.). – Самара: СамГАПС, 2006. – С. 386 – 388.

17. Иванов Б.Г. Прямоточный криогенный пускоотсечной клапан двухступенчатого действия турбонасосного агрегата газотурбовоза высокоскоростной железнодорожной магистрали [Текст] / Б.Г. Иванов, Н.В. Михайлов, М.В. Бусыгин // Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта: Материалы 2-й Международной научно-практической конференции (Самара, 7-8 декабря 2005 г.). – Самара: СамГАПС, 2006. – С. 370 – 372.

18. Адаптирующиеся мехатронные устройства управления агрегатами систем жизнеобеспечения железнодорожного транспорта [Текст] / А.В. Ковтунов, О.П. Мулюкин, Б.Г. Иванов и др. // Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта: Материалы 2-й Международной научно-практической конференции (Самара, 7-8 декабря 2005 г.). – Самара: СамГАПС, 2006. – С. 361 – 362.

19. Иванов Б.Г. Применение акустико-эмиссионного метода для диагностики конструкций [Текст] / Б.Г. Иванов // Тезисы докладов межвузовской научно-технической конференции по проблемам железнодорожного транспорта. – Самара: СамИИТ, 1993. – С. 18 – 20.

20. Иванов. Б.Г. Использование информационных систем и технологий в повышении качества функционирования транспортных предприятий [Текст] / Б.Г. Иванов, А.Н. Митрофанов, И.А. Паршев // Сборник научных трудов СамИИТ. – Самара: СамИИТ, 2001. – С. 10 – 14.

21. Иванов Б.Г. Акустикоэмиссионная диагностика соединений металлоконструкций [Текст] / Б.Г. Иванов, А.С. Лысак // Тезисы докладов научно-технической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов. – Куйбышев: КИИТ, 1987. – С. 37 – 39.

22. Иванов Б.Г. Классификация сигналов акустической эмиссии при испытаниях на усталость [Текст] / Б.Г. Иванов, Г.Г. Григорьян // Роль молодых ученых и специалистов в развитии научно-технического прогресса на

железнодорожном транспорте: Материалы Всесоюзной научно-технической конференции. – М.: МИИТ, 1984. – С. 100 – 101.

23. Иванов Б.Г. Минимизация массогабаритных характеристик клапанных агрегатов при блочно-модульном исполнении [Текст] / Б.Г. Иванов, С.В. Кшуманев, А.Н. Носов, Н.В. Михайлов // Надежность и ремонт машин: Сборник материалов 2-ой Международной научно-технической конференции. – Орел: Изд-во ОрелГТУ, 2005. – С. 70 – 74.

24. Шумозащита операторов энергетических установок и оборудования в транспортном машиностроении [Текст] / Л.С. Ушаков, О.П. Мулюкин, Б.Г. Иванов, М.В. Бусыгин // Третий международный научный симпозиум: Ударно-вибрационные системы, машины и технологии (теория, расчет, проектирование, производство и эксплуатация). – Орел: ОрелГТУ, 2006. – С. 72 – 74.

25. Устройства сигнализации и аппаратура контроля технического состояния, экологической и противопожарной безопасности гидropневмотопливной арматуры: текущее состояние и тенденции развития [Текст] / О.П. Мулюкин, Л.С. Ушаков, Б.Г. Иванов, М.В. Бусыгин // Третий международный научный симпозиум: Ударно-вибрационные системы, машины и технологии (теория, расчет, проектирование, производство и эксплуатация). – Орел: ОрелГТУ, 2006. – С. 49 – 51.

26. Патент РФ 322229 МКИ⁷ 7F16K 17/07. Управляемый клапан инерционного действия [Текст] / С.В. Кшуманев, Б.Г. Иванов, В.М. Вершигорев и др. // Б.И. – 2003. - № 25.

27. Патент РФ 2244039 МКИ⁷ C22C 49/14. Способ изготовления упругопористого проволочного материала и изделий из него [Текст] / В.А. Антипов, Б.Г. Иванов, О.П. Мулюкин и др. // Б.И. – 2005. - № 1.

28. Пневмоклапан с камерным уплотнением: Свидетельство № 73200300039 от 28.02.03 о регистрации интеллектуального продукта [Текст] / С.В. Кшуманев, Б.Г. Иванов, П.В. Вершинин, Ю.В. Кутузов // Идеи, гипотезы, решения. – М.: ВНИИЦ, 2003.

29. Малошумный затвор клапана с переменным сопротивлением: Свидетельство № 73200300041 от 28.02.03 о регистрации интеллектуального продукта [Текст] / С.В. Кшуманев, Б.Г. Иванов, П.В. Вершинин и др. // Идеи, гипотезы, решения. – М.: ВНИИЦ, 2003.

30. Научные основы обеспечения качества исполнительных механизмов на стадиях проектирования и изготовления [Текст] / В.А. Гордон, Б.Г. Иванов, В.А. Барвинок и др. // Известия ОрелГТУ. – Сер. «Естественные науки». - № 7 - 8. – Орел.: ОрелГТУ, 2005. – С. 148 – 157.

31. Методы и средства шумозащиты операторов транспортных машин [Текст] / Б.Г. Иванов, С.В. Кшуманев, Ю.В. Кутузов, О.А. Марченков // Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта: Материалы 3-ей научно-практической конференции (5 - 6 декабря 2006г.) – Самара: СамГАПС, 2006. - С. 14 – 17.

32. Иванов Б.Г. Тенденции развития и перспективы повышения функциональной надежности исполнительных механизмов системы жизнеобеспечения железнодорожного транспорта [Текст] / Б.Г. Иванов // Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта: Материалы 3-ей научно-практической конференции (5 - 6 декабря 2006г.) – Самара: СамГАПС, 2006. - С. 17 – 20.

33. Текущее состояние и тенденции развития средств сигнализации и аппаратуры контроля экологической и противопожарной безопасности гидропневмоарматуры [Текст] / О.П. Мулюкин, Б.Г. Иванов, М.В. Бусыгин // Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта: Материалы 3-ей научно-практической конференции (5 - 6 декабря 2006г.) – Самара: СамГАПС, 2006. - С. 7 - 12.

34. Иванов. Б.Г. Выбор и расчет параметров упругих элементов исполнительных механизмов транспортной техники [Текст] / Б.Г. Иванов // Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта: Материалы 3-ей

научно-практической конференции (5 - 6 декабря 2006 г.) – Самара: СамГАПС, 2006. - С. 31 - 33.

35. Ковтунов А.В., Иванов Б.Г., Мулюкин О.П. Разработка универсального и совершенствование действующих в отрасли подходов к созданию агрегатов железнодорожного транспорта [Текст] // Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта: Материалы 3-ей научно-практической конференции (5 - 6 декабря 2006 г.) – Самара: СамГАПС, 2006. - С. 41 - 43.

36. Иванов Б.Г. Биметаллический корректор усилия пружин предохранительной клапанной арматуры перспективных типов газотурбовозов подвижного состава [Текст] / Б.Г. Иванов, О.П. Мулюкин, М.В. Бусыгин, С.А. Финогенов // Труды всероссийской научно-практической конференции «Транспорт - 2005» в 3-х частях. - Часть 3. – Ростов н/Д: Рост. гос. ун-т, 2006. - С. 32 - 36.

37. Иванов Б.Г. Прямоточный криогенный пускоотсечной клапан двухступенчатого действия турбонасосного агрегата газотурбовоза высокоскоростной железнодорожной магистрали [Текст] / Б.Г. Иванов, Н.В. Михайлов, М.В. Бусыгин // Вестник Воронежского государственного технического университета. - Серия «Энергетика». - Выпуск 7, 8. – Воронеж: ВГТУ, 2006. - С. 27 - 32.

38. Иванов Б.Г. Выбор и расчет параметров упругих элементов исполнительных механизмов транспортной техники [Текст] / Б.Г. Иванов // Известия Самарского научного центра РАН. – Специальный выпуск: Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития. – Самара: Самарский научный центр РАН, 2006. – С. 201 – 204.

39. Текущее состояние и тенденции развития средств сигнализации и аппаратуры контроля экологической и противопожарной безопасности гидропневмоарматуры [Текст] / О.П. Мулюкин, Б.Г. Иванов, М.В. Бусыгин, Л.С. Ушаков // Известия Самарского научного центра РАН. – Специальный выпуск: Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития. – Самара: Самарский научный центр РАН, 2006. – С. 216 – 218.

40. Разработка универсального и совершенствование действующих в отрасли подходов к созданию агрегатов железнодорожного транспорта [Текст] / А.В. Ковтунов, Б.Г. Иванов О.П. Мулюкин // Известия Самарского научного центра РАН. – Специальный выпуск: Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития. – Самара: Самарский научный центр РАН, 2006. – С. 205 – 209.

41. Патент 56539 РФ на полезную модель, МПК F16K 17/06. Предохранительный клапан / Б.Г. Иванов, А.В. Ковтунов, О.П. Мулюкин, М.В. Бусыгин / Б.И. – 2006. - № 25.

42. Положительное решение по заявке № 2006136723 / 22 (009918) РФ МКИ⁷ F16K 17/06 от 16.10.06 г. «Фрикционный гаситель колебаний тележки грузового вагона» / Б.Г. Иванов, О.П. Мулюкин, М.В. Бусыгин, В.В. Лаврус, Н.В. Михайлов.

43. Иванов Б.Г. Математическое описание демпфирующего устройства пневмовиброизолятора, выполненного по «закрытой схеме» [Текст] / Б.Г. Иванов, В.М. Трухман, В.М. Гречишников и др. // Материалы международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы динамики и прочности материалов и конструкций: модели, методы, решения». – Самара: ОрелГТУ, СамГУПС, 2007. – С. 261 – 263.

44. Иванов Б.Г. Конструкция и расчет исходных параметров виброзащитного агрегата с переставляемой осью вращения двуплечего рычага [Текст] / Б.Г. Иванов, О.П. Мулюкин, Ли Чжун Ин и др. // Материалы международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы динамики и прочности материалов и конструкций: модели, методы, решения». – Самара: ОрелГТУ, СамГУПС, 2007. – С. 254 – 256.

45. Иванов Б.Г. Расчет напряженно-деформированного состояния элементов конструкций демпферных устройств, находящихся в условиях квазидинамического нагружения [Текст] / Б.Г. Иванов, Г.Ю. Ермоленко // Известия Самарского научного центра РАН. – Специальный выпуск: Проблемы железнодорожного

транспорта на современном этапе развития. – Самара: Самарский научный центр РАН, 2007. – С.17 – 23.

46. Иванов Б.Г. Напряженно-деформированное состояние рычага виброизолятора, выполненного из ортотропного материала [Текст] / Б.Г. Иванов // Известия самарского научного центра РАН. – Специальный выпуск: Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития. – Самара: Самарский научный центр РАН, 2007 – С. 31 – 32.

47. Иванов Б.Г. Напряженно-деформированное состояние элементов конструкций демпфирующих устройств [Текст] / Б.Г. Иванов, Г.Ю. Ермоленко // Известия Самарского научного центра РАН. – Специальный выпуск: Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития. – Самара: Самарский научный центр РАН, 2007. – С.24 – 30.

48. Иванов Б.Г. Механизм коррекции усилия упругих элементов при термоциклировании корпуса клапанного агрегата [Текст] / Б.Г. Иванов, В.И. Варгунин, В.М. Трухман // Материалы международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы динамики и прочности материалов и конструкций: модели, методы, решения». – Самара: ОрелГТУ, СамГУПС, 2007. – С. 259 – 260.

49. Иванов Б.Г. Спаренный рычажно-шарнирный клиновой гаситель колебаний двухстороннего действия [Текст] / Б.Г. Иванов, О.П. Мулюкин, М.В. Бусыгин // Материалы международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы динамики и прочности материалов и конструкций: модели, методы, решения». – Самара: ОрелГТУ, СамГУПС, 2007. – С. 265 – 267.

50. Иванов Б.Г. Разгрузка клапанно-седельных пар предохранительной арматуры от силового воздействия [Текст] / Б.Г. Иванов, С.В. Кшуманев, В.И. Гусаров // Материалы международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы динамики и прочности материалов и конструкций: модели, методы, решения». – Самара: ОрелГТУ, СамГУПС, 2007. – С. 252 – 254.

51. Иванов Б.Г. Расчет параметров демпферных камер с перепускными клапанами в пневмовиброизоляторе с переставляемой осью вращения двуплечевого рычага [Текст] / Б.Г. Иванов, О.П. Мулюкин, Ли Чжун Ин и др. // Материалы международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы динамики и прочности материалов и конструкций: модели, методы, решения». – Самара: ОрелГТУ, СамГУПС, 2007. – С. 263 – 265.

52. Иванов Б.Г. Метод расчета прочностных параметров силовых контактирующих поверхностей рычажно-шарнирных кинематических связей агрегатов при изменяющихся во времени областях приложения усилий и областей перемещений [Текст] / Б.Г. Иванов // Материалы международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы динамики и прочности материалов и конструкций: модели, методы, решения». – Самара: ОрелГТУ, СамГАПС, 2007. – С. 257 – 259.

53. Иванов Б.Г. Конструкция и расчет рычажно-шарнирных агрегатов железнодорожного транспорта: Учебное пособие для студентов железнодорожных вузов [Текст] / Б.Г. Иванов, А.В. Ковтунов, О.П. Мулюкин, В.М. Трухман. – Самара: СамГАПС, 2007. – 342 с. – ISBN 5-98974-018-1.

Подписано к печати 29 июня 2007 г.

Тираж 100 экз. Объем 2 п.л.

Заказ № _____

Отпечатано на полиграфической базе

ГОУ ВПО «Самарский государственный аэрокосмический университет»

Адрес: 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34