

На правах рукописи



БОЛЬШАКОВ РОМАН СЕРГЕЕВИЧ

**РАЗВИТИЕ МЕТОДОЛОГИИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ
ВЗАИМОДЕЙСТВИЙ МЕЖДУ ЭЛЕМЕНТАМИ ВИБРАЦИОННОГО
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Специальность 2.5.2. Машиноведение

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени

доктора технических наук

Иркутск – 2024

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Иркутский государственный университет путей сообщения».

Научный консультант

Корнеев Сергей Васильевич

доктор технических наук, профессор

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Омский государственный технический университет» / кафедра «Химия и химическая технология», профессор кафедры

Официальные оппоненты:

Викулов Станислав Викторович

доктор технических наук, доцент

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный университет водного транспорта» / кафедра «Физика, химия и инженерная графика», заведующий кафедрой

Гаврилин Алексей Николаевич

доктор технических наук, доцент

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» / Отделение машиностроения, профессор

Глушков Сергей Павлович

доктор технических наук, профессор

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный университет путей сообщения» / кафедра «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин», профессор

Ведущая организация

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Российский университет транспорта», г. Москва

Защита состоится «27» сентября 2024 г. в 14-00 часов на заседании диссертационного совета 24.2.350.06, созданного на базе ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет», по адресу: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11, Главный корпус, ауд. П-202.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет» и на сайте <https://www.omgtu.ru>.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения, просьба направлять по адресу: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11, ученому секретарю диссертационного совета 24.2.350.06. Тел.: (3812) 65-24-79, e-mail: dissov_omgtu@omgtu.ru.

Автореферат разослан «___» _____ 2024 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета, к.т.н.



Ситников Дмитрий Владимирович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования.

Для формирования технического оснащения современной промышленности в условиях импортозамещения актуальной является ориентация на использование высокопроизводительных и надёжных в эксплуатации технологических машин. Общей тенденцией в создании машин в текущий момент времени становится усложнение конструктивных решений на этапе проектирования. Повышение производительности машин, рост скоростей рабочих органов и динамических нагрузок происходят на фоне значительного роста уровня вибрационных воздействий, характерных для многочисленных технических объектов. Действие вибрационных процессов при интенсивной эксплуатации увеличивает динамические нагрузки на элементы технологических машин, места соединений и сочленений, что уменьшает их прочность и долговечность. Влияние вибраций также влечёт за собой появление неучтённых внутренних силовых факторов, представляющих собой реакции связей и взаимодействие межпарциальных систем, что проявляется при различных частотах внешних воздействий и наличии нескольких источников вибраций и снижает производительность и надёжность технологического оборудования. Это требует внимания к развитию методов расчета параметров систем вибрационной защиты технологического оборудования, в совокупности представляющих собой текущее динамическое состояние, которое можно корректировать на всех стадиях жизненного цикла машин, в том числе связанных с выбором конкретных конструктивно-технических решений. Анализ динамических состояний дополнительно осложняется тем, что технические объекты представляют собой механические колебательные системы с различным числом степеней свободы, отличающиеся сложной динамикой взаимодействия составляющих агрегатов, узлов и типовых элементов.

Методы оценки динамических состояний вибрационных технологических машин основываются на фундаментальных исследованиях отечественной школы динамики и прочности машин и представлены в трудах Артоболевского И.И., Фролова К.В., Ганиева Р.Ф., Блехмана И.И. Вейца В.Л., Вульфсона И.И., Пановко Я.Г., Колесникова К.С., Левитского Н.И., Коловского М.З., Щепетильникова В.А., Фурунжиева Р.И., Тимошенко С.П., Камаева В.А., Алабушева П.М., Бабакова И.М., Балакина П.Д., Бурьяна Ю.А.,

Болотина В.В., Коренева Б.Г., Елисеева С.В., Бабицкого В.И., Гурецкого В.В., Синева А.В., Генкина М.Д. и др.

Совокупность проведённых исследований позволила сформировать комплекс традиционных методов расчёта, позволяющий определять скорости и смещения узлов и агрегатов технологических машин при интенсивном динамическом нагружении. Статические и динамические характеристики в этом случае являются параметрами динамического состояния технологического оборудования и могут быть найдены на основе построения систем обыкновенных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами, что позволяет решать широкий класс задач динамики машин с использованием достаточно понятных методов математического моделирования.

Однако на сегодняшний день не рассматривались вопросы оценки динамического состояния технологических машин с точки зрения учета изменения динамических реакций в зависимости от частоты внешнего возмущения связности и между координатами движения технологического оборудования. В связи с этим проведённый комплекс исследований, направленных на разработку методов расчёта параметров динамического состояния технологического оборудования для повышения эффективности его использования, является актуальным, так как для оценки динамического состояния таких технических объектов нужно знать величины нагрузочных параметров.

Соответствие паспорту заявленной специальности

Диссертационная работа соответствует паспорту специальности 2.5.2. «Машиноведение»: п. 1 «Синтез структурных и кинематических схем механизмов и обобщенных структурных схем машин, оптимизация параметров», п. 3 «Методы кинематического и динамического анализа, в том числе математического моделирования, анимационного и экспериментального исследования механизмов», п. 5 «Методы исследования и оценки технического состояния объектов машиностроения, в том числе на основе компьютерного моделирования».

Степень разработанности выбранной темы

Серьезный вклад в развитие исследований и разработок в области динамики машин внесли российские ученые Блехман И.И., Бидерман В.Л., Брискин Е.С., Вейц В.Л., Вульфсон И.И., Елисеев С.В., Израилович М.Я., Камаев В.А., Пановко Г.Я., Синева А.В., Горобцов А.С., Карцов С.К., Силаев А.А., Градецкий А.В., Поляков Ю.А., Балакин

П.Д., Аверьянов Г.С., Бурьян Ю.А., Пахомов М.П., Корнеев С.А., Галиев И.И., Николаев В.А., Нехаев В.А., Савоськин А.Н., Фурунжиев Р.И., Хачатуров А.А., Черноусько Ф.Л., Яцун С.П., Глушков С.П., Певзнер Я.М., Савин Л.А., Чернышев В.И., Викулов С.В., Калашников Б.А., Корчагин П.А., Корнеев В.С., Гаврилин А.Н., Нижегородов А.И., Зедгенизов В.Г., Фурунжиев Р.И., а также зарубежные исследователи Snowdon J.C., Ден-Гартог Дж.П., De Silva C.W., M.A. Dokainish, J. Baumgarte, E. Bayo, Ph. Hedrich, S.J. Lee, R. Schwerin, A. Jennings, O.A. Bauchau, W.A. Fongue и др. Их работы дают представление о тенденциях изменения динамических состояний технологического оборудования в зависимости от сложности технического объекта и наличия типовых элементов различного рода.

Разнообразие технических объектов и наличие различных источников вибрационных воздействий и элементов разного рода физической природы потребовали разработки расчётно-экспериментальных методов вибрационной защиты и виброизоляции, основные положения которых отражены в трудах Ганиева Р.Ф., Фролова К.В., Коловского М.З., Артаболевского И.И., Алабужева П.М., Блехмана И.И., Пановко Я.Г., Елисеева С.В. и др.

Елисеевым С.В. в рамках структурной теории виброзащитных систем показаны особенности математического моделирования при отождествлении расчётной схемы технического объекта в виде механической колебательной системы с сосредоточенными параметрами с эквивалентной в динамическом отношении системой автоматического управления. Такие подходы дают более детальную иллюстрацию представлений о наличии различного рода связей в системах, представляющих собой массоинерционные элементы, демпферы, устройства для преобразования движения и рычажные связи. Необходимо отметить, что наличие сложных структур в составе механических колебательных систем существенно влияет на их динамические свойства и инициирует развитие методов расчета параметров динамического состояния технологических машин, в том числе приведенных параметров механических систем (приведенные жесткости, массы, моменты инерции и др.). Научные исследования в данной области проводились многими представителями научной школы, основанной Елисеевым С.В., среди которых можно выделить А.П. Хоменко, Н.К. Кузнецова, В.И. Соболева, П.А. Лонциха, А.В. Лукьянова, В.Е. Гозбенко, Р.Ю. Упырь, А.С. Логунова, Д.Н. Насникова, А.В. Елисеева, Е.В. Каимова, Е.А. Паршуту и др.

Несмотря на наличие большого количества детализированных научных исследований, проведённых исследователями в рамках научного направления, остались малоизученными вопросы определения динамических взаимодействий между элементами вибрационных технологических машин, таких как динамические реакции и связность движения координат вибрационных технологических машин, что требует проведения дальнейших исследований, связанных с оценкой динамических свойств систем, определением их динамических параметров и разработки методологии их расчета.

Цель диссертационной работы: развитие методологии определения параметров динамических взаимодействий между элементами вибрационного технологического оборудования для повышения эффективности его использования.

Для достижения поставленной цели решались следующие **задачи**:

1. Исследовать основные методы в области расчёта параметров динамических взаимодействий технологических машин и провести анализ используемых при этом расчётных схем.

2. Изучить особенности и формы взаимодействия элементов вибрационных технологических машин с расчётными схемами в виде механических колебательных систем, в том числе формирование статических и динамических реакций звеньев между собой и с опорными поверхностями.

3. Разработать обобщённый метод определения статических и динамических реакций в соединениях элементарных звеньев вибрационных технологических машин между собой и с опорными поверхностями.

4. Показать возможности метода определения статических и динамических реакций в механических колебательных системах с большим числом степеней свободы и на примере построения амплитудно-частотных характеристик динамических реакций связей в зависимости от внешнего возмущения.

5. Развить метод построения математических моделей вибрационных технологических машин на основе введения дополнительной передаточной функции взаимодействия межпарциальных связей с учетом влияния нескольких внешних возмущений.

6. Показать возможности структурного математического моделирования при оценке динамического состояния вибрационных технологических машин.

Объект исследования

Вибрационное технологическое оборудование и его динамическое состояние, возникающее при действии периодических внутренних и внешних вибрационных нагрузений с учетом специфики технологических машин, расчётными схемами которых являются механические колебательные системы, состоящие из массоинерционных, упругих, диссипативных элементов, а также устройств для преобразования движения, являющихся основными расчетными схемами в задачах динамики машин, в том числе в задачах вибрационной защиты, оценки и управления параметрами динамического состояния технологического оборудования.

Предмет исследования

Динамическое состояние вибрационных технологических машин, расчетными схемами которых являются механические колебательные системы с несколькими степенями свободы с сосредоточенными параметрами с линейными свойствами, совершающими малые колебания относительно положения установившегося движения при одновременном действии нескольких факторов, изменяющих динамическое состояние системы, а также формирование динамических реакций, возникающих между типовыми элементами, а также при взаимодействии с опорными поверхностями в различных механических колебательных системах при действии периодических сил.

Научная новизна

1 Разработан метод определения реакций связей между элементами вибрационных технологических машин, опирающийся на представления об аналогиях механических колебательных систем с соответствующими структурными моделями систем автоматического управления,

отличающийся тем, что является обобщённым для задач определения и статических и динамических реакций, что позволяет упростить и унифицировать процедуры анализа и динамического синтеза в задачах оценки динамического состояния технологического оборудования;

развита методология преобразования структурных математических моделей вибрационных технологических машин в виде механических колебательных систем, позволяющая трансформировать структурные схемы систем автоматического управления относительно выбранного объекта защиты с передаточной функцией

интегрирующего звена второго порядка для выделения отрицательной обратной связи, представляющей собой приведённую жесткость системы.

2 Разработана математическая модель в виде передаточной функции,

отличающейся тем, что представляет собой отношение динамической реакции связи как выходного сигнала к входному сигналу в виде внешнего возмущения (традиционные подходы предусматривают использование отношения смещения к внешнему воздействию), что дает возможность использования динамических реакций связей в качестве параметра динамического состояния технологического оборудования;

впервые получены амплитудно-частотные характеристики динамических реакций, которые при определённых сочетаниях параметров имеют специфический вид в связи с наличием дополнительных резонансных частот;

развиты методологические позиции структурной теории виброзащитных систем в построении и преобразовании структур (или блоков) из соединенных элементарных звеньев, обладающих в совокупности свойствами квазипружин, создающие возможности упрощений в формировании математических моделей и оценке динамических возможностей и режимов вибрационных технологических машин.

3 Развита методика построения математических моделей вибрационных технологических машин с расчётными схемами в виде механических колебательных систем с сосредоточенными параметрами, представляющих собой передаточные функции межпарциальных связей,

уточнённая для одновременного совместного действия нескольких внешних гармонических возмущений и введения в расчётные схемы различных дополнительных связей, что проявляется через эффект изменения динамических свойств систем, отражающихся в реализациях динамических эффектов в формах самоорганизации движений элементов (динамическое гашение колебаний, совместность движения, распределение амплитуд колебаний и др.) и может быть использовано для оценки и контроля динамических состояний технологического оборудования.

Теоретическая и практическая значимость

Диссертационная работа выполнялась в Иркутском государственном университете путей сообщения в соответствии с программой госбюджетных исследований: «Математические модели формирования зазоров в динамических взаимодействиях твёрдого тела с вибрирующей поверхностью», (АААА-Б16-

216060240005-4), 2016 г.; «Мехатронные подходы в задачах вибрационной защиты высокотехнологичного оборудования и машин», (АААА-Б17-217022820007-5), 2017 г.; «Разработка методов структурного математического моделирования в задачах динамики технологических машин, робототехнических систем и транспортных средств с учетом формирования рычажных связей, создаваемых механизмами и устройствами для преобразования движения», (АААА-А16-116112350117-7), 2019 г.; «Исследование и разработка методологических основ взаимодействия твердых тел в условиях вибрационных взаимодействий с неударивающими связями в приложениях к задачам динамики движения технических объектов и технологическим процессам основанных на эффектах вибрационных взаимодействий (теоретические и экспериментальные подходы)», (АААА-А16-116112350119-1), 2019 г.; «Разработка методов для оценки динамических свойств движений элементов механических колебательных систем с учетом связности движений и проявления их форм самоорганизации при действии вибрационных возмущений», (АААА-А16-116112350118-4), 2019 г.; а также по гранту Федеральной целевой комплексной программы «Научные и педагогические кадры инновационной России» (2012-2013) г.г. (мероприятие 1.3.2. – естественные науки), тема: «Мехатроника виброзащитных колебательных систем» № 14.132.21.1362.

Теоретическая значимость заключается в том, что разработаны методологические основы и метод определения реакций в точках контакта типовых элементов виброзащитных систем, а также в их контактах с объектом защиты и опорными поверхностями. Разработанная методология позволяет вести необходимые расчеты в задачах проектирования систем защиты машин и оборудования, приборов и аппаратуры с определением действующих систем сил, что позволяет решать задачи надежности и безопасности эксплуатации виброзащитных систем. Разработаны принципиальные положения по расширению методологии оценки динамических свойств механических колебательных систем, используемых в качестве расчетных схем технических объектов, в частности, технологических вибрационных машин с возможностями использования методов оценки и изменения структуры и параметров вибрационных полей, что достигается на основе развития методов структурного математического моделирования в тех направлениях, которые связаны с введением дополнительных связей различной природы, учетом одновременного действия нескольких связанных между собой силовых факторов.

Практическая значимость работы заключается в использовании метода расчета параметров динамического состояния технологического оборудования по созданию системы оценки динамических состояний рабочих органов вибрационных технологических стендов и условий настройки распределения амплитуд колебаний, который принят к использованию в проекте АО «Улан-Удэнский Лопастной Завод» по модернизации вибрационного технологического комплекса, осуществляющего наклёп поверхности лонжерона лопасти несущего винта вертолета, что позволяет производить предварительный расчет настроечных параметров работы вибростенда и повышает надежность его эксплуатации в необходимом режиме в течение заданного временного цикла.

Методика оценки динамического состояния вибрационного технологического оборудования использована при совершенствовании вибрационного технологического комплекса, предназначенного для плотного и качественного формирования железобетонных изделий с целью создания более равномерного раствора на предприятии «ЖБИ-ТрансСтрой».

Разработанная методика позволила выполнить комплекс научно-технических разработок по защите от вибрационных нагрузок приборного блока системы управления дробильно-сортировочного комплекса в составе щековой дробилки, инерционного грохота и системы конвейеров, предназначенного для изготовления и вибротранспортировки различных фракций инертных материалов. Разработана принципиальная схема конструктивно-технического решения по защите аппаратуры и реализации вибрационных технологических процессов.

Результаты исследований используются при реализации учебного процесса в рамках образовательной программы высшего образования по направлению подготовки 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», при чтении лекций и проведении практических занятий по дисциплинам «Теория автоматического управления», «Техническая эксплуатация промышленного оборудования», «Техническая эксплуатация систем автоматизированного производства», «Техническая эксплуатация станочных систем», «Основы технологии машиностроения» в Братском государственном университете.

Таким образом, проведённые исследования позволяют развить методологию определения параметров динамического состояния механических колебательных систем

на базе новых подходов, основанных на представлениях о динамических реакциях и взаимодействии парциальных систем между собой, получение амплитудно-частотных характеристик динамических реакций и изменения соотношения между парциальными системами в зависимости от частоты внешнего возмущения, что предшественниками в таком объёме и контексте не рассматривалось.

Полученные в рамках предлагаемой методологии амплитудно-частотные характеристики динамических реакций имеют нетрадиционный вид и позволяют оценивать динамические нагрузки в местах соединения элементов и снижать их за счёт корректировки параметров рассматриваемых виброзащитных систем, а передаточные функции межпарциальных связей дают возможность управления динамическим состоянием вибрационных технологических машин с помощью связности между координатами движения для получения устойчивых технологических режимов эксплуатации такого оборудования.

Методология и методы исследования

Выбранный для достижения поставленной цели комплексный подход включает в себя теоретический анализ динамического состояния технических объектов, проведение численного моделирования при помощи пакетов прикладных программ Mathcad и Matlab, использование математического аппарата теоретической механики, теории механизмов и машин, теории колебаний, системного анализа и теории автоматического управления, экспериментальные исследования.

Положения, выносимые на защиту

1 Обобщённый метод определения статических и динамических реакций в механических колебательных системах с различным числом степеней свободы, основанный на структурных подходах.

2 Математическая модель и расчетная зависимость динамической реакции от внешнего возмущения для оценки состояния технологического оборудования с учетом амплитудно-частотных характеристик реакций связей.

3 Методика математического моделирования передаточных функций межпарциальных связей для оценки и контроля параметров динамических состояний технологического оборудования при учете нескольких внешних возмущений.

Степень достоверности и апробация результатов

Достоверность результатов обеспечивается применением многократно проверенных общеизвестных методов и подходов, составляющих аналитический аппарат теоретической механики, теории колебаний, теории механизмов и машин, теории автоматического управления, а также использованием вычислительного моделирования и лабораторного эксперимента для обоснования полученных результатов, а также применением современных методов исследований при оценке динамического состояния вибрационных стендов с последующим сравнением полученных экспериментальных данных с результатами численного моделирования пакетов прикладных программ.

Основные результаты работы докладывались и обсуждались на научном семинаре технологов-машиностроителей «Перспективные направления развития финишных и виброволновых технологий» (г. Ростов-на-Дону, 2021 год); научном симпозиуме технологов-машиностроителей "Фундаментальные основы физики, химии и динамики наукоёмких технологических систем формообразования и сборки изделий" (г. Ростов-на-Дону, 2019 год); Международной школе-конференции молодых ученых «Нелинейная динамика машин» (г. Москва, 2016 и 2017 годы); Международного научном симпозиуме технологов-машиностроителей «Наукоёмкие и виброволновые технологии обработки деталей высокотехнологичных изделий» (г. Ростов-на-Дону, 2018); Международных научно-технических конференциях «Решетнёвские чтения» (г. Красноярск, 2015-2021г.г.), «Проблемы механики современных машин» (г. Улан-Удэ, 2015 и 2018 годы), «Динамика систем, механизмов и машин» (г. Омск, 2019), «Проблемы безопасности на транспорте» (г. Минск, 2017 и 2021 годы); Международной Четаевской конференции «Аналитическая механика, устойчивость и управление» (г. Казань, 2017), Международной научно-технической конференции «Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины» (г. Курск, 2016 год), Международной научно-технической конференции «Трибология – машиностроению» ИМАШ (г. Москва, 2022 год).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 84 печатных работы, из них 23 научных статьи в журналах из перечня ВАК, 4 статьи в изданиях, входящих в международную реферативную базу данных и систем цитирования Scopus, 36 патентов на изобретения и полезные модели Российской Федерации, 5 зарегистрированных программ для ЭВМ, а также 3 монографии.

Личный вклад автора. Постановка задач исследования (совместно с научным консультантом), разработка методов построения структурных математических моделей, проведение численных экспериментов, обработка и анализ результатов.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, перечня основных результатов и общих выводов, списка литературы, приложения. Работа изложена на 368 страницах, содержит (без приложений) 137 рисунков, 17 таблиц и библиографический список из 258 наименований.

Автор благодарит д.т.н., профессора, заслуженного деятеля науки РФ ЕЛИСЕЕВА С.В. за поддержку в написании диссертационной работы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Материалы диссертации структурированы в соответствии с поставленными задачами и со сформулированными пунктами научной новизны:

– в первой главе решена задача по исследованию основных методов в области расчёта параметров динамических взаимодействий между элементами вибрационных технологических машин и проведён анализ основных расчётных схем;

– во второй главе решены задачи по изучению особенностей и форм взаимодействия элементов вибрационных технологических машин с расчётными схемами в виде механических колебательных систем и разработке обобщённого метода определения реакций связей, что соотносится с первым пунктом научной новизны;

– в третьей главе решена задача иллюстрации возможностей метода определения реакций связей в механических колебательных системах с большим числом степеней свободы, а также и обоснован второй пункт научной новизны;

– в четвертой главе решена задача по развитию метода построения математических моделей вибрационных технологических машин на основе введения дополнительной передаточной функции взаимодействия межпарциальных связей в соответствии с третьим пунктом научной новизны;

в пятой главе приведены различные приложения сформированных методологических позиций, и решена задача по демонстрации возможностей структурного математического моделирования при оценке динамического состояния вибрационных технологических машин.

Одной из особенностей диссертационной работы является акцент на использование расчетных схем вибрационных технологических машин в виде механических колебательных систем с различным числом степеней свободы при наличии большого количества упругих, демпфирующих и массоинерционных элементов, что даёт возможность детализированного анализа динамических процессов, происходящих при взаимодействии типовых элементов технологического оборудования, используемого в различных отраслях промышленного производства.

Во введении обосновывается актуальность темы диссертации, формулируется цель и задачи исследования, указываются научная новизна и практическая значимость полученных результатов, приводятся структура и краткое содержание работы.

В первой главе диссертации «Особенности динамических состояний технических объектов: вибрационные воздействия, расчётные схемы, методы исследования» нашли отражение результаты отечественных и зарубежных ученых в области важнейших проблем современной динамики машин, среди которых большую известность получили работы Артоболевского И.И., Фролова К.В., Ганиева Р.Ф., Генкина М.Д., Вейца В.Л., Вульфсона И.И., Пановко Я.Г., Колесникова К.С., Левитского Н.И. и др.; среди зарубежных ученых можно назвать J.S. Snowdon, Дж.П. Ден-Гартога, С.П. Тимошенко и др. Теоретические и практические вопросы защиты машин и оборудования от действия вибраций нашли отражение в работах Фролова К.В., Коловского М.З., Фурунжиева Р.И., Камаева В.А., Алабужева П.М., Коренева Б.Г., Бурьяна Ю.А., Аверьянова Г.С., Калашникова Б.А., Елисеева С.В., Бабицкого В.И., Гурецкого В.В., Синева А.В., Яцуна С.Ф., Чернышева В.И. и др.

На основе сравнительного анализа работ показано, что расчетные схемы в задачах динамики, в том числе виброзащиты и виброизоляции, представляют собой механические колебательные систем с одной, двумя и более степенями свободы. Развитие подходов в разработке способов и средств вибрационной защиты приводит к расширению представлений о наборе типовых элементов, что связано с детализацией рассмотрения динамических свойств виброзащитных систем, имеющих в своем составе более сложные структуры в виде устройств для преобразования движения и механизмов. Анализ способов и средств виброзащиты и виброизоляции технических объектов показывает, что большинство технических реализаций упругих и диссипативных элементов используют механизмы, приносящие динамические особенности даже в

простейшие задачи виброзащиты. Развитие обобщенных представлений виброзащитных систем различного конструктивно-технического исполнения, позволяет сформулировать доказательную основу для расширения набора типовых элементов за счет введения новых звеньев, интерпретируемых в символике теории автоматического управления как дифференцирующие звенья второго порядка. Для построения более сложных систем используются правила структурных преобразований.

Технологические вибрационные машины обладают, в плане динамических воздействий, определенной общностью проблем, связанных с поиском и разработкой способов и средств оценки, контроля и управления их динамическими состояниями.

Разнообразие задач динамики, сложность расчетных схем, в которых существенное значение имеет действие различных дополнительных связей, взаимодействий элементов и узлов с внешними ограничениями и возмущениями, определяют инициативы по поиску и разработке соответствующих методов математического моделирования технических объектов, подходов в учете специфических особенностей систем и их динамических состояний.

Особенностью современных технических средств является автоматическое управление динамическими состояниями, что нашло отражение в разработках методов структурного математического моделирования механических колебательных систем на основе аналитического аппарата теории автоматического управления.

Показано, что определение статических и динамических характеристик, системы, в частности, реакций связей, достаточно просто реализуется на основе структурных методов. В завершении первой главы сформулированы выводы, на основе которых определена цель и задачи диссертационного исследования.

Структурные модели механических колебательных систем являются адекватным отображением математических моделей в форме линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами. Хотя линейность свойств накладывает ограничения на возможности подходов, однако их развитие вполне оправдано при рассмотрении малых движений относительно положений устойчивого статического или динамического равновесия. При этом значительная часть информации о динамическом состоянии системы может быть получена на основе знания упругих свойств систем в предположении малости сил сопротивления.

При всей развитости теоретического базиса для решения задач определения усилий в элементах соединения звеньев механизмов, в меньшей степени изучены вопросы определения динамических реакций в механических колебательных системах. Реакции возникают и в статических состояниях при определении положения равновесия, в механических колебательных системах с несколькими степенями свободы.

Актуальность исследований и изучения особенностей формирования динамических реакций при динамических взаимодействиях элементов системы и элементов с поверхностями имеет особое значение для ситуаций, при которых связи в системах приобретают неупругий характер. Развитие структурных подходов, основанных на использовании аппарата теории автоматического управления обладает возможностями прогностического плана, в рамках которых возможны предложения по расширению набора типовых элементов и форме их взаимодействия между собой, что может быть реализовано в различных приложениях.

Во второй главе «Структурные подходы в обобщении задач виброзащиты и виброизоляции. Метод определения статических и динамических реакций» рассматриваются методические основы построения общих и частных моделей механических цепей, которые могут состоять из разнообразных типовых элементов, относящихся, в частности, к виброзащитным системам.

В меньшей степени разработаны вопросы защиты объектов, состояние которых описывается несколькими переменными. В частности, к таким задачам могут быть отнесены динамика вибрационных технологических машин. В простейших вариантах таких устройств объект защиты представляет собой твердое тело на упругих опорах. Предлагаемый подход можно рассматривать как методическую основу нового метода преобразования механических колебательных систем и развития доказательной базы в представлениях о том, что набор типовых звеньев расширяется за счет квазиэлементов, которые отличаются большим многообразием, но имеют простые принципы построения и правила структурных преобразований. Реакции, возникающие в точках контакта элементов виброзащитного устройства имеют статическую и динамическую составляющие. Статические реакции формируются под действием постоянных сил, в том числе и сил тяжести.

Предлагается метод определения статических реакций для расчётных схем технических объектов в виде механических колебательных систем, обладающих

развитой структурой. Основой для соответствующих построений является математическая модель в виде структурной схемы эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления. Применение такого подхода позволяет конкретизировать задачу по определению реакций связей в выбранных точках рассматриваемой системы и трансформировать структурную схему для выделения массоинерционного элемента как отдельного звена. На рис. 1, а – г в качестве примера приведена последовательность преобразования расчетных схемы для определения реакций от сил тяжести (Q_1 и Q_2) от стандартного вида (рис. 1, а) к формату с обобщённой пружиной в структуре.

