

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

«Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»

На правах рукописи



Фетисов Александр Сергеевич

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

2.5.2 Машиноведение (технические науки)

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

доктор технических наук, доцент

Корнаев Алексей Валерьевич

Орёл - 2022

## Оглавление

ВВЕДЕНИЕ .....	5
1. Опоры скольжения, смазываемые магнитореологическими жидкостями, как объект исследования .....	13
1.1 Реологические характеристики магнитореологических жидкостей.....	13
1.2 Демпфирующие устройства .....	18
1.3 Опоры роторных систем.....	20
1.4 Упорные подшипники скольжения .....	22
1.5 Прочие способы применения магнитореологических жидкостей в опорах скольжения.....	26
1.6 Радиальные подшипники скольжения, смазываемые МРЖ.....	28
1.7 Объект, цели и структура исследования.....	54
Выводы по главе 1 .....	58
2. Математическая модель роторной системы на опорах скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями.....	59
2.1 Основные уравнения магнитной гидродинамики.....	59
2.2 Метод магнитной индукции.....	60
2.3 Основные допущения магнитной гидродинамики .....	62
2.4 Использование Ansys в задачах вычислительной магнитной гидродинамики .....	65
2.5 Расчетная схема радиального подшипника скольжения, смазываемого магнитореологической жидкостью .....	69
2.6 Расчет подшипника скольжения в Ansys CFX .....	70
2.7 Динамика жесткого ротора на опорах скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями.....	74

2.8 Динамика гибкого ротора на опорах скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями.....	77
2.9 Модель роторно-опорного узла на основе уравнения Рейнольдса.....	83
2.10 Обобщенный функционал Лагранжа для учета массовых сил.....	86
2.11 Модифицированный вариационный принцип Лагранжа.....	88
Выводы по главе 2.....	91
3. Экспериментальные исследования характеристик опоры скольжения, смазываемой магнитореологической жидкостью.....	92
3.1 Описание экспериментального стенда.....	92
3.2 Расчет характеристик магнитного поля роторно-опорного узла, смазываемого магнитореологической жидкостью .....	101
3.3 Постановка и планирование экспериментальных исследований.....	104
3.4 Обработка результатов экспериментальных исследований .....	106
Выводы по главе 3.....	109
4. Результаты исследования подшипников жидкостного трения, смазываемого магнитореологическими жидкостями.....	110
4.1 Расчет магнитогидродинамических течений с использованием модифицированного функционала Лагранжа для учета массовых сил .....	110
4.2 Верификация расчета подшипника скольжения в Ansys CFX.....	113
4.3 Интегральные характеристики подшипника скольжения, смазываемого магнитореологическими жидкостями.....	118
4.4 Динамические характеристики подшипника скольжения, смазываемого магнитореологическими жидкостями.....	123
4.5 Траектории движения жесткого ротора на опорах скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями.....	126

4.6 Траектории движения гибкого ротора на опорах скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями.....	129
4.7 Результаты экспериментальных исследований.....	133
4.8 Сравнение данных вычислительного и натурного эксперимента .....	139
Выводы по главе 4.....	141
5. Вопросы проектирования опор роторов, смазываемых магнитореологическими жидкостями.....	143
5.1 Алгоритм управления динамическим поведением ротора на опорах скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями.....	143
5.2 Рекомендации по проектированию подшипников жидкостного трения, смазываемых магнитореологическими жидкостями.....	146
5.3 Программное обеспечение для расчета параметров опорных узлов скольжения при смазке магнитореологическими характеристиками .....	149
Выводы по главе 5.....	151
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	152
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	157
ПРИЛОЖЕНИЕ А_Конструкторская документация к экспериментальному стенду по исследованию опор скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями.....	179
ПРИЛОЖЕНИЕ Б_Листинг основных расчетных модулей программы.....	200
ПРИЛОЖЕНИЕ В_Патенты, свидетельства об официальной регистрации программ для ЭВМ.....	215
ПРИЛОЖЕНИЕ Г_Акты внедрения результатов диссертационного исследования.....	221



## ВВЕДЕНИЕ

**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, разновидностей 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. Повышение 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 в области

исследований магнитореологических опор скольжения результаты исследований показывают противоречивые результаты применимости магнитореологических смазочных материалов, что позволяет говорить о недостаточной изученности данной научно-технической задачи.

**Степень разработанности темы.** Магнитореологические жидкости применяются во множестве триботехнических устройств, они 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 с целью совершенствования динамических и энергетических характеристик роторных систем. Достижение цели обеспечено 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 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 РНФ №16-19-00186 на тему «Планирование оптимальных по расходу энергии траекторий движения роторов мехатронных модулей в средах сложной реологии» (2016-2018 гг.).

5. Проект РНФ №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 общеинженерной 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), 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020) (г. Челябинск, Россия, 2020), VIII международной научно-практической конференция «Энерго- и ресурсосбережение - XXI век» (г. Орел, Россия, 2020), 10th International Scientific Conference BALTRIV 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.



## **1. Опоры скольжения, смазываемые магнитореологическими жидкостями, как объект исследования**

### **1.1 Реологические характеристики магнитореологических жидкостей**

Магнитореологические жидкости (МРЖ) относятся к классу «умных» жидкостей, в которых управляемой характеристикой является предел текучести [167]. Изменение их характеристик в течение нескольких долей секунды (для жидкостей с различной структурой эти значения различные) в присутствии приложенного магнитного поля находит применение в различных сферах современной индустрии.

МРЖ состоят из жидкости-носителя, которым обычно является масло, и магнитных частиц, подвешенных в этой жидкости. Также в составе МРЖ присутствуют добавки для стабилизации характеристик смеси. Пока внешнее магнитное поле отсутствует, жидкость ведет себя как ньютоновская, но во внешнем магнитном поле в МРЖ образуются цепочечные и капельные структуры, которые увеличивают сопротивление потоку [147]. В результате, реологические свойства жидкости зависят от внешнего приложенного магнитного поля, и МРЖ показывает неньютоновское поведение, которое обычно описывается вязкопластичными реологическими моделями [136]. Объемная доля магнитных частиц в индустриальных МРЖ обычно достигает 20-40%, а размеры самих частиц колеблются в диапазоне 10 нм – 20 мкм [83].

МРЖ должны быть стабильны против оседания и иметь высокий коэффициент намагниченности, магнитные частицы должны сопротивляться коррозии [92]. Исследователями были опробованы различные виды магнитных частиц: магнитный латекс, состоящий из полистирола с вкраплениями магнетита [138, 184], покрытые полимером наноразмерные ферритовые частицы [125], среднеразмерные частицы карбонильного железа и никель-цинковые ферриты [164], наночастицы оксида железа [191] и наиболее часто встречающиеся частицы карбонильного железа [94, 122, 150].

Исследования проводились не только на предмет состава МРЖ. Одной из сложностей является образование крупных твердых агломератов из магнитных частиц, которые после снятия приложенного магнитного поля имели остаточную намагниченность. Для предотвращения образования агломератов было использовано поверхностно-активное вещество (ПАВ), состоящее из наночастиц кварца, которые в состоянии приложенного магнитного поля позволяют избежать образования агломератов [140]. ПАВ используется также для задержки осаждения частиц и облегчения повторного диспергирования [132]. Также в качестве ПАВ были опробованы лецитин и покрытие частиц поливинилбутиралью и РММА [120, 89].

В присутствии очень высокого магнитного поля в МРЖ, в которой не используется ПАВ, происходит образование крупных цепочечных агрегатов, которые позволяют жидкости носителю свободно течь. Данные цепочки связывают твердые поверхности, выстраиваясь вдоль линий магнитного поля. Это вызывает снижение вязкости жидкости. Подобный эффект комкования возникает при высоких скоростях сдвига. Подобные кластеры из магнитных частиц в дальнейшем может выпасть в осадок из-за увеличения плотности [117].

Также к вопросу применения ПАВ относится окисление дисперсных магнитных частиц. Исследования показывают, что окисление может быть причиной снижения напряжений сдвига при аналогичном приложенном магнитном поле, время отклика «постаревшей» МРЖ значительно увеличилось [105]. Решить проблему окисления могут органические покрытия [120], безэлектролитное никелирование [180], а также обработка частиц нитритом натрия [84].

Одним из важных свойств МРЖ является стабильность – сопротивляемость МРЖ к седиментации и агломерации. Как и прочие свойства – комкование, агломерация, окисления, сопротивляемость внешней среде зависит от используемых добавок. Седиментационная стабильность возрастает на 92% при добавлении 3% от массы жидкости стеариновой

кислоты [166]. Диспергируемость МРЖ улучшается при добавлении нафталата железа и стеарата железа [146]. В работе указывается, что около 3% массы дисперсной фазы осаждаются в течение первых 3 месяцев. Наиболее часто для контроля седиментации используются: ксантановая камедь, силикагель, стеараты и карбоновые кислоты. Также эффективным путем улучшения сопротивляемости седиментации является уменьшение размера магнитных частиц [118].

Важным вопросом использования МРЖ являются температурные эффекты. Увеличение температуры способствует снижению вязкости жидкости носителя. Рабочая температура основных промышленно производимых МРЖ составляет от -20 до 150 °С. При температуре свыше 100 °С происходит дестабилизация свойств МРЖ [85]. Кроме того, повышенные температуры негативно влияют на параметры МРЖ из-за окисления металлических частиц [171]. При большом количестве циклов включения-выключения при высоких температурных эффектах возникает сгущение МРЖ. Это связано с откалыванием мелких частиц, окислением этих частиц, эрозией самих частиц, что повышает их сцепные свойства. Исследование [91] показывает, что на поверхности металлических частиц при длительном использовании образуется сетчатая структура, что улучшает контакт между частицами в жидкости. Данная проблема может быть решена путем устранения грубых металлических частиц, а также использованием устойчивых поверхностных покрытий и антиоксидантов [162].

Также важным с точки зрения практического применения является вопрос износа металлических деталей при использовании МРЖ. Исследования [72], что магнитореологические амортизаторы значительно теряют свою производительность с течением времени из-за увеличения шероховатости рабочей поверхности. Также МРЖ вызывают эрозию стенок гидравлического аккумулятора амортизатора. Для уменьшения износа в МРЖ, как и в любой смазочный материал, добавляются антифрикционные присадки: олеиновая кислота [131], диалкилдитиофосфат цинка и органомолибден [162].

Основные методы моделирования МРЖ могут быть классифицированы при помощи двух основных подходов: континуального и дискретного. На рисунке 1.1 показаны основная классификация подходов к моделированию, а также модели континуального подхода.

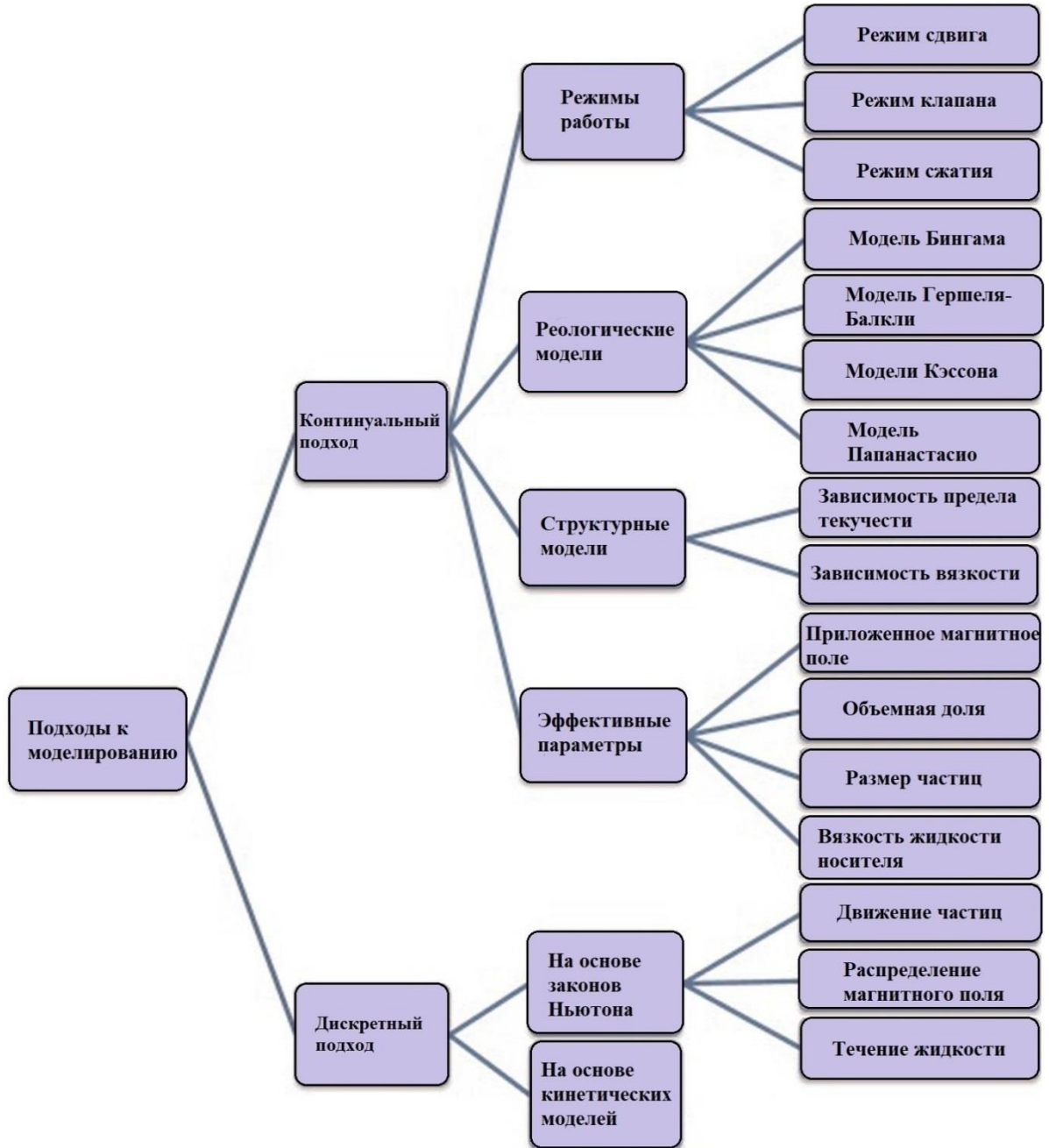


Рисунок 1.1 – Основные подходы к моделированию МРЖ [103]

В первом случае, коллоидная смесь дисперсных частиц и жидкости-носителя представляется как гомогенная среда, и ее поведение может быть смоделировано с применением известных реологических моделей. В этом

случае коэффициенты и параметры реологической модели являются функцией магнитного поля и характеристик МРЖ. Основной проблемой подобного подхода состоит в правильном подборе реологической модели, описывающей поведение МРЖ в широком диапазоне скоростей сдвига и приложенного магнитного поля [148]. Континуальный подход учитывает только макроскопические характеристики, а микроскопические свойства, такие как, например, цепочечные структуры не учитываются. Все константы могут быть определены при помощи аппроксимации полученных экспериментальных данных, и как следствие, их применение ограничено узким диапазоном применимости. Дискретный подход базируется на моделировании течения непрерывной жидкости, движения и взаимодействия частиц дискретной фазы, и распределения магнитного поля. Дискретный подход базируется на базовых физических законах, позволяющих моделировать эти три явления и их взаимодействия. Первый подход основан на уравнениях Ньютона и называется методом дискретных элементов. При использовании данного метода для каждой частицы в жидкости решается уравнение на основе второго закона Ньютона [139]. В данном уравнении учитываются силы контактного и неконтактного взаимодействия частицы с частицей, силы взаимодействия частицы и жидкости, а также силы взаимодействия частицы и внешних полей: гравитационного и магнитного полей. Силы броуновского движения также могут быть включены в данное уравнение. На основании полученных данных о скорости отдельных частиц можно решать уравнения потока жидкости. Так как отдельные частицы передают жидкости некоторый импульс, то в данном методе расчета характеристик МРЖ объемная доля значительно влияет на параметры расчета [139]. Необходимо уточнить, что данный метод также использует законы нормального распределения и является приблизительным в силу различного размера и массы каждой частицы. Также броуновские силы являются стохастическими, следственно их определение связано с некоторыми статистическими погрешностями.

Второй метод основан на теории кинетики, которая рассматривает связанные пары частиц. В обоих методах результаты могут быть получены путем решения уравнений Навье-Стокса. Сложностью дискретного подхода считается сложность уравнений и высокая вычислительная стоимость.

## 1.2 Демпфирующие устройства

Одним из важных видов устройств, использующих МРЖ, являются магнито реологические демпферы (МР демпферы) [68]. Магнито реологические демпферы функционируют в трех режимах (рисунок 1.2).

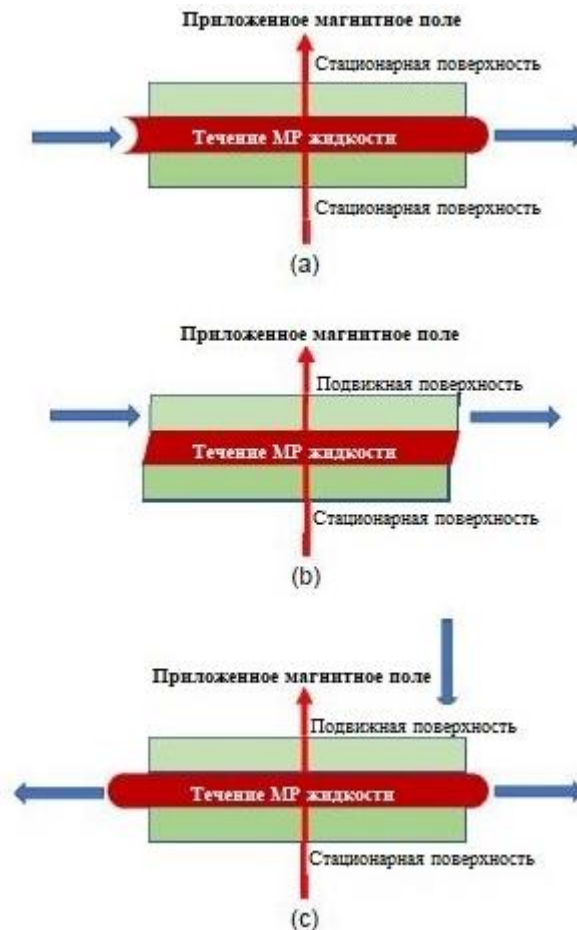


Рисунок 1.2 – Режимы работы МР демпферов: режим клапана (а); режим прямого сдвига (b); режим сжатия (c)

В зависимости от заложенного в структуру демпфера режима работы конструктивное исполнение устройства разнится. Наиболее часто используемыми в современном машиностроении являются демпферы,

работающие при режиме прямого сдвига (магнитореологические амортизаторы) [95, 151] и режиме сжатия [123, 142, 190].

Общая классификация магнитореологических демпферов представлена на рисунке 1.3. В соответствии с дизайном устройства, линейные демпферы можно разделить на однотрубные, двухтрубные и двусторонние [168]. Более лёгкими в производстве являются однотрубные амортизаторы, имеющие электромагнитный актуатор в катушке. Двухтрубный магнитореологический демпфер является усовершенствованной версией однотрубного и имеет второй внешний контур для сообщения камер. Двусторонние МР амортизаторы являются совокупным объединением двух однотрубных, имеющих одну общую камеру и работающих навстречу друг другу.

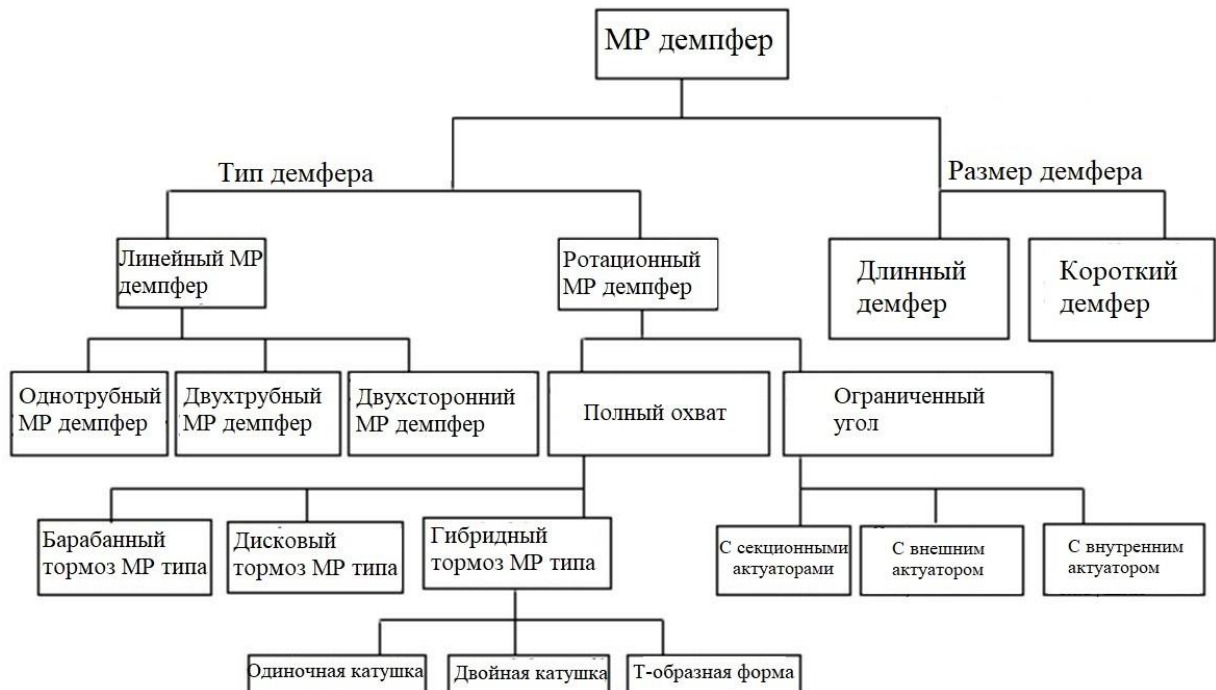


Рисунок 1.3 – Классификация демпферов [168]

Ротационные МР-демпферы делятся на устройства с полным охватом угла жидкости и с частичным охватом [110, 119, 194]. К устройствам с полным охватом относят магнитореологические тормоза различного вида. Демпферы с частичным охватом используют одну или несколько (лопастные МР-демпферы) радиально направленных электромагнитных катушек.

В работах коллектива авторов [19, 106] рассматривается вопрос использования магнитореологических жидкостей в качестве рабочего тела гидравлических опор зданий. Течение магнитореологической жидкости, управляемое поперечно приложенным магнитным полем, позволяет варьировать в значительном диапазоне жесткость и демпфирование системы виброзащиты.

В работе [124] рассматривается система виброзащиты, представляющая собой сэндвич-структуру из 3 слоев. Рабочий средний слой представляет собой магнито- или электропроводящую среду. Рассматривался вопрос отклика подобной системы гашения вибрации на возмущающее воздействие. Авторами отмечается, что использование в качестве рабочего тела магнитореологической жидкости под действием поперечно расположенного магнитного поля позволяет значительно снизить резонансную амплитуду виброперемещений. В рассматриваемом примере амплитуда снизилась с 0.5 мм до 0.3 мм при смещении собственной частоты с 15 до 17 Гц. Авторы отмечают низкую исследованность данной области науки.

МР-демпферы имеют некоторые преимущества перед пассивными и активными устройствами за счет управляемости свойств, энергетической экономичности, низкой стоимости, высокой надежности [110, 119, 194].

### **1.3 Опоры роторных систем**

Применение магнитореологических жидкостей в качестве смазочного материала опор скольжения является актуальной задачей. Развитие исследований в области таких характеристик МРЖ, как седиментация, агломерация, износ металлических поверхностей взвешенными в жидкости металлическими частицами, позволяет говорить о подобной потенциальной применимости. Применение МРЖ позволит значительно изменить характеристики течения жидкости в области зазора опоры за счет магнитного поля. Поэтому магнитореологические подшипники скольжения можно



относит к опорам с активным управлением рабочими характеристиками. Классификация подшипниковых опор приведена на рисунке 1.4.



Рисунок 1.4 – Опоры роторов

В области магнитореологических опор скольжения выделяются 3 основных направления исследований: упорные подшипники, радиальные подшипники, магнитореологическое текстурирование поверхности трения. В области конструкций радиальных магнитореологических подшипников скольжения можно выделить различные способы создания магнитного поля. Наиболее простая с точки зрения реализации конструкция – внешнее магнитное поле создается за счет внешних электромагнитных катушек, направленных под каким-то углом к поверхности подшипника, либо отрезка провода, расположенного на некотором расстоянии от зазора подшипника. Подобный подход к созданию управляемых магнитореологических опор характеризуется неоднородностью создаваемого магнитного поля, что приводит к сложности расчета характеристик подобной опоры. Также данный вид конструкций имеет недостаток в виде больших электромагнитных потерь

из-за низкой магнитной проницаемости воздуха, через который в подавляющей части случаев замыкаются линии магнитного поля.

Подобного недостатка лишены конструкции магнитореологических подшипников скольжения с секторным охватом [107, 183]. Идейно подобные конструкции близки к активным магнитным опорам. Линии магнитного поля замыкаются через участок вала, корпус и два соседних полюса. Отсюда можно констатировать недостаток, связанный с сложностью учета разнонаправленных линий магнитного поля.

Третий вид конструкций является относительно новым и характеризуется наличием расположенной в корпусе соосно с валом одной или нескольких электромагнитных катушек [195, 192]. Подобное решение решает проблемы с направлением линий магнитного поля и его однородностью. Недостатком является потенциальная неоднородность магнитного поля по длине зазора подшипника.

Ниже рассмотрены результаты исследований в области магнитореологических подшипников скольжения. Для удобства они разбиты по областям, соответствующим классификации (рисунок 1.4).

#### **1.4 Упорные подшипники скольжения**

В работе [135] описано теоретико-экспериментальное исследование гидростатического подшипника, смазываемого МРЖ. Конструкция подшипника основана на характерной для такого класса опор компоновке: электромагнитный актуатор расположен под пятой подшипника, магнитная цепь замыкается через внешний корпус опоры (рисунок 1.5). У этой конкретной конструкции имеется недостаток, заключающийся в двух катушках под пятой, намотанных в противоположном направлении, что приводит к неравномерному распределению магнитного поля по зазору опоры. Измерения осевого усилия проводились с различным зазором и силой тока в актуаторе.

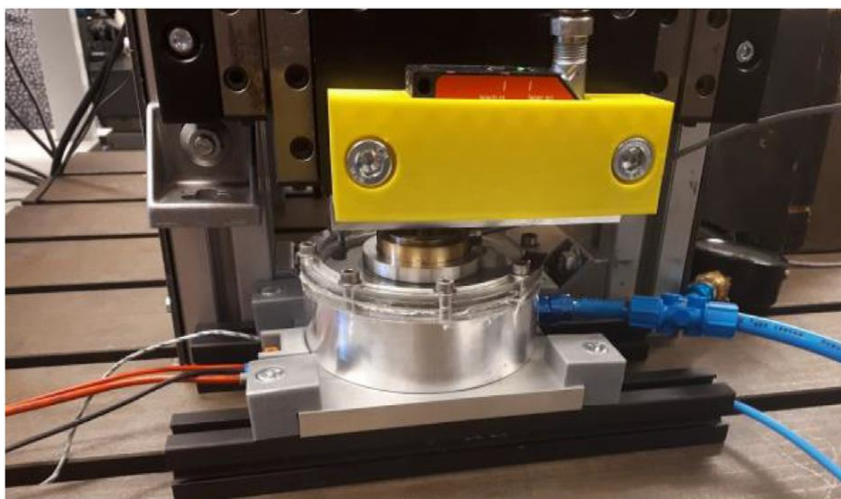


Рисунок 1.5 – Экспериментальный стенд [135]

Авторами представлена аналитическая и вычислительная модели, дающие погрешность не более 10% при верификации с экспериментальными данными. При минимальном зазоре ( $h=0.1$  мм) значения грузоподъемности для силы тока 1А и 2А, согласно этим моделям, отличаются незначительно, а именно 20 кПа (менее 10%) в центре подшипника. Для зазора  $h=0.2$  мм разница в грузоподъемности в заявленных случаях составляет уже 60 кПа (около 50%). Таким образом, использование МР смазочного материала дает тот же эффект, что и уменьшение зазора, а именно увеличение грузоподъемности опоры при большем зазоре подшипника.

Ряд экспериментальных исследований [113, 116, 111, 112, 115, 114] посвящен вопросу применения магнитных жидкостей в качестве рабочего тела упорных подшипников скольжения. Идея конструкции данного вида опоры состоит в самоуплотнении зазора между пятой и ротором, что позволяет добиться некоторой грузоподъемности опоры при низкой частоте вращения ротора. Работа [113] посвящена измерению нормальной магнитной силы в упорной опоре скольжения без клиновых элементов. В качестве испытательного стенда выступает реометр Anthon Paar MCR 301, в который встроена электромагнитный актуатор. В качестве МРЖ были использованы LORD MRF122-ED и Ferrolabs FLA040-04. В качестве измеряемых параметров были нормальная сила и коэффициент трения. Результаты измерения силы

(рисунок 1.6) показывают вариабельность характеристик МРЖ в условиях внешнего магнитного поля.

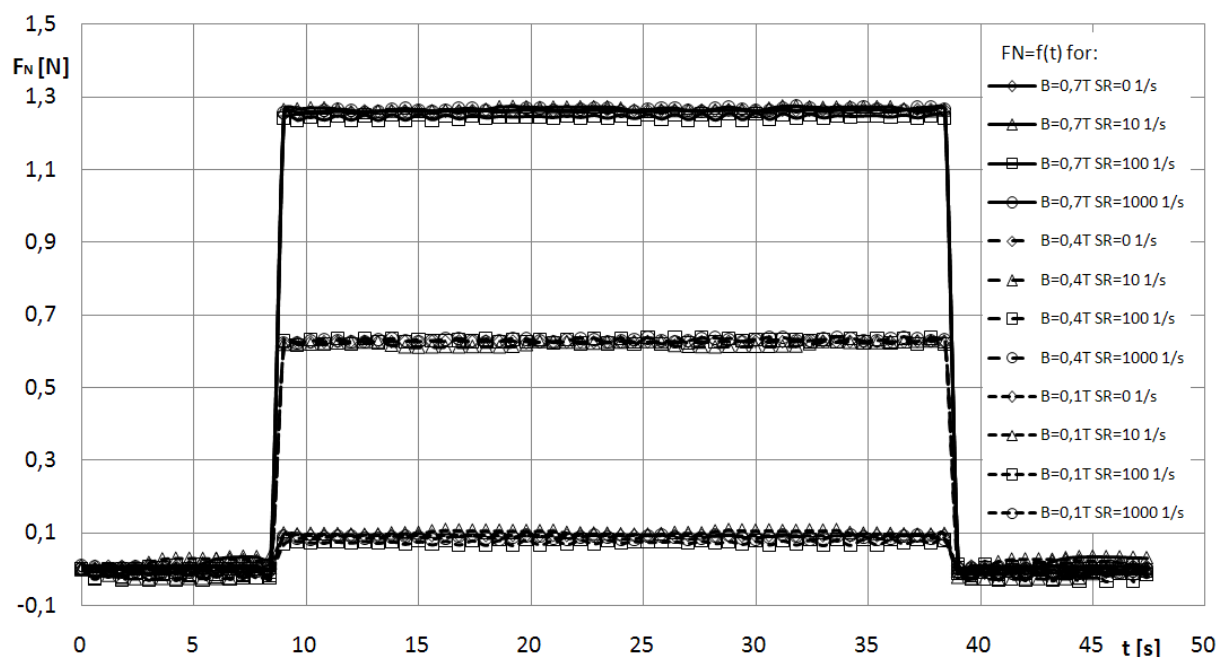


Рисунок 1.6 – Результаты экспериментальных исследований [113]

В выводах авторы отмечают, что помимо контролируемости МР смазочные материалы имеют недостатки: стоимость, недолговечность характеристик, седиментация частиц, отложение частиц на поверхностях подшипника и абразивное действие частиц.

В другой работе [116] тот же коллектив авторов использует магнитную жидкость, как смазку гидродинамического упорного подшипника скольжения. В качестве смазочного материала исследуются MRF-122EG, MRF-140CG, Basonetic 2040, Basonetic 5030. В качестве упорного подшипника скольжения используется стенд, позволяющий регулировать зазор между ротором и подпятником. Фактически, установка является вариацией реометра, описанного в работе [113]. Измеряемыми параметрами являлись момент трения и нормальная сила. Результаты показали, что увеличение величины магнитной индукции приводит к увеличению момента трения и нормальной силы для каждого типа смазочного материала. Следует отметить, что подобные результаты характерны для небольших скоростей сдвиговых деформаций, на которых и проводились исследования (до 150 rpm).

Основными выводами является ограничение использования Basonetic 5030 и MRF-140CG из-за высоких моментов трения при намагниченности.

В прочих работах авторов рассматриваются особенности работы магнитореологических упорных подшипников скольжения. Исследование [116, 111] посвящено созданию модели, которая описывала бы влияние геометрии и условий работы МРЖ на осевую силу подшипника скольжения. В работе [112] тех же авторов исследуется геометрия подпятника упорного подшипника, смазываемого МРЖ. Из восьми конструкций подпятников опоры авторы определили наиболее контролируемые, а также самоуплотняющиеся опоры. В работе [115] описываются режимы работы опорного подшипника скольжения в режиме сжатия смазочной пленки. Результаты показали, что несущая способность подшипника в таком состоянии увеличивается, но при этом увеличиваются и потери на трение, что связано с увеличением момента трения. Исследование [114] посвящено критической частоте вращения, при которой начинается выбрасывание МРЖ из зазора опоры. Для различных видов МРЖ характерны собственные напряжения сдвиговых деформаций, из-за чего эффект самоуплотнения для исследуемого подшипника работает до некоторого характерного значения частоты вращения: для MRF-140CG это значение 65 об/мин, для Basonetic 5030 – 60 об/мин.

Эффективность применения МРЖ подтверждается и другими работами [108, 109]. В экспериментальной работе [108] исследуется гидростатический подшипник скольжения, смазываемый Lord Corp.MRF132-LD. Магнитное поле создается катушкой, обмотанной вокруг подпятника. Величина магнитной индукции всего 70 мТ. Расход смазочного материала и нагрузка не изменяются. Результаты показали, что несущая способность для активной МРЖ выше, чем для неактивной МРЖ при одинаковом зазоре. Также результаты опытов говорят о снижении расхода через подшипник, что является следствием эффекта самоуплотнения. Один из главных плюсов – практически бесконечная жесткость при уменьшении зазора при использовании МРЖ. В расширенной версии статьи [109] рассматриваются

переходные характеристики, связанные с включением магнитного поля. При включении магнитного поля для стенда, описанного в работе [109], в течение 0.5-0.7 секунды происходит уставка характеристик подшипника. При ступенчатом приложении нагрузки 320 Н, при выключенном магнитном поле происходит просадка зазора подшипника на 150 мкм. При включенном магнитного поля просадка составляет около 15 мкм. Помимо экспериментальных данных в работе [109] представлены результаты FEM-моделирования магнитной гидростатической силы в зависимости от тока катушки, которые показали относительно высокую сходимость с экспериментальными данными. Для намагничивающейся МРЖ характерен эффект магнитного насыщения, при котором увеличение реакции не происходит. Этот вывод был отмечен авторами как рекомендация при проектировании опор скольжения, смазываемых МРЖ.

В работе [196] рассматривается новое техническое решение упорного подшипника скольжения с резиновым кольцом в подпятнике и магнитореологическим смазочным материалом. В результатах отмечается, что с увеличением эксцентриситета и напряженности магнитного поля грузоподъемность увеличивается, а трение уменьшается. С ростом температуры несущая способность уменьшается, а коэффициент трения увеличивается.

### **1.5 Прочие способы применения магнитореологических жидкостей в опорах скольжения**

Одним из новых способов применения магнитореологических жидкостей в совокупности с внешним магнитным полем является магнитореологическое текстурирование [134]. Текстурирование возникает за счет седиментации относительно больших металлических частиц в сильном магнитном поле. Более мелкие частицы создают большую вязкость в местах приложения магнитного поля. В исследовании участвуют гидростатические, гидродинамические и гибридные опоры. Для конструкции подшипника с

текстурированием квадратами (рисунок 1.7а) были исследованы все варианты смазывания. Результаты показывают, что для всех вариантов смазывания происходит увеличение грузоподъемности опоры и коэффициента трения. Этот эффект наблюдается при низких эксцентриситетах и связан с локальным увеличением давления в области текстурирования.

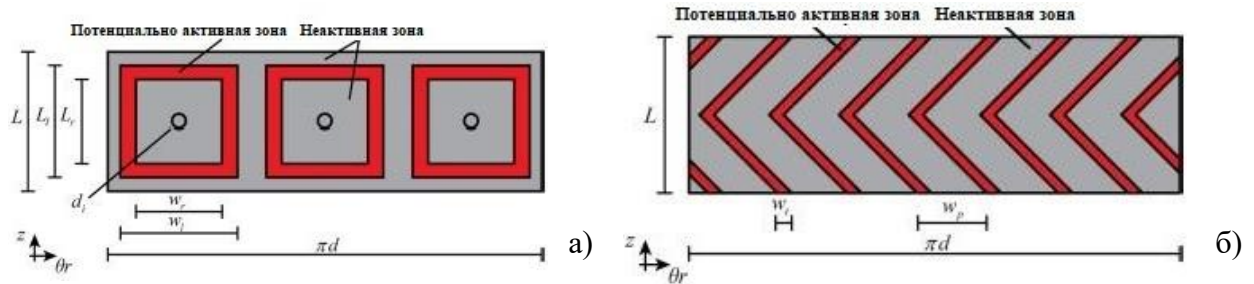


Рисунок 1.7 – Развертка гибридного подшипника скольжения (а); развертка гидродинамического подшипника с магнитореологическим текстурированием (б) [134]

Для случая гидродинамического подшипника с текстурированием «елочкой» (рисунок 1.7б) моделирование показывает увеличение вязкости и предела текучести в активных областях. Это вызывает увеличение грузоподъемности на низких частотах вращения. Этот эффект имеет меньшее влияние на высоких скоростях сдвиговых деформаций, характерных для рабочих режимов опор скольжения. Авторы отмечают, что вариант текстурирования «елочкой» менее эффективно повышает несущую способность по сравнению с равномерным намагничиванием смазочного слоя.

Похожее исследование [135] связано с исследованием текстурированных опор скольжения, смазываемых МРЖ. В качестве подшипника выступает гидростатодинамический подшипник с канавками в форме «елочки». Математическая модель на основе уравнения Рейнольдса показывает хорошую сходимость с результатами других работ. В качестве МРЖ была использована MRF122EG. Ее характеристики были учтены за счет изменения кажущейся вязкости. Решение задачи динамики дало выводы о том, что: 1) применение активной МРЖ приводит к большему минимальному

зазору подшипника, 2) применение МРЖ компенсирует низкое демпфирование опоры с канавками, 3) подшипник с МРЖ и канавками имеет больший момент трения и большие динамические характеристики.

### **1.6 Радиальные подшипники скольжения, смазываемые МРЖ**

В работе [186] исследуются динамические характеристики роторной системы на опорах скольжения при смазке различными видами смазочных материалов, в том числе МРЖ. Для задания свойств смазочного материала используется универсальная реологическая модель Гершеля – Балкли. На основании численного решения уравнений сохранения импульса и уравнения неразрывности были получены распределения полей давлений и реакции смазочного слоя. На основании этих данных были определены коэффициенты жесткости и демпфирования. Для случая магнитореологической жидкости характерно увеличение грузоподъемности на высоких эксцентриситетах. По сравнению с ньютоновской жидкостью грузоподъемность опоры скольжения с МРЖ выше на 360% при эксцентриситете 0.9. При моделировании разгона роторной системы, состоящей из жесткого вала, двух дисков и двух опор скольжения, результаты показали значительную разницу между собственными частотами систем на разных смазочных материалах. Авторы пишут, что управление характеристиками МРЖ возможно для уменьшения величины вибрации при прохождении критических частот. Также авторы указывают на различные типы реологического поведения МРЖ, а именно псевдопластичные и бингамовские свойства. Для таких жидкостей авторы указывают различные алгоритмы применения. Основным выводом по работе является возможность применения магнитных жидкостей в качестве рабочего тела опор скольжения высокоскоростных роторных машин.

В работе [187] авторами исследуется опора скольжения с плавающей втулкой с системой активного управления характеристиками внешнего магнитного поля. Плавающая втулка в данной конструкции позволяет



разделить зазор гидродинамического подшипника скольжения на области с высокой и низкой скоростью сдвиговых деформаций (рисунок 1.8). В присутствии внешнего магнитного поля плавающая втулка создает барьер для намагничивания внутренней пленки смазочного материала. Внешняя пленка смазочного материала с низкой скоростью сдвиговых деформаций в присутствии внешнего магнитного поля работает как аналог демпфера. Подобный механизм позволяет варьировать динамические характеристики опоры скольжения данной конструкции.

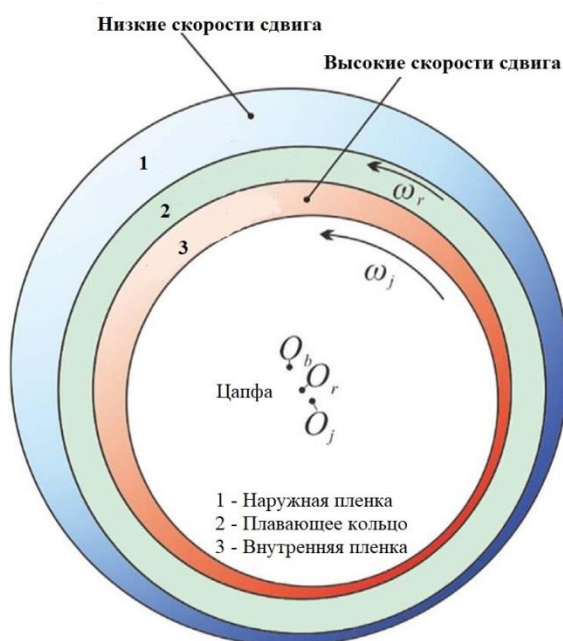


Рисунок 1.8 – Подшипник скольжения с плавающей втулкой [187]

В качестве смазочного материала использовалась жидкость, основой которой являлось турбинное масло ISO VG32 с массовой долей карбонильного железа 30%. Конструкция разработанного стенда основана на полюсной конструкции активного магнитного подшипника. Преимущество подобного технического решения заключается в замкнутой в металлическом корпусе магнитной цепи, что приводит к низким потерям на намагничивание.

Авторы в работе [187] отмечают, что смазочный материал имеет долгий отклик, связанный с намагничиванием магнитореологической жидкости (около 1 секунды). При токе на одной катушке 2,4А для данного материала касательные напряжения возрастают приблизительно в 5 раз (с 0.3 кПа до 1.5

кПа при скоростях сдвига около  $1 \cdot 10^6 \text{ с}^{-1}$ ). Результаты эксперимента (рисунок 1.9) по исследованию динамики опоры скольжения показывают, что коэффициент жесткости внешней пленки смазочного материала в присутствии магнитного поля увеличивается в зависимости от направления в 2-4 раза, а коэффициент демпфирования для перемещений по осям увеличивается до 7 раз. Внутренняя пленка практически не меняет свои динамические характеристики. Исследования проводились при частоте вращения вала 600 и 1200 об/мин. Эксперимент показывает, что управление характеристиками на большей частоте все еще возможно, что указывает на большую величину объемной магнитной силы, создаваемой электромагнитными актуаторами.

	Размерность	0 А	2.4 А	Отнош. (%)
$K_{xx}^o$	N/ $\mu\text{m}$	2.752	6.032	119.2
$K_{yy}^o$	N/ $\mu\text{m}$	3.242	6.224	92.0
$K_{xy}^o$	N/ $\mu\text{m}$	1.060	4.061	283.1
$K_{yx}^o$	N/ $\mu\text{m}$	1.830	4.463	143.9
$C_{xx}^o$	N•s/mm	62.90	830.52	1220.4
$C_{yy}^o$	N•s/mm	133.49	752.54	463.8

Рисунок 1.9 – Результаты сравнения динамических характеристик подшипника [187]

В другой работе данных авторов приведены результаты натуральных экспериментальных исследований [188]. Конструкция стенда предусматривает опору скольжения с плавающей втулкой и четыре радиально расположенных катушки с полюсным расположением намоток. Данная конструкция была описана в работе [188] этих авторов (рисунок 1.10). Данная конструкция имеет некоторые недостатки, связанные с относительно большими потерями магнитного поля, что подтверждается измерениями (не более 60 мТ при токах до 3А). Авторами замечен эффект, что при увеличении напряженности магнитного существуют два противоположных эффекта: с одной стороны, увеличивающееся напряжение сдвиговых деформаций уменьшает скорость вращения плавающей втулки, уменьшая при этом

реакцию, а с другой стороны, МРЖ в режиме сжатия пленки обладает более высокими характеристиками жесткости и демпфирования. Эти два эффекта приводят к колебанию эксцентриситета цапфы по отношению к плавающей втулке. Также результаты, приведенные в статье, показывают, что по сравнению с обычным смазочным материалом на основе масла VG32, МРЖ с добавлением 30% массы карбонильного железа, позволяет увеличить характеристики демпфирования в два раза. При этом, общий коэффициент трения при 2кН увеличивается на 20%.

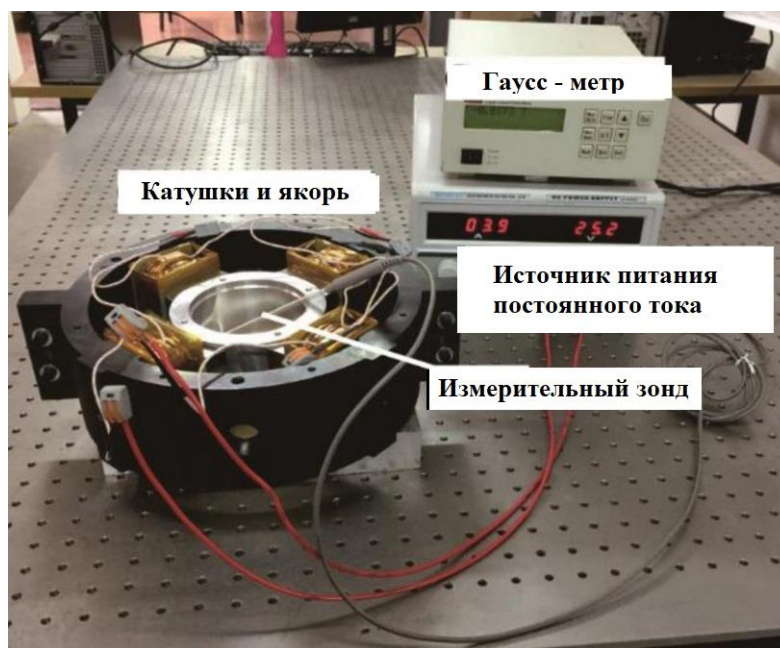


Рисунок 1.10 – Экспериментальный стенд [188]

В одной из первых работ [169] по теме опор скольжения, смазываемых МРЖ, описывается вычислительный эксперимент на модели, основанной на уравнении Навье-Стокса, уравнениях магнитного поля и уравнения неразрывности. Результаты представляют собой несколько значений безразмерной грузоподъемности, на основе которых автор делает вывод, что грузоподъемность опоры скольжения растет. В расчетах приведено значение до 20% для значений магнитного поля и подшипника скольжения, приведенных в данной работе [169].

Целый цикл исследований магнитоологических смазочных материалов в опорах скольжения был выполнен на базе университета Патрас,

Греция. Так, в работах [102, 78, 79] рассматривается гидродинамическая опора скольжения, смазываемая магнитной жидкостью. Основной задачей, рассматриваемой в данной работе, является исследование характеристик опоры скольжения методами вычислительной гидродинамики. Для описания реологического поведения магнитоэологической жидкости используется модель Бингама. В модель, описывающую течение магнитоэологической жидкости, включены уравнения магнитного поля, уравнение несжимаемости и уравнения Навье-Стокса. В качестве известных характеристик смазочного материала используются паспортные данные для жидкости производства Lord corp. MRF-132DG. Для решения численной задачи методом конечных элементов был использован комплекс программ Ansys. На основе тестовых экспериментов была проведена верификация данных с результатами работы других авторов [82]. Вызывает сомнение расчет магнитной цепи подшипника, результаты которого показывают, что при токе в катушке 14А величина магнитной индукции в контуре опоры скольжения не превышает 2Т. Полученные в ходе вычислительного эксперимента результаты показывают, что внешнее магнитное поле существенно влияет на характеристики работы подшипника. Для короткого подшипника ( $L/D=1/4$ ) и эксцентриситета  $e=0.8$  коэффициент трения вырос на 22%. Для характеристик расхода для длинного подшипника ( $L/D=1/4$ ) характерно уменьшение расхода на 5,46%. Таким образом, результаты показывают, что управление характеристиками опоры за счет применения МРЖ возможно.

В экспериментально-теоретических работах [78, 81] тех же авторов помимо расчетов динамических характеристик показан натурный эксперимент. Стенд базируется на деталях от установки Bently Nevada Rk-4, который имеет в своем составе электродвигатель, вал, одну опору и датчики положения и скорости. Также в составе установки есть модальный молоток для создания импульсных нагрузок (рисунок 1.11).

В качестве смазочного материала использовалось промышленное масло SAE-10W с добавлением 20% массовой доли железной пыли. Средний

диаметр частиц, измеренный при помощи Mastersizer S long bed (Malvern Instruments) составил 8 мкм.

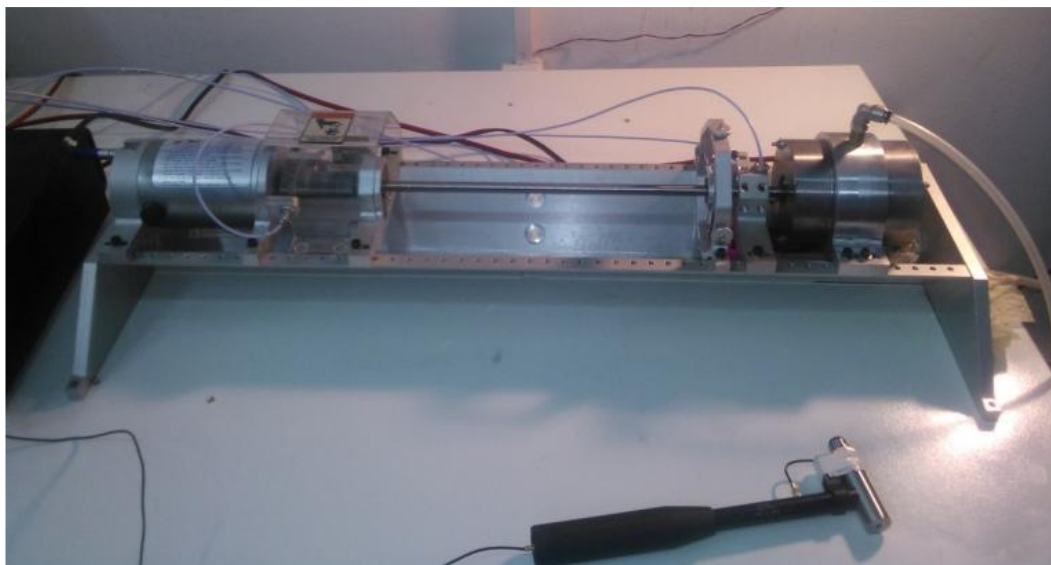


Рисунок 1.11 – Экспериментальный стенд [81]

Экспериментально полученные результаты показывают, что при включении электромагнитного поля размер траекторий центра ротора уменьшается. Исследования проводились на частотах 250, 500 и 750 об/мин. Как отмечают авторы, при устоявшемся режиме работы происходит уменьшение диаметра на 75%. Время отклика составляет 200 мс. Вычисленные значения коэффициентов жесткости и демпфирования значительно увеличиваются. Авторы говорят, что при низких частотах вращения магнитоэологическая жидкость применима для управления характеристиками опоры.

В работе [191] авторами исследуются динамические характеристики подшипника скольжения при магнитоэологической жидкостью с учетом температурных изменений и различными условиями нагрузки. Особенностью данной работы является учет движения магнитных частиц в контрольном объеме смазочного материала при помощи численного метода Стермера-Верле. В процессе решения сперва определяется величина объемной магнитной силы, затем решаются уравнения движения неразрывности. Вязкость смазочного материала в данном случае является функцией

температуры. Внешнее магнитное поле является гомогенным, величина магнитной индукции в каждой точке объема равна 0.6Т. Результаты моделирования для разных частот вращения цапфы показывают, что максимальное значение давления в опоре скольжения при смазке магнитной жидкостью, значительно уменьшается при увеличении температуры смазочного материала. При температуре смазочного материала 49 °С при уменьшении скорости вращения на 25% максимальное давление снижается на 26.89%, а при 81 °С снижение давления составит уже 35.85%. также авторами отмечено, что с ростом температуры смазочного материала коэффициенты жесткости и демпфирования значительно повышаются, что связано с температурным снижением вязкости смазочного материала. Таким образом, температурные эффекты влияют значительную роль в расчете динамических и статических характеристик опор скольжения при смазке магнитными жидкостями.

В работе [94] исследуется динамика ротора на опорах скольжения при смазке магнитной жидкостью. Рассматриваются варианты смазывания ньютоновской жидкостью, магнитореологической и наномагнитореологической. Для различных случаев нагружения, величины магнитной объемной силы и эксцентриситета при помощи программного комплекса Ansys была решена квазистационарная задача по определению грузоподъемности подшипника. На основе полученных данных определены коэффициенты жесткости и демпфирования. На основании полученных и исходных данных было решено уравнение движения. Авторы отмечают увеличение коэффициентов жесткости и демпфирования в случае применения магнитореологических жидкостей. Результаты моделирования показывают уменьшение радиуса траектории на 42% на 1500 об/мин по сравнению с траекторией опоры скольжения, смазываемой ньютоновской жидкостью. Время данного переходного процесса составляет около 200 мс. Также результаты моделирования показывают незначительное смещение



резонансной частоты вращения при использовании МРЖ с 3000 до 2600 об/мин.

Наиболее известные и часто цитируемые исследования выполнены коллективом во главе с Н. Urreta [182, 107, 181]. Особенностью теоретико-экспериментального исследования [107] является математическая модель подшипника скольжения на основе уравнения Рейнольдса. Свойства смазочного материала задаются моделью Бингама. Экспериментальный стенд [107] (рисунок 1.12) также имеет особенности в виде расположения электромагнитных актуаторов.



Рисунок 1.12 – Экспериментальный стенд [107]

Актуаторы расположены диаметрально сбоку от стенда, и представляют собой 2 катушки по 500 витков, соединяющиеся с корпусом посредством магнитопровода. Такое решение позволяет достичь низких потерь на размагничивание. Недостатками данной конструкции является неравномерное распределение магнитного поля в области зазора опоры скольжения (расчет магнитной цепи подшипника представлен в работе [182]). Это приводит, помимо усложнения самого исследования, к неоднозначности выводов, которые делает автор. Результаты исследования [107] слабо согласуются с

теоретической моделью, а авторы говорят, что МРЖ LORD Corp. MRF-122-2ED, используемая в исследовании непригодна в качестве смазочного материала. Важным выводом является контролируемость свойств МРЖ в области зазора, что, по мнению автора, может стать решением для расширения рабочих диапазонов радиальных опор скольжения.

В расширенной версии предыдущего исследования [182] приведены более детальные расчеты магнитной цепи для подшипникового узла (рисунок 1.12). Расчеты, выполненные при помощи Ansys, для магнитных и немагнитных роторов показывают главный недостаток подобной конструкции – неоднородность и разнонаправленность линий магнитной индукции. Экспериментальный стенд позволяет точно регулировать эксцентриситет ротора. Исследования проводились на ферромагнитной жидкости Ferrotec APG s10n и МРЖ LORD Corp. MRF-122-2ED. Эксперимент на частоте вращения 200 об/мин показал, что разница грузоподъемности между случаями смазывания немагнитной и намагнитной МРЖ составляет около 10% и с ростом эксцентриситета увеличивается. Приведенная в статье модель хорошо согласуется с экспериментальными данными. В выводах по работе указывается, что МРЖ не подходит для смазывания опор скольжения, так как на высоких скоростях вращения магнитореологический эффект недостаточен.

В поздней работе [181] проводится теоретико-экспериментальное исследование гибридной опоры скольжения. Модель подшипника основана на численном решении модифицированного уравнения Рейнольдса. Свойства МРЖ учитываются за счет замены коэффициента вязкости для ньютоновской жидкости на коэффициент кажущейся вязкости (apparent viscosity). Вязкость МРЖ описывается моделью Гершеля-Балкли. Характеристики жидкости соответствуют LORD Corp MRF 122-2ED. Особенностью данной работы является усовершенствованный по сравнению с [182] экспериментальный стенд. Отличием является использование гибридного смазывания опоры скольжения с использованием 4 насосов и втулки опоры скольжения с особенной формой вырезов. Результаты теоретических расчетов и



экспериментальных данных хорошо согласуются для случаев ньютоновских смазочных материалов и МРЖ без магнитного поля. Для случая МРЖ под действием магнитного поля заметны значительные расхождения модели и экспериментальных данных. Важной частью работы [181] являются результаты исследования отклика МРЖ, который составил менее 5 Гц. Этот результат говорит о том, что МРЖ не рекомендуется для использования в опорах скольжения для активной компенсации дисбаланса. Также авторы указывают на то, что после 1000 часов использования МРЖ произошло небольшое увеличение шероховатости вала и втулки подшипника скольжения. Также выводом по работе является то, что использование МРЖ в качестве смазочного материала более эффективно при гибридном смазывании опоры.

Исследование моделей магнито-реологических опор скольжения на основе уравнения Рейнольдса также встречается в других работах [145]. В данном случае свойства магнито-реологического смазочного материала учитываются за счет изменения характеристики вязкости, называемой в данном случае кажущейся вязкостью. Моделью вязкости, описывающей неньютоновское поведение МРЖ, является модель бингамовского пластика, в которой значение предела текучести зависит от напряженности магнитного поля. Вычислительный эксперимент, проведенный на данной модели, показывает фактически неудовлетворительную сходимость расчетов давления в зазоре и динамических коэффициентов. При моделировании не использовались данные конкретной МРЖ. Результаты показали, что при увеличении напряженности магнитного поля происходит снижение амплитуды виброперемещения. Эти результаты говорят о применимости МРЖ как смазочных материалов опор скольжения.

Похожая работа [195] посвящена исследованию динамики ротора на опорах с МРЖ смазыванием. Модель подшипника базируется на уравнении Рейнольдса. Свойства жидкости учитываются в бингамовской реологической модели. На основании полученных данных о реакции подшипника была решена задача динамики. Конструкция подшипникового узла

предусматривает радиально направленное магнитное поле, но имеются недостатки в виде неравномерного распределения напряженности по длине зазора. Результаты показывают, что при напряженности магнитного поля 0.22Т напряжение сдвига составляет 21 кПа. Диаметр траектории уменьшается более чем в 2 раза, центр траектории смещается в геометрический центр подшипника.

В работе [192] рассматривается новое техническое решение, описывающее подшипниковый узел, включающий в себя радиальный цилиндрический подшипник скольжения с полным охватом зазора подшипника радиально направленным магнитным полем. В работе описывается концепция создания подшипникового узла с концентричным расположением электромагнитных актуаторов и подшипника скольжения. В условиях осесимметричной конструкции подшипникового узла такое расположение актуатора позволяет создать равномерно распределенный по корпусу подшипникового узла магнитный поток, проходящий через область зазора. Модель роторной системы на подшипниках скольжения, смазываемых магнитореологическим смазочным материалом, основана на модифицированном уравнении Рейнольдса. Варьируемой величиной является вязкость, зависящая от величины магнитного потока через фиксированный объем жидкости. Величина магнитного потока на границе зазора подшипника рассчитывается на основе закона полного тока и зависит от силы тока и количества витков электромагнитного актуатора. Особенностью работы является слабый учет кавитации. На основе численного решения уравнения Рейнольдса были определены величины реакций, которые участвуют в уравнении движения жесткого ротора. В работе также рассматривается отклик магнитореологической жидкости на возникновение тока в актуаторе. Следует отметить, что авторы провели верификацию разработанной математической модели путем сравнения с результатами других работ в данной области. Результаты, полученные авторами, показывают смещение центра траектории ротора ближе к геометрическому центру подшипника. Также авторы

указывают на увеличение грузоподъемности подшипника, а также потенциальную возможность управления интегральными и динамическими характеристиками роторной системы.

В работе [149] проводится теоретическое исследование радиального подшипника скольжения, смазываемого феррожидкостью. Модель подшипника основана на модифицированном уравнении Рейнольдса. Модель магнитного поля базируется на расчете окружного электромагнитного поля провода, расположенного на некотором расстоянии параллельно длине втулки подшипника скольжения. Анализ результатов вычислительного эксперимента показывает значительное влияние магнитного смазочного материала на статические характеристики подшипника. За счет повышения давления в области приложения магнитного поля происходит увеличение грузоподъемности и уменьшение области кавитации подшипника. Авторы делают акцент на правильность распределения магнитного поля в области зазора опоры скольжения. Выявлено, что приложенное магнитное поле способствует самоуплотнению опоры, в то же время коэффициент трения опоры уменьшается. Эти результаты не совпадают с результатами теоретико-экспериментальных исследований других авторов, что говорит о неоднозначности модели на основе уравнения Рейнольдса.

Исследования [153, 154] также связаны с решением квазистационарной задачи на основе модифицированного уравнения Рейнольдса для случая учета свойств МРЖ методом конечных разностей. Свойства жидкости учитываются в переменной кажущейся вязкости. Автор показывает только положительные результаты, которые связаны с увеличением давления в подшипнике. При высоких относительных эксцентриситетах происходит увеличение давления на 20%.

Классическое теоретическое исследование [137] посвящено вопросу использования МРЖ в качестве смазочного материала опор скольжения. Модель гладкого подшипника скольжения основана на уравнениях Навье-Стокса с учетом магнитной объемной силы и неразрывности. В качестве

источника магнитного поля участвуют провода, проложенные по длине втулки ПС. Такой подход упрощает расчет величины магнитного поля в конкретной заданной точке пространства и может быть оправдан с точки зрения научности работы. Численное решение было получено при помощи Ansys CFX. Решение было получено для случаев смазывания ПС феррожидкостью и МРЖ. Наиболее эффективным с точки зрения применения МРЖ являются низкие частоты вращения (в данной работе - 2000 об/мин), при высоких эксцентриситетах и значениях магнитного поля. В этом исследовании, как и в предыдущих, указывается, что увеличение грузоподъемности возникает вместе с увеличением момента трения подшипника.

Во всех предыдущих работах рассматривались конструкции, в которых магнитное поле создавалось катушками, расположенными снаружи подшипника. В работе [152] рассматривается гладкий гидродинамический подшипник скольжения, имеющий магнитомягкий вал с вставленным внутрь неодимовым магнитом (рисунок 1.13).

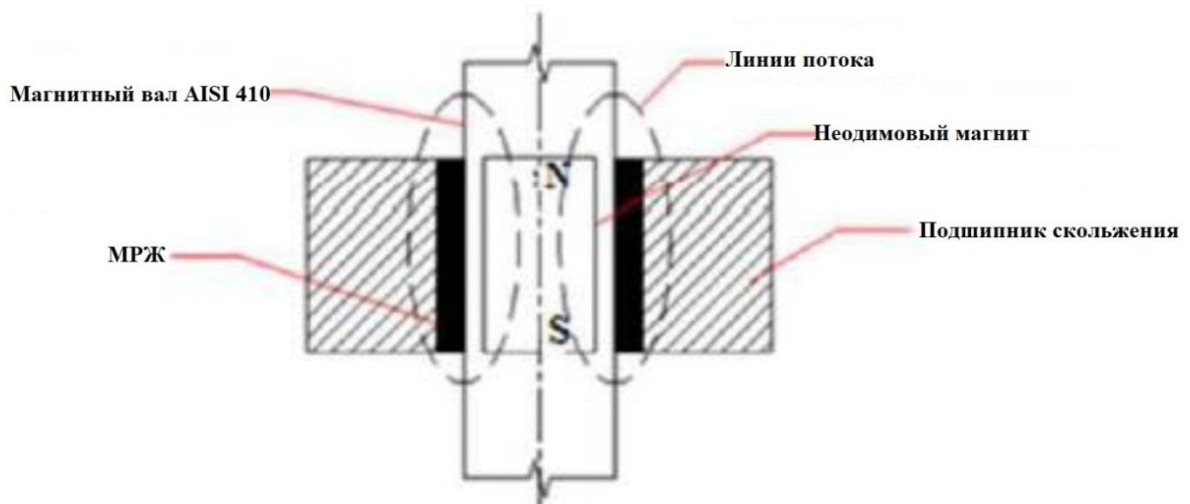


Рисунок 1.13 – Конструкция подшипника скольжения [152]

Ферромагнитная жидкость (ФМЖ) Ferrotec EFH-1, служащая смазочным материалом, затягивается внутрь зазора опоры скольжения, создавая эффект самоуплотнения подшипника. Экспериментальные данные показывают, что при низких нагрузках вне зависимости от частоты вращения ротора (в данной работе исследуется диапазон 250-650 об/мин) применение

ферромагнитного смазочного материала не дает преимуществ перед опорой скольжения с смазкой индустриальным маслом. С ростом нагрузки происходит увеличение максимального давления в подшипнике, что, предположительно, является следствием увеличения рабочего эксцентриситета подшипника и роста динамических характеристик. При использовании ФМЖ не происходит увеличение рабочего диапазона температуры подшипника. Это означает, что влияние температурных характеристик на грузоподъемность опоры, смазываемой ФМЖ, незначительное.

Помимо магнитореологических жидкостей в исследованиях используются и электрореологические жидкости (ЕРЖ). Различие состоит в том, что влияние на жидкость оказывает не магнитное поле, а электрическое. Следовательно, исполнение актуаторной системы проще. Обычно к подшипнику, а именно к корпусу и валу прикладывают некоторое электрическое напряжение, которое создает электрическое поле, изменяя характеристики жидкости. С точки зрения моделирования опор скольжения, смазываемых ЕРЖ, различие состоит в том, что в качестве реологической модели смазочного материала выступает модель бингамовского пластика [90, 198], в которой характеристикой электрического поля является предел текучести. Кажущаяся вязкость используется в уравнении Рейнольдса. В работе [198] авторы указывают на зависимость эффективности использования ЕРЖ от скорости сдвига, что означает, что на низких частотах вращения ЕРЖ эффективнее ньютоновских смазочных материалов за счет повышения момента трения ЕРЖ. В работе [90] результаты вычислительного эксперимента указывают на уменьшение уровня вибраций на собственных частотах вращения ротора (отклик на 3000 об/мин составил 0.2-0.3с.), а также на сдвиг критических частот.

В работе [165] описывается комплексное теоретико-экспериментальное исследование грузоподъемности радиального подшипника скольжения. Достоинством данной научной работы является упор на экспериментальные

исследования. Экспериментальная установка включает ротор, опирающийся на 2 подшипника качения, электродвигатель, и втулку подшипника скольжения, передвигаемая вместе с корпусом относительно вала (рисунок 1.14). Магнитное поле создавалось расположенными на поверхности втулки постоянными магнитами.

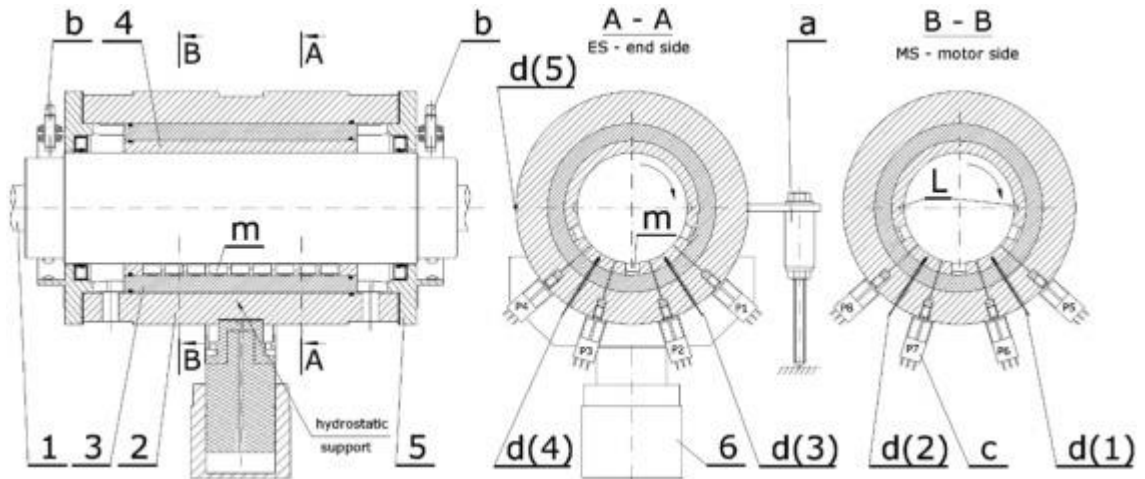


Рисунок 1.14 – Схема экспериментального стенда [165]

Данные эксперимента сравнивались с теоретической моделью, созданной на основе ComSol Multiphysics. Авторы отмечают, что даже при низких скоростях вращения ротора за счет приложенного магнитного поля создается достаточная для жидкостного трения пленка смазки. Обратной стороной этого эффекта является увеличение трения, что может быть решено использованием электромагнитов и полуактивного управления. Также авторы отмечают, что по окончании испытаний был обнаружен более сильный износ втулки подшипника при использовании магнитореологической смазки. В итоге авторы отмечают высокий потенциал подшипников скольжения, смазываемых магнитореологическими смазочными материалами, в режимах работы на низких частотах и высоких нагрузках.

В экспериментальной работе [183] показаны результаты определения силы трения подшипника скольжения при различных значениях тока на радиально расположенных электромагнитах. Результаты показывают, что сила трения возрастает незначительно, а именно в пределах погрешности, что

может являться следствием неудачной конструкции подшипника, а именно больших электромагнитных потерь.

В другой работе этого коллектива [76] приводится сравнение эксплуатационных характеристик гидродинамического подшипника скольжения, смазанного обычным моторным маслом, феррожидкостью и магнитореологической жидкостью. Авторами было отмечено, что магнитореологические жидкости демонстрируют значительное изменение реологических характеристик при различной силе магнитных полей. Силы трения на поверхности подшипника при смазке намагниченной жидкостью MR были намного выше по сравнению с силой трения, создаваемой обычным моторным маслом; однако сила трения, создаваемая при смазке намагниченной феррожидкостью, была намного ниже силы трения при смазке магнитореологической жидкостью, подвергнутой воздействию того же магнитного поля. Результаты показывают значительное увеличение несущей способности подшипника скольжения при смазке магнитореологической жидкостями в отличие от обычного моторного масла.

В работе [173] представлены результаты моделирования роторной системы на радиальных подшипниках скольжения с щелевым дросселированием, смазываемых магнитореологической жидкостью. Авторы отмечают, что изменяя силу приложенного магнитного поля, можно управлять трибологическими характеристиками подшипника в соответствии с конкретными условиями работы. Авторы отмечают, что с ростом магнитного поля значительно изменяется демпфирование системы (С11-168%, С22-181%). Также отмечается возросшая устойчивость движения ротора. С ростом температуры отмечается снижение жесткости и демпфирования.

В исследовании [144] представлена концепция мультироторной системы на радиальных подшипниках скольжения, смазываемых магнитореологической жидкостью. В качестве модели используется модифицированное уравнение Рейнольдса. Изменяемой величиной является коэффициент вязкости. В качестве реологической модели

магнитореологического смазочного материала используется модель Бингама. На основе реакций подшипника рассчитывались жесткость и демпфирование системы. В уравнении движения участвуют силы дисбаланса. В результатах авторы отмечают, что приложение магнитного поля приводит к уменьшению амплитуд колебаний, смещению траекторий к геометрическому центру, смещению критической частоты с 1600 об/мин до 2000 об/мин.

Наименее исследованным вопросом роторной гидродинамики является использование магнитореологических смазочных материалов в конических подшипниках скольжения. В исследовании [177] рассматривается работа конического подшипника скольжения с учетом влияния шероховатостей, смазываемого магнитореологическим смазочным материалом. Была использована модель Гершеля-Балкли для описания поведения магнитореологической жидкости. Модель подшипника основана на модифицированном уравнении Рейнольдса, которое учитывало влияние шероховатостей. Вычислительная модель выполнена при помощи метода конечных элементов. Результаты моделирования показывают, что с увеличением напряжений в магнитореологической жидкости возрастает давление и грузоподъемность подшипника в среднем на 20%. С ростом магнитного поля происходит увеличение вязкого трения на уровне 85%, что приводит к потерям мощности на прокачку смазочного материала и уменьшению расхода. Параметры жесткости в среднем вырастают на 36-44%, демпфирование – на 63-77%.

Представителями отечественной школы роторной магнитной гидродинамики применительно к области подшипниковых узлов являются А.Н. Болотов, В.В. Новиков, О.О. Новикова и т.д. В работе [13] описывается конструкция магнитореологического подшипника скольжения, способного работать в вакууме. Приведена математическая модель для расчета долговечности опор подобного класса в зависимости от скорости испарения дисперсионной среды. Также приведены примеры определения долговечности магнитореологического подшипника скольжения и рекомендации по



продлению ресурса таких опор в условиях вакуума. В работе [12] тех же авторов приводятся соотношения для оценки ресурса трибоузла с магнитореологическим смазочным материалом в зависимости от испарения жидкости-носителя и зарастания дисперсной фазы в условиях вакуума. В работе [14] показаны результаты экспериментальных исследований проскальзывания магнитореологической жидкости по твердой поверхности. Авторы делают вывод о термофлуктуационной природе внешнего трения магнитореологической жидкости. В исследовании [11] приводится математическая модель расчета несущей способности магнитореологического подшипника скольжения, приведены результаты экспериментальных исследований, а также результаты сравнения с классическими прецессионными опорами скольжения. В работе [10] приведены описания оборудования и методики трибологических испытаний магнитных и фрикционных свойств нанодисперсных магнитных сред. Авторы произвели анализ улучшения трибологических свойств магнитных масел в зависимости от разных типов присадок в жидкость-носитель. Следует отметить, что рассматриваемые конструкции не имеют возможности активного управления, так как в данных технических решениях используются постоянные магниты [21]. Использование магнитореологических смазочных материалов в подшипниках горнодобывающего оборудования позволяет значительно повысить износостойкость поверхностей трения и грузоподъемность опоры при ударных нагрузках.

В исследовании [7] того же коллектива авторов отмечаются перспективы использования магнитореологических управляемых смазочных материалов для повышения ресурса подшипникового узла сельскохозяйственной техники. Показаны основные причины снижения надежности, а именно низкое качество классических систем уплотнений опор скольжения. Авторы показывают возможность гибридного использования магнитореологических жидкостей в качестве уплотнительного и одновременно смазочного материала.

В работах коллектива под руководством К.С. Ахвердиева рассматривается ряд задач моделирования течений микрополярных и электропроводных сред. В работах [5, 6, 17, 3, 4] рассматривается течение электропроводящей среды в расширяющемся канале под действием поперечного магнитного поля с точки зрения использования в упорных подшипниках скольжения. Результаты указывают на увеличение несущей способности упорного подшипника при уменьшении трения и стабилизации расхода смазочного материала.

Также коллективом рассматривались вопросы использования газовой электропроводящей смазки в упорных подшипниках скольжения [4, 18]. Основными выводами работ является увеличение газодинамической устойчивости подшипника на переходных режимах работы, стабилизация расхода смазки, возможность раннего перехода на газодинамический режим трения.

В работе [161] описывается подшипник качения с плавающей втулкой. На рисунке 1.15 изображен поперечный разрез подшипника. Подшипник находится в отверстии 2 машины 1. Подшипник выполнен в виде радиально-упорного шарикоподшипника с кольцом 6, упирающегося в пружины 7, которые прижимаются к корпусу 4. Это дает возможность двигаться наружному кольцу относительно корпуса. Внутреннее кольцо 8 напрессовано на вал 12 и фиксируется гайкой 14. Между кольцом 5 и корпусом 1 есть канавки 16 и уплотнения 17. Между кольцами образуется зазор 3, заполненный магнитореологической жидкостью, вязкость которой управляется катушкой 21. Сигнал для катушки 21 создается на основе сигнала датчика скорости или вибрации 19 и усилителем сигнала 20. Таким образом, рассматриваемая система использует магнитореологическую жидкость в качестве рабочего тела активного демпфера.

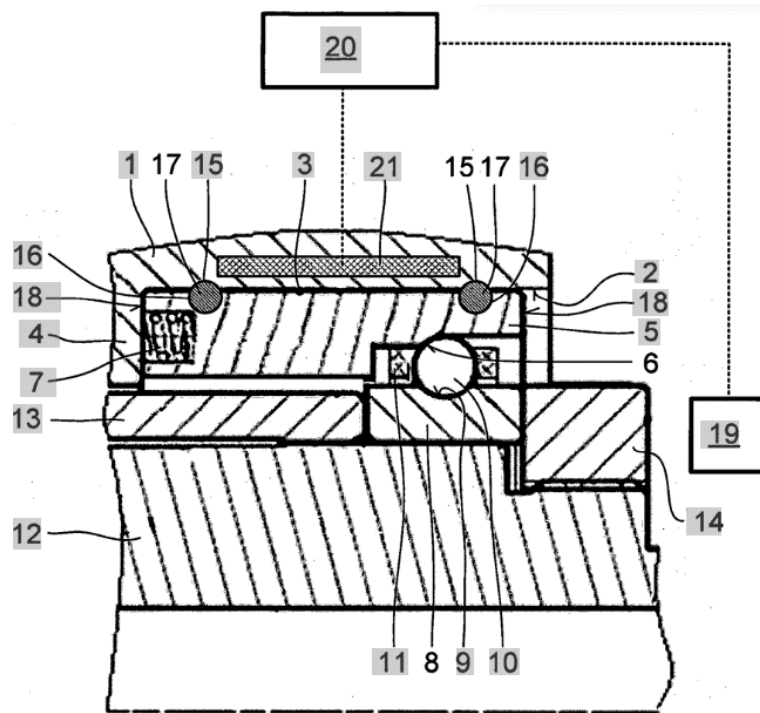


Рисунок 1.15 – Продольное сечение опорного узла [161]

В работе [155] представлен магнито-реологический подшипник скольжения. На рисунке 1.16 изображен разрез опоры. Подшипник содержит корпус 1, катушки 2, заключенные в магнитные корпуса 3, подшипниковый узел 4, корпус 5, деталь магнитного блока 6, втулку 7 и магнито-реологическую жидкость, заполняющую зазор между валом и втулкой 7.

Подшипник работает следующим образом. Каждый магнитный полюс имеет 2 катушки. Магнитный поток замыкается при помощи деталей корпуса, полюса, подшипникового узла со всеми составляющими и проходит через зазор подшипника скольжения. Таким образом, магнитные потери минимальны. Данное техническое решение имеет недостаток в виде разнонаправленного магнитного потока в различных областях подшипника.

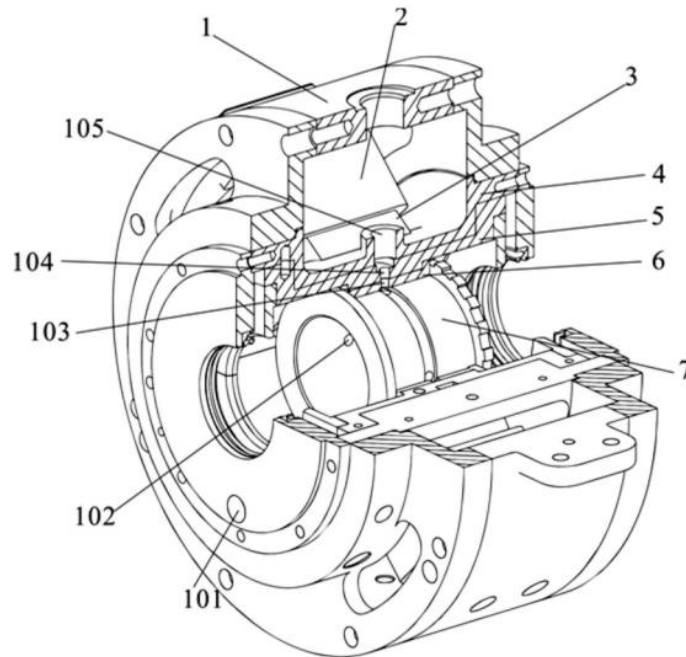


Рисунок 1.16 – Магнитореологический подшипник скольжения [155]

Изобретение [159] описывает упорный гидродинамический подшипник скольжения 10, состоящий из подпятника 12 и пяты 14, разделенных зазором 16 (рисунок 1.17). Устройство содержит дроссели 18, соосных с электромагнитами 26, управляющими течением магнитореологической жидкости в зазоре канала 18. Также электромагниты контролируют течение в зазоре 16, предотвращая вытекание смазки за границу подшипника. Авторы отмечают возможность активного управления характеристиками такой опоры.

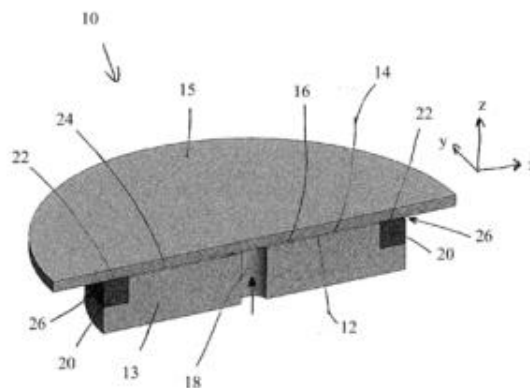


Рисунок 1.17 – Упорный подшипник скольжения [159]

Подшипник [156] состоит из вала 1, проходящего через узел 4, имеющего торцевые крышки 2 и 6 (рисунок 1.18). Втулка 3 фиксируется в

корпусе 4 элементом 5 при помощи гайки 8. Через штуцеры 7 и 10 производится подача смазки в корпус подшипника. Слив производится через отверстие 9.

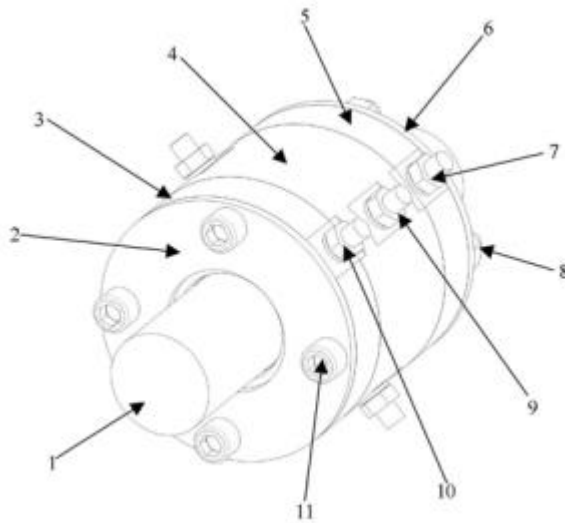


Рисунок 1.18 – Подшипник скольжения [156]

Как видно из рисунка 1.19, в конструкции опоры присутствуют постоянные магниты, интегрированные в корпуса 14, 19. Таким образом, данное изобретение описывает магнитопассивную опору. Авторы указывают, что подобное техническое решение позволяет уменьшить расход смазочного материала при увеличении грузоподъемности и устойчивости подшипника.

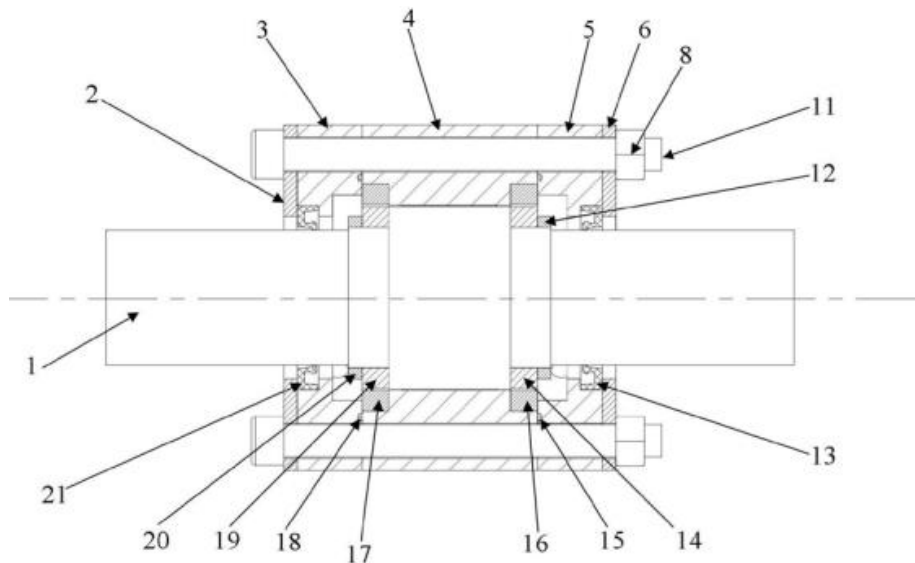


Рисунок 1.19 – Сечение подшипника скольжения [156]

Изобретение того же коллектива авторов [158] иллюстрирует развитие предыдущего технического решения, а именно добавление к конструкции электромагнитов, позволяющих управлять характеристиками гидростатического подшипника (рисунок 1.20). В остальном состав изобретения схож с вышеописанной конструкцией.

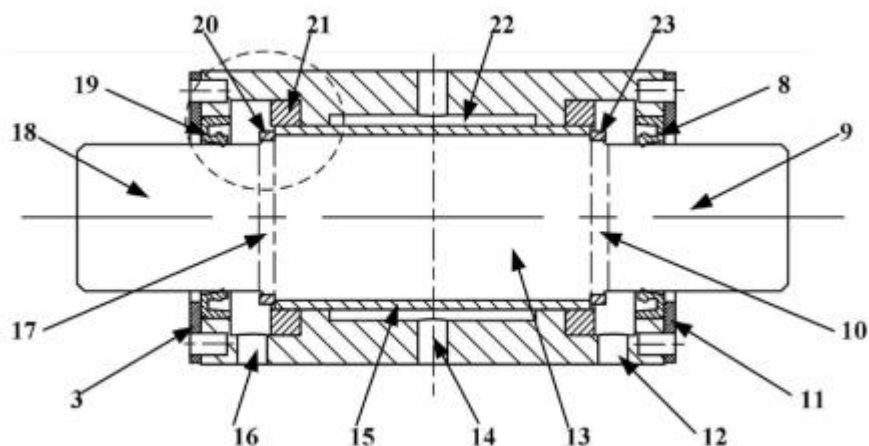


Рисунок 1.20 – Сечение подшипника скольжения [158]

В другой работе тех же авторов [157] описывается особенности конструкции описанных выше технических решений (рисунок 1.21).

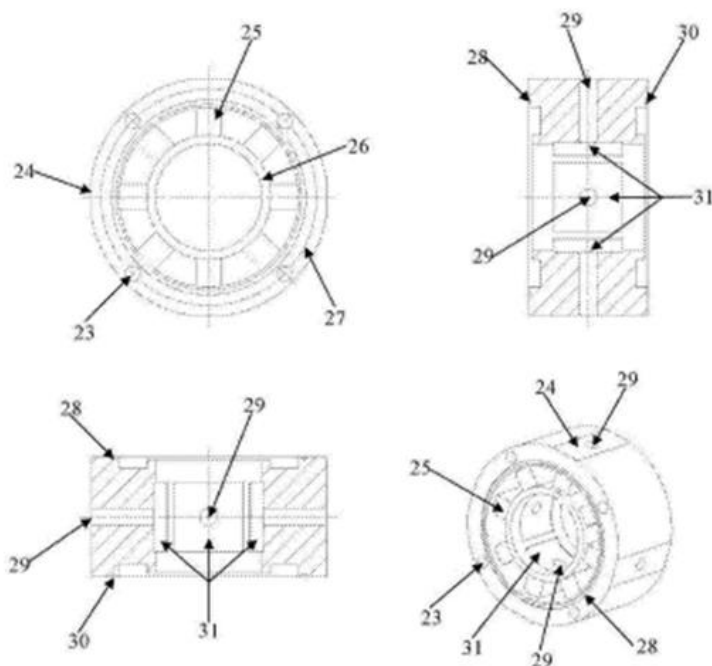


Рисунок 1.21 – Магнито-реологический подшипник скольжения [157]

Магнитореологическая жидкость подается в подшипник через отверстие 29, создавая гидростатическое давление внутри камеры подшипника. Затем смазка вытекает в зазор между валом и втулкой, попадая в дополнительную камеру между магнитами 20, 17 и втулкой, где создается режим уплотнения и смешивания жидкости. Этот эффект увеличивает давление в основной камере, что приводит к увеличению грузоподъемности опоры.

В изобретении [160] описана конструкция управляемого гидростатического подшипника, имеющего эластомерный корпус 1, две камеры с магнитореологической жидкостью, соединенные каналом 2, электромагниты 13,14, создающие неоднородное магнитное поле в области канала 2 (рисунок 1.22). Колебания внутренней втулки подшипника скольжения могут быть погашены на определенной частоте колебаний за счет управления реологическими характеристиками магнитореологической жидкости в канале 2.

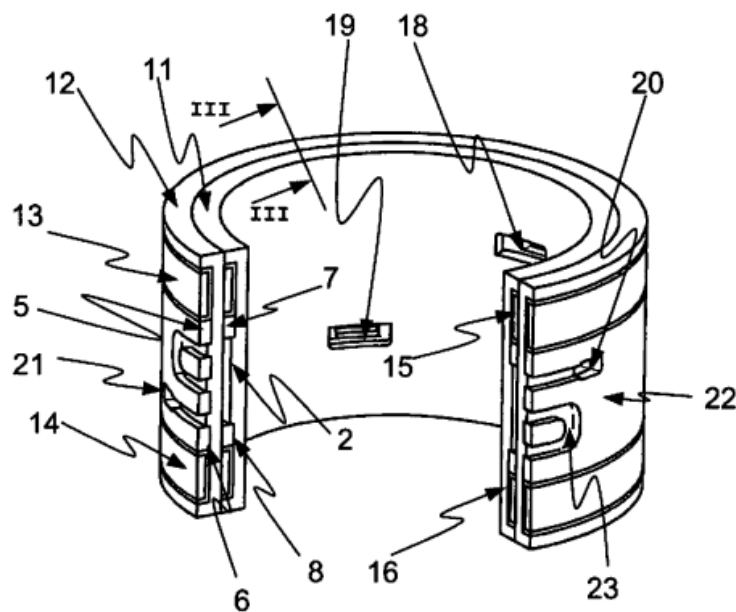


Рисунок 1.22 – Управляемый гидравлический подшипник скольжения [160]

В качестве отечественных изобретений можно привести пример [38]. В патенте описана конструкция магнитожидкостного подшипника для работы в

устройствах и механизмах, функционирующих в условиях загрязненной атмосферы, в контакте с агрессивными средами и т.д. Подшипник содержит источник магнитного поля, кольцевые магнитопроводы, образующие с валом кольцевые зазоры, немагнитную втулку с кольцевой полостью и магнитную жидкость. Вал снабжен буртиком, а немагнитная втулка размещена в кольцевых выточках, выполненных на внутренних торцовых поверхностях магнитопроводов, при этом боковые поверхности буртика взаимодействуют с внутренней поверхностью охватывающей его немагнитной втулкой. Конструктивно вал может быть выполнен полым в виде кольца.

Патент [39] описывает магнитожидкостный подшипник, который содержит кольцевой постоянный магнит и ферромагнитную жидкость, а также два кольцевых конических магнитопровода для улучшения температурного режима работы смазочного материала (рисунок 1.23).

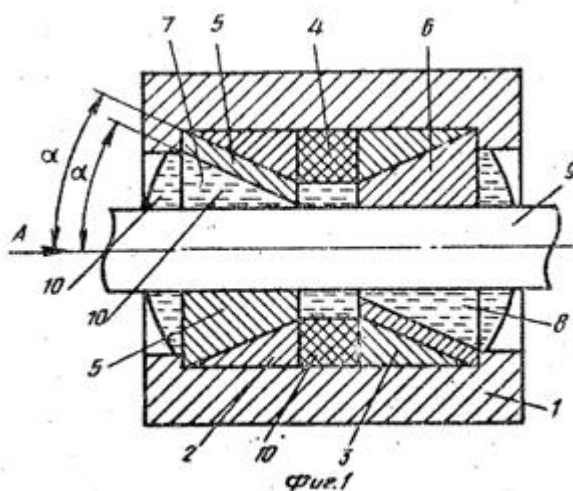


Рисунок 1.23 – Магнитожидкостный подшипник [39]

Подшипник состоит из корпуса 1, выполненного из немагнитомягкого материала, жестко закрепленными в нем кольцевыми магнитопроводами 2 и 3 из ферромагнитного материала и кольцевым постоянным магнитом 4. На них жестко закреплены втулки 5 и 6, сделанные из немагнитного материала со сквозными канавками 7 и 8. Подшипник имеет также вал 9 и магнитную



смазку 10. Недостатком подобных технических решений является невозможность управления характеристиками подшипника.

В изобретении [40] представлена конструкция магнитожидкостного подшипника, использующего в качестве смазки магнитоареологическую жидкость, которая удерживается в зазоре неоднородным магнитным полем, что позволяет уменьшить расход жидкости. Целью данного изобретения является повышение надежности и срока службы опоры путем увеличения жесткости при радиальных смещениях вала, которая достигается за счет конструкции. Кольцевой постоянный магнит выполнен из отдельных кольцевых постоянных магнитов, намагниченных в радиальном направлении и установленных противоположно (рисунок 1.24).

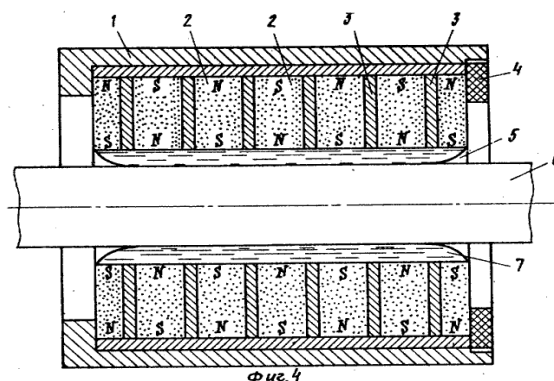


Рисунок 1.24 – Магнитожидкостный подшипник [40]

В изобретении [41] представлена конструкция магнитожидкостного подшипника. Главная цель, выполняемая данной конструкцией – снижение момента трения опоры путем установки индуктора вращающегося магнитного поля с многофазной обмоткой. Магнитожидкостный подшипник (рисунок 1.25) содержит кольцевой постоянный магнит 1, расположенный соосно с валом 2, и образующий зазор 3 с магнитоареологической жидкостью 4. Момент трения подшипника обусловлен сдвигом слоев смазочного материала относительно друг друга.

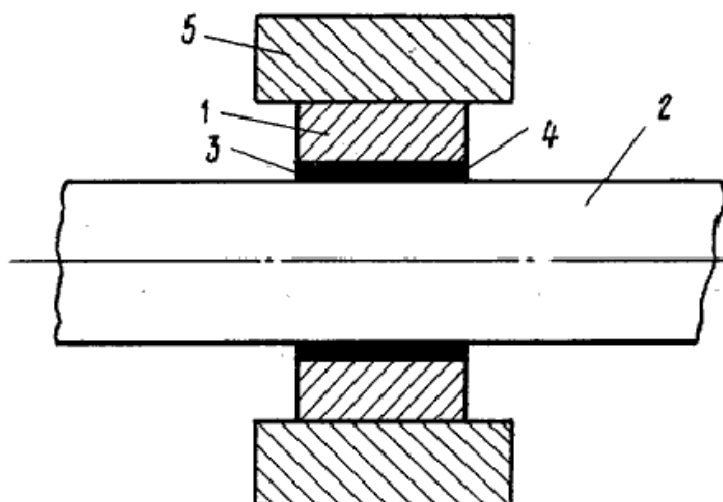


Рисунок 1.25 – Магнитожидкостный подшипник [41]

Конструкция отличается применением индуктора вращающегося магнитного поля 5. Приложение вращающегося магнитного поля приводит к возникновению вращающего момента магнитной частицы, что в приграничных слоях смазочного материала существенно снижает величины сдвиговых деформаций.

### 1.7 Объект, цели и структура исследования

В результате анализа конструкций радиальных подшипников скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями, а также работ по данной тематике был предложен объект исследования: магнитореологические подшипники жидкостного трения, смазываемые магнитореологическими жидкостями. Предложенная конструкция подшипникового узла включает в себя затопленный гладкий цилиндрический подшипник скольжения, смазываемый магнитореологической жидкостью, электромагнитные актуаторы, сенсорные устройства контроля рабочего состояния подшипникового узла, устройство управления актуатором (рисунок 1.26).



Рисунок 1.26 – Структурная схема подшипникового узла

В соответствии со структурной схемой было разработано новое техническое решение, особенностями которого является соосное расположение подшипника скольжения и электромагнитных актуаторов (рисунок 1.27).

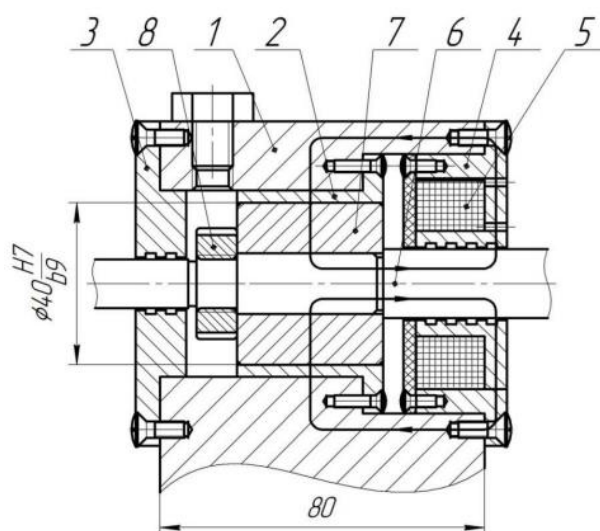


Рисунок 1.27 – Разрез разработанного подшипникового узла

В корпусе 1 установлена втулка подшипника скольжения 2, крышка 3 и крышка 4 с электромагнитным актуатором 5. Электромагнитный актуатор представляет собой соленоид с 880 витками из медного провода марки ПЭВ-2 диаметром 0,5 мм. На валу 6 установлена втулка-цапфа 7, которая стопорится гайкой 8. Устройство работает следующим образом. При запуске ротора система управления при помощи датчиков виброперемещения (или датчиков

другой природы, позволяющих судить о состоянии роторной системы) получает данные о состоянии роторной системы. На основе заданного алгоритма и данных виброперемещений формируется сигнал управления электромагнитным актуатором, который усиливается штатным усилителем и подается на актуатор. Напряжения на обмотках электромагнитных актуаторов создают магнитный поток через замкнутый контур в корпусе подшипникового узла, который проходит через зазор подшипника скольжения. Соосное расположение электромагнита и подшипника скольжения позволяет достичь однородного радиально направленного магнитного поля на всем охвате зазора подшипника скольжения. Магнитное поле, создаваемое электромагнитом, изменяет реологические характеристики смазочного материала, меняя динамическое поведение роторной системы. Предметом исследования является грузоподъемность, динамические коэффициенты, критические частоты и амплитудно-частотные характеристики магнитореологических подшипников жидкостного трения. Целью данной диссертационной работы является описание радиального цилиндрического гладкого подшипника скольжения, смазываемого магнитореологической жидкостью, под действием изменяемого магнитного поля.

Для достижения поставленной цели был определен ряд задач, который лег в основу структуры данного исследования, основными из которых являются:

1. Разработка математических моделей 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.

2. Проведение серии вычислительных экспериментов с целью оценки влияния приложенного магнитного поля на интегральные и

динамические характеристики роторной системы на опорах скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями.

3. Разработка экспериментального стенда в соответствии с предложенным техническим решением и проведение серии экспериментов с целью верификации разработанных математических моделей и проверки полученных на их основе теоретических положений.

4. Разработка рекомендаций по проектированию опор скольжения, смазываемых магнитореологическим жидкостями.

В первой главе приводится обзор технических решений, а также работ в области роторной магнитной гидродинамики, использования магнитореологических жидкостей в триботехнических устройствах. В результате анализа приведенных источников сделан вывод о недостаточной изученности подшипников скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями и актуальности исследования.

Во второй главе представлена математическая модель подшипника скольжения, смазываемого магнитореологической жидкостью, которая включает расчет полей давлений смазочного материала в зазоре подшипника на основе решения уравнений магнитной гидродинамики методом контрольных объемов. Для моделирования стационарных течений магнитореологических жидкостей приводится новый вариационный подход на основе обобщенного вариационного принципа Лагранжа для случая учета массовых сил электромагнитной природы. Модель динамики гибкого ротора базируется на основе уравнений Лагранжа 2-го рода.

В третьей главе представлено планирование и описание экспериментальных исследований динамики роторной системы на подшипниках скольжения при смазке магнитореологической жидкостью. Представлено описание экспериментального стенда, информационно-измерительной системы, приведено планирование экспериментальных исследований.

В четвертой главе представлены результаты вычислительных и натуральных экспериментов по исследованию интегральных и динамических характеристик роторной системы на подшипниках скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями. По итогам сравнения данных вычислительного и натурального экспериментов сделан вывод о применимости магнитореологических смазочных материалов для активного управления параметрами роторной системы.

В пятой главе описываются вопросы управления роторными системами на магнитореологических опорах скольжения, алгоритмы управления токовыми характеристиками электромагнитов при переходе через критические области работы. Приводятся рекомендации по проектированию подшипниковых узлов с подшипниками скольжения, смазываемыми магнитореологическими жидкостями.

### **Выводы по главе 1**

Поиск по представленным источникам выявил недостаточную изученность радиальных опор скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями, обладающих системами полуактивного или активного управления. Практически во всех работах отмечена недостаточная эффективность применения МРЖ, а именно ограниченность диапазона частот вращения, в которых объемные магнитные силы сравнимы по величине с гидродинамическими силами. Практически отсутствуют работы, связанные с исследованием временного отклика МРЖ. Также рассмотренные работы позволяют говорить о недостаточной верификации исследований экспериментальными данными, что связано с сложностями проектирования и конструирования экспериментальных установок для исследования характеристик магнитореологических опор скольжения.

Основные результаты, описанные в данной главе приведены в публикациях [49,52].

## 2. Математическая модель роторной системы на опорах скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями

### 2.1 Основные уравнения магнитной гидродинамики

Основные уравнения магнитной гидродинамики включают в себя уравнения классической гидродинамики и уравнения электродинамики сплошных сред. В состав системы магнитной гидродинамики также входят дополнительные соотношения для определения физических свойств жидкости. Для течения несжимаемой вязкой жидкости закон сохранения импульса имеет вид [35]:

$$\rho \left( \frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + (\vec{U} \cdot \nabla) \vec{U} \right) = -\nabla p + \mu \Delta \vec{U} + \vec{j} \times \vec{B}, \quad (2.1)$$

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

Уравнение неразрывности имеет следующий вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{U} = 0. \quad (2.2)$$

В общем случае, индуцированный электрический ток и сила Лоренца имеют тенденцию противодействовать механизмам, которые и вызывают их. Течения жидкости, которые приводят к возникновению электромагнитной индукции, тормозятся результирующей силой Лоренца. Электрическая индукция также может возникать при наличии изменяющегося во времени магнитного поля. В результате возникает эффект перемешивания течения жидкости за счет силы Лоренца [25]. Электромагнитные поля могут быть описаны уравнениями Максвелла:

$$\begin{aligned}
\nabla \cdot \vec{B} &= 0 \\
\nabla \times \vec{E} &= -\frac{\partial \vec{B}}{\partial t} \\
\nabla \cdot \vec{D} &= q \\
\nabla \times \vec{H} &= \vec{j} + \frac{\partial \vec{D}}{\partial t}
\end{aligned}
\tag{2.3}$$

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/м<sup>3</sup>) - плотность электрического заряда,  $\vec{j}$  - вектор плотности электрического тока.

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

$$\begin{aligned}
\vec{H} &= \frac{1}{\mu} \vec{B} \\
\vec{D} &= \varepsilon \vec{E}
\end{aligned}
\tag{2.4}$$

где  $\mu$  и  $\varepsilon$  – магнитная проницаемость среды и электрическая постоянная. Для проводящих сред, как например жидкие металлы, плотностью заряда  $q$  и смещением токов  $\frac{\partial \vec{D}}{\partial t}$  обычно пренебрегают.

В исследовании взаимодействия поля течения и электромагнитного поля важно определить связь плотности тока  $\vec{j}$  и магнитной индукции. Существует два метода, используемых для оценки плотности тока. В данном исследовании был использован метод магнитной индукции.

В настоящей работе использовалась модель турбулентности k-epsilon [189, 121] и модель кавитации Реллея-Прессета [74]. Данные модели являются стандартизированными для моделирования гидродинамических течений в тонких каналах переменной геометрии.

## 2.2 Метод магнитной индукции

В данном методе уравнение магнитной индукции было получено при помощи уравнений Ома и Максвелла. Уравнение обеспечивает связь между



полем течения и магнитным полем. В общем случае, закон Ома, определяющий плотность тока, может быть представлен следующим образом:

$$\vec{j} = \sigma \vec{E}, \quad (2.5)$$

где  $\sigma$  - электрическая проводимость среды. Для поля скоростей течения  $\vec{U}$  в магнитном поле  $\vec{B}$  закон Ома принимает вид:

$$\vec{j} = \sigma(\vec{E} + \vec{U} \times \vec{B}). \quad (2.6)$$

Из закона Ома и уравнений Максвелла уравнение индукции может быть представлена как:

$$\frac{\partial \vec{B}}{\partial t} + (\vec{U} \cdot \nabla) \vec{B} = \frac{1}{\mu \sigma} \nabla^2 \vec{B} + (\vec{B} \cdot \nabla) \vec{U}. \quad (2.7)$$

Плотность тока может быть вычислена при помощи закона Ампера:

$$\vec{j} = \frac{1}{\mu} \nabla \times \vec{B}. \quad (2.8)$$

В общем случае, магнитное поле  $\vec{B}$  в магнитогидродинамической задаче можно разложить на внешнее приложенное магнитное поле  $\vec{B}_0$  и индуцированное магнитное поле  $\vec{b}$ . Из уравнений Максвелла, приложенное поле  $\vec{B}_0$  удовлетворяет следующему соотношению:

$$\nabla^2 \vec{B}_0 - \mu \sigma' \frac{\partial \vec{B}_0}{\partial t} = 0, \quad (2.9)$$

где  $\sigma'$  - электрическая проводимость среды, в которой приложено магнитное поле  $\vec{B}_0$ .

В случае проводящей среды, при  $\sigma' = \sigma$ , из уравнений (2.7) и (2.9) может быть записано уравнение индукции магнитного поля:

$$\frac{\partial \vec{b}}{\partial t} + (\vec{U} \cdot \nabla) \vec{b} = \frac{1}{\mu \sigma} \nabla^2 \vec{b} + ((\vec{B}_0 + \vec{b}) \cdot \nabla) \vec{U} - (\vec{U} \cdot \nabla) \vec{B}_0. \quad (2.10)$$

И для этого случая плотность тока:

$$\vec{j} = \frac{1}{\mu} \nabla \times (\vec{B}_0 + \vec{b}). \quad (2.11)$$

Для уравнения (2.10) граничные условия для индуцированного магнитного поля:

$$\vec{b} = \{b_n \ b_{t1} \ b_{t2}\}^T = \vec{b}^*, \quad (2.12)$$

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.

### 2.3 Основные допущения магнитной гидродинамики

Аналитическое решение магнитогидродинамических задач крайне редки и получаются в результате применения определенных допущений. Одним из основных допущений в МГД задачах является магнитное число Рейнольдса. Так величину  $\nu_m = \frac{1}{\mu\sigma}$  называют кинематической магнитной вязкостью, а  $Re_m = \frac{LV}{\mu_m}$  – магнитным числом Рейнольдса, где  $L$  и  $V$  – характерные размер и скорость соответственно. Существует другая физическая интерпретация магнитного числа Рейнольдса:

$$Re_m = \frac{\tau}{T}, \quad (2.13)$$

где величина  $\tau \sim \frac{L^2}{\nu_m}$  определяет «диффузию» электромагнитного поля на расстоянии  $L$  при условии покоя жидкости, или время затухания поля, а  $T$  – время, связанное с течением среды.

При больших значениях  $Re_m \sim 10^9$  происходит существенное упрощение уравнений МГД, так как эта область космических масштабов. При числах  $Re_m \sim 10^{-4}$  описывается движение медленных электропроводящих течений, таких как морские волны или расплавы металлов. Отношение характерных времен наглядно интерпретируется интегралом Каулинга [93]:

$$\frac{d}{dt} \int B_n d\sigma = 0. \quad (2.14)$$

В задаче, рассматриваемой Каулингом, описывается физическое представление полученного интеграла. В идеальном проводнике магнитные силовые линии «вморожены» в среду и переносятся вместе с ней. В случае конечной проводимости происходит «диффузия» магнитного поля.

Также еще одно значительное допущение связано с массовой электромагнитной силой, которая также называется пондеромоторной:

$$\vec{f} = \vec{j} \times \vec{B}. \quad (2.15)$$

В классической гидродинамике отношению двух сил соответствует определенный критерий подобия. В магнитной гидродинамике отношение магнитной силы к силам инерции является числом Стюарта:

$$St = \frac{\sigma LB^2}{\rho V} = \frac{Ha^2}{Re}. \quad (2.16)$$

Число Стюарта является критерием электромагнитного воздействия: при  $St > 0.5$  течение можно охарактеризовать как ламинарное устойчивое. Отношение пондеромоторной силы к силам вязкого трения называется числом Гартмана:

$$Ha = BL \sqrt{\frac{\sigma}{\mu}}. \quad (2.17)$$

При  $Ha \gg 1$  скорость потока быстро нарастает при удалении от стенки и практически одинакова в объеме течения. При  $Ha \ll 1$  влияние магнитного поля мало. Профиль течения в данном режиме представляет собой профиль течения Пуазейля.

Большие, либо малые значения критериев позволяют значительно упростить решение конкретной задачи магнитной гидродинамики, либо получить приближенное решение. Другой стороной медали может послужить потеря тонких физических процессов в магнитореологическом течении. Например, малое магнитное число Рейнольдса  $Re_m \ll 1$  позволяет пренебречь индуцированным магнитным полем. В то же время существует эффект при

движении проводящей среды в внешнем магнитном поле, который называется «МГД-динамо», когда изменение скорости течения вызывает деформацию приложенного магнитного поля, величина которой может быть значительной. За этот эффект отвечает массовая сила в правой части уравнения (2.1). Это приводит к ненулевой правой части уравнения циркуляции магнитного поля (2.3) и появлению индуцированного тока. Появившийся ток приводит к появлению силы Лоренца, которую необходимо учитывать в уравнении движения (2.3).

В данном исследовании также были использованы следующие допущения, связанные с уравнениями электромагнетизма:

- 1) Магнитореологическая жидкость, используемая в качестве рабочего тела, является однородным материалом, металлические вкрапления не рассматриваются как часть смазочного материала. Магнитные свойства магнитореологической жидкости однородны по всему рассматриваемому объему рабочего тела. Данное допущение является базовым с точки зрения континуального подхода к моделированию магнитореологических жидкостей [47].

- 2) Внешнее приложенное магнитное поле является однородным по модулю по всему объему рабочего тела. Это допущение связано с малой толщиной смазочного слоя в радиальном направлении.

Второй частью допущений магнитной гидродинамики являются допущения классической теории гидродинамики:

- 1) Толщина смазочного слоя в радиальном направлении значительно меньше, чем в других направлениях. Это базовое допущение гидродинамики [45, 1].

- 2) Теплофизические свойства смазочного материала по толщине смазочного слоя меняются незначительно. Данное допущение об изотропности свойств жидкости эквивалентно допущению о совпадении главных осей напряжений и скоростей деформаций в каждой точке жидкости [45].

- 3) Отсутствует перемещение ротора в осевом направлении [1].
- 4) На поверхностях скольжения действует условие прилипания смазочного материала. Это общепринятое допущение гидродинамики, имеющее теоретическое обоснование, связанное с действием адгезионных сил, а также экспериментальное подтверждение [28, 32, 63, 1]

Многочисленные исследования в области гидродинамики показывают допустимость принятых гипотез при моделировании подшипников скольжения [32]. Но в ряде случаев данные допущения являются слишком грубыми [179, 170].

#### **2.4 Использование Ansys в задачах вычислительной магнитной гидродинамики**

Численное приближенное решение является одним из популярных методов решения практических или научных задач гидродинамики. По большей части численные методы в области гидродинамики используются в качестве замены более дорогостоящим экспериментальным исследованиям. Это связано с тем, что проведение экспериментальных исследований позволяет получить надежную информацию об исследуемом объекте при использовании непосредственных измерений. Но в части случаев, помимо погрешности измерений, возможны ситуации, когда измерения затруднены.

Современные расчетные методики наряду с использованием мощных компьютеров позволяют проводить анализ сложных технических задач для самых разных практических применений. Использование комплексов вычислительной гидродинамики, таких, как, например, Ansys, позволяет практически любому пользователю получать данные об исследуемом физическом процессе. Ansys успешно применяется в решении задач в области автомобилестроения, самолетостроения, судостроения, турбомашиностроения и т.д. [15, 16, 36, 46, 47]. Данный вычислительный комплекс позволяет решать задачи внешней и внутренней аэродинамики,

гидро- и газодинамики, задачи о напряженно-деформированном и тепловом состоянии системы и т.д.

История вычислительной гидродинамики фактически была начата при разработке РС-метода (метода частиц в ячейках). Автором этого численного метода выступил Ф. Харлоу в 1957 году. Метод применялся для одномерных задач гидродинамики. В 1965 году все тем же автором при сотрудничестве с Д. Уэлчем был разработан MAC-метод (метод маркеров и ячеек). Смысл данного метода соответствует физическому эксперименту по определению положения частиц-маркеров в течении среды. В 1970-1990 годах при авторстве С. Патанкара была разработана концепция обобщенного уравнения, а также метода контрольных объемов для получения дискретных аналогов уравнений гидродинамики, тепло- и массообмена [37]. Данные концепции лежат в основе вычислительного комплекса Ansys. Данное уравнения сохранения имеет следующий вид:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho F) + \nabla \cdot (\rho u F) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla F) + S, \quad (2.18)$$

где  $F$  - зависимая переменная,  $\Gamma$  - коэффициент диффузии,  $S$  - источниковый член.

Уравнение состоит из четырех слагаемых, характеризующих нестационарность, конвекцию, диффузию и выделение/поглощение. Зависимой переменной  $F$  может быть компонента скорости, температура, кинетическая энергия, массовая концентрация химической компоненты, масштаб турбулентности и т.д. В зависимости от характера зависимой переменной остальные коэффициенты принимают соответствующий физический смысл. Не все диффузионные потоки можно определить градиентом соответствующей переменной. Запись диффузионного члена  $\nabla \cdot (\Gamma \nabla F)$  не ограничивает применение обобщенного уравнения для переменной  $F$  случаями, когда диффузионные процессы обусловлены соответствующими градиентами. Ту часть диффузионного члена уравнения, которую нельзя выразить в указанном виде, можно записать как часть

источникового члена. Подобная запись диффузионного члена через градиент связана прежде всего с похожим видом диффузионных членов большинства зависимых переменных.

Входящая в обобщенное дифференциальное уравнение (2.18) плотность связана с такими переменными, как массовая концентрация, температура через уравнение состояния. Эти переменные и составляющие скорости подчиняются обобщенному дифференциальному уравнению. Кроме того, поле скоростей должно удовлетворять дополнительному ограничению, а именно закону сохранения массы или уравнению неразрывности (2.2).

В качестве примеров можно привести уравнением энергии. В случае стационарного течения с небольшими компонентами скоростей и пренебрежимо малой диссипацией уравнение энергии можно представить в виде:

$$\nabla \cdot (\rho u h) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_h, \quad (2.19)$$

где  $T$  - температура,  $h$  - удельная энтальпия,  $k$  - коэффициент теплопроводности,  $S_h$  - объемная скорость выделения теплоты.

Член  $\nabla \cdot (k \nabla T)$  описывает влияние переноса теплоты теплопроводностью внутри жидкости согласно закону Фурье. Если скорость  $u = 0$ , получаем уравнение стационарной теплопроводности:

$$\nabla \cdot (k \nabla T) + S_h = 0. \quad (2.20)$$

Для ньютоновской жидкости дифференциальное уравнение, выражающее сохранение количества движения, записывается аналогичным образом. Запись уравнения немного сложнее в силу рассмотрения касательного и нормального напряжения, а также из-за сложности трения Стокса по сравнению с законом Фурье. Пусть  $x$ -составляющая скорости равна  $u$ , тогда:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \nabla \cdot (\rho u h) = \nabla \cdot (\mu \nabla u) - \frac{\partial p}{\partial x} + B_x + V_x, \quad (2.21)$$

где  $\mu$  - коэффициент вязкости,  $p$  - давление,  $V_x$  -  $x$ -составляющая объемной силы,  $V_x$  - дополнительные к  $\nabla \cdot (\mu \nabla u)$  вязкие члены.

Также похожим образом записывается уравнения модели турбулентности, имеющие в качестве одного из них уравнение для кинетической энергии  $k$  пульсационного движения:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho u k) = \nabla \cdot (\Gamma_k \nabla k) + G - \rho \varepsilon, \quad (2.22)$$

где  $\Gamma_k$  - коэффициент диффузии,  $G$  - скорость генерации энергии турбулентности,  $\varepsilon$  - скорость диссипации. В данном уравнении  $G - \rho \varepsilon$  - источниковый член уравнения. Аналогично записывается для переменной  $\varepsilon$ .

Тот факт, что большинство уравнений являются частным случаем обобщенного дифференциального уравнения, позволяет ограничиться численным решением данного уравнения. Соответственно, соответствующая задача может быть решена путем написания численного аналога обобщенного дифференциального уравнения, который можно применять для разных переменных величин при использовании соответствующих выражений для источникового и диффузионного члена, а также соответствующих начальных и граничных условий.

Метод контрольных объемов используется в случае, когда зависимая переменная в точности подчиняется закону сохранения. Метод заключается в разбиении конкретной расчетной области на некоторые области, в каждой из которых содержится узловая точка. Данные узловые точки (или сеточные узлы) являются конечными для конкретной исследуемой области. Каждый член решаемого уравнения интегрируется по каждому контрольному объему. Для этого используются кусочные функции, которые описывают изменение  $F$  между узлами. Таким образом мы получаем некоторый дискретный аналог решаемого дифференциального уравнения, реализующий закон сохранения величины  $F$  для определенной части решаемой области конечных размеров. В методе КО заложено точное интегральное условия сохранения массы, импульса, энергии и т.д.



В настоящее время для решения задач гидродинамики наиболее часто используются базовые пакеты Ansys CFX и Ansys Fluent. Данные пакеты используют метод КО, но разница заключается в том, что Ansys CFX переменные рассчитываются в узлах, а в Ansys Fluent – в центре ячеек (рисунок 2.1).

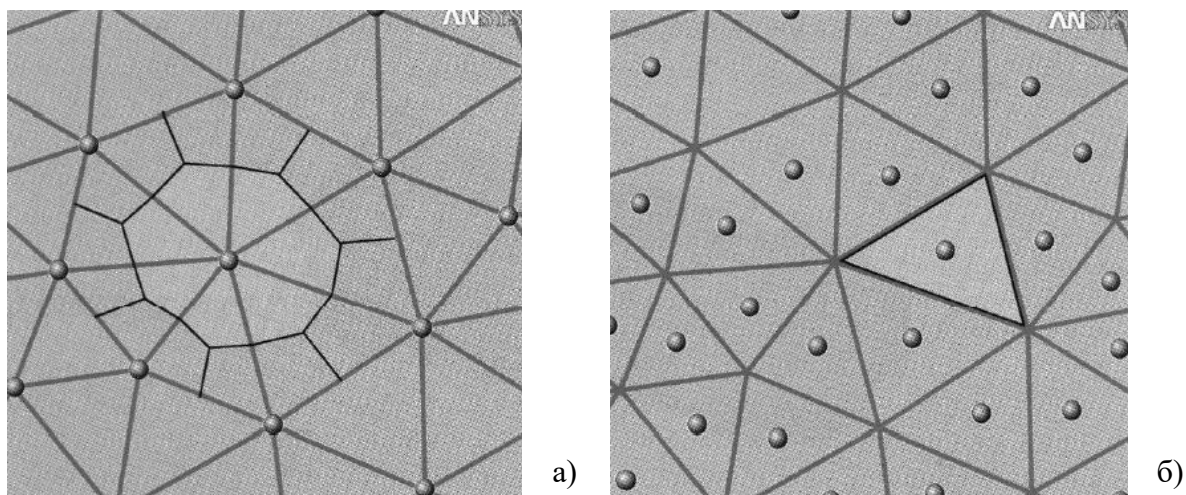


Рисунок 2.1 – Схемы контрольного объема для CFX (a) и Fluent (б) [71]

В первом случае более точно вычисляются градиенты переменной, так как грани, где они определяются, расположены между узлами. Во втором случае достигается более высокая точность для переменных, получаемых интегрированием.

### **2.5 Расчетная схема радиального подшипника скольжения, смазываемого магнитореологической жидкостью**

В настоящем исследовании рассматривается ротор, установленный на радиальные гладкие подшипники скольжения с осевой подачей. Схема подшипника представлена на рисунке 2.2.

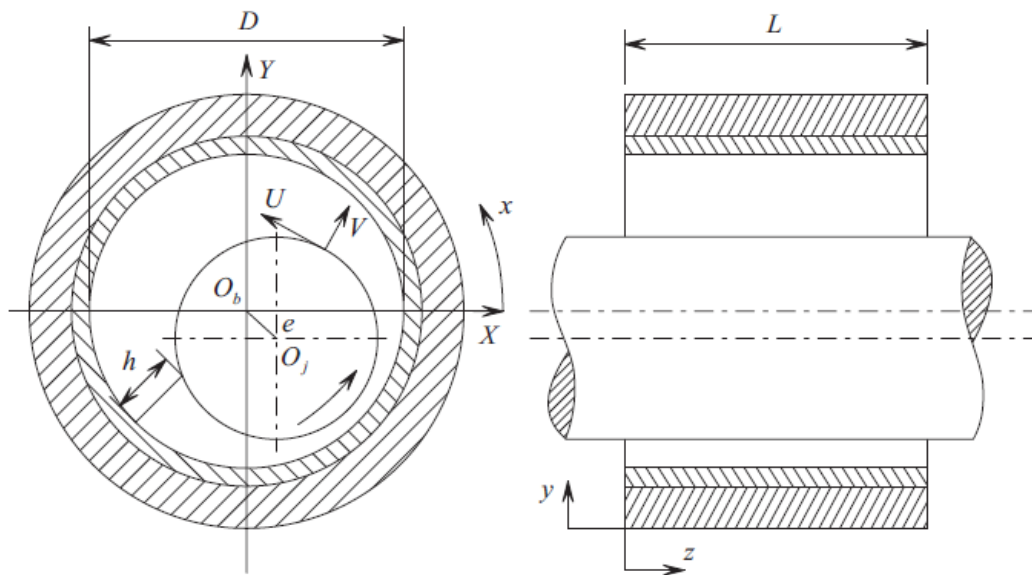


Рисунок 2.2 – Схема радиального подшипника скольжения

Масштаб зазора опоры увеличен для наглядности на несколько порядков. В работе в рассматриваемом подшипнике диаметральный зазор составляет 200 мкм.

Во время вращения ротора центр вала имеет несоосность относительно втулки под действием приложенных сил. Данное положение центра цапфы характеризуется величиной эксцентриситета и углом поворота цапфы.

## 2.6 Расчет подшипника скольжения в Ansys CFX

Как было описано выше, программный комплекс Ansys CFX позволяет получать численные решения задач магнитной гидродинамики методом контрольных объемов. В рамках данной работы был проведен расчет характеристик опоры скольжения, смазываемой магнитореологической жидкостью. Более подробно процедура расчета описана в главе 5. Процедура расчет включает в себя пять этапов: 1) создание геометрии; 2) подготовка расчетной сетки; 3) задание граничных и начальных условий, задание приложенных сил и моментов; 4) процесс решения поставленной задачи при помощи встроенного решателя; 5) обработка полученных результатов расчета.

Начальные и граничные условия в данной задаче также разделяются на магнитные и условия для гидродинамического течения. В рамках данного исследования к магнитным граничным и начальным условиям можно отнести задание характеристик электрической проводимости и магнитной, электрической проницаемости смазочного материала, а также способ задания внешнего приложенного магнитного поля. В данной задаче приложенное магнитное поле было задано в цилиндрических координатах с радиальной компонентой, равной  $B_0$ . Величины магнитной и электрической проницаемости, а также электрической проводимости соответствовали данным работ [112, 77, 90].

На входной плоскости расчетной области было использовано граничное условие массового расхода. Величина массового расхода связана с характеристиками насоса, прокачивавшего смазочный материал через область зазора. На выходной плоскости реализовано условие нулевого избыточного давления по отношению к опорному давлению в расчетной области. Опорное давление в расчетной области равно 1 атм. При расчете были использованы модель турбулентности K-Epsilon [189, 121] и модель кавитации Реллея-Прессета [75].

В качестве теплофизических характеристик были заданы теплоемкость и теплопроводность смазочного материала, которые связаны с характеристиками базового масла-основы. На поверхностях скольжения было использовано условие нулевого теплообмена (адиабатный процесс).

В рамках расчета были получены поля давлений, а также некоторые интегральные характеристики, такие как момент трения. Пример распределения давлений в зазоре опоры скольжения представлен на рисунке 2.3.

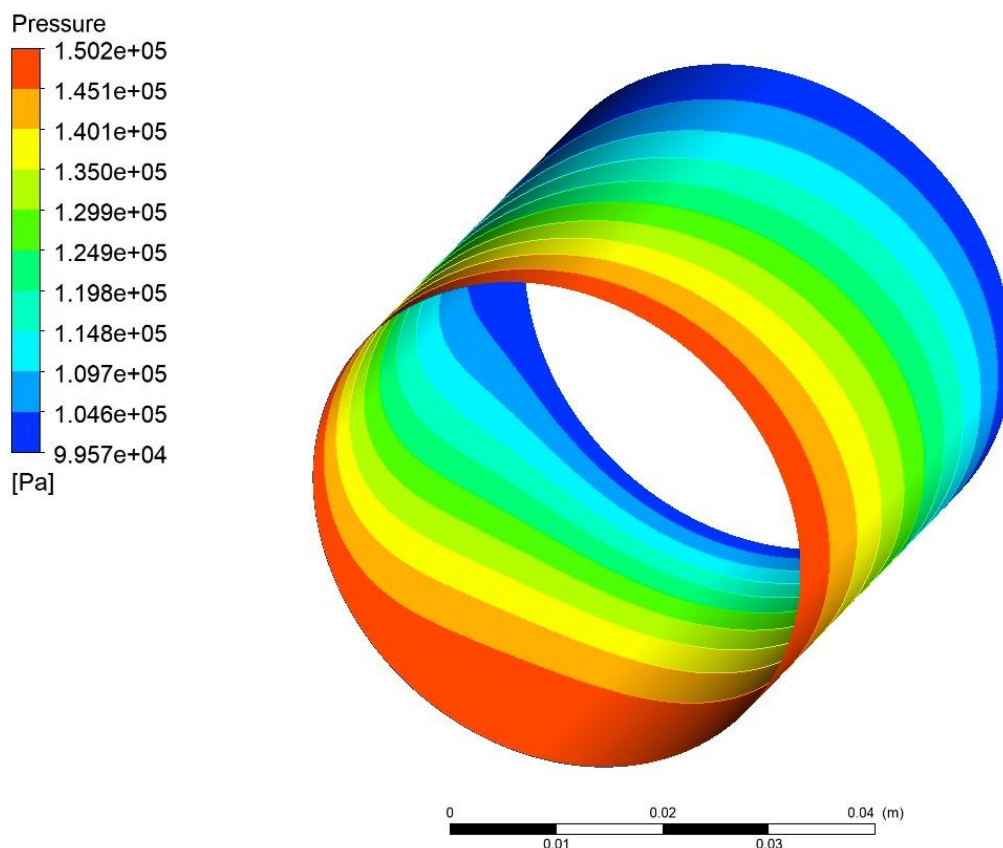


Рисунок 2.3 – Распределение давления в расчетной области

На основе полученных полей давлений были вычислены проекции реакции и момент трения на цапфе:

$$R_x = \int_0^L \int_0^{\pi D} p \cos\left(\frac{x}{r}\right) dx dz, \quad (2.23)$$

$$R_y = \int_0^L \int_0^{\pi D} p \sin\left(\frac{x}{r}\right) dx dz, \quad (2.24)$$

$$M = \frac{D}{2} \int_0^L \int_0^{\pi D} \tau dx dz. \quad (2.25)$$

Расчет интегральных характеристик (2.23) – (2.25) выполнялся методом трапеций [26]. Грузоподъемность подшипника:

$$W = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}. \quad (2.26)$$

Связь стационарной задачи по определению интегральных характеристик подшипника и задачи динамики осуществляется посредством определения параметров жесткости и демпфирования подшипника. Эти

характеристики можно определить при помощи ряда методов: нейросетевые методы, метод траекторий, метод малых перемещений [101, 127, 141]. В исследовании был использован последний метод. Модель подшипника заменяется моделью осциллятора, определяемой характеристиками пружин и демпферов, на которые опирается масса ротора (рисунок 2.4). Пунктиром обозначена условная кривая равновесия, на которой при определенных параметрах горизонтальная проекция силы равна нулю. Положение непосредственно на кривой характерно для сбалансированного ротора. Для ротора, имеющего центр масс не на оси вращения, обычно характерны параметрические колебания вокруг точки равновесия. Стандартным методом разложения реакции подшипника в окрестностях точки равновесия в ряд Тейлора получаем:

$$R_x = R_{x0} + K_{xx}\Delta X + K_{xy}\Delta Y + B_{xx}\Delta\dot{X} + B_{xy}\Delta\dot{Y}, \quad (2.27)$$

$$R_y = R_{y0} + K_{yx}\Delta X + K_{yy}\Delta Y + B_{yx}\Delta\dot{X} + B_{yy}\Delta\dot{Y}. \quad (2.28)$$

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

$$K_{ij} = \frac{\partial R_i}{\partial x_j}, \quad B_{ij} = \frac{\partial R_i}{\partial \dot{x}_j}. \quad (2.29)$$

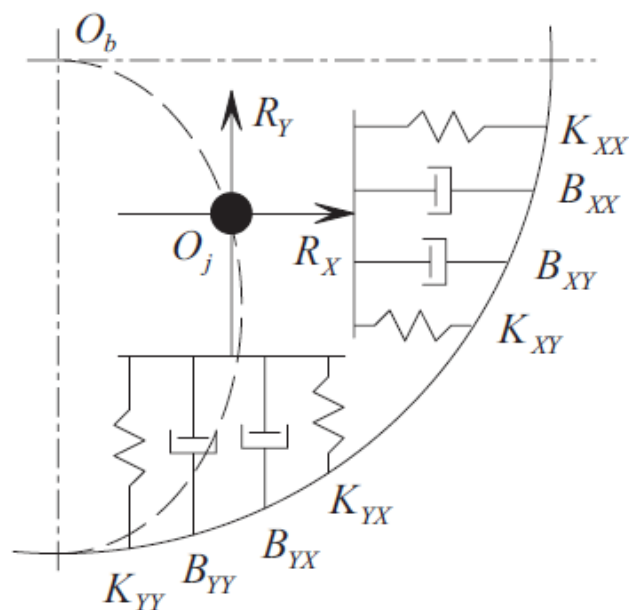


Рисунок 2.4 – Динамические коэффициенты роторно-опорного узла

Матрица  $K$  является матрицей жесткости, матрица  $B$  – матрицей демпфирования. Математический смысл данных выражений показывает, что рассчитанные параметры жесткости и демпфирования справедливы для бесконечно малых перемещений. Однако многие экспериментальные работы показывают, что данный метод достаточно точен для большинства прикладных задач [2, 9].

### 2.7 Динамика жесткого ротора на опорах скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями

В рамках диссертационной работы имитационная модель ротора на двух подшипниках была разработана в среде MATLAB Simulink. 3D модель разработана в Autodesk Inventor (рисунок 2.5). Ротор был собран на основе геометрии ротора, описанного в главе 3 в масштабе 1:1. Модель соответствует по геометрическим, массовым и инерционным характеристикам ротору экспериментального стенда. В программном комплексе MATLAB существуют специальные подпрограммы для переноса 3D модели и всех ее характеристик в MATLAB Simscape Multibody [73]. Подшипники являются базовыми элементами в модели и неподвижны, ротор с дисками вращается в подшипниках под действием сил в опорах.

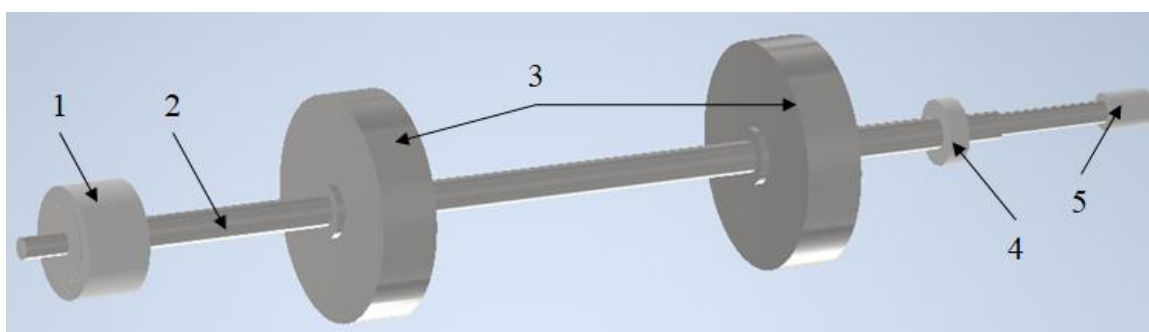


Рисунок 2.5 – 3D модель ротора: 1 – подшипник жидкостного трения, 2 – вал, 3 – диски, 4 – подшипник качения, 5 – муфта

Шестистепенные связи в Simulink позволяют задавать управляющий сигнал в виде сил, направленных по 3 осям, а также моментов относительно

центра масс ротора. В таких соединениях есть возможность получения координат и скоростей одного элемента относительно другого. Все эти характеристики позволяют имитировать реакцию смазочного слоя. Данный жесткий ротор имеет 6 степеней свободы, 2 из которых ограничиваются муфтой. Модель динамики жесткого ротора, применяемая в моделях Simscape Simulink, подробно описана в работах [178,200]. Основой модели является модель динамики с 6 степенями свободы на основе представления углов Эйлера. Общий вид уравнения:

$$I\dot{\omega} + \omega \times (I\omega) = M, \quad (2.30)$$

где  $I$  - матрица моментов инерции относительно главных осей,  $M$  - приложенные моменты сил,  $\omega$  - угловая скорость.

Для определения приложенных крутящих моментов требуется определение сил в опорах. Для этого к модели в местах расположения опорных узлов прикладываются связи с окружающей средой, обладающие свойствами шарнира (6 степеней свободы). В рассматриваемых шарнирах моделируется приложение сил:

$$m \begin{bmatrix} dV_1 / dt \\ dV_2 / dt \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1^E \\ F_2^E \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_1 - X_1^E \\ X_2 - X_2^E \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{bmatrix} + md\omega^2 \begin{bmatrix} \cos \omega t \\ \sin \omega t \end{bmatrix} + m \begin{bmatrix} 0 \\ -g \end{bmatrix}. \quad (2.31)$$

Особенностью модели является то, что в начальный момент времени ротор находится в точке равновесия вокруг которой совершает колебания.

Второй роторно-опорный узел установлен на подшипник качения. Модель подшипника качения имеет только один постоянный коэффициент радиальной жесткости, который значительно отличается от коэффициентов жидкостного подшипника, что меняет характер движения ротора в этой опоре. Для упрощения модели ротор в обеих опорах вращается симметрично. Точка равновесия второй опоры зависит от точки равновесия жидкостного подшипника. Общая схема устройства модели в Simulink представлена на рисунке 2.6.

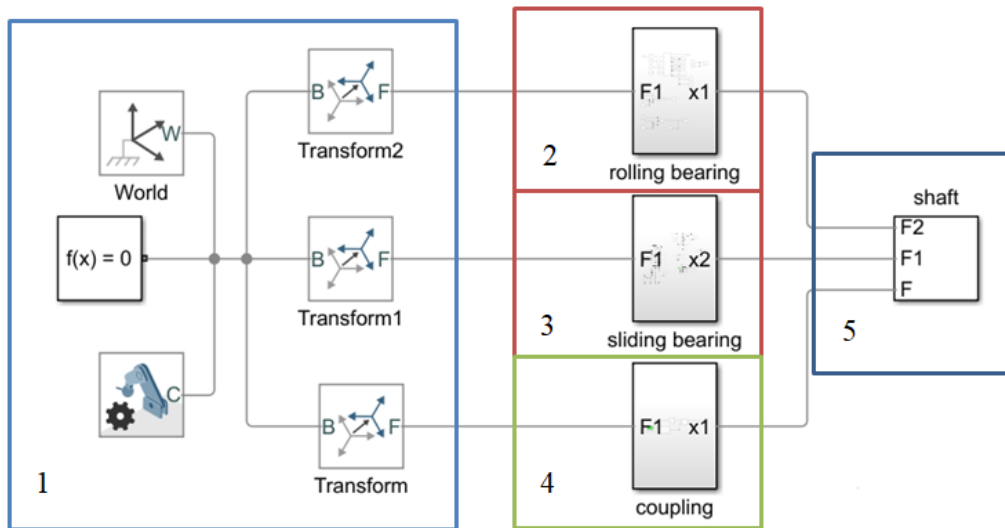


Рисунок 2.6 – Имитационная модель в Simulink: 1 – внешняя среда, 2 – подшипник качения, 3 – подшипник жидкостного трения, 4 – муфта, 5 – модель и характеристики ротора с дисками

Для регулирования частоты вращения применяется ПИД-регулятор. На вход ПИД-регулятора подается необходимая частота вращения, которая контролируется виртуальным тахометром. В связи с этим требуемая частота вращения задается не сразу, а уставляется через некоторое время, в зависимости от настроек ПИД-регулятора (рисунок 2.7). Данная особенность является недостатком разработанной модели.

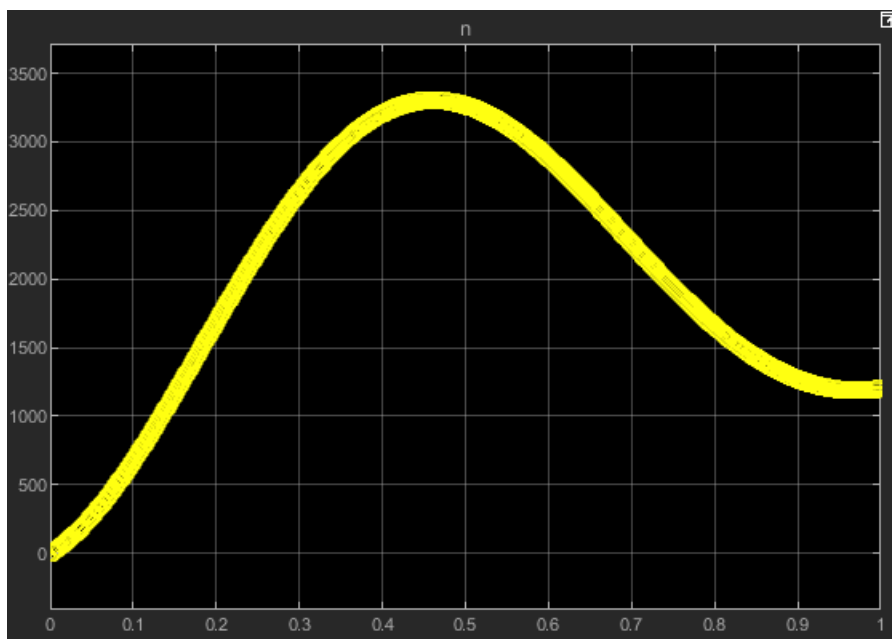


Рисунок 2.7 – Изменение заданной частоты вращения во времени



## 2.8 Динамика гибкого ротора на опорах скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями

Уравнения динамики гибкого ротора описаны на основе уравнения Лагранжа 2-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = Q_i, \quad (2.32)$$

где  $\dot{q}_i$  и  $q_i$  - обобщенные координаты и скорости соответственно,  $T$  - кинетическая энергия,  $V$  - потенциальная энергия,  $Q_i$  - обобщенные силы.

Подробно описание применения уравнения Лагранжа приведено в работах [0, 24, 86, 88].

Модель гибкого ротора описана при помощи метода конечных элементов. Решение задачи динамики основано на последовательном описании модели определения перемещений и углов поворота, определении потенциальной и кинетической энергии, определении обобщенных сил. Существуют несколько видов конечных элементов при описании роторных машин: 1) конечный элемент участка вала; 2) конечный элемент жесткого диска; 3) конечный элемент опоры (рисунок 2.8).

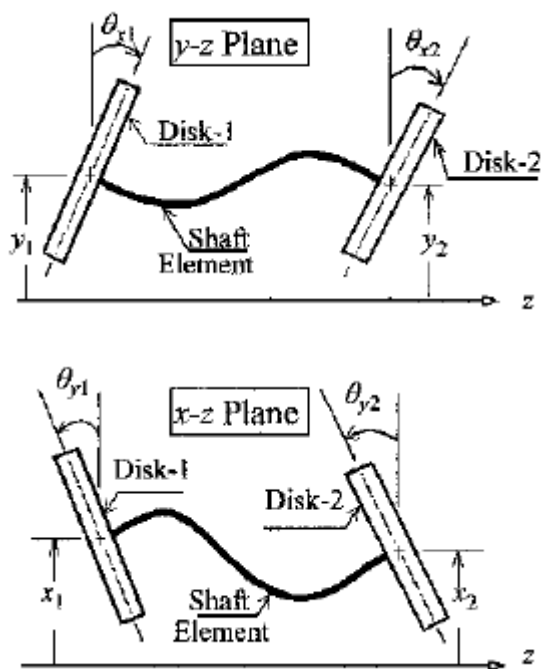


Рисунок 2.8 – Система ротор-диск

Элемент участка ротора является наиболее сложным с точки зрения моделирования. Участок вала представляет собой цилиндрический конечный элемент, имеющий местные значения радиального и углового смещения. Каждый элемент имеет два узла, по четыре степени свободы в каждом узле. Перемещения каждого узла элемента  $u_x$ ,  $u_y$ , углы поворота  $\varphi_x$ ,  $\varphi_y$  в общем случае зависят от длины элемента  $Z$  и времени  $t$ . Часть этих параметров связаны между собой следующими соотношениями:

$$\varphi_x = -\frac{\partial u_y}{\partial Z}; \quad \varphi_y = \frac{\partial u_x}{\partial Z}. \quad (2.33)$$

Элемент вала может быть определен как изгибающаяся балка равномерного сечения. Статическое отклонение может быть определено следующей кубической функцией:

$$\psi(z) = aZ^3 + bZ^2 + cZ + d. \quad (2.34)$$

Общее положение элемента вала в одной из плоскостей может быть определено как суперпозиция четырех случаев, каждый из которых имеет смещение на единицу для одной из обобщенных координат с нулевым смещением для трех остальных координат (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Описание случаев изгибных колебаний элемента вала

Плоскость $x$ - $z$	$X_1$	$\varphi_{Y1}$	$X_2$	$\varphi_{Y2}$
Плоскость $y$ - $z$	$Y_1$	$-\varphi_{X1}$	$Y_2$	$-\varphi_{X2}$
Случай 1	$\psi_1(0) = 1$	$\psi_1'(0) = 0$	$\psi_1(L) = 0$	$\psi_1'(L) = 0$
Случай 2	$\psi_2(0) = 0$	$\psi_2'(0) = 1$	$\psi_2(L) = 0$	$\psi_2'(L) = 0$
Случай 3	$\psi_3(0) = 0$	$\psi_3'(0) = 0$	$\psi_3(L) = 1$	$\psi_3'(L) = 0$
Случай 4	$\psi_4(0) = 0$	$\psi_4'(0) = 0$	$\psi_4(L) = 0$	$\psi_4'(L) = 1$

Подставляя каждый из наборов в уравнение кубической функции (2.34), получаем следующие формы отклонений:

$$\begin{aligned}\psi_1 &= 1 - 3\left(\frac{Z}{l}\right)^2 + 2\left(\frac{Z}{l}\right)^3, \quad \psi_2 = Z\left[1 - 2\left(\frac{Z}{l}\right) + \left(\frac{Z}{l}\right)^2\right], \\ \psi_3 &= 3\left(\frac{Z}{l}\right)^2 - 2\left(\frac{Z}{l}\right)^3, \quad \psi_4 = l\left[-\left(\frac{Z}{l}\right)^2 + \left(\frac{Z}{l}\right)^3\right].\end{aligned}\quad (2.35)$$

Данные функции общеприняты в методе конечных элементов при решении задач изгиба балки [24, 199]. Данные функции называются полиномами Эрмита и описывают изгибные колебания во взаимоперпендикулярных направлениях.

В общем случае прогиб элемента можно выразить следующим образом:

$$\begin{aligned}x &= x_1\psi_1(z) + \phi_{y1}\psi_2(z) + x_2\psi_3(z) + \phi_{y2}\psi_4(z) \\ y &= y_1\psi_1(z) - \phi_{x1}\psi_2(z) + y_2\psi_3(z) - \phi_{x2}\psi_4(z).\end{aligned}\quad (2.36)$$

Компоненты скорости для данного случая:

$$\begin{aligned}\dot{x} &= \dot{x}_1\psi_1(z) + \dot{\phi}_{y1}\psi_2(z) + \dot{x}_2\psi_3(z) + \dot{\phi}_{y2}\psi_4(z) \\ \dot{y} &= \dot{y}_1\psi_1(z) - \dot{\phi}_{x1}\psi_2(z) + \dot{y}_2\psi_3(z) - \dot{\phi}_{x2}\psi_4(z).\end{aligned}\quad (2.37)$$

Полная кинетическая энергия определяется подстановкой предыдущего соотношения (2.36) в уравнение кинетической энергии:

$$T_i = \frac{1}{2} \frac{M_i^s}{L_i} \int_0^{L_i} (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) dz. \quad (2.38)$$

Матрица масс элементов получается путем подстановки результата из уравнения (2.38) в каждое из восьми уравнений Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_r} \right) \equiv [M_{rs}]_i^c \{ \ddot{q}_s \}, \quad r = 1 \dots 8, \quad (2.39)$$

где  $\{ \ddot{q}_s \} = \{ \ddot{x}_1, \ddot{y}_1, \ddot{\phi}_{x1}, \ddot{\phi}_{y1}, \ddot{x}_2, \ddot{y}_2, \ddot{\phi}_{x2}, \ddot{\phi}_{y2} \}$ .

Матрица масс:

$$[M] = \frac{\pi \rho d^2 l}{1680} \begin{bmatrix} 156 & 0 & 0 & 22l & 54 & 0 & 0 & -13l \\ 0 & 156 & -22l & 0 & 0 & 54 & 13l & 0 \\ 0 & -22l & 4l^2 & 0 & 0 & -13l & -3l^2 & 0 \\ 22l & 0 & 0 & 4l^2 & 13l & 0 & 0 & -3l^2 \\ 54 & 0 & 0 & 13l & 156 & 0 & 0 & -22l \\ 0 & 54 & -13l & 0 & 0 & 156 & 22l & 0 \\ 0 & 13l & -3l^2 & 0 & 0 & 22l & 4l^2 & 0 \\ -13l & 0 & 0 & -3l^2 & -22l & 0 & 0 & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (2.40)$$

Соотношение для потенциальной энергии:

$$V = \int_0^{2L} \left( \frac{M_{xz}^2 + M_{yz}^2}{2EI} \right) dz, \quad (2.41)$$

где  $M_{xz} = EIx''$  - изгибающий момент в плоскости X-Z,  $M_{yz} = Ely''$  - изгибающий момент в плоскости Y-Z.

В соответствии с уравнением (2.41) потенциальная энергия для элемента вала может быть записана следующим образом:

$$V_i = \frac{1}{2} E_i I_i \int_0^{L_i} [(x'')^2 + (y'')^2] dz. \quad (2.42)$$

Подставляя соотношения (2.33) в данное уравнение, получаем потенциальную энергию  $V_i$  как переменную, зависящую от восьми обобщенных координат. Матрица жесткости элемента получается путем подстановки интегрированного результата из предыдущего уравнения (2.42) в слагаемое потенциальной энергии для каждого из восьми уравнений Лагранжа:

$$\frac{\partial V}{\partial q_r} \equiv [K_{rs}]_i \{q_s\}, \quad r = 1 \dots 8, \quad (2.43)$$

где  $\{q_s\} = \{x_1, y_1, \varphi_{x1}, \varphi_{y1}, x_2, y_2, \varphi_{x2}, \varphi_{y2}\}$ .

Матрица жесткости элементов:

$$[k^s] = \frac{\pi E d^4}{64 l^3} \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & 6l & -12 & 0 & 0 & 6l \\ 0 & 12 & -6l & 0 & 0 & -12 & -6l & 0 \\ 0 & -6l & 4l^2 & 0 & 0 & 6l & 2l^2 & 0 \\ 6l & 0 & 0 & 4l^2 & -6l & 0 & 0 & 2l^2 \\ -12 & 0 & 0 & -6l & 12 & 0 & 0 & -6l \\ 0 & -12 & 6l & 0 & 0 & 12 & 6l & 0 \\ 0 & -6l & 2l^2 & 0 & 0 & 6l & 4l^2 & 0 \\ 6l & 0 & 0 & 2l^2 & -6l & 0 & 0 & 4l^2 \end{bmatrix}. \quad (2.44)$$

Гирскопическая матрица вала:

$$[g^s] = \frac{\pi \omega d^4}{960 l} \begin{bmatrix} 0 & 36 & 3l & 0 & 0 & 36 & 3l & 0 \\ 36 & 0 & 0 & 3l & -36 & 0 & 0 & 3l \\ 3l & 0 & 0 & -4l^2 & 3l & 0 & 0 & l^2 \\ 0 & 3l & -4l^2 & 0 & 0 & 3l & -l^2 & 0 \\ 0 & -36 & 3l & 0 & 0 & -36 & -3l & 0 \\ 36 & 0 & 0 & 3l & -36 & 0 & 0 & -3l \\ 3l & 0 & 0 & -l^2 & -3l & 0 & 0 & -4l^2 \\ 0 & 3l & l^2 & 0 & 0 & -3l & -4l^2 & 0 \end{bmatrix}. \quad (2.45)$$

Силы в правой части уравнений Лагранжа:

$$\{f\} = [F_{X1} \quad F_{Y1} \quad M_{X1} \quad M_{Y1} \quad F_{X2} \quad F_{Y2} \quad M_{X2} \quad M_{Y2}]^T. \quad (2.46)$$

Они определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} F_{X1} &= \int_0^l \left( f_x \left[ 1 - 3 \left( \frac{Z}{l} \right)^2 + 2 \left( \frac{\xi}{l} \right)^3 \right] - m_y \frac{6}{l} \left[ \frac{\xi}{l} - \left( \frac{\xi}{l} \right)^2 \right] \right) dZ + \\ &+ \sum \left( f_x^* \left[ 1 - 3 \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 + 2 \left( \frac{Z^*}{l} \right)^3 \right] - m_y^* \frac{6}{l} \left[ \frac{Z^*}{l} - \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 \right] \right); \\ F_{Y1} &= \int_0^l \left( f_y \left[ 1 - 3 \left( \frac{Z}{l} \right)^2 + 2 \left( \frac{Z}{l} \right)^3 \right] + m_x \frac{6}{l} \left[ \frac{Z}{l} - \left( \frac{Z}{l} \right)^2 \right] \right) dZ + \\ &+ \sum \left( f_y^* \left[ 1 - 3 \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 + 2 \left( \frac{Z^*}{l} \right)^3 \right] + m_x^* \frac{6}{l} \left[ \frac{Z^*}{l} - \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 \right] \right); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_{X1} &= \int_0^l \left( m_X \left[ 1 - 4 \left( \frac{Z}{l} \right) + 3 \left( \frac{Z}{l} \right)^2 \right] - f_Y Z \left[ 1 - 2 \frac{Z}{l} + \left( \frac{Z}{l} \right)^2 \right] \right) d\xi + \\
&+ \sum \left( m_X^* \left[ 1 - 4 \left( \frac{Z^*}{l} \right) + 3 \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 \right] - f_Y^* Z^* \left[ 1 - 2 \frac{Z^*}{l} + \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 \right] \right); \tag{2.47} \\
M_{Y1} &= \int_0^l \left( m_Y \left[ 1 - 4 \left( \frac{Z}{l} \right) + 3 \left( \frac{Z}{l} \right)^2 \right] + f_X Z \left[ 1 - 2 \frac{Z}{l} + \left( \frac{Z}{l} \right)^2 \right] \right) dZ + \\
&+ \sum \left( m_Y^* \left[ 1 - 4 \left( \frac{Z^*}{l} \right) + 3 \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 \right] + f_X^* Z^* \left[ 1 - 2 \frac{Z^*}{l} + \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 \right] \right); \\
F_{X2} &= \int_0^l \left( f_X \left[ 3 \left( \frac{Z}{l} \right)^2 - 2 \left( \frac{Z}{l} \right)^3 \right] + m_Y \frac{6}{l} \left[ \frac{Z}{l} - \left( \frac{Z}{l} \right)^2 \right] \right) dZ + \\
&+ \sum \left( f_X^* \left[ 3 \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 - 2 \left( \frac{Z^*}{l} \right)^3 \right] + m_Y^* \frac{6}{l} \left[ \frac{Z^*}{l} - \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 \right] \right); \\
F_{Y2} &= \int_0^l \left( f_Y \left[ 3 \left( \frac{Z}{l} \right)^2 - 2 \left( \frac{Z}{l} \right)^3 \right] - m_X \frac{6}{l} \left[ \frac{Z}{l} - \left( \frac{Z}{l} \right)^2 \right] \right) dZ + \\
&+ \sum \left( f_Y^* \left[ 3 \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 - 2 \left( \frac{Z^*}{l} \right)^3 \right] - m_X^* \frac{6}{l} \left[ \frac{Z^*}{l} - \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 \right] \right); \\
M_{X2} &= \int_0^l \left( m_X \left[ -2 \frac{Z}{l} + 3 \left( \frac{Z}{l} \right)^2 \right] - f_Y Z \left[ \frac{Z}{l} - \left( \frac{Z}{l} \right)^2 \right] \right) dZ + \\
&+ \sum \left( m_X^* \left[ -2 \frac{Z^*}{l} + 3 \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 \right] - f_Y^* Z^* \left[ \frac{Z^*}{l} - \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 \right] \right); \\
M_{Y2} &= \int_0^l \left( m_Y \left[ -2 \frac{Z}{l} + 3 \left( \frac{Z}{l} \right)^2 \right] + f_X Z \left[ \frac{Z}{l} - \left( \frac{Z}{l} \right)^2 \right] \right) d\xi + \\
&+ \sum \left( m_Y^* \left[ -2 \frac{Z^*}{l} + 3 \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 \right] + f_X^* Z^* \left[ \frac{Z^*}{l} - \left( \frac{Z^*}{l} \right)^2 \right] \right).
\end{aligned}$$

Подставим полученные соотношения в уравнение Лагранжа и получим уравнение движение для рассматриваемого элемента:

$$[m]\{\ddot{q}\} + [g]\{\dot{q}\} + [k]\{q\} = \{f\}. \quad (2.48)$$

Для жесткого диска в общем случае процедура получения уравнения движения похожая. Уравнение движения:

$$[m^d]\{\ddot{q}^d\} + [g^d]\{\dot{q}^d\} = \{f^d\}, \quad (2.49)$$

где  $\{q^d\} = [q_1^d \ q_2^d \ q_3^d \ q_4^d]^T$  – вектор перемещений,  $\{f^d\}$  – вектор нагрузок.

Матрица масс и гироскопическая и имеют вид:

$$[m^d] = \begin{bmatrix} m_d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_y \end{bmatrix}; \quad [g^d] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_z \\ 0 & 0 & -I_z & 0 \end{bmatrix}. \quad (2.50)$$

Вектор нагрузок  $\{f^d\}$  составляется непосредственно из приложенных внешних сил:

$$\{f^d\} = [F_x \ F_y \ M_x \ M_y]. \quad (2.51)$$

Получение уравнений движения всего ротора в целом основано на стандартной процедуре ансамблирования метода конечных элементов, которая подробно изложена в соответствующей литературе [24, 199, 133].

## 2.9 Модель роторно-опорного узла на основе уравнения Рейнольдса

Альтернативным методом определения динамических характеристик роторов является решение уравнения Рейнольдса. Вывод данного соотношения приведен в множестве работ в области гидродинамики [28, 1, 8, 63, 189]. В случае несжимаемой жидкости уравнение Рейнольдса выглядит следующим образом:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 6U \frac{\partial h}{\partial x}, \quad (2.52)$$

где  $K_x$  и  $K_z$  - коэффициенты турбулентности [26],  $h$  - функция зазора,  $p$  - давление,  $\mu$  - коэффициент динамической вязкости,  $U$  линейная скорость поверхности вала.

Данные компоненты определяются следующим образом:

$$U(x) = \omega r + \dot{X} \cos\left(\frac{x}{r}\right) - \dot{Y} \sin\left(\frac{x}{r}\right). \quad (2.53)$$

Функция зазора для гладкого цилиндрического подшипника скольжения:

$$h(x) = h_0 - X_0 \sin\left(\frac{x}{r}\right) - Y_0 \cos\left(\frac{x}{r}\right), \quad (2.54)$$

где  $h_0$  - средний зазор, мкм,  $[X_0; Y_0]$  - точка положения цапфы.

Влияние магнитного поля на характеристики течения в данной задаче заключается в изменении вязкости смазочного материала. Производители магнитореологических жидкостей обычно при описании характеристик указывают экспериментально определенную зависимость напряжения сдвиговых деформаций от скорости сдвиговых деформаций, зависимость предела текучести от приложенного магнитного поля, а также параметры намагничиваемости МРЖ [143]. В результате получаются различные зависимости напряжения сдвиговых деформаций от приложенного магнитного поля (рисунок 2.9).



Рисунок 2.9 – Кривые течения МРЖ [193]



Предел текучести МРЖ может быть аппроксимирован с достаточной точностью следующим образом:

$$\tau_0(B) = k_0 B^n, \quad (2.55)$$

где  $\tau_0$  - предел текучести,  $B$  - магнитная индукция,  $k_0$  и  $n$  - константы степенной функции.

В рамках данной работы кривые, представленные на рисунке 2.9, были описаны законом Бингама [22]:

$$\tau = \tau_0 + \mu \frac{dU}{dx}, \quad (2.56)$$

Для данной задачи были использованы следующие граничные условия:

1. Заданы давления подачи и слива:

$$p(x,0) = p_0, \quad p(x,L) = p_L. \quad (2.57)$$

2. Опорная поверхность ротора полностью охвачена смазочным слоем (гипотеза Зоммерфельда).

Стандартным подходом к решению поставленной задачи является численное решение методом конечных разностей [20, 42, 43]. При использовании данного метода частные производные заменяются на конечно-разностные аналоги (рисунок 2.10):

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{P_{i+1,j} - P_{i-1,j}}{2\Delta x}, \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{P_{i,j+1} - P_{i,j-1}}{2\Delta z}, \quad (2.58)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{P_{i+1,j} - 2P_{i,j} + P_{i-1,j}}{\Delta x^2}, \quad \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{P_{i,j+1} - 2P_{i,j} + P_{i,j-1}}{\Delta z^2}. \quad (2.59)$$

В результате преобразования уравнения (2.59) получим систему линейных уравнений, описывающих состояние каждого узла:

$$a_1 P_{i,j-1} + a_2 P_{i,j} + a_3 P_{i,j+1} + a_4 P_{i-1,j} + a_5 P_{i+1,j} = a_6. \quad (2.60)$$

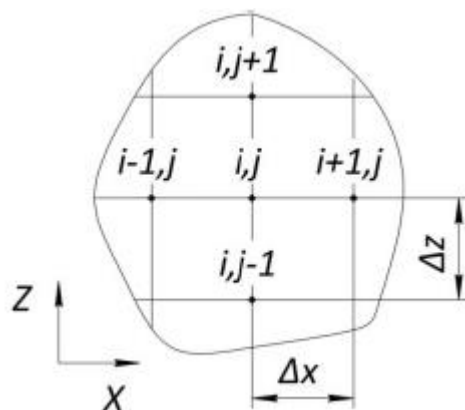


Рисунок 2.10 – Конечно-разностный шаблон

В результате решения полученной системы линейных алгебраических уравнений получаем распределенную переменную давления. Определение несущей способности роторно-опорного узла производится по соотношениям (2.23) – (2.24).

### 2.10 Обобщенный функционал Лагранжа для учета массовых сил

Альтернативой классическому подходу решения задач магнитной гидродинамики, представленных на рисунке 1.1, является подход поиска экстремального значения целевого функционала. В теории течений сред в тонких каналах наиболее известны вариационные принципы, предложенные М.В. Коровчинским [28]. Эквивалентность решения задачи в вариационной и классической постановке может быть обоснована только в тех случаях, когда обобщенные уравнения Эйлера-Лагранжа, полученные для функционала в вариационной постановке, совпадают с уравнениями классической постановки [66]. Громоздкость уравнений Эйлера-Лагранжа, полученные для функционалов, которые зависят от производных первого и второго порядка многих функций многих переменных, является причиной их нераспространения в научной литературе.

Предположим, что движущаяся среда полностью заполняет объем  $\Omega$  площадью поверхности  $S$ , которая характеризуется единичным вектором

внешней нормали  $\vec{n}$ . Известным вариационным принципом является принцип Гельмгольца [176]. Принцип, связанный с теоремой Гельмгольца, основанный на предположении, что вектор  $\nabla \times (\nabla \times \vec{v})$  зависит от потенциала [176]:

$$\nabla \times (\nabla \times \vec{v}) = \nabla \phi. \quad (2.61)$$

Принцип вариационного подхода решения задач гидродинамики описан в работе [29]. Б.В. Кучеряев, используя обобщенные уравнения Эйлера-Лагранжа [174, 175], показал эквивалентность принципа минимальной мощности внутренних сил и решения краевой задачи для уравнения равновесия. Этот принцип сформулирован для кинематических граничных условий. Принцип минимальной мощности внутренних сил соответствует принципу Гельмгольца [163]:

$$J_H = \mu \int_{\Omega} D_{\xi} \cdot D_{\xi} d\Omega - \int_{S_p} \vec{\sigma}^n \cdot \vec{v} dS, \quad (2.62)$$

где  $\mu$  - вязкость,  $D_{\xi}$  - девиатор скоростей деформации с компонентами  $e_{ij}$ ,  $\vec{\sigma}^n$  - вектор полного напряжения на поверхности  $s_p$ ,  $\vec{v}$  - вектор скорости.

Функционал силы внутренних сил имеет следующий вид [29]:

$$Int = \int_{\Omega} T_{\sigma} \cdot (\nabla \otimes \vec{v}) d\Omega, \quad (2.63)$$

где  $T_{\sigma}$  - тензор напряжений с компонентами  $\sigma_{ij}$ .

Следует отметить, что замена тензора напряжений его девиатором в (2.63) допустима только для несжимаемых сред. Это удобно, поскольку девиатор полностью определяется кинематически.

Пусть  $S_v$  и  $S_{pv}$  являются частями поверхности с заданной нулевой скоростью, и  $S_p$  - оставшая часть поверхности с заданным тензором напряжения (вектором полного напряжения). Тогда функционал Лагранжа (Журдена) принимает вид [29]:

$$J_L = \int_{\Omega} \Pi_v d\Omega - \int_S \vec{\sigma}^n \cdot \vec{V} dS, \quad (2.64)$$

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.

Неньютоновские свойства жидкости могут быть заданы как зависимость вязкости от интенсивности сдвиговых деформаций ( $\mu = \mu(N)$ ).

Неньютоновские свойства были учтены в функционале Джонсона, который имеет вид:

$$J_D = \int_{\Omega} \left\{ - \left[ \frac{1}{2} (\nabla \otimes \vec{v} + \vec{v} \otimes \nabla) - T_{\xi} \right] \cdot D_{\sigma} + \rho \vec{f} \cdot \vec{v} + E + p \nabla \cdot \vec{v} \right\} d\Omega - \int_{S_p} \vec{\sigma}^n \cdot \vec{v} dS, \quad (2.65)$$

где  $E = E(\xi_{ij})$  - скалярная функция, аналогичная вязкопластичному потенциалу  $s_{ij} = -\partial E(\xi_{ij}) / \partial \xi_{ij}$  в формуле (2.64).

Сложность применения к функционалу (2.65) прямых вариационных методов связано с большим количеством неизвестных функций. Поэтому в данном исследовании обосновывается применение модифицированного функционала Лагранжа для случая влияния массовых сил.

## 2.11 Модифицированный вариационный принцип Лагранжа

Функция давления может быть исключена из вариационной постановки также, как и функция давления в классической постановке путем применения дифференциальной операции ротора к обеим сторонам уравнения равновесия:

$$\nabla \times (\nabla \cdot T_{\sigma}) = 0. \quad (2.66)$$

Данное уравнение (2.66) носит название уравнения переноса вихря. Пусть поле скорости  $\vec{v}$  является ротором некоторого вспомогательного поля  $\vec{a}$ :  $\vec{v} = \nabla \times \vec{a}$ . Таким образом обобщенный функционал Лагранжа примет вид:

$$J_L^*(a_m) = \int_{\Omega} \Pi_v d\Omega. \quad (2.67)$$

Компоненты скорости в декартовых координатах имеют вид:

$$v_i = \epsilon_{ijk} \partial a_k / \partial x_j, \quad (2.68)$$

где  $\epsilon_{ijk}$  - символ Леви-Чивиты [126].

В качестве реологической модели используется модель Гершеля-Балкли [185]:

$$\mu = q_0 + q_1 N^{z-1}, \quad (2.69)$$

где  $q_0$ ,  $q_1$ ,  $z$  - варьируемые величины.

В скалярной записи функционал (2.67) принимает следующий вид:

$$J_L^* = \int_{\Omega} \left[ \frac{q_0}{2} (2\xi_{ij}\xi_{ji}) + \frac{q_1}{z+1} (2\xi_{ij}\xi_{ji})^{\frac{z+1}{2}} \right] d\Omega. \quad (2.70)$$

Для подынтегрального выражения записываются уравнения Эйлера:

$$\nabla \cdot \vec{F}_r^m - \nabla \cdot (\nabla \cdot T_F^m) = F_y^m, \quad (2.71)$$

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

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

На поверхности тела  $S$  должны быть выполнены следующие условия:

$$\begin{aligned} \left( \vec{n} \cdot (\vec{F}_r^m - \nabla \cdot T_F^m) \delta y_m \right) \Big|_S &= 0, \\ \left( \vec{n} \cdot (T_F^m \cdot \delta \vec{r}^m) \right) \Big|_S &= 0. \end{aligned} \quad (2.72)$$

Уравнения (2.72) эквивалентны граничным условиям.

Уравнения Эйлера-Лагранжа (2.71) для функций  $y_m = a_m$  с учетом формулы Стокса  $\xi_{ij} = (\partial v_i / \partial x_j + \partial v_j / \partial x_i) / 2$  принимают вид:

$$-\epsilon_{mjk} \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial s_{pk}^m}{\partial x_p} \right) = 0. \quad (2.73)$$

Верхние регистры компонентов девиатора напряжений в формуле (2.73) указывают на неполные поля скоростей:  $\vec{v}^1 = \left[ \left[ 0 \quad \partial a_1 / \partial x_3 \quad -\partial a_1 / \partial x_2 \right] \right]$ ,  $\vec{v}^2 = \left[ \left[ -\partial a_2 / \partial x_3 \quad 0 \quad \partial a_2 / \partial x_1 \right] \right]$ ,  $\vec{v}^3 = \left[ \left[ \partial a_3 / \partial x_2 \quad -\partial a_3 / \partial x_1 \quad 0 \right] \right]$ , вместо поля скоростей (2.68). Тот факт, что поля скоростей в (2.68) не являются полными

может быть нивелирован выбором специальных функций  $a_k(x_i)$ . Например, если  $a_1 = a_1(x_2, x_3)$ ,  $a_2 = a_2(x_1, x_3)$  и  $a_3 = a_3(x_1, x_2)$ , то уравнения (2.73), записанные для неполных функций  $\vec{v}^m$  и полных функций  $\vec{v}$  [29], будут совпадать. Есть также и другие способы решения проблемы неполноты поля скоростей. Если проблема решена, то путем преобразований получаем следующее уравнение:

$$\nabla \times (\nabla \cdot D_\sigma) = 0. \quad (2.74)$$

Учитывая равенство роторов от дивергенции тензора и его девиаторной части  $\nabla \times (\nabla \cdot D_\sigma) = \nabla \times (\nabla \cdot T_\sigma)$  [29], можно утверждать, что поиск стационарного значения функционала (2.67) эквивалентен решению уравнения переноса вихря (2.66). Неизвестные функции должны удовлетворять условиям (2.72), которые эквивалентны граничным условиям. Выполнение этих условий может быть достигнуто несколькими способами. Наиболее распространенным является фиксация значений неизвестных функций и их градиентных составляющих на поверхности. Это гарантирует, что изменения в (2.72) равны нулю [175].

Уравнение переноса вихря для случая учета массовых сил имеет следующий вид:

$$\nabla \times (\nabla \cdot T_\sigma + \rho f) = 0, \quad (2.75)$$

где  $\rho$  - плотность,  $f$  - массовая сила.

Для учета массовых сил необходимо дополнить подынтегральное выражение. Для упрощения далее будем рассматривать добавочное слагаемое отдельно. В качестве массовой силы была использована сила взаимодействия магнитореологической жидкости и приложенного магнитного поля (сила Лоренца):  $\vec{f} = \vec{H}(\nabla \times \vec{H})$ , где  $\vec{H}$  - напряженность магнитного поля. Сила Лоренца  $\vec{f}$  имеет компоненты  $\vec{f} = [f_1 \ f_2 \ f_3]$ . Для подынтегрального выражения добавочное слагаемое имеет следующий вид:

$$\int_{\Omega} (\rho \vec{f} \cdot \vec{v}) d\Omega = \int_{\Omega} (\rho \vec{f} (\nabla \times \vec{a})) d\Omega. \quad (2.76)$$

В декартовых координатах запись имеет следующий вид:

$$\int_{\Omega} \left[ \rho f_1 \left( \frac{\partial a_3}{\partial x_2} - \frac{\partial a_2}{\partial x_3} \right) + \rho f_2 \left( \frac{\partial a_1}{\partial x_3} - \frac{\partial a_3}{\partial x_1} \right) + \rho f_3 \left( \frac{\partial a_2}{\partial x_1} - \frac{\partial a_1}{\partial x_2} \right) \right] d\Omega. \quad (2.77)$$

Для указанного подынтегрального выражения записываются уравнения

Эйлера-Лагранжа. Для  $y = a_1$ :  $\rho \frac{\partial f_2}{\partial x_3} - \rho \frac{\partial f_3}{\partial x_2} = 0$ . Для  $y = a_2$ :  $\rho \frac{\partial f_3}{\partial x_1} - \rho \frac{\partial f_1}{\partial x_3} = 0$ .

Для  $y = a_3$ :  $\rho \frac{\partial f_2}{\partial x_1} - \rho \frac{\partial f_1}{\partial x_2} = 0$ .

Записанные выражения соответствуют дифференциальной операции ротора силы Лоренца в выражении:

$$\nabla \times (\nabla \cdot T_{\sigma} + \rho f) = \nabla \times (\nabla \cdot T_{\sigma}) + \nabla \times (\rho f). \quad (2.78)$$

Таким образом, модернизированный функционал Лагранжа с учетом массовых сил примет вид:

$$J_L^*(a_m) = \int_{\Omega} (\Pi_v + \rho \vec{f} (\nabla \times \vec{a})) d\Omega. \quad (2.79)$$

Поиск минимума данного функционала эквивалентен решению модернизированного уравнения переноса вихря (2.75).

## Выводы по главе 2

В главе описаны основные модели и методы проведения теоретической части исследования. Описаны используемые расчетные схемы, система начальных и граничных условий, основные допущения. Представлены численные методы, которые легли в основу вычислительной модели.

Основные результаты, описанные в данной главе, представлены в публикациях [27, 58, 129].

### 3. Экспериментальные исследования характеристик опоры скольжения, смазываемой магнитореологической жидкостью

#### 3.1 Описание экспериментального стенда

Для проверки работоспособности разработанного экспериментального стенда, а также для верификации математических моделей, приведенных выше магнитореологического подшипника скольжения, выявления эффектов, которые не были учтены в математической модели, были подготовлены и проведены экспериментальные исследования.

Экспериментальные исследования были проведены на базе разработанного экспериментального стенда, включающего в себя электродвигатель, ротор с тремя зафиксированными на нем дисками и мехатронный подшипниковый узел, включающий в себя магнитореологический подшипник скольжения, электромагнитный актуатор и систему управления на основе совокупности программных и электронных компонентов. На рисунке 3.1 представлена схема (левая часть) и сборка магнитореологического подшипникового узла.

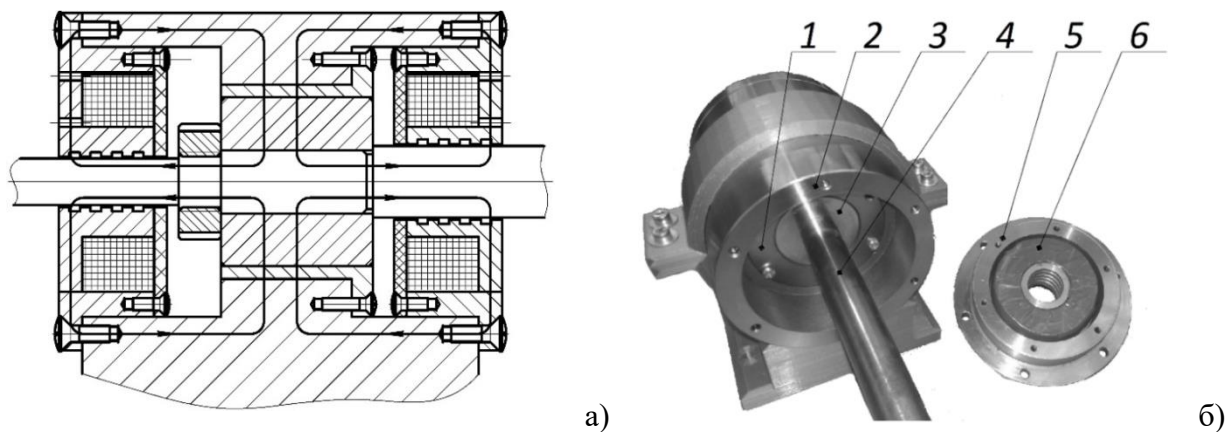


Рисунок 3.1 – Магнитореологический подшипник скольжения: схема (а) и сборка (б)

Подшипник скольжения, смазываемый МРЖ, (рисунок 3.1б) состоит из следующих элементов: 1 – втулка, 2 – корпус подшипникового узла, 3 – втулка-цапфа, 4 – вал, 5 – крышка подшипникового узла, 6 –



электромагнитный актуатор. Втулка-цапфа 3 зафиксирована на вале ротора 4 при помощи гайки (рисунок 3.1а). Конструкторская документация разработанного экспериментального стенда приведена в приложении А.

Разработанный стенд имеет особенности конструкции. В качестве уплотнений использованы магнитореологические лабиринтные уплотнения, эффективность которых доказана во многих исследованиях [130, 87, 197]. Также особенностью является расположение электромагнитных актуаторов внутри корпуса. Это предоставляет возможность интегрирования разработанного подшипникового узла в структуру технически сложной машины как законченного изделия.

Особенностью разработанного подшипникового узла является расположение электромагнитного актуатора на главной оси подшипникового узла. Эта особенность вместе с расположением актуатора в корпусе позволяет значительно уменьшить потери электромагнитного поля, так как линии магнитного поля замыкаются внутри металлического корпуса подшипника и разрыв металлических деталей происходит только в области зазора подшипника скольжения, который заполнен магнитореологической жидкостью. Также такое расположение электромагнита создает электромагнитное поле, которое нормально направлено во всех точках втулки подшипника скольжения. «Полноохватность» разработанного подшипникового узла обладает технической новизной. Характеристики разработанного подшипника были рассчитаны, результаты расчета приведены ниже.

Описанный магнитореологический подшипниковый узел входил в состав экспериментального стенда (рисунок 3.2). Контролируемыми параметрами при проведении экспериментальных исследований являлись: 1) виброперемещения ротора, снимаемые датчиками виброперемещений; 2) виброускорения магнитореологического подшипникового узла и станины, снимаемые акселерометрами Bruel&Kjaer; 3) сила тока и напряжение на

выходах электромагнитного актуатора; 4) частота вращения электродвигателя; 5) температура смазочного материала.

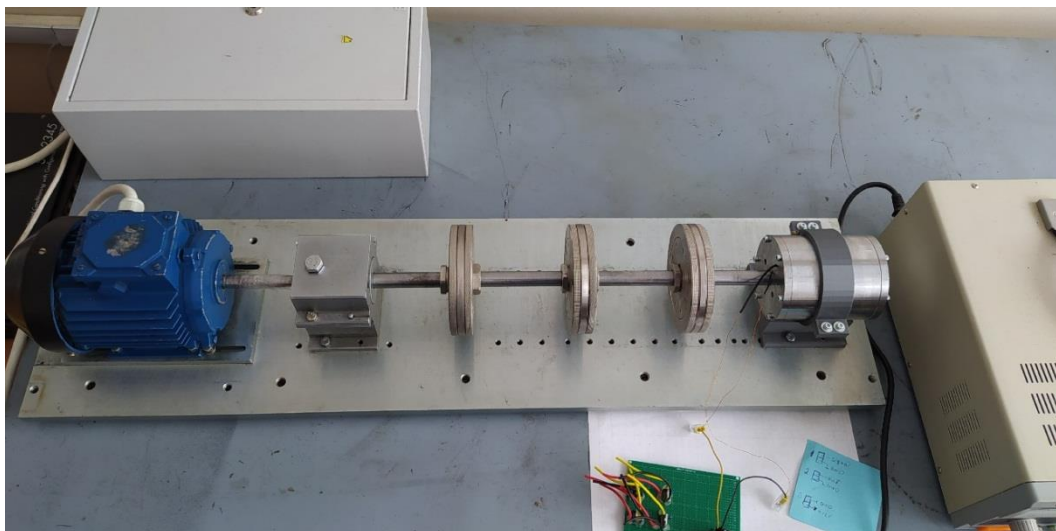


Рисунок 3.2 – Экспериментальный стенд

Для предотвращения перегрева магнитореологического смазочного материала была разработана система смазки подшипникового узла, включающая в себя насос постоянной производительности DC-30A (1), имеющий напор 3 м, емкость с магнитореологическим смазочным материалом (2), штуцеры подачи (3) и слива (4), которые были предусмотрены конструкцией подшипникового узла на этапе проектирования (рисунок 3.3). Данная система позволяет реализовать осевую прокачку смазочного материала через подшипниковый узел.

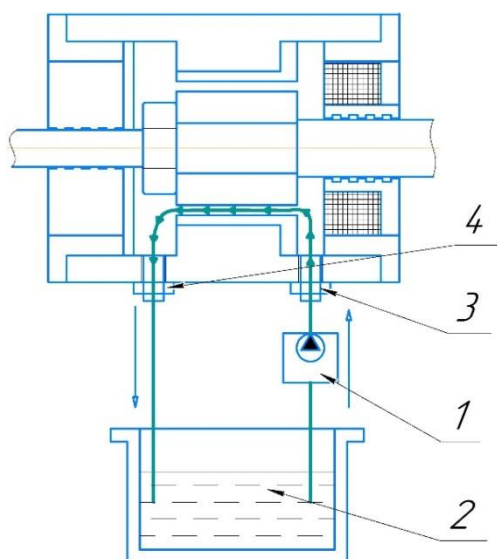


Рисунок 3.3 – Схема системы смазки экспериментального стенда

Управление частотой вращения электродвигателя производилось при помощи ProfiMaster PM-G520 (рисунок 3.4), позволяющего контролировать частоты вращения в диапазоне до 6000 об/мин. Частотный преобразователь был подключен к асинхронному электродвигателю АИР63А2УЗ. При подключении согласно паспорту, при питании от сети 380В номинальная частота вращения составляет 2730 об/мин.



Рисунок 3.4 – ProfiMaster PM-G520

В качестве согласующего устройства выступал модуль АЦП/ЦАП NI cDAQ-9178 (рисунок 3.5). Основная задача данного модуля – согласование программы управления и съема сигнала на ПК пользователя с модулями аналогового или дискретного съема данных или релейных модулей.



Рисунок 3.5 – NI cDAQ-9178

Для обработки аналоговых сигналов с датчиков перемещения и давления использовался модуль аналогового входа NI 9205 (рисунок 3.6а), позволяющий использовать одновременно 23 канала данных  $\pm 10$  В; для управления сервоклапаном использовался модуль аналогового выхода NI 9269, позволяющий использовать одновременно четыре канала данных  $\pm 10$  В (рисунок 3.6б), для включения и отключения насоса и электродвигателя использовался релейный модуль NI 9481 (рисунок 3.6в), позволяющий отдельно управлять четырьмя разными устройствами с питанием 220 В.



Рисунок 3.6 – Модули для подключения внешних устройств сбора данных и управления: NI 9205 (а); NI 9269 (б); NI 9481 (в)

Положение ротора определялось с помощью индуктивных вихретоковых датчиков виброперемещений AP2100 (рисунок 3.7). Диапазон измерения датчика составляет 0.1-2.1 мм, выходной сигнал 4-20 мА, диапазон измеряемых частот 0-2000 Гц, питание 12В, основная приведенная к верхней границе диапазона погрешность составила не более 11%.



Рисунок 3.7 – Датчик виброперемещений AP2100

Блок вывода аналогового выхода NI 9269 связан с устройством, представляющим собой операционный усилитель выходным током не менее 1А при напряжении не менее 12В. Схема устройства представлена на рисунке 3.8.

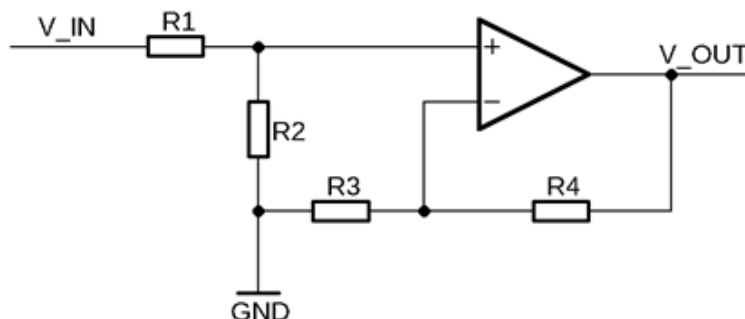


Рисунок 3.8 – Принципиальная схема устройства управления электромагнитной катушкой

Устройство усиления работает следующим образом: на неинвертируемый вход усилителя подается аналоговый сигнал  $V_{IN}$  в диапазоне 0 ... 3В, на выходе операционного усилителя пропорционально появляется напряжение  $V_{OUT}$  0 ... 12В, регулирующее электромагнитное поле, создаваемое электромагнитной катушкой подшипникового узла. Инвертирующий вход операционного усилителя подключен к его выходу с помощью резисторного моста, одно плечо которого соединено непосредственно с выходом усилителя, а другое подключено к земляной шине. Для питания электромагнитного актуатора был использован лабораторный блок питания LRS-150-12, который позволил достичь поставленных значений тока 1А при напряжении 10В. Блок питания позволяет при выходном напряжении 12В получить на выходе силу тока 12,5А.

Данные с датчиков виброперемещений фиксировались при помощи разработанной программы проведения экспериментальных исследований в программном комплексе MATLAB. Съём данных с CompactDAQ производился при помощи встроенных средств MATLAB, а именно Data Acquisition Toolbox. Общий вид программы в MATLAB Simulink представлен на рисунке 3.9.

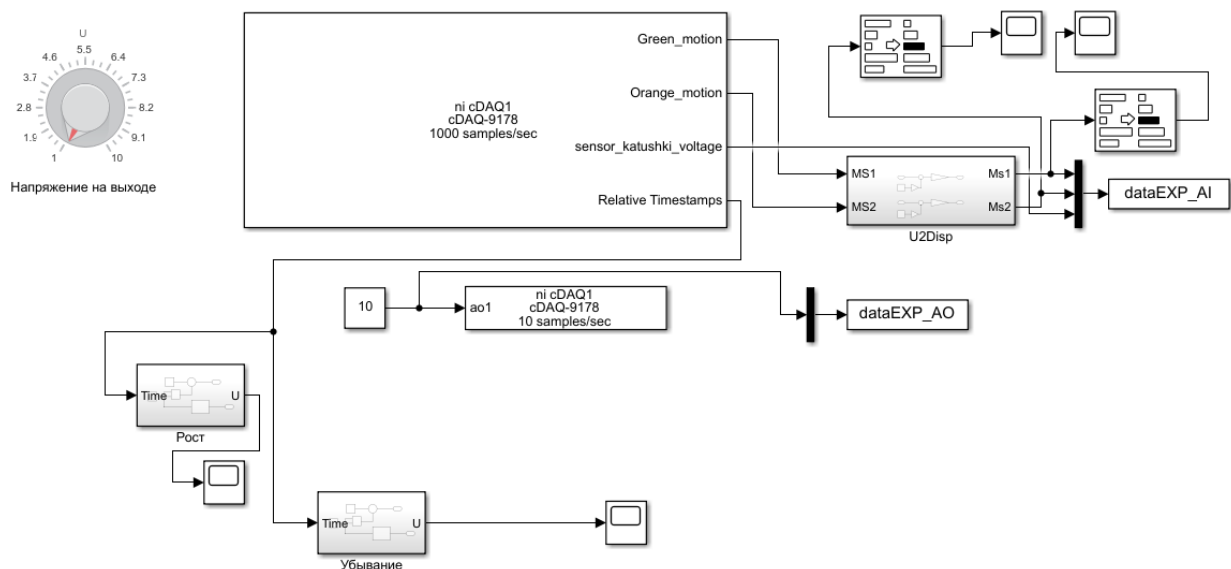


Рисунок 3.9 – Программа съема данных эксперимента

Программа съема экспериментальных данных позволяет получить значения виброперемещений с датчиков в виде напряжения и преобразовать их в соответствии с формулами, представленными в паспорте датчиков (блок U2disp). Также программа позволяет записать данные в data-файл для дальнейшей обработки.

При проведении экспериментальных исследований была применена система виброакустических измерений Brüel&Kjær, состоящая из анализатора Pulse 3560C и датчиков виброускорения, а также таходатчика. Основные параметры анализатора:

- частотный диапазон измеряемых сигналов – 0–204 кГц (по входу для микрофона: 0,7 Гц – 25,6 кГц);
- динамический диапазон входных сигналов – не менее 80 дБ;
- частотный диапазон выходного сигнала генератора – 0–102,4 кГц
- диапазон выходного сигнала генератора 0,001–5 В;
- диапазон рабочих температур – от +5 до +40 °С.

Был использован таходатчик M0024 компании Brüel&Kjær с пределом частоты вращения до 200000 об/мин (рисунок 3.10а). В качестве первичных



преобразователей были использованы пьезоэлектрические акселерометры DeltaTron типа 4507 с пределом частоты до 8 кГц (рисунок 3.10б).

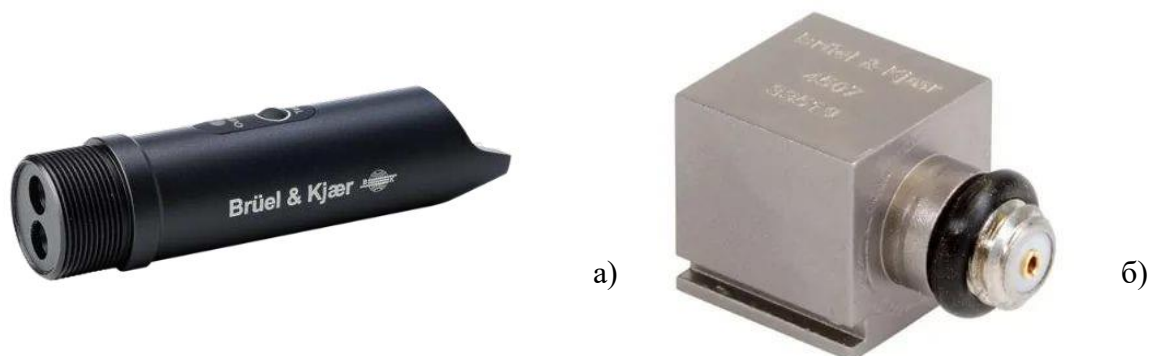


Рисунок 3.10 – Brüel&Kjær: Таходатчик M0024 (а) и акселерометры DeltaTron 4507 (б)

В среде Pulse LabShop была разработана программа подготовки и проведения эксперимента. Программа позволяет снимать с необходимой частотой сигнал с датчиков виброускорений и таходатчика, строить кривые выбега ротора, обрабатывать данные вибрации и преобразовывать их в каскадные АЧХ, а также формировать файл данных (рисунок 3.11).

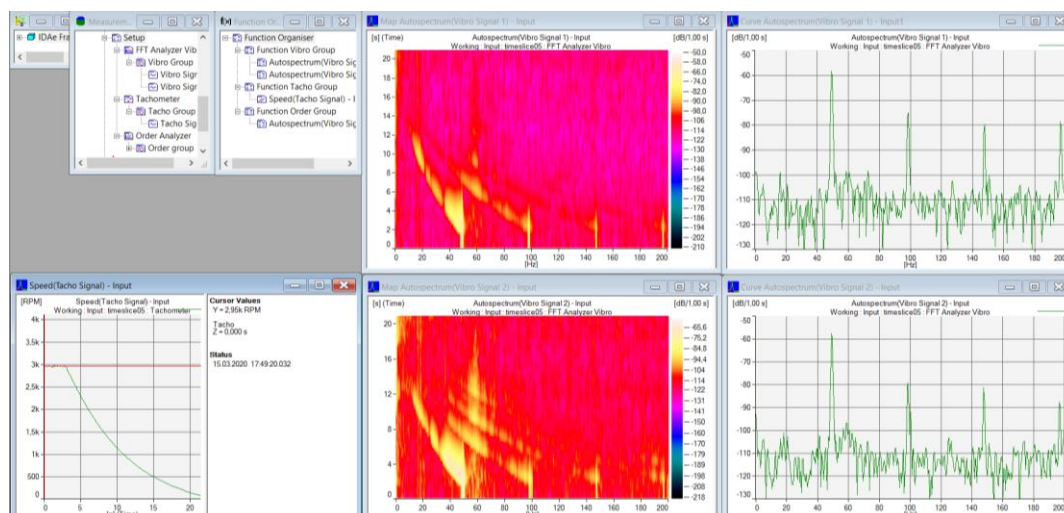


Рисунок 3.11 – Программа проведения эксперимента среде Pulse LabShop

Использование системы виброакустических измерений Brüel&Kjær позволяет неинвазивно измерять характеристики роторной системы: значения виброускорений на измеряемых плоскостях, измерять частоту вращения. На

основе значений виброускорений можно получить амплитудно-частотные характеристики роторной системы. На основе информации о частоте вращения в режиме выбега ротора можно вычислить коэффициент трения магнитореологической опоры скольжения.

Основой магнитореологического смазочного материала была выбрана жидкость на основе индустриального масла И-20А с добавлением намагничиваемых частиц среднего размера 0.5-15 мкм. Массовая доля магнитного материала составляет 80%. Характеристики данного смазочного материала полностью повторяют параметры магнитореологической жидкости Lord corp. MRF-132DG [143]. Характеристика вязкости данного магнитореологического смазочного материала линейно возрастает с увеличением скорости сдвиговых деформаций. Предел текучести для рассматриваемой жидкости наступает при крайне низких значениях предела текучести (менее 50 1/с). Значение предела текучести зависит от напряженности магнитного поля (рисунок 3.12).

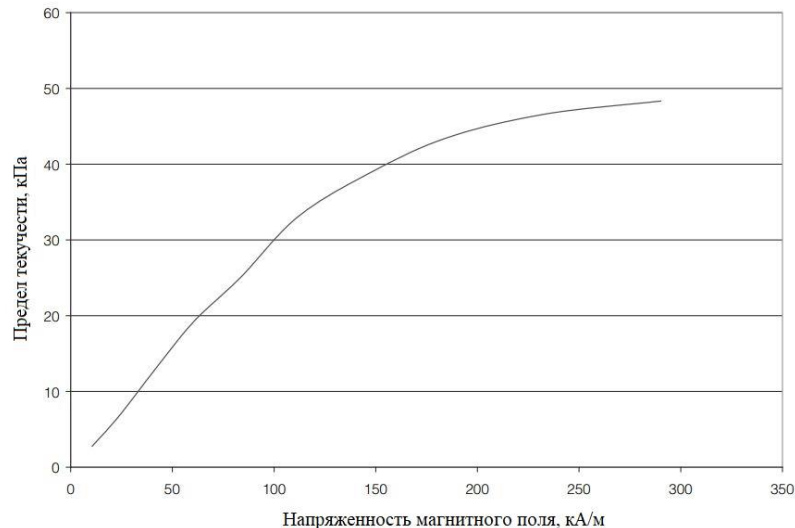


Рисунок 3.12 – Зависимость предела текучести магнитореологической жидкости от напряженности магнитного поля [143]

Жидкость сохраняет свои рабочие характеристики в пределах температур от -30 до 130 °С. Температура Кюри (значение температуры, при котором магнитный материал теряет свои магнитные характеристики) для данной жидкости составляет более 150°С.



### 3.2 Расчет характеристик магнитного поля роторно-опорного узла, смазываемого магнитореологической жидкостью

Для верификации характеристик разработанного подшипникового узла были проведены проектировочный и проверочный расчет параметров магнитного поля в узле. В рамках расчетов подшипникового узла была решена задача определения основных характеристик электромагнитного актуатора, а именно длина и сечение провода. Проектировочный расчет был выполнен на основе размеров подшипникового узла на эскизной компоновке и на основе теоремы о магнитном потоке замкнутой магнитной цепи. Величина искомой магнитной индукции, согласно теореме, выражается следующим образом [25, 44, 31]:

$$B = NI \left( \frac{\mu_0 \mu_{cm}}{l} + \frac{\mu_0 \mu_{жс}}{h} \right), \quad (3.1)$$

где  $N$  - число витков электромагнитной катушки,  $I$  - сила тока в проводнике,  $\mu_0$  - магнитная постоянная,  $\mu_{cm}$  - относительная магнитная проницаемость стали,  $l$  - длина пути магнитного потока в стали,  $\mu_{жс}$  - относительная магнитная проницаемость жидкости,  $h$  - зазор подшипника скольжения.

Согласно расчетам, при заданном зазоре подшипника скольжения 120 мкм,  $\mu_{cm} = 1.26 \cdot 10^{-4}$ , а также требуемой величины  $B=1$  Тл при токе  $I=1$  А было получено, что длина провода составляет 10.4 м, что в условиях данной компоновки составляет 880 витков провода с сечением 0.5мм.

Проверочный расчет был проведен в программном комплексе ComSol Multiphysics. Основной задачей данного исследования был расчет магнитной цепи подшипникового узла, определение характеристик и направления индукции и напряженности магнитного поля.

В расчетах в главе использовалось значение магнитной индукции  $B = 1$ Тл. Зазор опоры скольжения составляет 100 мкм. Согласно характеристикам используемого блока питания, напряжение питания электромагнитного актуатора составляет до 12 В при силе тока 1 А. Геометрия подшипникового узла соответствует полностью описанию, приведенного выше. При помощи

встроенных средств программы были заданы основные характеристики катушки: 880 витков провода диаметром 0,5 мм. Допущением при расчете является то, что напряженность магнитного поля на разрыве цепи в месте зазора подшипника не уменьшается ввиду малой величины данного зазора.

Основные математические соотношения, которые служат в качестве основы расчета в программном комплексе, выглядят следующим образом:

$$\begin{aligned} \nabla \times H &= J \\ B &= \nabla \times A \\ J &= \sigma E + J_e \\ D &= \varepsilon_0 \varepsilon_r E \end{aligned} \quad (3.2)$$

где  $H$  - напряженность магнитного поля, А/м,  $B$  - магнитная индукция, Тл,  $J$  - плотность электрического тока, А/м<sup>2</sup>,  $A$  - векторный потенциал электромагнитного поля, Вб/м,  $E$  - напряженность электрического поля, В/ м<sup>2</sup>,  $J_e$  - плотность электрического тока, создаваемая актуатором,  $D$  - электрическая индукция, Кл/ м<sup>2</sup>.

Расчет катушки был произведен следующим образом:

$$J_e = \frac{N l_{coil}}{A} e_{coil}, \quad (3.3)$$

где  $N$  - количество витков катушки,  $l_{coil}$  - ток в катушке.

Comsol использует для численного решения метод конечных элементов. Сложные эффекты, возникающие в катушке, не были учтены в расчете. Катушка представляет провод с заданными характеристиками, по которому течет ток 1А. Результаты расчета представлены на рисунке 3.13. Ожидаемо, наиболее высокое значение напряженности магнитного поля возникает в сердечнике внутри катушки, которая одновременно является корпусом подшипникового узла. Разрез подшипникового узла, представленный на рисунке 3.13 показывает перпендикулярность линий магнитного поля к поверхности втулки-цапфы подшипника. Данный факт позволяет также исключить допущение об радиальности магнитного поля в расчете интегральных характеристик подшипника в главе 2.

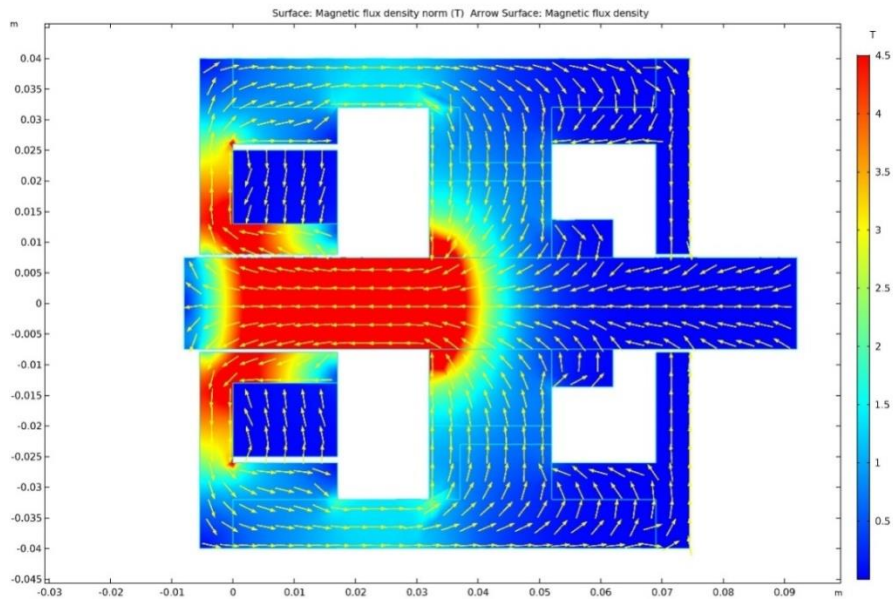


Рисунок 3.13 – Результаты расчета магнитной цепи опоры скольжения при смазке магнитным смазочным материалом

Расчет магнитной цепи в поперечном сечении также показывает, что на поверхности втулки подшипника скольжения магнитное поле одинаковое по величине и направлено в радиальном направлении (рисунок 3.14).

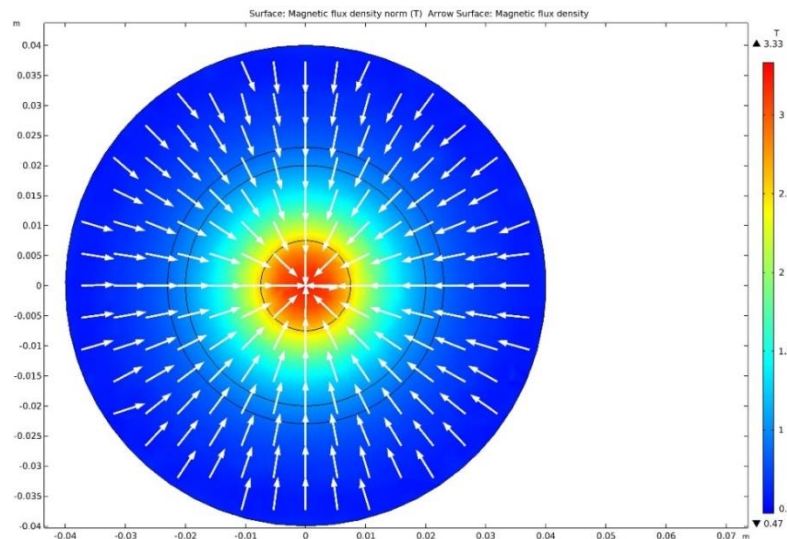


Рисунок 3.14 – Расчет магнитной цепи магнитоореологического подшипника скольжения в поперечном разрезе

На рисунке 3.15 представлено распределение индукции магнитного поля по длине подшипника. Расчет показывает падение индукции магнитного поля на дальней стороне подшипника с 1.14 Т до 0.83 Т (26%). При уменьшении длины подшипника падение напряженности на краях подшипника становится

значительно меньше. Таким образом, допущение о равномерности магнитного потока, представленное в главе 2.3, является достоверным.

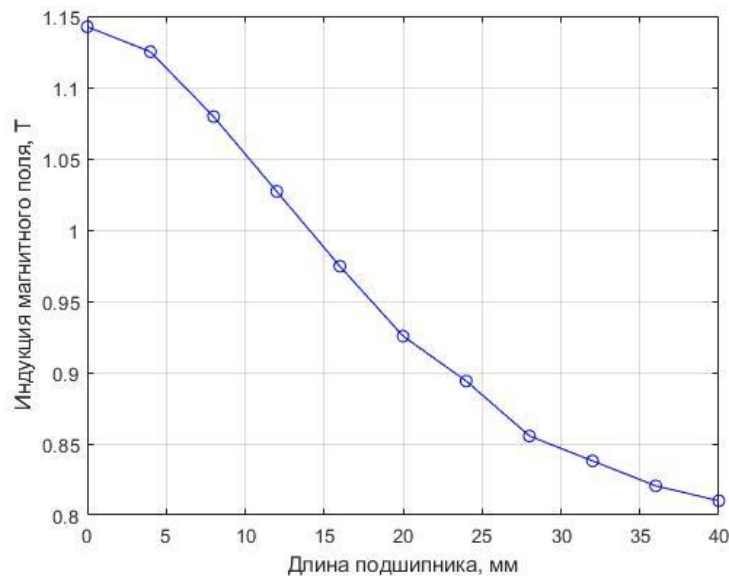


Рисунок 3.15 – Распределение магнитного поля по длине подшипника

Результаты расчета магнитной цепи показывают, что техническое решение «полноохватности» поверхности втулки подшипника магнитным полем работоспособно. В случае применения одного электромагнитного актуатора в составе подшипникового узла мы получаем значительное падение магнитной индукции по длине подшипника. Для уменьшения данного эффекта в конструкции узла было конструктивно предусмотрено место для второго актуатора.

### 3.3 Постановка и планирование экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования были проведены с целью проверки работоспособности разработанного экспериментального стенда, а также проверки теоретических моделей и алгоритмов расчета рассматриваемой опоры скольжения.

При проведении экспериментальных исследований существует вероятность случайных хаотических колебаний измеряемых величин. Хаотический характер возмущений связан с совокупностью всех неучтенных

параметров, которые по отдельности при анализе размерностей могут иметь незначительные значения, но в совокупности имеют значительное влияние на результаты эксперимента. Таким образом, роторные машины являются многофакторными системами. Для проведения настоящих экспериментальных исследований магнитореологического подшипника скольжения были выбраны параметры, описанные в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Управляемые параметры при проведении экспериментальных исследований

№	Параметр	Диапазон измерения	Количество уровней изменения
1	Частота вращения ротора, об/мин	1000...4000	4
2	Мощность тока на электромагнитном актуаторе, Вт	0...10	4

При планировании экспериментальных исследований было принято решение о том, что опыты с одинаковыми параметрами, находящимися в диапазоне изменения, будут проводиться неоднократно, а именно каждый опыт должен быть проведен 8 раз. Это позволяет делать вывод о качественной и количественной повторяемости полученных значений. Экспериментальные исследования были проведены в соответствии с разработанным планом эксперимента. План эксперимента построен с учетом известного принципа репликации (повторяемости) и рандомизации для минимизации дрейфа факторных параметров [23, 30, 33].

В качестве выходных параметров были использованы данные виброперемещений, данные о длительности выбега ротора и данные датчиков виброускорения.

Опыты по исследованию магнитореологических подшипников скольжения заключались в разгоне ротора установки до необходимого значения, выходе установки в установившийся режим и последующее снятие

показаний датчиков перемещений, виброускорений для дальнейшего сравнения полученных экспериментальных данных с теоретическими. После непродолжительного времени, необходимого для установления устоявшегося режима работы, производилось отключение электродвигателя при помощи муфты и свободный выбег ротора до полной остановки.

Амплитудно-частотные характеристики, полученные при помощи датчиков виброперемещений и виброускорений, позволяют судить о работоспособности разработанного экспериментального стенда.

### 3.4 Обработка результатов экспериментальных исследований

Обработка результатов эксперимента велась в два этапа. В первую очередь производилась обработка результатов эксперимента системы Bruel&Kjaer. Встроенные средства обработки программы Pulse Labshop позволяют построить каскадные амплитудно-частотные характеристики виброускорений, виброскоростей и виброперемещений. Отдельным этапом обработки является расчет коэффициента трения. Для определения коэффициента трения необходимо использовать имеющуюся кривую выбега ротора (рисунок 3.16). