

На правах рукописи



Фетисов Александр Сергеевич

**ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ
ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ**

2.5.2 Машиноведение (технические науки)

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Орёл - 2022

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» на кафедре мехатроники, механики и робототехники.

Научный руководитель: доктор технических наук, доцент
Корнаев Алексей Валерьевич

Официальные оппоненты:

Гаврилов Константин Владимирович, доктор технических наук, доцент, исполняющий обязанности заведующего кафедрой «Колесные и гусеничные машины» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»

Давыдов Аркадий Валентинович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Конструкция и проектирование двигателей» ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»

Защита состоится «22» сентября 2022 г. в 11 ч. 00 мин. на заседании диссертационного совета 24.2.353.02 при федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» по адресу: 302015, г. Орел, Наугорское ш., д. 29.

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке и на официальном сайте федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» (www.oreluniver.ru) и в фундаментальной библиотеке по адресу: 302028, г. Орел, пл. Каменская, д. 1.

Автореферат разослан «__» _____ 20__ г. Объявление о защите диссертации и автореферат диссертации размещены в сети Интернет на официальном сайте федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» (www.oreluniver.ru) и на официальном сайте Высшей аттестационной комиссии при Министерстве науки и высшего образования Российской Федерации (www.vak.minobrnauki.gov.ru).

Ученый секретарь
диссертационного совета
24.2.353.02, к.т.н.



О.Г. Кожус

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. Опоры роторов являются узлами, определяющими надежность роторной системы. Наиболее частой причиной отказов роторных машин (турбонагнетатели, электрогенераторы, турбодетандеры) являются износ и неисправности опорных узлов. Доля отказов роторных систем по причине неисправностей подшипниковых узлов может достигать до 80%. Однако, в условиях ужесточающихся требований к массогабаритным характеристикам деталей машин, повышение надежности роторного агрегата является актуальной научно-технической задачей. Исследования в области роторной динамики предлагают ряд решений данной проблемы: применение новых антифрикционных покрытий, новых материалов пар трения, конструктивных особенностей подшипниковых узлов. Одним из направлений развития техники является повышение проводимости и управляемости технических систем за счет интеграции элементов диагностики и активного управления рабочими характеристиками. Управление осуществляется за счет изменения геометрических параметров подшипника, либо управления давлением и расходом смазочного материала. Улучшение технико-экономических характеристик роторных систем также возможно за счет управления реологическими параметрами смазочного материала. Актуальные исследования в данной области затрагивают вопросы применения в опорах скольжения магнитореологических смазочных материалов. Магнитореологические жидкости при стационарном течении изменяют свои реологические характеристики (предел текучести, вязкость) под действием приложенного электромагнитного поля. Согласно результатам исследований в данной области, использование магнитореологических смазочных материалов применительно к опорам скольжения позволяет значительно изменять грузоподъемность, энергетические и динамические характеристики опорного узла. Ввиду разнородности технических решений магнитореологических опор скольжения исследования показывают противоречивые результаты применимости магнитореологических смазочных материалов, что позволяет говорить о недостаточной изученности данной научно-технической задачи.

Степень разработанности темы. Магнитореологические жидкости являются объектом исследований в многих областях, таких как гидродинамика, трибология, роторная динамика, виброзащита и других. Основы магнитной гидродинамики описываются в классических работах Х. Альфвена, Л.Д. Ландау, А.Г. Куликовского, Г.А. Любимова. Вопросы реологии магнитореологических жидкостей, их структуры, температурных и магнитных свойств описываются в работах Дж.Р. Мориллас, Дж. Де-Висенте, Дж. Рабинов, Г. Боссис. В области виброзащиты и разработки демпфирующих устройств применения магнитореологических жидкостей существует достаточно большое количество современных исследований, наиболее известными из которых являются работы Е. Ким, М. Рахмана, Я. Запомеля. Широкие диапазоны регулирования текучести магнитореологических жидкостей позволяют создавать эффективные системы гашения вибраций.

Использование магнитореологических жидкостей в качестве смазочного материала подшипников скольжения длительное время оставалось малоизученной областью исследований в силу малой распространенности производства магнитореологических жидкостей. За последние 15 лет стало появляться значительное количество исследований гидродинамических упорных подшипников скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями, которые позволяют значительно повысить грузоподъемность опоры при снижении расхода смазочного материала. Подобные результаты описываются в работах С.Г. Лампаерта, В. Хорак, Л. Хессельбаха. Акцент этих работ смещен в сторону описания стационарных течений магнитореологических жидкостей в гидродинамических упорных подшипниках скольжения. Ввиду больших градиентов скоростей, исследования магнитореологических радиальных подшипников скольжения являются менее изученной областью. В работах С. Ванга, Д. Бомпоса, Х. Уррета, Т. Осман описываются в основном результаты моделирования магнитореологических подшипников скольжения с радиально направленными электромагнитами или с полюсной структурой создания магнитного поля. Акцент подобных работ смещен на анализ интегральных характеристик подшипников скольжения и расчет динамических коэффициентов смазочного слоя. В области полуактивных или активных опор скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями и обладающих полным охватом области зазора магнитным полем, наблюдается практически полное отсутствие работ. Следует отметить, тем не менее, несколько работ Я. Запомеля, описывающих схожий технический объект. Более подробный обзор по триботехническим устройствам, смазываемым магнитореологическими жидкостями, представлен в соответствующей главе диссертационной работы.

Объектом исследования являются магнитореологические подшипники, в состав которых входят радиальный подшипник скольжения, смазываемый магнитореологической жидкостью, и электромагнитный актуатор.

Предметом исследования являются грузоподъемность, динамические коэффициенты, траектории движения, критические частоты и амплитудно-частотные характеристики магнитореологических подшипников жидкостного трения.

Целью исследования является выявление закономерностей работы магнитореологических подшипников жидкостного трения и совершенствование динамических и энергетических характеристик роторных систем. Достижение цели обеспечивается решением следующих **задач**:

1. Провести анализ актуального состояния науки и техники, связанного с использованием опор скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями. Провести анализ технических решений в области радиальных опор скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями.

2. Разработать и реализовать математические модели для определения интегральных и динамических характеристик роторных систем на гидродинамических подшипниках, смазываемых магнитореологическими

жидкостями, основанные на совместном решении уравнений гидродинамики, уравнений Максвелла и дополнительных соотношений для учета реологических характеристик жидкостей.

3. Провести серию вычислительных экспериментов с целью оценки влияния приложенного магнитного поля на интегральные и динамические характеристики роторной системы на опорах скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями.

4. Разработать экспериментальную установку, включающую в себя роторно-опорный узел с гидродинамическими опорами скольжения, смазываемыми магнитореологическими жидкостями, и источник электромагнитного поля для управления реологическими свойствами магнитореологических жидкостей, а также провести серию экспериментов с целью верификации разработанных математических моделей и проверки полученных на их основе теоретических положений.

5. Разработать рекомендации по проектированию опор скольжения, смазываемых магнитореологическим жидкостями.

Теоретическая база и методы исследования. Определение характеристик роторно-опорного узла скольжения, смазываемого магнитореологической жидкостью, основано на совместном решении уравнений гидродинамики и уравнений магнитного поля, дополнительных соотношений для учета турбулентности и кавитации. Решение асимптотических задач выполнено также с применением разработанного вариационного принципа. Численное решение дифференциальных уравнений для определения полей давлений и коэффициента трения выполнено при помощи метода контрольных объемов. Модель гибкого ротора основана на решении уравнении Лагранжа 2-го рода. Серия вычислительных экспериментов проведена при помощи разработанного в программном комплексе MATLAB и Simulink программного обеспечения.

Серия физических экспериментов произведена с помощью разработанного экспериментального стенда с использованием АЦП/ЦАП и программного обеспечения MATLAB, модулей Simulink, Simscape, Simscape Multibody, Data Acquisition Toolbox, Instrument Control Toolbox и других (лицензия 40944936). Сравнительный анализ комплексного теоретико-экспериментального исследования проводился с помощью программной среды MATLAB.

Научная новизна и выносимые на защиту положения:

1. Выполнена постановка и предложено решение задачи по определению полей давлений в несущих слоях магнитореологических подшипников жидкостного трения с использованием модифицированного вариационного подхода, позволяющего провести моделирование течений дилатантных, псевдопластичных и пластичных сред с учетом массовых сил, в том числе, электромагнитной природы.

2. Выполнен структурный и параметрический синтез магнитореологических подшипников жидкостного трения, обеспечивающий однородность поля магнитной индукции в смазочном слое, а также

возможность интегрирования функций диагностики и активного управления несущей способностью и динамическими характеристиками.

3. Разработан комплекс математических моделей, алгоритмов и программ расчета динамических характеристик роторных систем с подшипниками жидкостного трения с учетом нелинейных свойств магнитореологических жидкостей, позволяющий определять гидродинамические реакции смазочного слоя, коэффициенты жесткости и демпфирования, собственные частоты колебаний роторов.

4. Теоретически обоснована и экспериментально подтверждена возможность управления в широком диапазоне несущей способностью подшипника и динамическими характеристиками ротора посредством изменения характеристик электромагнитного актуатора.

5. Разработан комплекс рекомендаций для проектирования гидродинамических цилиндрических гладких опор скольжения с активным управлением при смазке магнитореологическими смазочными материалами, позволяющий проектировать опорные узлы с улучшенными эксплуатационными характеристиками.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректностью постановки и формализации задач исследования, обоснованностью используемых теоретических зависимостей, принятых допущений, использованием общепринятых методов решения и анализа, а также применением альтернативных методов и подходов в решении задач исследования. Это подтверждается согласованием теоретических и экспериментальных данных, полученных на разработанном и протестированном экспериментальном стенде с использованием поверенной измерительной аппаратуры, а также положительным опытом внедрения результатов диссертации в производстве и в учебном процессе.

Работа подготовлена при проведении фундаментальных и прикладных исследований в качествах руководителя или исполнителя в рамках следующих проектов:

1. РФФИ № 18-38-00465 «Теоретическое и экспериментальное исследование применения реомагнитных жидкостей в мехатронных подшипниковых узлах» (2018-2019 гг.).

2. РФФИ № 19-38-90259 «Исследование динамики роторов на подшипниках скольжения при смазке реомагнитными жидкостями» (2019-2021 гг.).

3. Грант Президента РФ, № МД-129.2020.8, тема «Обучаемые системы диагностики и управления роторными машинами с опорами жидкостного трения» (2020-2021 гг.).

4. Проект РФФИ №16-19-00186 на тему «Планирование оптимальных по расходу энергии траекторий движения роторов мехатронных модулей в средах сложной реологии» (2016-2018 гг.).

5. Проект РФФИ №16-19-00186п на тему «Планирование оптимальных по расходу энергии траекторий движения роторов мехатронных модулей в средах сложной реологии» (2018-2020 гг.).

6. Проект базовой части государственного задания № 9.2952.2017/ПЧ «Создание многофункционального лабораторно-методического комплекса инженерной подготовки» (2017-2019 гг.).

7. Проект Федеральной целевой программы № 075-15-2019-1867 «Разработка интеллектуальной технологии мониторинга и прототипа программно-аппаратного комплекса безопасности объектов энергетического комплекса» (2019-2020 гг.).

8. Договор на выполнение научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ с ЗАО «ЭлСиЭл» №4869-2081 от 19 апреля 2021 г «Создание цифровой системы мониторинга, диагностики и прогнозирования состояния технического оборудования с применением технологии искусственного интеллекта на базе отечественных аппаратных и программных средств» (2021-2023 гг.).

Теоретическая и практическая значимость работы заключается в том, что разработанный комплекс математических моделей, программное обеспечение, результаты вычислительного и натурного опытов, позволяют определить интегральные и динамические характеристики узлов скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями. Разработанное техническое решение подшипникового узла, смазываемого магнитореологической жидкостью, позволяет управлять динамическим поведением ротора за счет изменения реологических характеристик смазочного материала при помощи электромагнитного актуатора.

Апробация работы. Научные положения и результаты диссертационного исследования докладывались и обсуждались на 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020) (г. Челябинск, Россия, 2021), VIII международной научно-практической конференции «Энерго- и ресурсосбережение - XXI век» (г. Орел, Россия, 2020), 10th International Scientific Conference BALTTTRIB 2019 (г. Каунас, Литва, 2019), XXX международной инновационной конференции молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2018) (г. Москва, Россия, 2018), VII международной научно-технической конференции «Информационные технологии в науке, образовании и производстве (ИТНОП-2018)» (г. Старый Оскол, Россия, 2018), международной научной конференции «Механика и трибология транспортных систем (МехТрибоТранс-2021)» (г. Ростов-на-Дону, Россия, 2021).

Публикации. По теме диссертации подготовлено 25 научных работ, в том числе 10 статей в изданиях из баз Scopus и Web of Science, включая 3 статьи в журналах первого квартиля Q1, 10 статей в изданиях из перечня рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложений, изложена на 223 страницах, имеет 87 рисунков и 6 таблиц. Библиографический список имеет 200 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** содержится обоснование актуальности темы, описаны объект и предмет исследования, сформулированы цели и задачи работы, показаны ее научная новизна и практическая ценность, приведены сведения об апробации полученных результатов и структура диссертации.

В **первой главе** производится анализ исследований в области применения магнитореологических жидкостей применительно к триботехническим устройствам. Приведен анализ наиболее характерных технических решений в области устройств виброзащиты, а также демпфирующих устройств. Произведен анализ научных работ, описывающих применение магнитореологических смазочных материалов в упорных и радиальных подшипниках скольжения. В результате было выяснено практически полное отсутствие работ, описывающих конструкции подшипниковых узлов с соосным расположением электромагнитных актуаторов и подшипника скольжения. Подобные конструкции позволяют обеспечить однородное радиально-направленное магнитное поле на границе зазора подшипника скольжения. Также анализ показал практически полное отсутствие отечественных исследований в области проектирования и создания активных опор скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями. Таким образом, вопросы применимости магнитореологических смазочных материалов в радиальных цилиндрических подшипниках скольжения с соосным расположением подшипника и электромагнитных актуаторов являются малоизученными.

В качестве объекта исследования был выбран радиальный цилиндрический подшипник скольжения, смазываемый магнитореологической жидкостью (рисунок 1). Принцип работы данного устройства заключается в следующем: в зазоре подшипника скольжения 4, образуемом втулкой 1 подшипника скольжения и втулкой-цапфой 2, находится магнитореологический смазочный материал. Данные о частоте вращения и виброперемещениях (виброускорениях) ротора 3 получает блок управления 10. Далее данные о текущем положении ротора и амплитуде виброперемещений проходят математико-статистическую обработку. На основе зафиксированного алгоритма управления формируется управляющий сигнал, который усиливается устройством 11 и поступает в электромагнитный актуатор 8, установленный в крышке 7. Электромагнит, установленный соосно с подшипником скольжения, создает замкнутый магнитный поток Φ , проходящий через крышку 7, корпус 12, втулку 1, втулку-цапфу 2 и вал 3.

Напряженность магнитного поля, создаваемого электромагнитом, прямо пропорциональна силе тока на электромагнитном актуаторе, которая прямо пропорциональна напряжению, подаваемому на устройство 11. Магнитное поле приводит к созданию объемной силы магнитной природы и меняет предел текучести магнитореологического смазочного материала в зазоре 4 подшипника, что приводит к изменению динамического поведения ротора 3 в опоре скольжения.

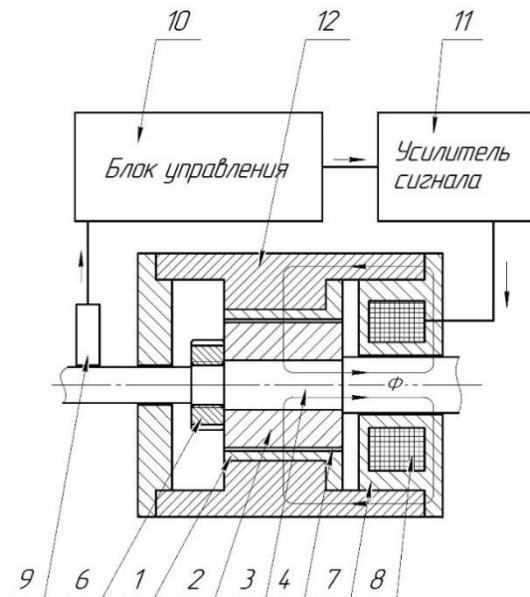


Рисунок 1 – Принципиальная схема подшипника скольжения, смазываемого магнитореологической жидкостью

Во второй главе описана комплексная математическая модель подшипника скольжения, смазываемого магнитореологической жидкостью, которая состоит из следующих компонентов: модели смазочного слоя (определение интегральных характеристик опоры), модели динамической системы «ротор-подшипник» (определение динамических коэффициентов опоры, траекторий движения ротора).

Модель смазочного слоя подшипника скольжения, смазываемого магнитореологической жидкостью, основана на решении уравнений магнитной гидродинамики и позволяет определить интегральные характеристики опоры: несущую

способность, коэффициент трения, расход смазочного материала.

Модель динамической системы «ротор-опора» основана на решении уравнений динамики и позволяет рассчитать коэффициенты жесткости и демпфирования смазочного слоя, а также определить траектории вращения центра ротора, амплитудно-частотные характеристики роторной системы.

Сила реакции смазочного слоя определяется путем интегрирования полей давлений, определяемых путем решения системы уравнений магнитной гидродинамики для случая течения магнитореологической жидкости в зазоре между двумя несоосными цилиндрами, расчетная схема которого представлена на рисунке 2. Основным уравнением системы является уравнение движения сплошной среды:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + (\vec{U} \cdot \nabla) \vec{U} \right) = -\nabla p + \mu \Delta \vec{U} + \vec{j} \times \vec{B}, \quad (1)$$

где ρ - массовая плотность жидкости, \vec{U} - поле скоростей течения, p - давление, μ - коэффициент динамической вязкости, \vec{j} - плотность тока и \vec{B} - магнитная индукция.

Уравнение неразрывности имеет следующий вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{U} = 0. \quad (2)$$

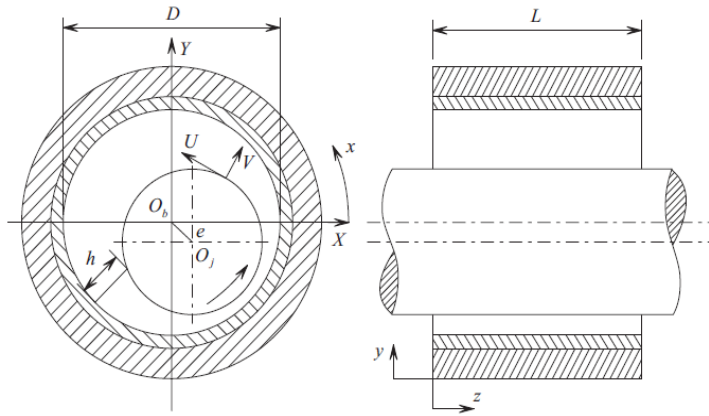


Рисунок 2 – Схема радиального подшипника скольжения

Электромагнитное поле может быть описано уравнениями Максвелла:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \vec{B} &= 0, \quad \nabla \times \vec{E} = -\frac{\partial \vec{B}}{\partial t}, \\ \nabla \cdot \vec{D} &= q, \quad \nabla \times \vec{H} = \vec{j} + \frac{\partial \vec{D}}{\partial t}, \end{aligned} \quad (3)$$

где \vec{B} (Тл) и \vec{E} (В/м) – магнитное и электрическое поля, \vec{H} и \vec{D} – индукции для магнитного и электрического полей, q (Кл/м³) – плотность электрического заряда, \vec{j} – вектор плотности электрического тока.

Векторы \vec{H} и \vec{D} могут быть представлены следующим образом:

$$\vec{H} = \frac{1}{\mu} \vec{B}, \quad \vec{D} = \varepsilon \vec{E}, \quad (4)$$

где μ и ε – магнитная проницаемость среды и электрическая постоянная.

Для определения массовой силы используется метод магнитной индукции, описанный в главе 2.2. Уравнение индукции может быть получено из уравнений электромагнитного поля:

$$\frac{\partial \vec{b}}{\partial t} + (\vec{U} \cdot \nabla) \vec{b} = \frac{1}{\mu \sigma} \nabla^2 \vec{b} + ((\vec{B}_0 + \vec{b}) \cdot \nabla) \vec{U} - (\vec{U} \cdot \nabla) \vec{B}_0. \quad (5)$$

Для этого случая плотность тока:

$$\vec{j} = \frac{1}{\mu} \nabla \times (\vec{B}_0 + \vec{b}). \quad (6)$$

Для уравнения (5) граничные условия для индуцированного магнитного поля:

$$\vec{b} = \{b_n \ b_{t1} \ b_{t2}\}^T = \vec{b}^*, \quad (7)$$

где индексы обозначают нормальную и тангенциальную компоненты поля \vec{b} , \vec{b}^* задается пользователем. Для электрически непроницаемой границы $j_n = 0$, из соотношения Ампера получаем $b_{t1} = b_{t2} = 0$ на границе.

Решение системы уравнений (1), (2) и (3) выполнялось итерационно методом контрольных объемов в программном пакете Ansys CFX. Итогом являлось определение реакций смазочного слоя:

$$R_x = \int_0^L \int_0^{\pi D} p \cos\left(\frac{x}{r}\right) dx dz, \quad (8)$$

$$R_y = \int_0^L \int_0^{\pi D} p \sin\left(\frac{x}{r}\right) dx dz.$$

Грузоподъемность подшипника:

$$W = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}. \quad (9)$$

Момент трения подшипника:

$$M = \frac{D}{2} \int_0^L \int_0^{\pi D} \tau dx dz. \quad (10)$$

Коэффициент трения подшипника:

$$f_p = \frac{M}{r \cdot W}, \quad (11)$$

где r – радиус подшипника.

Связь стационарной задачи моделирования течения магнитореологической жидкости в зазоре подшипника скольжения и задачи динамики осуществлялась при помощи метода линеаризации реакции смазочного слоя в окрестностях точки равновесия системы путем разложения в ряд Тейлора:

$$R_x = R_{x0} + K_{xx} \Delta X + K_{xy} \Delta Y + B_{xx} \Delta \dot{X} + B_{xy} \Delta \dot{Y}, \quad (12)$$

$$R_y = R_{y0} + K_{yx} \Delta X + K_{yy} \Delta Y + B_{yx} \Delta \dot{X} + B_{yy} \Delta \dot{Y}.$$

Коэффициенты в данных выражениях являются частными производными и определяются следующим образом:

$$K_{ij} = -\frac{\partial R_i}{\partial x_j}, \quad B_{ij} = -\frac{\partial R_i}{\partial \dot{x}_j}. \quad (13)$$

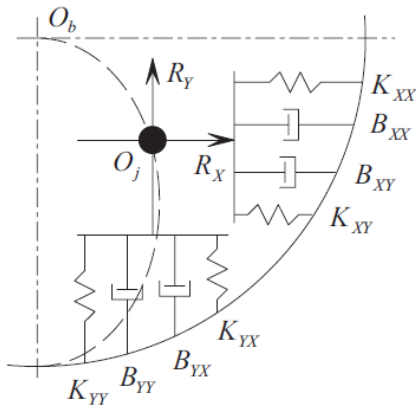


Рисунок 3 – Динамические коэффициенты роторно-опорного узла

Модель смазочного слоя заменяется моделью осциллятора, определяемого характеристиками жесткости и демпфирования (12), на которые опирается масса ротора (рисунок 3).

В диссертационной работе рассматриваются задачи динамики жесткого и гибкого ротора. Имитационная модель жесткого ротора была реализована в программном комплексе Matlab Simscape. В основе модели лежат уравнения динамики

вращательного движения твердого тела:

$$I \dot{\omega} + \omega \times (I \omega) = M, \quad (14)$$

где I - матрица моментов инерции относительно главных осей, M - приложенные моменты сил относительно центра масс, ω - угловая скорость.

В Matlab Simscape уравнения движения реализованы на основе представления узлов Эйлера, связывающих глобальную систему координат и системы координат, привязанные к геометрическому центру подшипников. В

данных точках моделируются взаимодействия между втулками подшипника и цапфами на основе уравнений движения ротора:

$$m \begin{bmatrix} dV_1 / dt \\ dV_2 / dt \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1^E \\ F_2^E \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_1 - X_1^E \\ X_2 - X_2^E \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{bmatrix} + md\omega^2 \begin{bmatrix} \cos \omega t \\ \sin \omega t \end{bmatrix} + m \begin{bmatrix} 0 \\ -g \end{bmatrix}. \quad (15)$$

Геометрические параметры ротора, такие как моменты инерции относительно главных осей, вес ротора, центр масс, получены на основе 3D-прототипирования ротора (рисунок 4).

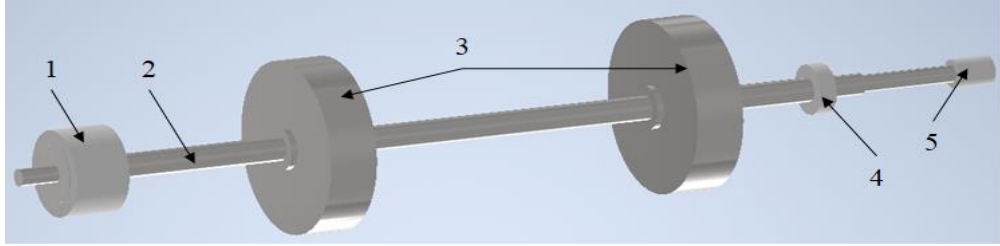


Рисунок 4 – 3D-модель ротора: 1 – подшипник жидкостного трения, 2 – вал, 3 – диски, 4 – подшипник качения, 5 – муфта

В качестве альтернативного способа решения уравнений гидродинамики, в диссертационной работе предложен модифицированный вариационный принцип Лагранжа, позволяющий учитывать неньютоновские свойства жидкостей и действие массовых сил, в том числе электромагнитных:

$$J_L^*(a_m) = \int_{\Omega} (\Pi_v + \rho \vec{f} \cdot (\nabla \times \vec{a})) d\Omega. \quad (16)$$

где $\Pi_v = \int T dN$ - вязкопластичный потенциал, $T = \sqrt{s_{ij}s_{ji}}/2$ и $N = \sqrt{2e_{ij}e_{ji}}$ - интенсивности напряжений сдвига и интенсивности сдвиговых деформаций, ρ - плотность, \vec{f} - массовая сила, \vec{a} - вспомогательное поле, $v_i = \epsilon_{ijk} \partial a_k / \partial x_j$. Решение задачи поиска экстремального значения функционала (16) эквивалентно решению уравнений классической постановки в случаях, когда обобщенные уравнения Эйлера-Лагранжа, полученные для функционала в вариационной постановке, совпадают с уравнениями классической постановки (1), (2) и (3). Уравнения Эйлера для подынтегрального выражения:

$$\nabla \cdot \vec{F}_r^m - \nabla \cdot (\nabla \cdot T_F^m) = F_y^m, \quad (17)$$

$$\text{где } F_y^m = \frac{\partial F}{\partial y_m}, \quad \vec{F}_r^m = \left[\left[F_{r_k^m} \right] \right] = \frac{\partial F}{\partial r_k^m}, \quad T_F^m = \left[\left[F_{w_{ps}^m} \right] \right] = \frac{\partial F}{\partial w_{ps}^m}, \quad \vec{r}^m = \left[\left[r_k^m \right] \right] = \nabla y_m,$$

$$T_w^m = \left[\left[w_{ps}^m \right] \right] = \nabla \otimes \vec{r}^m = \nabla \otimes (\nabla y_m).$$

Граничные условия могут быть представлены в расширенном виде:

$$\begin{aligned} \left(\vec{n} \cdot (\vec{F}_r^m - \nabla \cdot T_F^m) \delta y_m \right) \Big|_S &= 0, \\ \left(\vec{n} \cdot (T_F^m \cdot \delta \vec{r}^m) \right) \Big|_S &= 0. \end{aligned} \quad (18)$$

Полученное уравнение Эйлера принимает вид уравнения переноса вихря:

$$\nabla \times (\nabla \cdot T_\sigma + \rho f) = 0. \quad (19)$$

Поиск минимума функционала (17) эквивалентен решению уравнения переноса вихря (19).

Третья глава посвящена экспериментальным исследованиям роторной системы на опорах скольжения, смазываемых магнитореологической жидкостью. С целью проверки работоспособности предложенного технического решения и адекватности разработанной математической модели были проведены 2 серии натурных экспериментов с использованием стенда, фотография которого представлена на рисунке 5. В настоящей главе описывается план экспериментальных исследований, элементная база информационно-измерительной системы, а также программное обеспечение для сбора и обработки полученных экспериментальных данных.

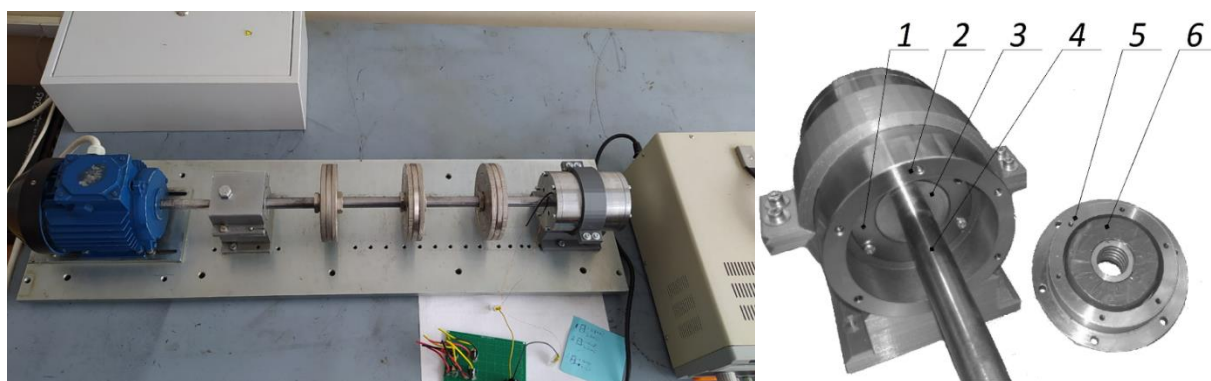


Рисунок 5 – Экспериментальный стенд по исследованию магнитореологических опор скольжения

Также в главе описаны результаты численного моделирования магнитного потока, создаваемого электромагнитом, позволившие сделать вывод об адекватности предложенного технического решения и достаточных характеристиках предложенного электромагнитного актуатора, а также позволившие выявить новые эффекты и особенности работы опорного узла.

В настоящей главе описаны методы постобработки результатов экспериментальных исследований, а также методы математико-статистической обработки данных экспериментальных исследований.

В состав экспериментального стенда входит опорный узел, включающий втулку 1, зафиксированную в корпусе-магнитопроводе 2, цапфу 3, зафиксированную на валу 4. В крышке 5 имеется электромагнит 6, отделяемый от зоны смазочного материала немагнитной крышкой (рисунок 5). Также в данной главе описана система прокачки смазочного материала с выносным бачком.

Эксперимент был проведен в два этапа. Первый этап эксперимента заключался в исследовании работы роторной системы на установившихся режимах работы. Управляемыми параметрами являлись частота вращения ротора, напряжение на электромагнитном актуаторе. В качестве контролируемых параметров выбраны виброперемещения ротора в непосредственной близости к опорному узлу. Второй этап эксперимента включал исследование роторной системы, работающей в резонансной области. Каждый опыт заключался в разгоне ротора через критическую

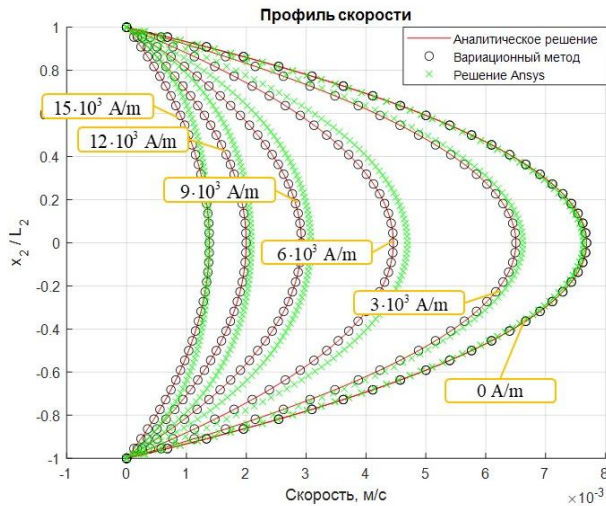


Рисунок 6 – Результаты моделирования течения МРЖ между двумя параллельными пластинами

следующей главе.

Четвёртая глава посвящена описанию результатов теоретических и экспериментальных исследований. В качестве верификационного расчета для разработанного обобщенного функционала Лагранжа для учета массовых сил приведены результаты моделирования течения магнитореологической жидкости между двумя параллельными бесконечными пластинами под действием поперечно приложенного магнитного поля (рисунок 6). Предложенный вариационный принцип реализован методом Ритца. Средняя погрешность расчета по отношению к эталонному решению составила 1.4%, максимальная погрешность равна 5.1%. Сделан вывод о применимости

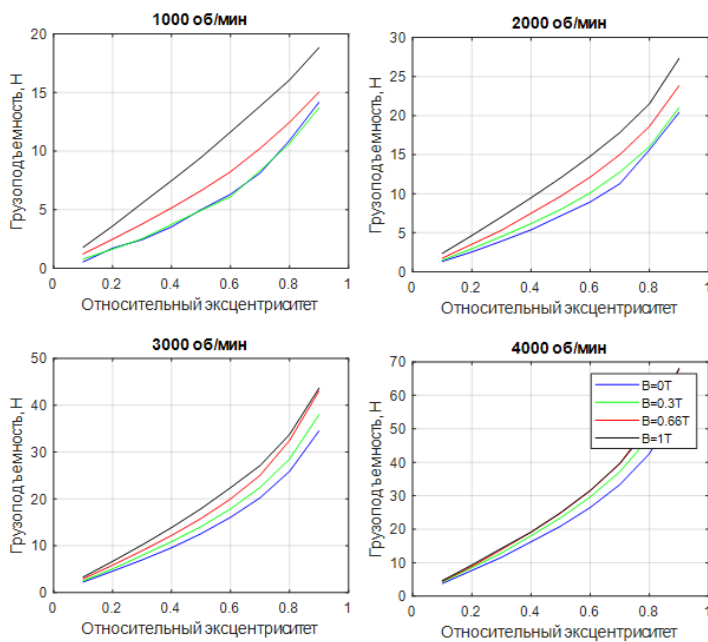


Рисунок 7 – Зависимость грузоподъёмности от величины индукции с приложенного магнитного поля при различных частотах вращения ротора

частоту, отключении ротора от электродвигателя и выбеге ротора до полной остановки. В качестве параметра управления было выбрано напряжение на электромагнитном актуаторе. В качестве контролируемых параметров выбраны частота вращения ротора, виброперемещения ротора, виброускорения корпуса опорных узлов и станины. Результаты экспериментальных исследований представлены в

предложенного вариационного принципа для расчетов квазистационарных гидродинамических течений. Результаты вычислительного эксперимента по определению грузоподъемности и коэффициента трения подшипника скольжения при смазке магнитореологической жидкостью приведены на рисунке 7. На частотах 1000-4000 об/мин при приложении магнитного поля с индукцией 1Т, создаваемого напряжением 10В и силой тока 1А на электромагнитном актуаторе, грузоподъемность увеличилась на 19-38%. Эти результаты связаны с диссипацией

магнитных объемных сил при увеличении частоты вращения, а также с ростом гидродинамических сил. Результаты моделирования коэффициента трения показывают увеличение коэффициента трения на всех режимах приложенного магнитного поля, что связано с увеличением предела текучести магнитореологической жидкости.

На рисунке 8 представлены расчеты динамических коэффициентов жесткости смазочного слоя магнитореологической опоры скольжения в зависимости от частоты вращения и приложенного магнитного поля.

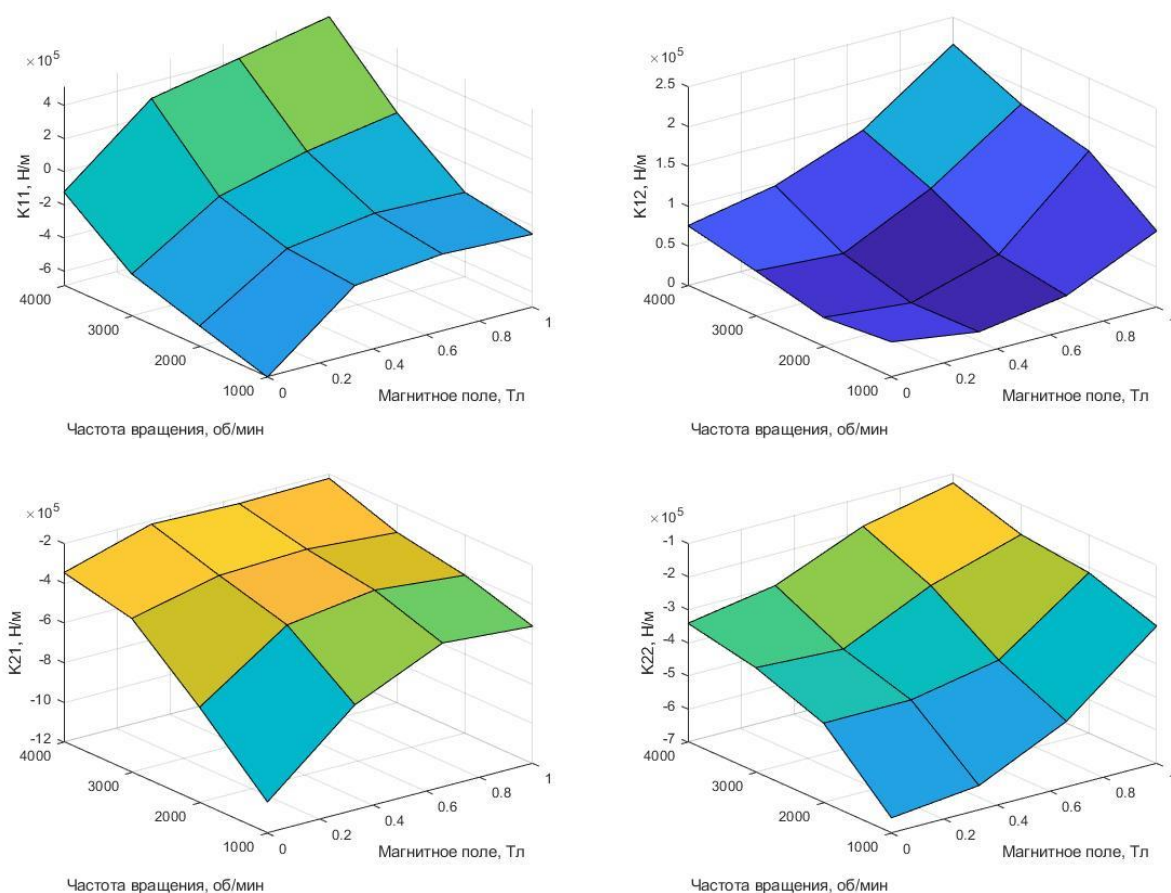


Рисунок 8 – Зависимость коэффициентов жесткости от величины приложенного магнитного поля при различных частотах вращения ротора

На рисунке 9 представлены результаты расчета динамических коэффициентов демпфирования смазочного слоя магнитореологической опоры скольжения в зависимости от частоты вращения и приложенного магнитного поля. С ростом частоты вращения ротора и с ростом напряженности магнитного поля происходит увеличение как жесткости, так и демпфирования смазочного слоя подшипника жидкостного трения.

На основе полученных динамических коэффициентов был проведен вычислительный эксперимент по построению траекторий вращения ротора при различных величинах приложенного магнитного поля. Траектории движения геометрического центра ротора были определены для диапазона частот 1000-4000 об/мин. В данном диапазоне частот вращения для объекта исследования располагается первая критическая частота колебаний.

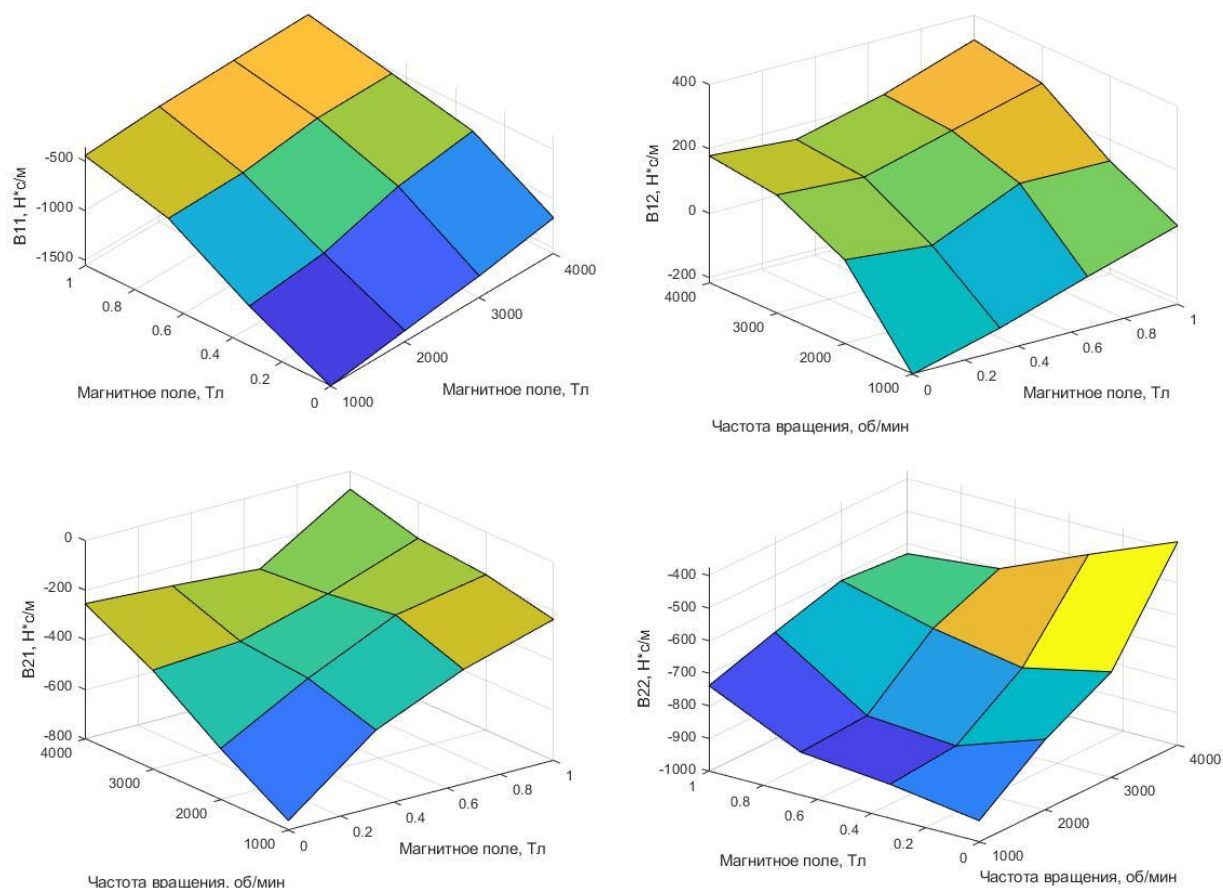


Рисунок 9 – Зависимость коэффициентов демпфирования от величины приложенного магнитного поля при различных частотах вращения ротора

Сводные данные о размахе траекторий ротора на магнитореологических подшипниках жидкостного трения приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты вычислительного эксперимента: максимальный размах траекторий движения ротора на магнитореологических подшипниках скольжения

Частота вращения ротора	Приложенное магнитное поле			
	0Т	0.3Т	0.6Т	1Т
4000 об/мин	44 мкм	46 мкм	56 мкм	70 мкм
3000 об/мин	65 мкм	60 мкм	48 мкм	42 мкм
2000 об/мин	42 мкм	34 мкм	26 мкм	22 мкм
1000 об/мин	28 мкм	26 мкм	24 мкм	22 мкм

На рисунке 10 приведены результаты вычислительного эксперимента по определению амплитудно-частотных характеристик роторной системы в зависимости от приложенного магнитного поля, а также данные экспериментальных исследований. Среднее расхождение результатов вычислительного и натурального экспериментов, представленных на рисунке 10 составило 22%, а максимальное значение расхождения – 28%. Результаты вычислительного и натурального экспериментов хорошо согласуются по резонансным частотам.

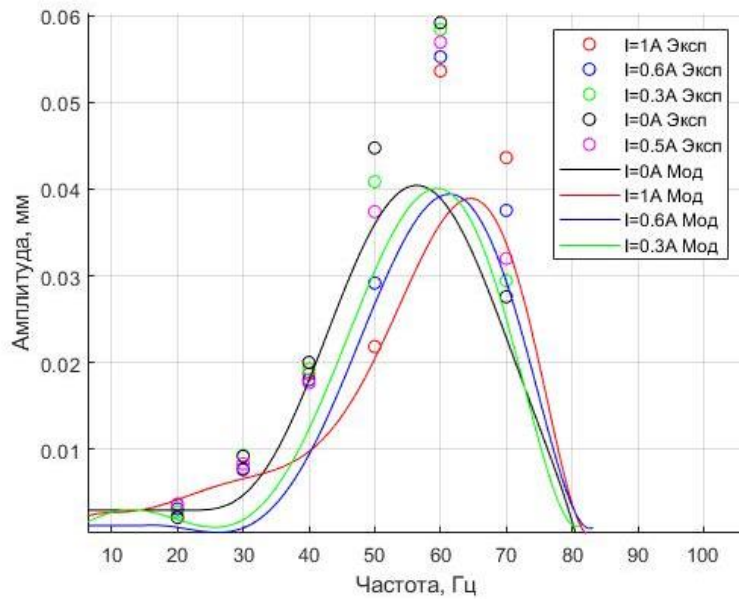


Рисунок 10 – Сравнение теоретических и экспериментальных АЧХ роторной системы

характеристики роторной системы на выбеге ротора при различных значениях приложенного магнитного поля. Приложенное магнитное поле практически не изменяет величины максимальной амплитуды виброперемещений на резонансной частоте, а фактически сдвигает частоту максимальных колебаний с 58 Гц на 62 Гц.

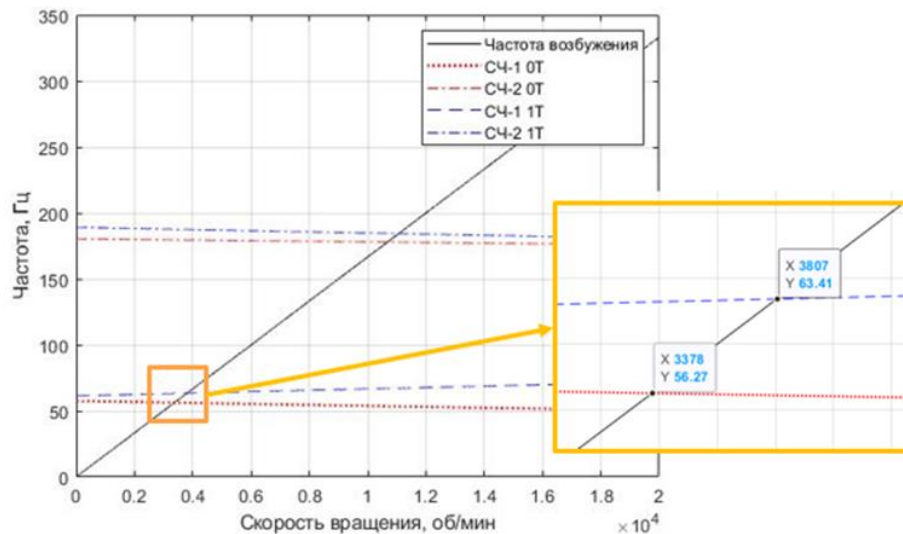


Рисунок 11 – Диаграмма Кэмпбелла

Таким образом, расхождение между теоретическими и экспериментальными исследованиями составило 28%. Количественно, медианные значения виброперемещений, измеренные при помощи экспериментального стенда, составили 0.047-0.05мм. Погрешность в этом случае составила 18% при максимальном значении 21%.

Рисунок 11 показывает результаты расчета собственных частот в зависимости от частоты вращения и приложенного магнитного поля. Изменение приложенного магнитного поля с 0Т 1Т сдвигает собственную частоту ротора с 56 Гц до 63 Гц, а также меняет ее характер. Рисунок 12 иллюстрирует результаты второго этапа экспериментальных исследований, а именно амплитудно-частотные

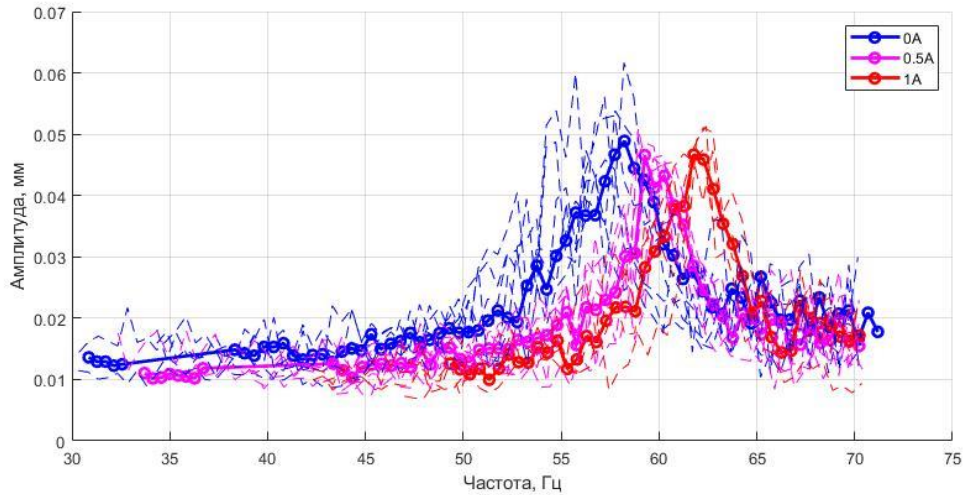


Рисунок 12 – АЧХ виброперемещений ротора при различных значениях напряжения и силы тока на электромагнитном актуаторе

На рисунке 13 приведены результаты математико-статистической обработки экспериментальных исследований, проведенных при помощи системы виброакустических измерений Bruel&Kjaer. Данные, полученные при

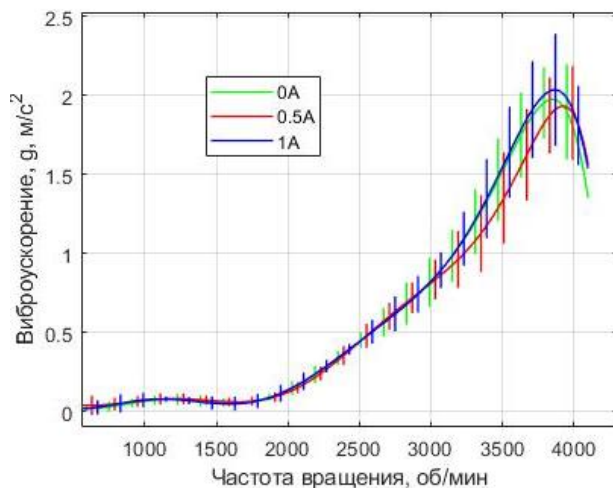


Рисунок 13 – АЧХ виброускорений, полученные при помощи системы виброакустических измерений Bruel&Kjaer

помощи системы Bruel&Kjaer, подходят для качественного сравнения с результатами вычислительного эксперимента. Характер зависимости виброускорений от частоты вращения ротора на различных режимах работы электромагнита качественно схож с данными виброперемещений. Причиной этого является методика

математико-статистической обработки, включающая в себя сглаживание полученных кривых.

В пятой главе приведены общие выводы и рекомендации по

проектированию роторных систем на опорах скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями. Для исследуемого объекта разработана система управления динамическим поведением ротора, основанная на методах машинного обучения. Задачей разработанной системы управления являлась минимизация амплитуд колебаний ротора при увеличении частоты вращения (рисунок 14). В данной главе приводится описание программного обеспечения, позволяющего получить характеристики грузоподъемности, коэффициента трения, динамических коэффициентов опоры в зависимости от ее геометрических параметров, величины приложенного магнитного поля и рабочих характеристик опоры.

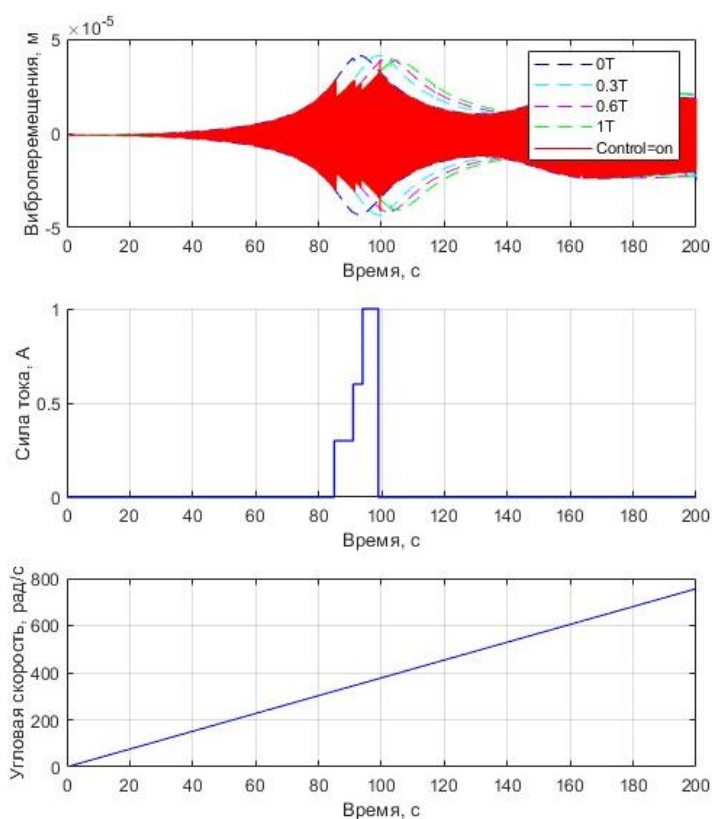


Рисунок 14 – Алгоритм управления подшипниковым узлом скольжения при смазке магнито-реологической жидкостью

Программа динамики ротора построена в виде блочной структуры в программном комплексе Matlab Simulink и позволяет построить траектории ротора. Также разработанное программное обеспечение позволяет производить постобработку результатов вычислительного эксперимента и выводить результаты в графическом виде.

В заключении сформулированы основные результаты и выводы, полученные в диссертационной работе.

Основные результаты работы

1. Проведен анализ научных работ и технических решений в области использования магнито-реологических жидкостей, а именно применения магнито-реологических жидкостей для демпфирования колебаний, текстурирования поверхностей трения, а также использования жидкостей в качестве смазочных материалов упорных и радиальных опор скольжения. Было установлено, что исследования магнито-реологических жидкостей в качестве смазочного материала опор скольжения в настоящее время имеют скорее теоретический характер, что связано с медленным развитием технологий производства магнито-реологических жидкостей. Общий тренд развития материаловедения в данной области позволяет говорить о перспективности области применения магнито-реологических жидкостей для активного управления реологическими характеристиками в триботехнических устройствах с широким диапазоном скоростей течений среды. Также было установлено, что радиальные цилиндрические подшипники с полным охватом области зазора магнитным полем и соосным расположением подшипника и

электромагнита являются малоизученными объектами. Также установлено, что динамические характеристики (гармонический и модальный анализ, анализ переходных процессов) роторных систем на подшипниках скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями мало изучены.

2. Разработан комплекс математических моделей роторной системы на опорах скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями, предназначенный для расчета динамических характеристик роторных систем. Комплекс включает модели двух уровней: модели гидродинамики магнитореологической жидкости и модели динамики ротора. Модели гидродинамики основаны на применении подхода решения краевых задач, включающих уравнение движения жидкости, уравнение неразрывности, уравнения электромагнетизма, а также на применении вариационного подхода и новом вариационном принципе, обобщающем вариационный принцип Лагранжа и позволяющем учитывать неньютоновские свойства жидкостей и действие массовых сил электромагнитной природы. Предложенный вариационный принцип является физически обоснованным целевым функционалом, поиск минимума которого можно осуществлять с применением искусственных нейронных сетей различных архитектур. В целом, разработанные модели сформировали достаточные основания для разработки программных инструментальных средств моделирования объекта исследования.

3. На основе разработанных математических моделей в программных средах MATLAB Simulink, Ansys CFX разработано программное обеспечение, позволяющее производить анализ влияния напряженности внешнего электромагнитного поля на интегральные и динамические характеристики роторных систем с опорами скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями. На основе серии опытов вычислительного эксперимента, проведенного на модели жесткого ротора с двумя дисками массой 5.5 кг, опирающегося на магнитореологические подшипники жидкостного трения, было установлено, что приложенное к магнитореологической жидкости электромагнитное поле в зазоре гладкого подшипника скольжения влияет на интегральные и динамические характеристики опоры. В частности, позволяет сдвинуть критические частоты роторной системы. В условиях проведенного эксперимента, количественные оценки следующие:

- внешнее электромагнитное поле при увеличении силы тока на электромагнитном актуаторе с 0А до 1А, что оценочно равно увеличению индукции магнитного поля с 0Т до 1Т, влияет на момент трения подшипника скольжения, который увеличивается с 0.004 до 0.013 при 4000 об/мин, с 0.003 до 0.009 при 3000 об/мин, с 0.003 до 0.005 при 2000 об/мин и с 0.004 до 0.005 при 1000 об/мин;

- изменение напряженности электромагнитного поля с 0 до 1Т приводит к смещению на 460 об/мин первой и на 550 об/мин второй критической скорости;

- приложенное электромагнитное поле с индукцией 1 Тл позволяет уменьшить амплитуды виброперемещений на 30% при 4000 об/мин, на 28%

при 3000 об/мин, на 14% при 2000 об/мин и на 12% при 1000 об/мин.

4. Разработан экспериментальный стенд, включающий опорный узел с подшипником скольжения с полным охватом зазора подшипника скольжения магнитным полем, и смазываемым магнитореологической жидкостью, электродвигатель, систему смазывания и информационно-измерительную систему. По результатам проведенных экспериментальных исследований доказана работоспособность предложенного технического решения, а также доказана эффективность предложенного способа уменьшения амплитуд виброперемещений: диапазон первой критической частоты был изменен на 11% при электромагнитном поле с индукцией 1 Тл, амплитуды виброперемещений ротора были снижены во всем исследуемом диапазоне частот на 20-45%.

5. Произведен сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований, по результатам проведенных исследований разработаны рекомендации по проектированию магнитореологических подшипников с изменяемыми параметрами.

Представленные в выводах количественные оценки являются ориентировочными, так как они получены для ограниченной совокупности исходных данных. Можно выделить следующие рекомендации по использованию научных выводов и перспективы исследования:

1. Предложенный вариационный принцип может быть использован при разработке новых методов физически обоснованного машинного обучения для моделирования квазистационарных течений сред сложной реологии, в том числе магнитореологических жидкостей с учетом действия внешних массовых сил. Эти методы могут отличаться способом задания области течения, например, на основе задания координат узловых точек, или на основе задания области течения в виде двух- или трехмерного изображения, а также способом реализации вычислений – с помощью многослойных перцептронов или сверточных нейронных сетей, соответственно. Подобные методы физически обоснованного машинного обучения являются базой для создания доступных и современных средств моделирования гидродинамических течений и могут быть использованы в различных отраслях. (пункт 2 выводов).

2. Применение магнитореологических жидкостей с управляемыми свойствами в качестве смазочных материалов для опор жидкостного трения связано с разрешением технического противоречия: с одной стороны, внешнее электромагнитное воздействие способно обеспечить смещение критических частот роторной машины и снизить амплитуды колебаний ротора, но, с другой стороны, ведет к повышению потерь энергии на обеспечение внешнего электромагнитного поля и на трение в подшипниковом узле. Разрешение противоречия связано с необходимостью исследования каждой отдельной машины, в том числе, с применением разработанных математических моделей и программных средств их реализации (пп. 2, 3).

3. Предложенное новое техническое решение и экспериментальный стенд, а также рекомендации по проектированию магнитореологических

подшипников с изменяемыми параметрами могут быть использованы при проектировании и тестировании новых узлов трения, а также при разработке и тестировании новых систем управления, в том числе, на основе обучения с подкреплением, которые требуют физического взаимодействия с объектом управления в процессе машинного обучения (пп. 4, 5).

Выполнение основных задач и получение результатов позволило достичь поставленной в диссертационном исследовании цели. Данное исследование может послужить основой для последующего изучения реологических характеристик магнитореологических жидкостей (износостойкость, осаждаемость, однородность, температурные магнитные свойства) применительно к триботехническим устройствам, основанным на гидродинамическом эффекте в высокоскоростных напорно-сдвиговых течениях жидкостей.

Основное содержание диссертационной работы изложено в следующих публикациях:

Публикации в рецензируемых изданиях, рекомендованных Высшей аттестационной комиссии при Министерстве образования и науки Российской Федерации:

1. Фетисов А.С. Магнитореологическая опора скольжения: результаты экспериментальных исследований/ А.С. Фетисов // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. №1(345), 2021. С. 77-82.

2. Фетисов А.С. Влияние массовых сил на течение неньютоновских жидкостей в тонких каналах/ А.В. Корнаев, А.С. Фетисов, М.В. Бобырь // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. №1(339), 2020. С. 103-106.

3. Фетисов А.С. Экспериментальный стенд для исследования влияния магнитореологических смазочных материалов на характеристики работы опоры скольжения/ А.С. Фетисов, А.Ю. Бабин, В.О. Тюрин // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. №1(339), 2020. С. 114-119.

4. Фетисов А.С. Информационно-измерительная система и система управления подшипникового узла с магнитореологической смазкой/ М.Э. Бондаренко, А.С. Фетисов, С.Г. Попов, В.О. Тюрин // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. № 2(340), 2020. С. 104-108.

5. Фетисов А.С. Магнитореологическая опора скольжения: экспериментальные результаты/ А.С. Фетисов, В.О. Тюрин // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. № 3(341), 2020. С. 84-90.

6. Фетисов А.С. Магнитореологическая опора скольжения: результаты экспериментальных исследований/ А.С. Фетисов // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. № 5(343), 2020. С. 98-103.

7. Фетисов А.С. Экспериментальный стенд для исследования реомагнитных опор скольжения/ А.С. Фетисов, Я. Запомель, М.Э. Бондаренко, В.О. Тюрин // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*. № 3, 2019. С. 376-380.

8. Фетисов А.С. Численное моделирование подшипников жидкостного трения при смазке магнитореологическими жидкостями/ А.С. Фетисов, А.Ю. Бабин, М.Э. Бондаренко, В.О. Тюрин // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. № 1(333), 2019. С. 93-100.

9. Фетисов А.С. Расчет магнитной цепи опоры скольжения, смазываемой магнитореологическими жидкостями/ А.С. Фетисов // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. № 3(335), 2019. С. 69-74.

10. Фетисов А.С. Применение мехатронных систем в опорных узлах роторных агрегатов/ А.С. Фетисов, А.Ю. Бабин // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. № 6(332), 2018. С. 110-118.

Публикации в научных журналах и сборниках, индексируемых в базах Scopus и Web of Science:

11. Fetisov A. Experimental stand for research of journal bearing lubricated by magnetorheological liquid / Fetisov A., Babin A., Tyurin V. // *Lecture notes in mechanical engineering*. 2021. P. 1263-1270.

12. Fetisov A. Numerical modelling of fluid-film bearing lubricated with magnetorheological fluid / Babin A., Fetisov A., Tyurin V. // *Lecture notes in mechanical engineering*. 2020. P. 1303-1310.

13. Fetisov A. Application of variational approach to non-newtonian fluid flow modelling/ Kornaev A., Savin L., Fetisov A., Kornaeva E. // *Proceedings of 10th International Scientific Conference BALTTTRIB 2019*. 2019. P. 194-201.

14. Fetisov A. Influence of the ultrafine additives to the oils on friction and vibration in the fluid film bearings / Fetisov A., Savin L., Kornaev A., Kornaeva E. // *Tribology International*. 2016. Vol. 101. P. 131–140.

15. Fetisov A. Enhanced hydrodynamic lubrication of lightly loaded fluid-film bearings due to the viscosity wedge effect / Fetisov A., Kornaev A., Kornaeva E., Savin L., Kazakov Yu., Rodichev A., Mayorov S. // *Tribology International*. 2021. Vol. 160. 107027.

16. Fetisov A. Analysis of the conditions for the occurrence of the effect of a minimum of friction in hybrid bearings based on the load separation principle / Fetisov A., Polyakov R., Savin L. // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2019. Vol. 233(2). P. 271–280.

17. Fetisov A. Modeling the Magnetorheological Fluid Flow Between Parallel Plates Under an External Magnetic Field / Fetisov A., Kornaev A., Tyurin V. // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 1. P. 860–866.

18. Fetisov A. Study of Trajectories of Rotors in Journal Bearings Lubricated with Aerated Liquids / Fetisov A., Kornaev A., Kazakov Yu. // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2021. Vol. 0. P. 1271–1277.

19. Fetisov A. Friction and vibration in journal bearings operating with nanofluids: Experimental results / Fetisov A., Kornaev A., Tokmakov N. // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. P. 1087–1095.

20. Fetisov A. Experimental Assembly with Multi-Zone Lubrication Active Control System / Fetisov A., Tyurin V., Tokmakov N. // *2018 2nd School on Dynamics of Complex Networks and their Application in Intellectual Robotics, DCNAIR 2018*. 2018. P. 99–102. 8589206.

Публикации в сборниках РИНЦ и прочие:

21. Фетисов А.С. Экспериментальный стенд для исследования опор роторов при смазке магнитореологическими материалами/ В.О. Тюрин, А.С. Фетисов, М.Э. Бондаренко, А.Ю. Бабин // *Сборник научных статей 5-й Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении»*. 2020. С. 320-323.

22. Фетисов А.С. Информационно-измерительная система подшипникового узла с магнитореологической смазкой/ В.О. Тюрин, А.С. Фетисов, М.Э. Бондаренко, А.Ю.

Бабин // Сборник научных статей 5-й Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении». 2020. С. 40-43.

23. Фетисов А.С. вариационный подход моделирования гидродинамических течений сред с управляемыми свойствами/ А.С, Фетисов // Материалы XVII международной научно-практической конференции «Энерго- и ресурсосбережение – XXI век». 2019. С. 208-212.

24. Фетисов А.С. Краткий обзор подходов к моделированию магнитореологических жидкостей/ М.Э. Бондаренко, В.О. Тюрин, А.С. Фетисов, А.Ю. Бабин // Сборник трудов конференции «XXX Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2018)». 2019. С. 236-239.

25. Фетисов А.С. Экспериментальное исследование динамических качеств опор роторов с применением портативного комплекса измерений Briel&Kjaer/ А.С. Фетисов, А.В. Корнаев, Л.А. Савин // Материалы VI Международной конференции «Проблемы механики современных машин». 2015. С. 370-375.

Патенты на полезные модели, свидетельства об официальной регистрации программ для ЭВМ:

1. Патент 177341 Российская Федерация, МПК F16C 17/00 Подшипниковый узел / Корнаев А.В., Фетисов А.С. [и др.]. - №2017107899; заявл. 10.03.2017; опубл. 16.02.2018 г.

2. Патент 197361 Российская Федерация, МПК F16C 32/04 Подшипниковый узел с магнитореологической жидкостью / Фетисов А.С., Бабин А.Ю. [и др.]. - №2019133292; заявл. 18.10.2019; опубл. 22.04.2020 г.

3. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2018666314 Программа обработки выходных данных информационно-измерительной системы роторно-опорной установки / Корнаев А.В., Фетисов А.С. [и др.]. - №20186663630; заявл. 29.11.2018; опубл. 14.12.2018 г.

4. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2019613190 Программа расчета несущей способности радиального подшипника скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями / Фетисов А.С., Бабин А.Ю. [и др.]. - №2019611860; заявл. 26.02.2019; опубл. 12.03.2019 г.

5. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2019667474 Программа настройки информационно-измерительной системы и автоматизированной обработки результатов физического эксперимента / Фетисов А.С., Корнаев А.В. [и др.]. - №2019666747; заявл. 17.12.2019; опубл. 24.12.2019 г.