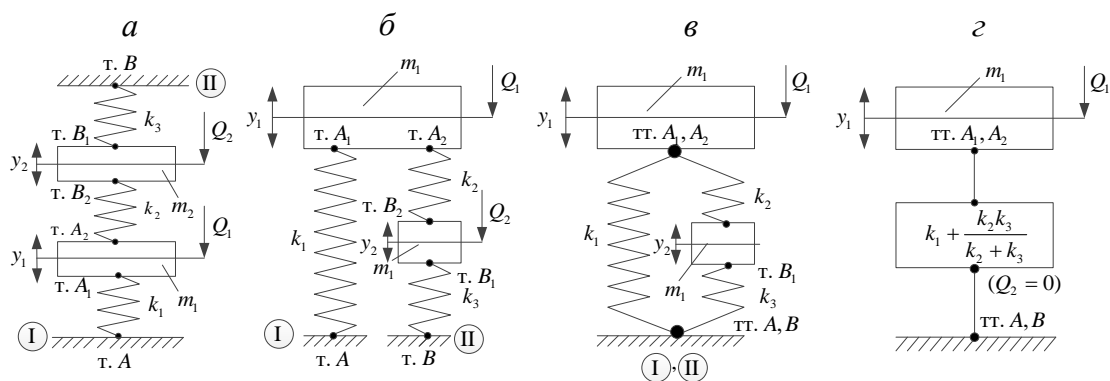


Рисунок – 1. Принципиальная схема для расчета статических реакций от действия сил тяжести:
 а) расчетная схема с двумя силами тяжести Q_1 и Q_2 ; б) преобразованная схема с разделенными опорными поверхностями; в) схема с общей опорной поверхностью;
 г) схема при условии предположении $Q_2 = 0$

Если опорные поверхности I и II (рис. 1, а) разделены, то можно ввести некоторую детализацию в построение структурной схемы, как это показано на рис. 2, что соответствует введению дополнительной обратной связи.

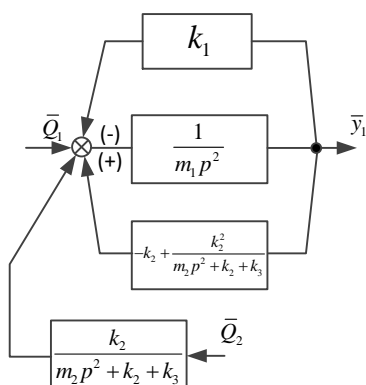


Рисунок – 2. Детализированная структурная схема для определения статических реакций, связанных с элементом m_1

При взаимодействии с опорной поверхностью I (точка A) статическая реакция от действия силы тяжести (в данном случае) \bar{Q}_1 определится $\bar{R}'_A = k_1 \bar{y}_1$, чему соответствует обратная отрицательная связь с передаточной функцией k_1 (рис. 2). Физический смысл

такой обратной связи заключается в том, что она соответствует величине жесткости пружины между элементами m_1 и опорной поверхностью I (рис. 1, а при $Q_2=0$). Что касается силы Q_2 (рис. 1), то она формирует $R_A'' = k_1 y_1 = k_1 W_1(p) \bar{Q}_2$ (при $Q_1=0$), что при $p = 0$ дает $\bar{R}_A'' = k_1 \cdot \frac{k_2}{k_2 + k_3} \cdot \frac{k_2 + k_3}{A_0} = \frac{k_1 k_2}{A_0} \bar{Q}_2$ (A_0 – характеристическое частотное уравнение системы). Окончательно получим, используя принцип суперпозиции, так как имеется два входа \bar{Q}_1 и \bar{Q}_2):

$$\bar{R}_A = \frac{k_1(k_2 + k_3)\bar{Q}_1}{A_0} + \frac{\bar{Q}_2 k_1 k_2}{A_0}, \quad (1)$$

Основная идея метода показана на примере системы с двумя степенями свободы (рис. 3, а, б). Точки A, A_1, A_2, B, B_1, B_2 на рис. 3, а выделены особо для последующего определения в них динамических реакций.

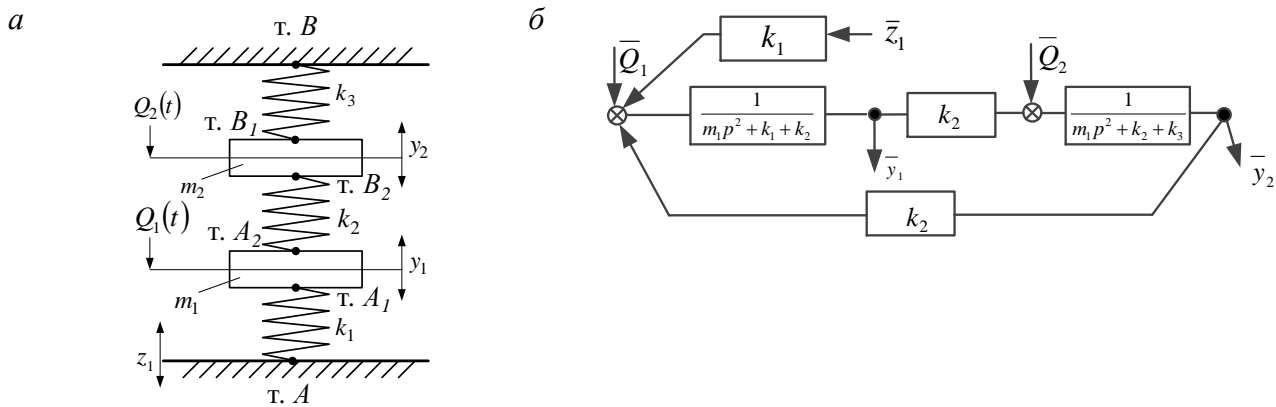


Рисунок – 3. Расчетная (а) и структурная (б) схемы виброзащитной системы

На основании структурной схемы (рис. 3, б) могут быть найдены передаточные функции системы при входном воздействии \bar{Q}_2 ($z_1(t) = 0, Q_1(t) = 0$) и выходных сигналах в виде координат y_1 и y_2 :

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}_2} = \frac{k_2}{A_0}, \quad (2)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}_2} = \frac{m_1 p^2 + k_1 + k_2}{A_0}, \quad (3)$$

где $Q_2 = Q_0 \cdot \sin \omega t$, A_0 – характеристическое уравнение.

Структурная схема системы (рис. 3, б) может быть преобразована и разрешена относительно базового звена, соответствующего объекту защиты (m_2), имеющего, в

свою очередь, передаточную функцию интегрирующего звена второго рода

$$(W_{m_2}(p) = \frac{1}{m_2 p^2}).$$

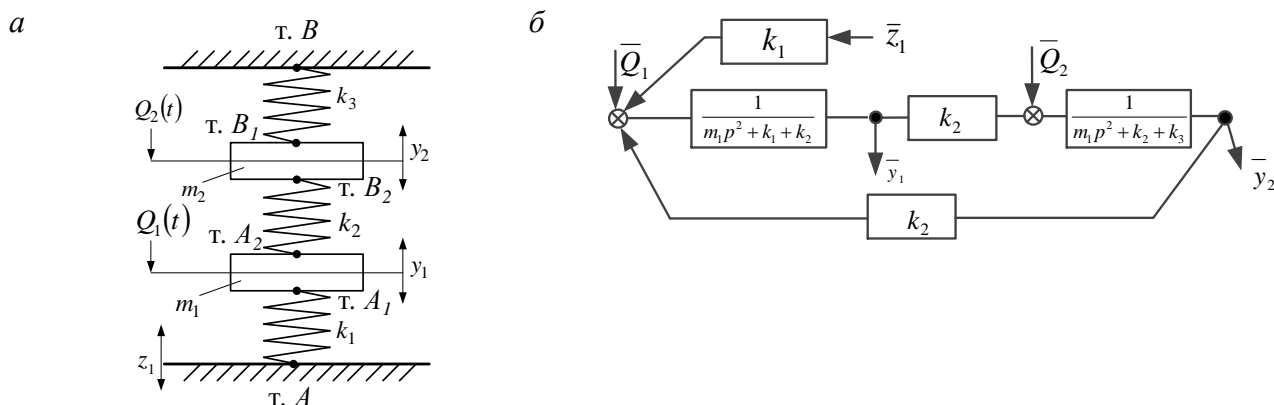


Рисунок – 3. Расчетная (а) и структурная (б) схемы виброзащитной системы

Из приведенных схем следует, что преобразование начальной структурной схемы позволяет обозначить прямую и обратную цепи. В прямой цепи выделяется объект защиты с передаточной функцией $\frac{1}{m_2 p^2}$, при этом передаточная функция цепи обратной связи может изменять знак (+) на знак (-) при соответствующем выборе структуры обратной связи. Доказана теорема о динамическом статусе обратной связи по отношению к объекту защиты.

Формулировка теоремы. Если механическая колебательная система представлена механической цепью и состоит из упругих и массоинерционных элементов, что в рамках структурной теории виброзащитных систем отображается структурной схемой, разрешенной относительно выделенного объекта защиты с передаточной функцией интегрирующего звена второго порядка (рис. 3, а), то отрицательная обратная связь соответствует динамической жесткости, определяемой при приложении внешней силы \bar{Q}_2 к объекту защиты массой m_2 . Физическая сущность отрицательной обратной связи на структурной схеме заключается в том, что этот упруго-инерционный блок представляет собой, в некотором смысле, обобщенную пружину, обладающую динамической жесткостью. При $p \rightarrow 0$ динамическая жесткость трансформируется в приведенную жесткость упругого блока в статике.

Для элемента m_2 можно записать, что передаточная функция \bar{R}_{m_2} при входном воздействии \bar{Q}_2 примет вид

$$W_{Rm2} = \frac{\bar{R}_{m2}}{\bar{Q}_2} = \frac{k_3(m_1 p^2 + k_1 + k_2) + k_2(m_1 p^2 + k_1)}{A_0} = \frac{m_1 p^2(k_2 + k_3) + k_2 k_1 + k_1 k_3 + k_3 k_2}{A_0}. \quad (4)$$

Нулевое значение динамической реакции не означает, что на элемент m_2 не будут действовать силы, поскольку остается статическая компонента общей реакции. При этом колебательные движения системы совершаются относительно положения статического равновесия. Передаточная функция динамической реакции по m_1 при входном сигнале \bar{Q}_2 принимает вид:

$$W_{Rm1}(p) = \frac{\bar{R}_{m1}}{\bar{Q}_2} = \frac{[k_1(m_2 p^2 + k_2 + k_3) + k_2(m_2 p^2 + k_3)] k_2}{m_2 p^2 + k_2 + k_3} \cdot \frac{1}{A_0}. \quad (5)$$

Важным обстоятельством является то, что статические реакции в необходимых точках механической систем могут определяться на основе использования структурных схем эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления. Отметим, что использование структурных подходов связано с определенными условностями, так как структурные схемы, в обычном понимании, используются при периодических сигналах. При рассмотрении задач статики и статических реакций, вызванных силами тяжести или другими постоянными силами, формирующимися специальными устройствами, используемые передаточные функции представляют собой отношения изображений по Лапласу выходных сигналов в виде смещений при входных сигналах в виде постоянных сил. Предлагаемый метод распространяется и на системы, в которых массоинерционные элементы могут быть представлены твердыми телами. В качестве примера, в частности, рассмотрена расчетная схема системы, которая имеет дополнительную массу m , опирающуюся на упругий элемент жесткостью k_3 , как показано на рис. 4 (расстояние $OA_2 = l_0$).

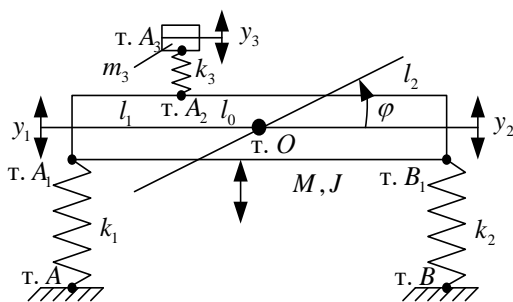


Рисунок – 4. Расчетная схема системы с дополнительной массой

Реакции в точках контакта с опорными поверхностями совпадают между собой только при отсутствии в конструкции независимо двигающихся массо-инерционных элементов. В общем случае реакции не равны между собой, а их определение должно

учитывать особенности структуры виброзащитной системы. Показано, что конкретная реализация системы расположения сил влияет на величины статических реакций. Для определения необходимых значений реакций в технологии их нахождения используются передаточные функции системы, которые при обнулении комплексной переменной $p = j\omega$, дают необходимые данные о свойствах системы при передаче статических усилий.

В разделе 2.5 рассмотрены особенности определения динамических реакций для системы (рис. 5, а, б), содержащей объект защиты в виде твердого тела.

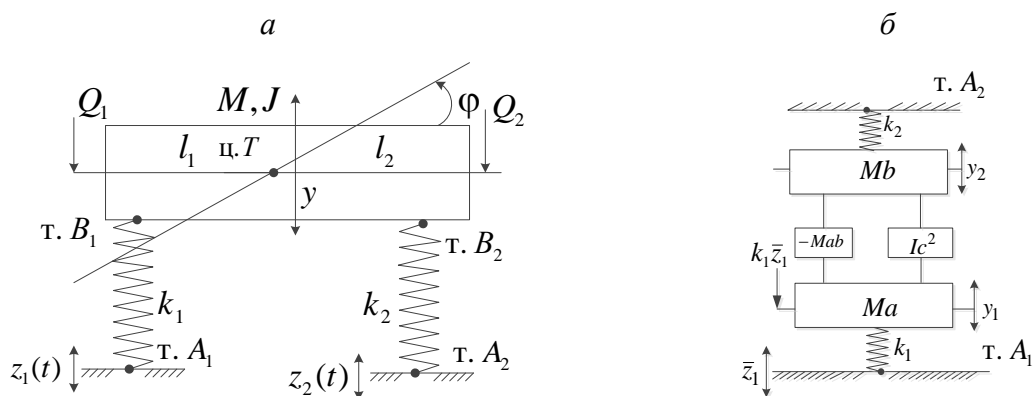


Рисунок – 5. Расчетные схемы виброзащитной системы с объектом защиты в виде твердого тела (а) и с введенными условными обозначениями для типовых звеньев структурной теории (б)

Такой объект может рассматриваться в двух системах координат y_1 и y_2 , а также z_1 и z_2 соответственно. В конечном итоге, система с твердым телом может быть трансформирована в эквивалентную систему с элементами, содержащими поступательное движение (рис. 5, б). При этом в механической системе появляются новые звенья, реализующие рычажные взаимодействия и преобразования движения.

Предложен и обоснован метод определения реакций, опирающийся на преобразования структурных схем механических колебательных систем, связанный с представлением объекта защиты в виде базового интегрирующего звена второго порядка и приведением механической системы к цепи обратной связи, охватывающей базовое звено. Физический смысл такой связи заключается в том, что она определяет собой приведенную динамическую жесткость обобщенной пружины. Если такие параметры известны, то определение динамической реакции сводится к выбору соответствующих точек взаимодействия и определению координат движения при известных внешних воздействиях и передаточных функциях.

Показаны возможности и развита методика применения метода для определения динамических реакций в системах с двумя и более степенями свободы. Для оценки свойств динамических реакций предлагается введение амплитудно-частотных характеристик, в которых определяется зависимость отношения модулей реакций к модулю внешнего воздействия. Возможно также получение амплитудно-частотных характеристик реакция-кинематическое возмущение. При этом характеристики имеют особенности, зависящие от вида внешних сил и мест их приложения в системе.

Третья глава «Возможности использования динамических реакций связей в качестве параметра динамического состояния технологического оборудования» посвящена обоснованию и детализации представлений о динамических реакциях.

Предлагаемые методы математического моделирования позволяют расширить представления о возможностях применения технических средств, обладающих новыми свойствами. В частности, это может быть отнесено к устройствам для преобразования движения. Физической формой реализации таких идей может служить, к примеру, несамотормозящаяся винтовая пара или зубчатые, или рычажные механизмы. Несмотря на то, что внимание к упомянутой проблеме возрастает и сопровождается новыми техническими решениями, ряд аспектов мог бы получить дальнейшее развитие. Это, в частности, относится к определению динамических усилий в элементах при действии внешних периодических сил на виброзащитные системы. Рассмотрены вопросы методического обеспечения в построении математических моделей механических колебательных систем с устройствами для преобразования движения (УПД), а также развивается алгоритмическая основа для определения динамических реакций в соединениях элементов систем.

На основании выражения (4) построены амплитудно-частотные характеристики отношения реакции связи на элементе с массой m_2 . Предварительный анализ позволяет установить свойства амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) которые определяются тем, что: динамическая реакция \bar{R}_{m_2} трижды принимает экстремальные значения (дважды на частотах собственных колебаний или при резонансах, а также на парциальной частоте $\omega^2 = \frac{k_1 + k_2}{m_1}$); на частоте колебаний, определяемой из частотного уравнения числителя формируется режим динамического режима, который можно было

бы назвать «обнулением динамической реакции»; при этом частота определяется выражением

$$\omega^2 = \frac{k_1 \cdot k_2 + k_3 \cdot (k_1 + k_2)}{m_1 \cdot (k_2 + k_3)}. \quad (6)$$

Для иллюстрации особенностей численного моделирования на рис. 5, а, б приведены АЧХ $|W'_{\bar{R}m_2}| = f(\omega)$, полученные при различных значениях k_2 , которое изменяется в пределах $k_2 = 0, \dots, 10000$ Н/м.

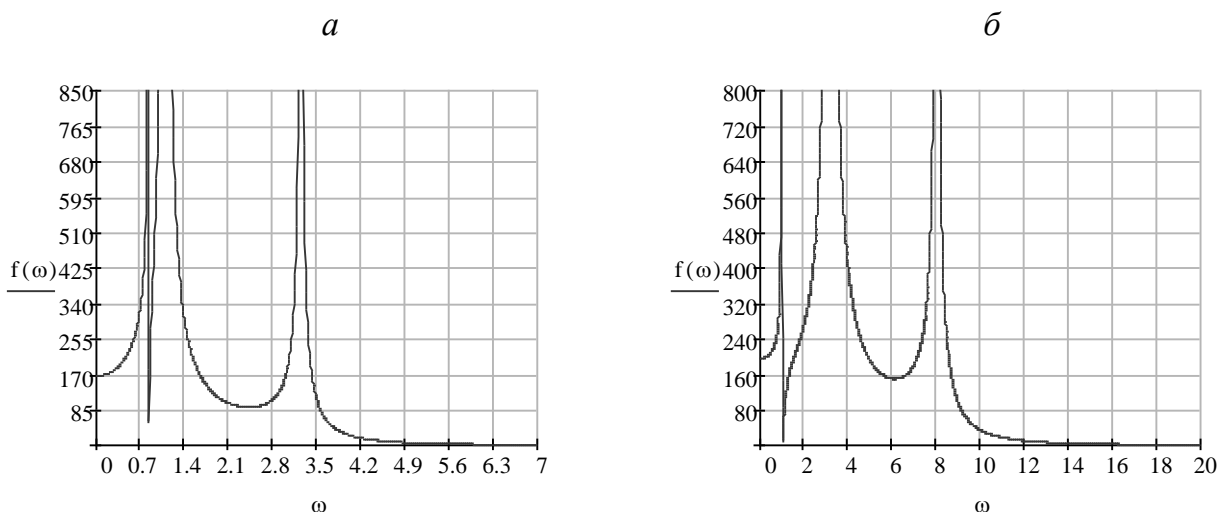


Рисунок – 6. Амплитудно-частотные характеристики системы для массоинерционного элемента m_2 при различных значениях жесткости пружин k_2 ($m_1=1000$ кг, $m_2=200$ кг, $k_1=200$ Н/м, $k_3=1000$ Н/м): а – при $k_2=1000$ Н/м; б – при $k_2=10000$ Н/м

При малых значениях k_2 ($k_2 = 0$; $k_2 = 1$ Н/м; $k_2 = 10$ Н/м) эффекты либо не наблюдаются, либо отличаются в области значений ω , близкой к нулю. При увеличении жесткости k_2 (рис. 6, а и б) можно наблюдать появления характерных режимов резонанса значений реакции связи, а также режима динамического гашения. Выражение (4) отражает особенности частот динамических взаимодействий.

Характерные проявления динамических свойств наблюдаются на рис. 6, а, б, на которых наблюдаются три резонансных пика и режим «зануление динамической реакции». Резонансное проявление динамических взаимодействий соответствует частоте определяемой из уравнения $m_2 p^2 + k_2 + k_3 = 0$, что совпадает с режимом динамического гашения колебаний.

В общем случае динамическая реакция в структурных подходах определяется параметрами цепи обратной связи. Обратная связь развернута относительно

интегрирующего звена второго порядка, то есть объекта защиты. Что касается динамической реакции, то она определяется как произведение коэффициента усиления обратной связи на отклонение по рассматриваемой координате. Коэффициент усиления цепи обратной связи в физическом смысле соответствует приведенной жесткости обобщенной пружины. Такая жесткость, в отдельных случаях, может быть постоянной. Тогда передаточная функция системы при выходном сигнале в виде динамической реакции связи и входном – в виде гармонической силы (в нашем случае, $\bar{Q}_1 \neq 0$) будет с точностью до постоянной (жесткость пружины k_1 или k_2) будет совпадать с передаточной функцией колебательной системы, имеющей входным сигналом \bar{Q}_1 , а выходным соответствующую координату y_1 и y_2 . Такая ситуация складывается при наличии отдельных опорных поверхностей *I* и *II*.

Полная реакция в рассматриваемых точках, в целом, состоит из статических и динамических компонент. Статическая реакция определяется с учетом постоянных сил, в том числе и сил тяжести массоинерционных элементов. Динамические реакции формируются в колебательных движениях относительно положения статического равновесия.

Полная реакция может принимать нулевые и отрицательные значения, что зависит от знака и величины динамической составляющей реакции. Это должно учитываться, если связи относятся к неударивающему типу. Равенство нулю динамической реакции возможно при работе и в других режимах динамического гашения и резонансных явлений динамических взаимодействий конструктивных элементов системы. Нулевое значение динамической реакции должно рассматриваться как одно из возможных состояний системы, в которой отношение реакции связи к внешней силе является одним из возможных способов описания состояния системы. Если реакция связи стремится к бесконечности, то это соответствует либо режиму резонансных явлений или массоинерционный элемент системы находится в состоянии динамического гашения колебаний.

Преимущества структурного метода наиболее полно раскрываются в возможностях эквивалентных преобразований структурных схем, позволяющих определить с достаточной простотой необходимые приведённые характеристики в системах различной сложности.

Проведенные исследования позволяют предложить использование метода определения реакций для оценки динамического состояния механических колебательных систем. Показано, что исходная структурная схема системы преобразована относительно объекта защиты, имеющего передаточную функцию интегрирующего звена второго порядка, таким образом, что выделяются две отрицательные обратные связи: одна представляет собой жесткость обычной пружины, а вторая – обобщенную пружину с жесткостью механической цепи. Такие структурные схемы могут быть развернуты не только относительно объекта защиты, но и для других массоинерционных элементов, что предполагает возможности расширения метода на системы со многими степенями свободы.

Предполагается, что внешние гармонические силы могут быть связаны между собой соотношением $Q_2 = \alpha k_1 z_1$, где, в свою очередь, α может изменяться в пределах $-\infty < \alpha < \infty$, проходя через нулевое значение. Кинематическое возмущение заменено эквивалентным силовым воздействием $Q_{\text{экв}} = k_1 z_1$. Окончательно получим $Q_2 = \alpha Q_{\text{экв}}$. Передаточная функция в этом случае примет вид:

$$W_{\bar{R}B_2}(p) = \frac{\bar{R}_{B_2}}{Q_{\text{экв}}} = \frac{k_2^2 (m_1 p^2 + k_1)}{(m_1 p^2 + k_1 + k_2) A_0}. \quad (7)$$

Для численного моделирования выбираются следующие параметры механической колебательной системы (рис. 7): $m_1 = 1000$ кг, $m_2 = 200$ кг, $k_1 = 200$ Н/м, $k_3 = 1000$ Н/м, $k_2 = 1000$ Н/м, частотный диапазон внешних воздействий $\omega = 0 \div 100$ Гц и др.

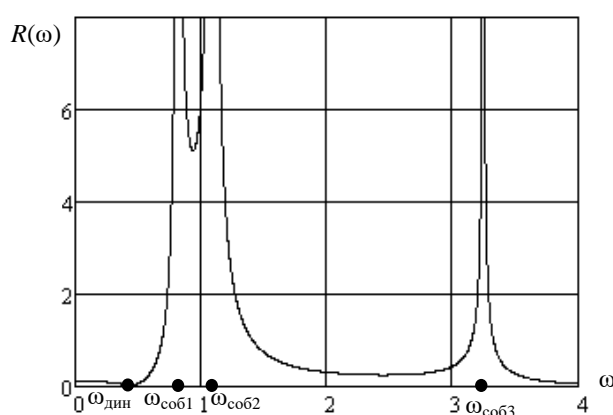


Рисунок – 7. Амплитудно-частотная характеристика реакции связи системы в т. B_2 при кинематическом возмущении \bar{z}_1

Амплитудно-частотная характеристика отношения динамической реакции к кинематическому возмущению $k\bar{z}_1 = \bar{Q}_{\text{экв}}$ приведена на рис. 8.

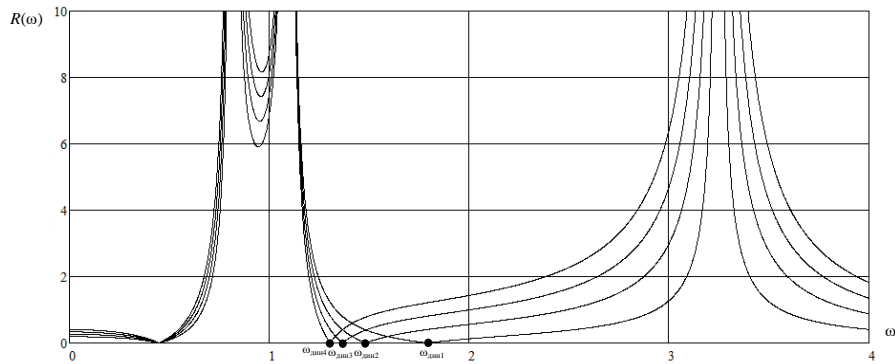


Рисунок – 8. Амплитудно-частотные характеристики реакций связей системы при действии двух внешних возмущений (\bar{Q}_2 и \bar{z}_1) и изменении параметра

α : 0,5; 1; 1,5; 2: динамическая реакция в т. B_2

В данном случае появление дополнительной частоты собственных колебаний обусловлено влиянием приведенной жесткости пружины $k_{12}(p)$. Это заключается в том, что на графике появляется еще один максимум, который свидетельствует о появлении в системе «вырожденной» парциальной частоты.

Анализ амплитудно-частотных характеристик показывает, что влияние двух внешних воздействий на систему формирует амплитудно-частотные характеристики «нетрадиционного» вида, а параметр α влияет на смещение одной из частот динамического гашения на графике. Это связано с тем, что чем интенсивнее прикладываемое силовое (или кинематическое) возмущение, приложенное к массоинерционному элементу, тем больше реакция на противоположном. Это показано изменением частот динамического гашения в зависимости от α . Таким образом, корректировка параметров динамического состояния вибрационного технологического оборудования может производиться на основании значений внутренних силовых факторов.

Используя ранее полученные выражения для жесткостей и смещений, найдем выражение передаточных функций реакций связей при двух внешних возмущениях:

$$W_{B_2}(p) = \frac{\bar{R}_{B_2}}{\bar{Q}_{\text{эКВ}}} = \frac{k_2(m_1 p^2 + k_1)(k_2 + (m_1 p^2 + k_1 + k_2)\alpha)}{(m_1 p^2 + k_1 + k_2)A_0}. \quad (8)$$

Предложено использование метода определения динамических реакций между составляющими элементами объектов машиностроения, основанного на правилах преобразования структурных схем механических колебательных систем. При трансформации исходной системы в ее структуре выделяется объект вибрационной

защиты и относительно него цепь обратной отрицательной связи, которая будет являться динамической реакцией. Предложено использование передаточной функции отношения реакции связи к силовому или кинематическому возмущениям как параметра оценки динамического состояния механических колебательных систем.

Динамическое состояние механической колебательной системы может также характеризоваться изменением динамических реакций связей, которые представляют собой в операторной форме произведение смещения на приведенную динамическую жесткость и несут информацию об особенностях резонансных режимов и динамического гашения колебаний. Это позволяет учитывать внутренние силовые факторы, возникающие в системе, что, в свою очередь, дает возможность при создании новых конструктивно-технических решений закладывать приемлемый предел прочности элементов для уменьшения динамических нагрузок узлы и агрегаты объектов машиностроения в виде вибрационного технологического оборудования.

Метод определения динамических реакций применим и для систем с большим числом степеней свободы, однако при этом заметно увеличивается трудоемкость вычислений. Структура дополнительной отрицательной обратной связи может быть получена более простым путем, если использовать характеристическое уравнение системы, входящее в соответствующую передаточную функцию. Уравнение трансформируется с выделением нужной парциальной системы с последующими преобразованиями структуры. Предлагаемый метод позволяет получать передаточную функцию динамической реакции элемента или опоры путем умножения соответствующего приведенного коэффициента жесткости обобщенной пружины (или динамической жесткости) на соответствующее смещение элемента в исходной системе координат.

Динамические реакции на объекте защиты в точках крепления обычной и обобщенной пружин будут иметь различный характер. Это связано с наличием в структуре приведенной жесткости обобщенной пружины массоинерционного и двух упругих элементов, что формирует более сложный характер динамического взаимодействия этого блока и объекта защиты. Также обнаружен эффект максимума реакции связи, который в физическом смысле трактуется как увеличение приведенной динамической жесткости на частоте, соответствующей режиму динамического гашения колебаний.

Динамическое состояние механической колебательной системы может также характеризоваться изменением динамических реакций связей, которые представляют собой в операторной форме произведение смещения на приведенную динамическую жесткость и несут информацию об особенностях резонансных режимов и динамического гашения колебаний. Это позволяет учитывать внутренние силовые факторы, возникающие в системе, что, в свою очередь, дает возможность при проектировании конструкций закладывать приемлемый предел прочности элементов для уменьшения динамических нагрузок на объекты машиностроения.

Определение реакций связей в кинематических парах колебательных структур – необходимый этап в проведении силовых расчётов, выборе параметров соединений, обеспечивающих необходимые надёжность и безопасность эксплуатации технического объекта.

Четвертая глава диссертации «Повышение эффективности функционирования вибрационных технологических машин с учетом влияния межпарциальных систем».

Технологическая вибрационная машина с рабочим органом в виде твёрдого тела массой M и моментом инерции J приведена на рис. 9, б. Рабочий орган в виде твёрдого тела опирается на упругие элементы с жесткостями k_1 , k_2 и k_5 .

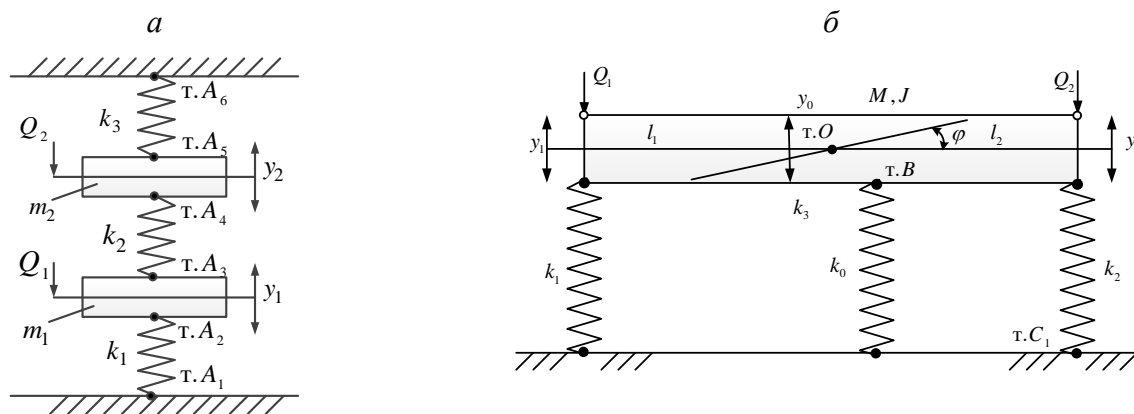


Рисунок – 9. Расчётные (или принципиальные) схемы технических объектов:

- а) – в виде цепной системы; б) – в виде системы с рабочим органом (M, J), совершающим плоское движение как твёрдое тело

На рис. 10 приведена преобразованная структурная схема. Цепь обратной отрицательной связи по отношению к объекту m_2 представлена передаточной функцией

$$k_{np}(p) = \frac{m_1 p^2 (k_2 + k_3) + k_1 (k_2 + k_3) + k_2 k_3}{(m_1 p^2 + k_1 + k_2)} \quad (9)$$

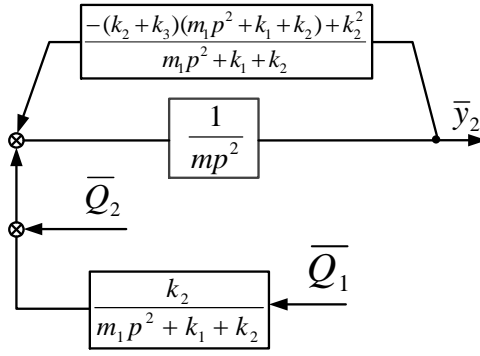


Рисунок – 10. Структурная схема исходной системы (рис. 9, а) с объектом защиты m_2

По своей физической сути выражение (5) определяет приведённую динамическую жёсткость для объекта m_2 в преобразованной модели, имеющей вид базовой структуры с одной степенью свободы. Зная приведённую жесткость и динамическое смещение \bar{y}_2 , можно найти динамические реакции в тт. A_4, A_5 (рис. 9), то есть – динамические реакции, действующие на элементе m_2 .

Если ввести в рассмотрение условие связности между внешними возмущениями \bar{Q}_1 и \bar{Q}_2 в виде соотношения

$$\bar{Q}_2 = \alpha \bar{Q}_1, \quad (10)$$

где α - коэффициент связности, который может принимать нулевые, положительные и отрицательные значения), то можно получить выражение в виде амплитудно-частотной характеристики реакций связи по приведённому внешнему воздействию:

$$W(p) = \frac{\bar{R}_{m_2}}{\bar{Q}_2} = \frac{[(k_2 + k_3)m_1 p^2 + k_1(k_2 + k_3) + k_2 k_3] [(m_1 p^2 + k_1 + k_2) + \alpha k_2]}{(m_1 p^2 + k_1 + k_2) \times A(p)}. \quad (11)$$

Что касается динамических реакций в т. A_6 , то она определяется выражением

$$\bar{R}_{A_6} = k_3 \cdot \bar{y}_2(p). \quad (12)$$

Таким образом, процедура оценки динамических реакций в точках крепления типовых элементов (в данном случае пружин) предполагает предварительное определение приведённых, а также – динамических жесткостей в выделенных точках и динамических смещений, формируемых внешними возмущениями с учётом особенностей взаимодействия между собой. Что касается определения реакций в тт. A_1, A_2, A_3 и др., то можно воспользоваться технологиями, изложенными ранее. Режимы динамического гашения колебаний реализуются по каждой координате, то есть по \bar{y}_1 и \bar{y}_2 , при этом частоты динамического гашения колебаний уже не совпадают с

парциальными частотами, как это наблюдается при действии одного возмущающего фактора. Отметим также, что при действии одного возмущения режим динамического гашения реализуется по координате, к которой приложено возмущающее воздействие. Конкретно такие связи возникают при введении в структуру системы дополнительных несимметрично располагаемых упругих элементов. Характерным представлением возможностей предлагаемых подходов является задача корректировки вибрационных полей при использовании дополнительных связей, в частности, рычажных, как это показано на рисунке 11.

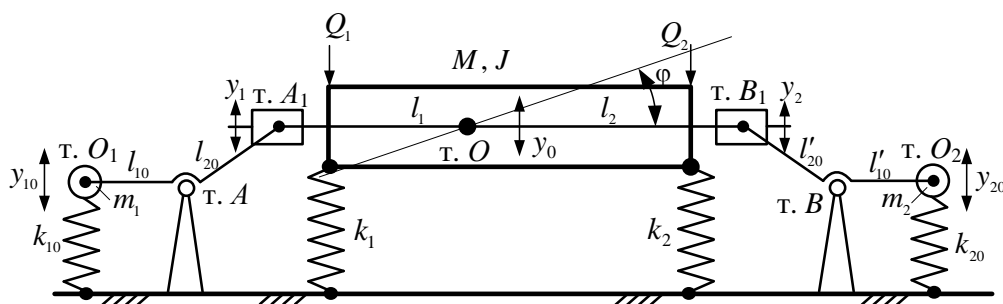


Рисунок – 11. Принципиальная схема вибростенда инерционного возбуждения с рычажными корректорами

Соответствующая структурная математическая модель в виде структурной схемы эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления приведена на рисунке 12.

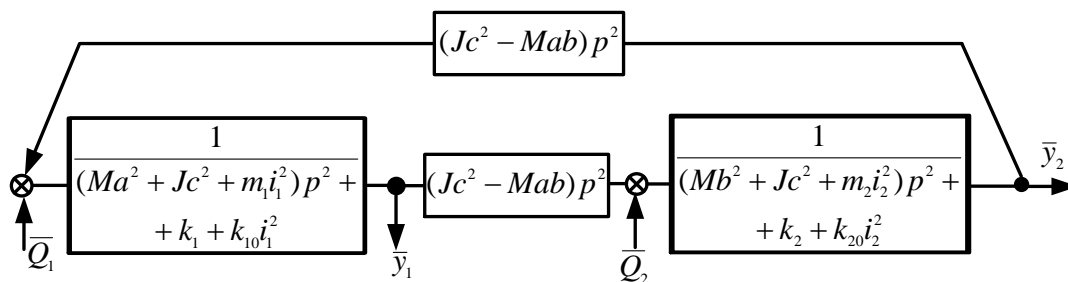


Рисунок – 12. Структурная математическая модель (структурная схема) механической колебательной системы по рисунку 10

Существенное значение в выборе направлений корректировки вибрационного поля имеет учет особенностей системы возбуждения динамического состояния вибрационной машины. Это позволяет строить семейства соответствующих амплитудно-частотных характеристик и получать аналитические соотношения параметров системы, в целом, для создания определенной структуры распределения амплитуд колебаний рабочего органа по его длине. Это могут быть условия, обеспечивающие однородное поле, когда отношение амплитуд равно единице; или это

могут быть вибрационные поля, в которых амплитуды по длине рабочего органа изменяются по линейному закону. Наличие соответствующих аналитических соотношений позволяет создавать реализации необходимых форм вибрационного поля на различных частотах. Исследован достаточно широкий круг сочетаний параметров, которые могут представлять интерес для практических приложений.

Получены аналитические выражения, позволяющие для конкретного варианта вибростенда и его загрузки определять значения настроечных параметров и обеспечить необходимые структуру и форму вибрационного поля стенда. В приложениях к диссертации приведены детализированные технологии оценки динамических свойств технических объектов при различных видах нагружения.

Метод определения динамических реакций позволяет решать задачи оценки, контроля и изменения параметров динамического состояния объектов с дополнительными связями. Конкретно такие связи возникают при введении в структуру системы дополнительных несимметрично располагаемых упругих элементов. Такое введение связей существенно изменяет динамические свойства исходных систем, что приводит к проявлениям новых динамических эффектов, обладающих научной новизной и возможностями практического использования при применении специальной системы координат. При наличии избыточных связей структурные подходы обладают возможностями использования преимуществ различных систем координат для упрощения процедур оценки динамических состояний объектов с выделением специфических режимов распределения амплитуд колебаний точек рабочих органов.

Характерные особенности динамических свойств исходных структур могут определяться на основе использования передаточных функций межпарциальных связей, что значительно упрощает анализ и оценку особенностей взаимодействия элементов систем с выделением характерных точек (таких, как узлы колебаний, центры жёсткости, условия разделения систем на автономные блоки). Дополнительные связи в виде рычажных механизмов изменяют динамические свойства вибрационных стендов и обеспечивают функционирование вибрационных машин в требуемых режимах за счёт изменения параметров дополнительно присоединённых механизмов, что позволяет реализовывать сложные технологические процессы, в том числе виброупрочнение деталей сложной геометрической формы или вибротранспортирование сыпучих гранулированных сред.

Предложен метод математического моделирования, основанный построении передаточных функций межпарциальных связей, позволяющий изменять динамические свойства вибрационных технологических машин. Для получения аналитических соотношений, необходимых для управления динамическим состоянием технологического оборудования, значения передаточных функций межпарциальных связей приравнивается фиксированным значениям, одно из которых единица. Предложенный метод позволяет решать задачи оценки и управления динамическим состоянием вибрационных машин в автоматическом режиме. Исследованы возможности формирования динамических состояний вибрационных стенов при действии двух синфазных внешних силовых возмущений гармонической природы с учетом их взаимного коэффициента связности через отношение амплитуд колебаний точек рабочего органа.

Разработана технология формирования математических моделей для оценки динамического состояния вибрационных стенов с учетом мест крепления упругих элементов по длине рабочего органа, что позволяет получать динамические режимы трансформации межпарциальной связи инерционного вида в инерционно-упругую. При этом парциальные системы совершают независимые друг от друга колебания, что реализуется при введении дополнительных связей.

Пятая глава диссертации «Приложения методов структурного математического моделирования в задачах динамики технологического оборудования» содержит краткое изложение метода структурных преобразований, что позволяет реализовать метод построения математических моделей механических колебательных систем с учетом сил демпфирования (вязкое трение) и взаимодействий при учете свойств устройств для преобразования движения.

Учет влияния дополнительных связей при работе с передаточными функциями достаточно прост и связан с добавлением в соответствующие выражения параметров вязкого трения и массоинерционных свойств преобразования движения. В диссертации используется понятие обобщенной пружины, как некоторого блока, состоящего из упругих элементов и промежуточных массоинерционных звеньев. В этом плане рассматриваются системы, имеющие обычно две и более степеней свободы. Технические объекты, в составе которых имеются инерционные элементы из нескольких контактирующих между собой частей, при работе в условиях вибрационных

нагрузок могут оказаться в ситуациях, когда контактные соединения, даже при предварительных нагружениях, переходят в режимы неустойчивых соединений.

Развиваемая методическая основа развернута по отношению к системам более сложных структур, в том числе с учетом введения рычажных связей.

В разделе 5.6. рассмотрены возможности построения на основе пневмомеханических элементов системы вибрационной защиты оператора транспортного средства. Система состоит из последовательно соединенных пневматических баллонов и механизма преобразования движения рычажного типа. На рис. 13, а – в приведены расчетные и принципиальные схемы системы.

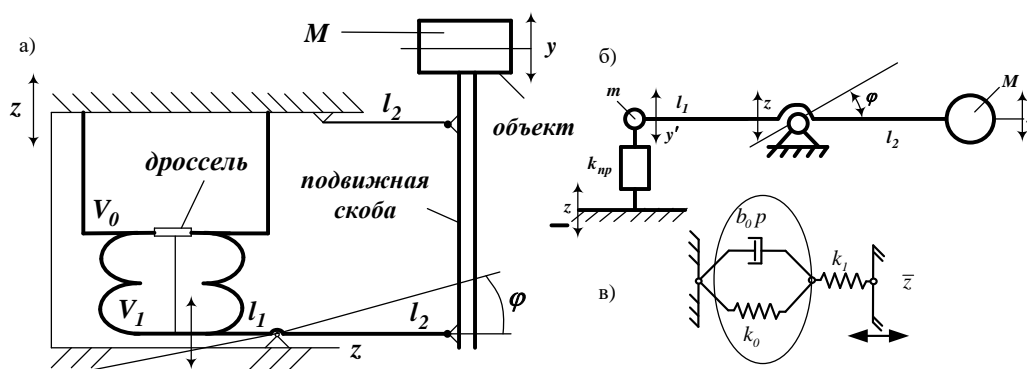


Рисунок – 13. Расчетные схемы: а) пневматической подвески сидения оператора; б) упрощение подвески; в) соединение упругих элементов (компакт)

Построены графики зависимости коэффициента приведенной жесткости от частоты ω , определенные на основе вычислительного эксперимента. При изменении соотношений объемов рабочей и демпферной камер увеличивается разница между граничными значениями жесткостей пневмобаллона. Проведено вычислительное моделирование, построены семейства амплитудно-частотных характеристик для лабораторного макета сидения транспортного средства. При увеличении соотношений объемов рабочей и демпферной камер происходит сдвиг резонансных пиков влево. С ростом частоты возмущения в системе наблюдаются режимы динамического гашения с выходом на «запирание» при больших значениях частоты.

Для определения k_{np} используется расчетная схема на рис. 13, в, на которой пневмомеханическая система отображается компактом или блоком из соединенных между собой упругих и диссипативных элементов. При этом k_1 и k_0 соответствует жесткостям рабочей и демпферной камер, а b_0 – соответствует коэффициенту эквивалентного вязкого трения. При этом предполагается, что демпфирование колебаний при взаимном перетекании воздуха может быть приведено к вязкому трению.

Увеличение массы m делает процессы более рельефными, при этом амплитуда резонансных пиков уменьшается. При увеличении соотношений объемов рабочей и демпферной камер, то есть расширении границ изменения приведенной жесткости системы, амплитуда резонансных пиков на АЧХ увеличивается по мере движения к низшей частоте границы. При больших значениях m влияние на величины резонансных пиков выражено слабее, однако характеристики существенно раздвигаются по оси частот.

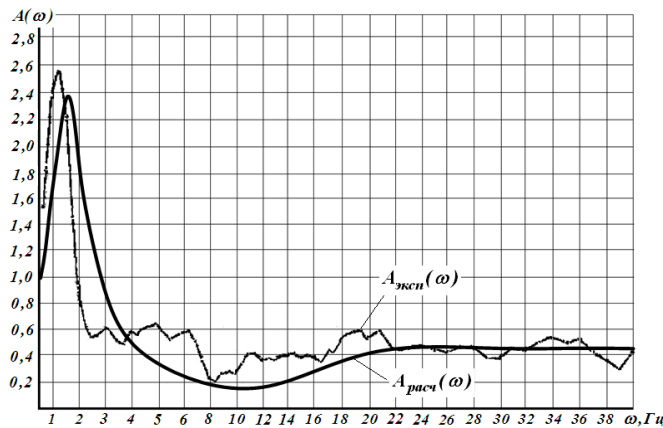


Рисунок – 14. Сопоставление результатов эксперимента и теоретических расчетов для системы пневматической подвески кресла оператора транспортных средств

Графики на рис. 14 получены на основе усреднения данных по трем сериям измерений для пар: подвижная скоба – основание кресла; собственная частота колебаний пневмоподвески равна 1,25 Гц. Анализ $A(\omega)$ показывает, что наибольший «провал» АЧХ на низких частотах обеспечивает пневмоподвеска с устройством для преобразования движения (УПД) с массой инерционного элемента $m_3 = 9$ кг и $m_3 = 12$ кг. Виброизолирующий эффект этих систем проявляется в диапазоне частот 1,0...4,5 Гц. Обработка экспериментальных данных подтверждает, в целом, результаты теоретических расчетов на математических моделях пневмомеханической системы защиты человека-оператора.

Для проведения экспериментов с целью иллюстрации возможностей структурного математического моделирования был изготовлен лабораторный макет, содержащий объект защиты M , рычажный механизм с опорами вращения, упругий элемент k , дополнительную массу m . Принципиальная схема представлена на рис. 15 и содержит датчик выхода 1, датчик входа 2, координата входа z , координата выход y .

Для рассмотрения особенностей динамического гашения в системах с рычажным связями автором проводится эксперимент на макете виброзащитной системы с устройством для преобразования движения. Общий вид экспериментальной установки приведен на рис. 16.

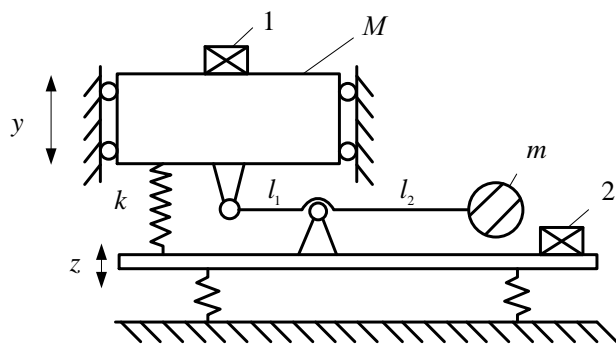


Рисунок – 15. Принципиальная схема экспериментального стенда

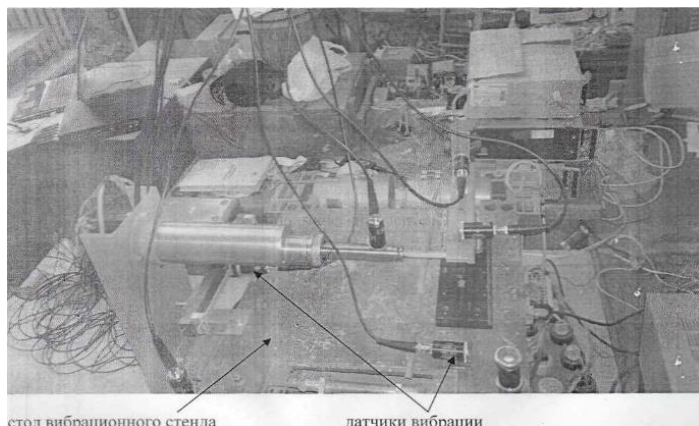


Рисунок – 16. Общий вид экспериментального стенда, с установленными на нем защищаемым объектом M и динамическим гасителем колебаний

Для проведения эксперимента использовался вибростенд марки С-004 (частотный диапазон 0.1-20 Гц), многоканальный синхронный комплект виброизмерительной аппаратуры «Атлант-8» (серийный номер №070), датчики для измерения вибраций – «Виконт» марки ВК-310А. На рис. 17 приведены расчётная и структурная схемы экспериментальной установки.

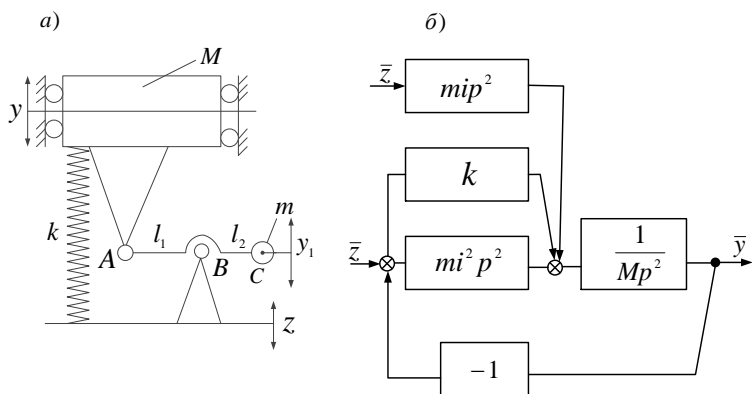


Рисунок – 17. Расчётная (а) и структурная (б) схемы виброзащитной системы с рычажным гасителем

Амплитудно-частотные характеристики при различных значениях передаточного отношения приведены на рис. 18. Обработка результатов эксперимента проводилась на основе известной методики с применением среднеквадратичных значений величины.

Сравнение экспериментальных данных с результатами теоретических расчетов ориентировано на сопоставление кривых на рис. 18, а, б. Наилучшее совпадение результатов наблюдается в области низких частот (2-7 Гц). Запирание системы, характерное для высоких частот, дает совпадение результатов в пределах 10%. При

увеличении частот > 20 Гц эксперимент искажается влиянием нелинейных факторов, связанных с формой внешнего возмущающего сигнала.

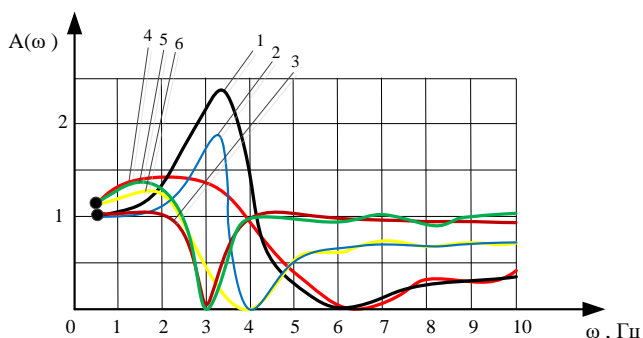


Рисунок – 18. Сопоставление результатов эксперимента с вычислительным моделированием: кривые при $m = 0.2$ кг теоретические расчёты 1 и экспериментальные результаты 4; кривые при $m = 0.4$ кг теоретические расчёты 2 и экспериментальные результаты 5; кривые при $m = 0.7$ кг теоретические расчёты 3 и экспериментальные результаты 6

В целом эксперимент дает удовлетворительное совпадение с теоретическими расчетами. Введение устройств для преобразования движения (УПД) в системы вибрационной защиты позволяет существенным образом изменять свойства систем.

Предложена методика расчета пневмомеханической системы защиты человека оператора, построены математические модели, проведен эксперимент, подтверждающий правильность выбора исходных предпосылок.

Предложена методика соотношений, позволяющая учитывать упругие свойства шарниров в соединениях рычажных звеньев с объектом и основанием. Проведенный эксперимент подтверждает результаты теоретических исследований в определении основных параметров виброзащитной системы для лабораторного макета защиты объекта при кинематических возмущениях.

В заключение приведены основные выводы по диссертационной работе, указан список использованной литературы. В приложении приведены акты использования и внедрения результатов диссертационной работы.

ИТОГИ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

1 Разработан комплекс методов, развивающих методологию определения динамических взаимодействий между элементами вибрационного технологического оборудования, что позволяет снижать динамические нагрузки на опорные элементы технологических машин и обеспечивает получение устойчивых технологических режимов их эксплуатации, что имеет большое значение для отраслей промышленности, где применяется оборудование, подверженное влиянию вибраций и использующее их для реализации технологических процессов.

2 Исследованы особенности динамических свойств механических колебательных систем, рассматриваемых в качестве расчетных схем технологических вибрационных машин, возникающие при введении дополнительных связей, реализуемых рычажными механизмами и устройствами для преобразования движения; показаны возможности существенного влияния на динамические свойства при распределении амплитуд колебаний, формировании совместных движений и динамических эффектах, отражающих особенности силовых воздействий. Исследованы особенности формирования статических и динамических реакций в механических колебательных системах на основе использования аналитического аппарата теории цепей и теории автоматического управления и применении структурных интерпретаций систем и их передаточных функций. Показано, что понятие «реакция связей» может рассматриваться как аналог понятия передаточной функции цепи отрицательной обратной связи в структурной схеме виброзащитной системы, в которой объект защиты представлен интегрирующим звеном второго порядка.

3 Предложен и разработан метод определения динамических реакций в механических колебательных системах при действии гармонических внешних сил, основанный на использовании структурных схем и соответствующих передаточных функций. Показаны возможности построения математических моделей обобщенных упругих элементов, свойства которых определяются динамическими жесткостями, а также получены амплитудно-частотные характеристики зависимостей динамических реакций от силовых и кинематических воздействий. Доказано, что для оценки статических реакций, связанной с определением положения статического равновесия механической колебательной системы, формируемого действием сил тяжести и дополнительных постоянных сил, могут использоваться структурные схемы и передаточные функции системы в предположении, что комплексная переменная в соответствующих передаточных функциях принимает нулевое значение. Предложен метод построения математических моделей, на основе которого показано, что в статическом состоянии приведенная жесткость механической системы определяется на основе использования соответствующей передаточной функции системы с последующим «обнулением» параметров массо-инерционных элементов. Понятие приведенной жесткости системы может применяться для определения статических

реакций, возникающих между элементами системы и при их взаимодействиях с опорными поверхностями.

4 Показаны возможности метода определения статических и динамических реакций на примере системы с тремя степенями свободы при наличии сложной структуры типовых элементов. На основе зависимостей динамических реакций связей от частоты внешнего возмущения в пределах от 0 до 100 Гц построены графики изменения реакций связей в зависимости от внешнего возмущения.

5 Разработан метод построения математических моделей механических колебательных систем, включающих в свой состав дополнительные элементы, реализующие рычажные связи и преобразования относительных движений типовых элементов системы, на основе введения передаточной функции взаимодействия межпарциальных связей.

6 Показаны возможности применения дополнительных параметров оценки динамического состояния рабочих органов вибрационных технологических машин при совместных действиях силовых факторов и реализациях связности параметров движения элементов систем на проявления новых динамических эффектов. Предложено введение частотной диаграммы, как обобщенного графика зависимости частотных характеристик от настраиваемых параметров. Показаны возможности реализации при определенных условиях эффектов одновременного динамического гашения колебаний по двум координатам. Показаны и исследованы возможности изменения динамических свойств технических объектов на основе введения в структуру механических колебательных систем рычажных механизмов и устройств для преобразования движения. Предложены конструктивно-технические формы реализации таких связей и построения соответствующих математических моделей; на предлагаемые решения получен ряд патентов на изобретение.

Разработан ряд рекомендаций по технической реализации ряда конструктивных решений, связанных с разработкой систем управления параметрами динамического состояния технологического оборудования. Практическая достоверность разработок подтверждается результатами вычислительного моделирования и обработки данных натуральных экспериментов. Сходимость результатов составила 10-12 %. Полученные результаты исследований позволили:

сократить затраты на техническое обслуживание дробильно-сортировочного комплекса в составе щековой дробилки, инерционного грохота и системы конвейеров, предназначенного для изготовления и вибротранспортировки различных фракций инертных материалов, на 25 % и получить экономический эффект в размере 150 тыс. руб. в год;

получить требуемый технологический режим вибрационной обработки железобетонных изделий и повысить долговечность технологического оборудования с общим экономическим эффектом 250 тыс. руб. в год;

уменьшить время на обслуживание компрессоров, предназначенных для обеспечения бесперебойного функционирования оборудования высокого давления, устанавливаемого на предприятиях химической промышленности Иркутской области и сократить штат обслуживающего персонала;

повысить производительность технологического оборудования за счет снижения влияния вибрационных воздействий на 25 %, экономический эффект - 150 тыс. руб. в год;

повысить долговечность гасителя колебаний, сократить затраты на 20% и получить экономический эффект в размере 200 тыс. руб. в год;

осуществить прогнозирование остаточного ресурса динамического стабилизатора пути и получить экономический эффект в размере 180 тыс. руб. в год;

совокупный экономический эффект – 930 тыс. руб. в год.

Список основных работ, опубликованных автором по теме диссертации:

а) статьи в изданиях, входящих в перечень рецензируемых научных изданий ВАК РФ по специальности 2.5.2 – «Машиноведение»:

1. Артюнин, А. И. Возможности изменения динамических свойств виброзащитных систем на основе преобразования механических цепей из типовых элементов / А. И. Артюнин, Ю. В. Ермошенко, **Р. С. Большаков** // Вестник ИрГТУ. – 2014. – № 3(86). – С. 24-33. **(К1)**

2. Елисеев, С. В. Структурное математическое моделирование в задачах вибрационной защиты: метод определения динамических реакций связей / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков** // Вестник ИрГТУ. – 2015. – № 9(104). – С. 40-45. **(К1)**

3. Механические цепи в задачах коррекции динамических состояний вибрационных технологических машин / С. В. Елисеев, С. К. Каргапольцев, **Р. С. Большаков**, А. В. Елисеев // Вестник ИрГТУ. – 2020. – Т. 24. – № 4(153). – С. 718-727. – DOI 10.21285/1814-3520-2020-4-718-727. **(К1)**

4. Реакции связей как параметры динамического состояния колебательной системы / С. В. Белокобыльский, С. В. Елисеев, В. Б. Кашуба, **Р.С. Большаков** [и др.] // Системы. Методы. Технологии. – 2015. – № 1(25). – С. 7-18. **(К1)**
5. Кашуба, В. Б. Оценка динамических реакций связей во взаимодействиях элементов механических колебательных систем: развитие методологических позиций / В. Б. Кашуба, **Р. С. Большаков**, И. С. Ситов // Системы. Методы. Технологии. – 2018. – № 1(37). – С. 7-11. – DOI 10.18324/2077-5415-2018-1-7-11. **(К1)**
6. Елисеев, С. В. Возможности структурного математического моделирования в оценке динамических свойств технологических вибрационных машин / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, И. С. Ситов // Системы. Методы. Технологии. – 2019. – № 1(41). – С. 7-15. – DOI 10.18324/2077-5415-2019-1-7-15. **(К1)**
7. Особенности динамики вибрационных технологических машин: системный анализ, структурное моделирование, рычажные связи / С. В. Елисеев, С. К. Каргапольцев, **Р. С. Большаков**, А. В. Елисеев // Системы. Методы. Технологии. – 2020. – № 4(48). – С. 12-19. – DOI 10.18324/2077-5415-2020-4-12-19. **(К1)**
8. Динамические связи в колебательных структурах: системные подходы в оценке вибрационных взаимодействий элементов / С. В. Елисеев, И. С. Ситов, А. В. Елисеев, **Р. С. Большаков** // Системы. Методы. Технологии. – 2020. – № 3(47). – С. 14-20. – DOI 10.18324/2077-5415-2020-3-14-20. **(К1)**
9. Елисеев, С. В. О влиянии избыточных связей между элементами на динамические свойства технических объектов / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, И. С. Ситов // Системы. Методы. Технологии. – 2020. – № 2(46). – С. 7-11. – DOI 10.18324/2077-5415-2020-2-7-11. **(К1)**
10. Упруго-демпфирующие элементы как факторы формирования динамического состояния вибрационного технического объекта / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, С. К. Каргапольцев, А. В. Елисеев // Системы. Методы. Технологии. – 2020. – № 4(48). – С. 7-11. – DOI 10.18324/2077-5415-2020-7-11. **(К1)**
11. Корнеев, С. В. Приложения структурного математического моделирования при оценке результатов экспериментальных исследований / С. В. Корнеев, **Р. С. Большаков** // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2023. – № 18. – С. 9-16. – DOI 10.26160/2658-3305-2023-18-9-16. **(К1)**
12. Елисеев, С.В. Особенности построения компактов упругих элементов в механических колебательных системах. Взаимодействия с элементами систем и формы соединения [Текст] / С.В. Елисеев, С.В. Ковыршин, **Р.С. Большаков** // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Выпуск № 4(36). 2012. с. 61- 70. **(К2)**
13. Елисеев, С.В. Некоторые обобщения в задачах определения динамических реакций во взаимодействиях элементов механических колебательных систем [Текст] / С.В. Елисеев, А.И. Артюнин, **Р.С. Большаков** // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Выпуск № 3(39). 2013. с. 44-50 **(К2)**
14. Хоменко, А. П. Метод структурных преобразований и его приложения в задачах динамики виброзащитных систем. Определение реакций связей / А. П. Хоменко,

С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков** // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2014. – № 1(41). – С. 8-23. **(К2)**

15. Елисеев, С. В. Неудерживающие связи во взаимодействиях элементов систем: оценка динамических реакций связей / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Николаев // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2018. – № 2(58). – С. 27-34. – DOI 10.26731/1813-9108.2018.2(58).27-34. **(К2)**

16. Круглов, С. П. Автоматизация управления амплитудой колебаний технологической вибрационной машины / С. П. Круглов, С. В. Ковыршин, **Р. С. Большаков** // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2020. – № 1(65). – С. 21-30. – DOI 10.26731/1813-9108.2020.1(65).21-30. **(К2)**

17. Динамическое состояние вибрационной машины: узлы колебаний, центры жесткости, коэффициенты связности / С. В. Елисеев, Н. К. Кузнецов, **Р. С. Большаков**, А. И. Артюнин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2019. – № 3(63). – С. 45-52. – DOI 10.26731/1813-9108.2019.3(63).45-52. **(К2)**

18. Елисеев, С. В. Развитие подходов в задачах динамики технологических машин и транспортных средств при вибрационных нагружениях / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Николаев // Вестник БГТУ. – 2018. – № 3(64). – С. 44-53. – DOI 10.30987/article_5b05328cca3ff2.74700194. **(К2)**

б) статьи в изданиях, входящих в перечень рецензируемых научных изданий ВАК РФ:

19. **Большаков, Р. С.** Структурное моделирование в определении динамических реакций в задачах вибрационной защиты / **Р. С. Большаков**, Ю. В. Ермошенко, С. В. Ковыршин // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – № 12. – С. 11-16. **(К1)**

20. Особенности статического и динамического нагружения в механических колебательных системах. Задачи вибрационной защиты / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Елисеев, Е. А. Паршута // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2014. – Т. 18. – № 1(62). – С. 37–47. **(К1)**

21. Кинаш, Н. Ж. Обоснование метода определения динамических реакций в упругих механических системах / Н. Ж. Кинаш, **Р. С. Большаков** // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. – 2014. – Т. 2. – № 6(11). – С. 171-175. – DOI 10.12737/6846. **(К2)**

22. Рычажные связи: возможности формирования динамических состояний в механических колебательных системах / С. В. Елисеев, С. К. Каргапольцев, **Р. С. Большаков**, А. В. Елисеев // Транспорт Урала. – 2020. – № 3(66). – С. 17-23. – DOI 10.20291/1815-9400-2020-3-17-23. **(К2)**

23. **Большаков, Р. С.** Новые подходы к оценке состояния грузовых вагонов при движении на сортировочных устройствах на основе системного анализа и математического моделирования / **Р. С. Большаков**, А. П. Хоменко, С. В. Елисеев // Транспорт Урала. – 2021. – № 4(71). – С. 24-32. – DOI 10.20291/1815-9400-2021-4-24-32. **(К2)**

в) статьи в изданиях, входящих в международные базы научного цитирования «Scopus» и «Web of Science»:

1. **Bolshakov, R. S.** The estimation of dynamical condition of vibration technological machines at joint action of two external disturbances / R. S. Bolshakov, I. S. Sitov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : Ser. 4 2020 International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment, ICMTME 2020, Sevastopol, 07–11 sept. 2020. 042007. – DOI 10.1088/1757-899X/971/4/042007.

2. **Bolshakov, R.S.,** Sitov, I.S., Eliseev, S.V. Unilateral Constraints in Interactions of System Elements: Estimation of Dynamic Constraint Reactions. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2021, pp. 851–860

3. **Bolshakov, R.S.,** Sitov, I.S. The estimation of dynamical condition of vibration technological machines at joint action of two external disturbances. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, 971(4), 042007

4. Eliseev, S.V., **Bolshakov, R.S.,** Orlenko, A.I., Trofimov, A.N. Structural mathematical modelling: The concept of feedback in the dynamics of mechanical oscillation systems. Journal of Physics: Conference Series, 2019, 1210(1), 012037

г) материалы конференций:

1. **Большаков, Р. С.** Реакция связи как параметр динамического состояния механической колебательной системы / Р. С. Большаков // Нелинейная динамика машин - School-NDM 2017 : сборник IV Международной Школы-конференции молодых ученых, Москва, 18–21 апреля 2017 года. – Москва: Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, 2017. – С. 179-188.

2. Елисеев, С. В. О влиянии реакций связей на оценку параметров динамического состояния колебательной системы / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков,** А. П. Хоменко // Аналитическая механика, устойчивость и управление : Труды XI Международной Четаевской конференции, посвященной 115-летию со дня рождения Н.Г. Четаева и памяти академика АН РТ Т.К. Сиразетдинова, Казань, 13–17 июня 2017 года. – Казань: КГТУ им. А.Н. Туполева, 2017. – С. 141-151.

3. Реакции связей как параметр динамического состояния механической колебательной системы / **Р. С. Большаков,** Ю. В. Ермошенко, Д. Х. Нгуен, К. Ч. Выонг // Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины : сборник научных статей по материалам XII международной научно-технической информации: в 2 частях, Курск, 18–20 мая 2016 года. – Курск: ЮЗГУ, 2016. – С. 181-189.

4. Хоменко, А. П. Структурное математическое моделирование в задачах определения динамических реакций в соединениях элементов систем / А. П. Хоменко, С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков** // XI Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики : сборник докладов, Казань, 20–24 августа 2015 года / Составители: Д.Ю. Ахметов, А.Н. Герасимов, Ш.М. Хайдаров; ответственные редакторы: Д.А. Губайдуллин, А.И. Елизаров, Е.К. Липачев. – Казань: Казанский (Приволжский) федеральный университет, 2015. – С. 4375-4378.

5. Елисеев, С. В. Структурные подходы в задачах определения динамических реакций в механических колебательных системах / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков** // Проблемы механики современных машин : Материалы VI Международной конференции, Улан-Удэ, 29 июня – 04 июля 2015 года / ФГБОУ ВПО ВСГУТУ, В.С. Балбаров - ответственный редактор. – Улан-Удэ: ВСГУТУ, 2015. – С. 140-146.

6. **Большаков, Р. С.** Особенности оценки динамического состояния системы подвески объекта при вибрационных возмущениях / Р. С. Большаков, С. В. Елисеев // Решетневские чтения : Материалы XXIII Международной научно-практической конференции, посвященной памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева. В 2-х частях, Красноярск, 11–15 ноября 2019 года / Под редакцией Ю.Ю. Логинова. – Красноярск: ФГБОУ «Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М.Ф. Решетнева», 2019. – С. 466-468.

7. **Большаков, Р. С.** Особенности формирования динамического состояния вибрационных технологических машин на основе введения дополнительных упругих связей / Р. С. Большаков, К. Ч. Выонг // Авиациостроение и транспорт Сибири : сборник статей XII Международной научно-технической конференции, Иркутск, 27 мая – 01 июня 2019 года. – Иркутск: ИрНТУ, 2019. – С. 321-327.

8. **Большаков, Р. С.** Учёт динамических реакций в точках крепления упругих элементов к вибрационной технологической машине при наличии дополнительных связей / Р. С. Большаков, С. В. Елисеев // Перспективные направления развития финишных и виброволновых технологий : Сб. тр. науч. сем. технологов-машиностроителей, 26 фев. 2021 года – Ростов-на-Дону: ДонГТУ, 2021. – С. 136-142.

9. Елисеев, С. В. Особенности формирования режимов работы вибрационной технологической машины при наличии в структуре рычажных связей / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Николаев // Решетневские чтения: Материалы XXIV Межд. научно-практической конференции, посвященной памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М. Ф. Решетнева. В 2 ч., Красноярск, 10–13 ноября 2020 года / под общ. ред. Ю. Ю. Логинова. – Красноярск: ФГБОУ «СибГУ им. М.Ф. Решетнева», 2020. – С. 370-372.

10. Корнеев, С. В. Определение усилий в подшипниковых узлах при вибрационных воздействиях / С. В. Корнеев, **Р. С. Большаков** // Трибология – машиностроению : Труды XIV Межд. научно-техн. конф., посвященной 100-летию со дня рождения А.П. Семёнова, Москва, 12–14 октября 2022 года. – Москва: ФГБУН «Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН», 2022. – С. 162-165.

д) патенты на изобретения и полезные модели РФ:

1. Патент № 2691646 Российская Федерация, МПК В06В 1/16, G01М 7/02, F16F 15/02. Способ управления формированием структуры и параметров вибрационного поля технологической машины : № 2018116996 : заявл. 07.05.2018 / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Елисеев [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

2. Патент № 2710314 С1 Российская Федерация, МПК В06В 1/14. Способ изменения и настройки динамического состояния вибрационной технологической машины и устройство для его осуществления : № 2018143317 : заявл. 06.12.2018 : опубл.

25.12.2019 / С. В. Елисеев, А. В. Елисеев, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

3. Патент № 2689901 С2 Российская Федерация, МПК F16F 15/02, F16F 7/10. Устройство управления вибрационным полем технологической машины : № 2017140746 : заявл. 22.11.2017 : опубл. 29.05.2019 / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Елисеев [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

4. Патент № 2690135 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/00. Способ управления динамическим состоянием подвески транспортного средства и устройство для его реализации : № 2018116927 : заявл. 07.05.2018 : опубл. 30.05.2019 / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Елисеев [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

5. Патент № 2696506 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/04, F16F 7/08. Способ управления динамическим состоянием технического объекта при вибрационных воздействиях и устройство для его осуществления : № 2018137814 : заявл. 25.10.2018 : опубл. 02.08.2019 / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Елисеев [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

6. Патент № 2696150 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/023, F16F 7/08. Самонастраивающийся амортизатор : № 2018120278 : заявл. 31.05.2018 : опубл. 31.07.2019 / С. В. Елисеев, А. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. С. Миронов ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

7. Патент № 2696062 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/04, F16F 7/08, B60N 2/54. Способ управления и изменения динамического состояния виброзащитной системы и устройство для его осуществления : № 2018116995 : заявл. 07.05.2018 : опубл. 30.07.2019 / С. В. Елисеев, А. В. Елисеев, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

8. Патент № 2695899 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/04, F16F 7/08. Способ настройки распределения амплитуд колебаний рабочего органа вибростенда и устройство для его осуществления : № 2018128270 : заявл. 01.08.2018 : опубл. 30.07.2019 / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Елисеев [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

9. Патент № 2700942 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/02. Способ и устройство одновременного динамического гашения колебаний объекта защиты по двум степенями свободы : № 2016143490 : заявл. 20.01.2017 : опубл. 24.09.2019 / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, В. Б. Кашуба [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

10. Патент № 2716368 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/04. Способ корректировки распределения амплитуд колебаний рабочего органа вибрационного технологического стенда и устройство для его реализации : № 2018134450 : заявл. 28.09.2018 : опубл. 11.03.2020 / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Елисеев [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

11. Патент № 2711832 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/02. Способ управления динамическим состоянием технологической вибрационной машины и устройство для его осуществления : № 2018139571 : заявл. 08.11.2018 : опубл.

22.01.2020 / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Елисеев [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

12. Патент № 2749364 С2 Российская Федерация, МПК F16F 15/02, G01M 7/02. Способ формирования, настройки и корректировки динамического состояния рабочих органов технологических вибрационных машин на основе введения дополнительных упругих связей и устройство для его реализации : № 2019120634 : заявл. 01.07.2019 : опубл. 09.06.2021 / С. В. Елисеев, С. К. Каргапольцев, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

13. Патент № 2662619 С2 Российская Федерация, МПК F16F 15/02. Способ одновременного динамического гашения колебаний объекта защиты с двумя степенями свободы и устройство для его осуществления : № 2016138636 : заявл. 29.09.2016 :опубл. 26.07.2018 / С. В. Елисеев, В. Б. Кашуба, А. В. Елисеев, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

14. Патент № 2676116 С2 Российская Федерация, МПК F16F 15/04, F16F 7/08. Способ управления режимами динамического гашения колебаний и устройство для его осуществления : № 2017104571 : заявл. 13.02.2017 :опубл. 26.12.2018 / С. В. Елисеев, А. П. Хоменко, А. И. Артюнин, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

15. Патент № 2669163 С2 Российская Федерация, МПК G01M 7/02. Способ возбуждения колебаний и устройство для его осуществления : № 2015143609 : заявл. 12.10.2015 :опубл. 08.10.2018 / А. П. Хоменко, С. В. Елисеев, А. В. Елисеев, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

16. Патент № 2604250 С2 Российская Федерация, МПК F16F 15/027, F16F 7/112. Способ и устройство для динамического гашения колебаний : № 2015111299/11 : заявл. 27.03.2015 :опубл. 10.12.2016 / А. П. Хоменко, С. В. Елисеев, А. И. Артюнин, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

17. Патент № 2595733 С2 Российская Федерация, МПК F16F 15/04, F16F 7/08, B60N 2/54. Способ настройки режимов работы виброзащитной системы и устройство для его осуществления : № 2014145693/11 : заявл. 13.11.2014 :опубл. 27.08.2016 / А. П. Хоменко, С. В. Елисеев, Е. В. Каимов, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

18. Патент № 2498126 С2 Российская Федерация, МПК F16F 7/112, F16F 15/027. устройство для гашения колебаний : № 2012102220/11 : заявл. 23.01.2012 : опубл. 10.11.2013 / С. В. Елисеев, Ю. В. Ермошенко, А. О. Московских, **Р. С. Большаков** ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

19. Патент № 2475658 С2 Российская Федерация, МПК F16F 7/10, F16F 15/02. Способ регулирования жесткости виброзащитной системы и устройство для его осуществления : № 2011117257/11 : заявл. 28.04.2011 : опубл. 20.02.2013 / С. В. Елисеев, А. П. Хоменко, Ю. В. Ермошенко **Р.С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВПО ИрГУПС.

20. Патент № 2522194 С2 Российская Федерация, МПК F16F 3/00, F16F 15/02. Устройство для динамического гашения колебаний объекта защиты : № 2011150207/11 :

заявл. 09.12.2011 : опубл. 10.07.2014 / С. В. Елисеев, А. П. Хоменко, Ю. В. Ермошенко, **Р.С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВПО ИрГУПС.

21. Патент на полезную модель № 157103 U1 Российская Федерация, МПК F16F 15/00, F16F 5/00. динамический гаситель колебаний : № 2015110669/05 : заявл. 25.03.2015 : опубл. 20.11.2015 / А. П. Хоменко, С. В. Елисеев, Е. В. Каимов, **Р.С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВПО.

22. Патент № 2654890 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/04, F16F 7/08. Способ динамического гашения колебаний объекта защиты и устройство для его осуществления : № 2017100196 : заявл. 12.04.2017 : опубл. 23.05.2018 / С. В. Елисеев, А. В. Елисеев, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВПО ИрГУПС.

23. Патент № 2654276 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/04, F16F 7/08. Способ управления формированием режимов динамического гашения колебаний и устройство для его реализации : № 2017109361 : заявл. 20.03.2017 : опубл. 17.05.2018 / С. В. Елисеев, А. В. Елисеев, **Р.С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

24. Патент № 2734839 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/02. Устройство управления динамическим состоянием вибрационной технологической машины : № 2019114634 : заявл. 13.05.2019 : опубл. 23.10.2020 / С. В. Елисеев, С. К. Каргапольцев, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

25. Патент № 2728886 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/02, G01M 7/02. Способ коррекции динамического состояния рабочего органа технологической вибрационной машины с вибровозбудителем на упругой опоре и устройство для его реализации : № 2019120632 : заявл. 01.07.2019 : опубл. 31.07.2020 / С. В. Елисеев, С. К. Каргапольцев, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

26. Патент № 2718177 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/02. Способ настройки динамического состояния вибрационной технологической машины и устройство для его осуществления : № 2018146234 : заявл. 24.12.2018 : опубл. 31.03.2020 / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Елисеев [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

27. Патент № 2756393 С1 Российская Федерация, МПК В06В 1/18, F16F 15/027. Устройство формирования специфических режимов динамического состояния рабочего органа вибрационной технологической машины и способ для его реализации : № 2020133414 : заявл. 09.10.2020 : опубл. 30.09.2021 / С. В. Елисеев, С. К. Каргапольцев, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

28. Патент № 2755646 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/02, G01M 7/02. Устройство настройки, корректировки и формирования динамического состояния вибрационной технологической машины и способ для его реализации : № 2020134703 : заявл. 21.10.2020 : опубл. 17.09.2021 / С. В. Елисеев, С. К. Каргапольцев, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

29. Патент № 2755534 С1 Российская Федерация, МПК В06В 1/18, F16F 15/027. Устройство управления динамическим состоянием вибрационной технологической машины и способ для его реализации : № 2020129397 : заявл. 04.09.2020 : опубл. 17.09.2021 / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

30. Патент № 2753843 С1 Российская Федерация, МПК В06В 1/14. Устройство формирования и управления динамическим состоянием вибрационной технологической машины и способ для его реализации : № 2020129290 : заявл. 03.09.2020 : опубл. 24.08.2021 / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

31. Патент № 2751169 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/02, В06В 1/00. Устройство управления динамическим состоянием вибрационной технологической машины : № 2020129289 : заявл. 03.09.2020 : опубл. 09.07.2021 / С. В. Елисеев, С. К. Каргапольцев, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

32. Патент № 2751042 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/027, G01М 7/02. Устройство настройки, коррекции, формирования и управления динамическим состоянием вибрационной технологической машины и способ для его реализации : № 2020133415 : заявл. 09.10.2020 : опубл. 07.07.2021 / С. В. Елисеев, С. К. Каргапольцев, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

33. Патент № 2749987 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/02, В06В 1/00. Устройство коррекции динамического состояния рабочего органа вибрационной технологической машины и способ для его осуществления : № 2020129412 : заявл. 04.09.2020 : опубл. 21.06.2021 / С. В. Елисеев, С. К. Каргапольцев, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

34. Патент № 2748326 С1 Российская Федерация, МПК G05D 19/02. Система и способ управления амплитудой колебаний вибрационной технологической машины : № 2020106606 : заявл. 11.02.2020 : опубл. 24.05.2021 / С. П. Круглов, С. В. Ковыршин, **Р. С. Большаков** ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

35. Патент № 2778263 С1 Российская Федерация, МПК G01G 19/04. Способ определения массоинерционных параметров грузового вагона и устройство для его реализации : № 2021130695 : заявл. 20.10.2021 : опубл. 17.08.2022 / С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Елисеев [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

36. Патент № 2773825 С1 Российская Федерация, МПК В06В 1/14, В24В 31/00. Устройство для формирования вибрационного перемещения рабочей среды : № 2021102615 : заявл. 04.02.2021 : опубл. 10.06.2022 / С. В. Елисеев, С. К. Каргапольцев, **Р. С. Большаков** [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

е) монографии:

1. Кашуба, В. Б. Динамические реакции в соединениях элементов механических колебательных систем / В. Б. Кашуба, С. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**. – Новосибирск : ФГУП «Академический научно-издательский, производственно-полиграфический и книгораспространительский центр "Наука", 2016. – 331 с. – ISBN 978-5-02-038718-8.

2. **Большаков, Р. С.** Особенности вибрационных состояний транспортных и технологических машин. Динамические реакции и формы взаимодействия элементов / **Р. С. Большаков**. – Новосибирск : ФГУП «Академический научно-издательский и книгораспространительский центр «Наука», 2020. – 411 с. – ISBN 978-5-02-038816-1.

3. Методология системного анализа в задачах оценки, формирования и управления динамическим состоянием технологических и транспортных машин / С. В. Елисеев, А. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. П. Хоменко. – Новосибирск : ФГУП «Академический

научно-издательский, производственно-полиграфический и книгораспространительский центр «Наука», 2021. – 679 с. – ISBN 978-5-02-041463-1.

ж) программы для ЭВМ

1. Свидетельство о гос. рег. прогр. для ЭВМ № 2022613176 Российская Федерация. Программа для исследования и моделирования форм динамических взаимодействий элементов механических колебательных систем при оценке режимов динамического гашения колебаний объекта в виде твердого тела : № 2022612060 : заявл. 15.02.2022 :опубл. 01.03.2022 / **Р. С. Большаков**, А. В. Елисеев ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

2. Свидетельство о гос. рег. прогр. для ЭВМ № 2022616689 Российская Федерация. Программа для исследования и анализа режимов движения механических колебательных систем с тремя степенями свободы, включающих устройства для преобразования движения : № 2022615374 : заявл. 28.03.2022 :опубл. 15.04.2022 / А. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Николаев [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

3. Свидетельство о гос. рег. прогр. для ЭВМ № 2022617080 Российская Федерация. Программа для исследования и анализа режимов движения механических колебательных систем с тремя степенями свободы с учетом воздействия связанных сил : № 2022615421 : заявл. 28.03.2022 :опубл. 18.04.2022 / А. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Николаев [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

4. Свидетельство о гос. рег. прогр. для ЭВМ № 2022619010 Российская Федерация. Программа для исследования и моделирования на основе структурных представлений механических колебательных систем цепного типа с тремя степенями свободы : № 2022615392 : заявл. 28.03.2022 :опубл. 18.05.2022 / А. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Николаев [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

5. Свидетельство о гос. рег. прогр. для ЭВМ № 2022619010 Российская Федерация. Программа для исследования и моделирования на основе структурных представлений механических колебательных систем цепного типа с тремя степенями свободы : № 2022615392 : заявл. 28.03.2022 : опубл. 18.05.2022 / А. В. Елисеев, **Р. С. Большаков**, А. В. Николаев [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС.

ж) публикации в иных изданиях, не входящих в перечень рецензируемых научных изданий ВАК РФ:

1. Елисеев, С. В. Механические цепи в структурных схемах виброзащитных систем. Методика определения динамических реакций / С. В. Елисеев, А. И. Артюнин, **Р. С. Большаков** // Вестник ВЭЛНИИ. – 2015. – № 1(69). – С. 93-111.

2. Кашуба, В. Б. О расширении набора параметров оценки динамического состояния механических колебательных систем / В. Б. Кашуба, **Р. С. Большаков**, Н. Ж. Кинаш // Инф. и мат. технологии в науке и управлении. – 2016. – № 4-2. – С. 50-57.

3. Орленко, А. И. Динамические реакции связей в задачах оценки динамических состояний технических объектов / А. И. Орленко, **Р. С. Большаков**, А. Н. Трофимов // Мехатроника, автоматика и робототехника. – 2018. – № 2. – С. 66-74.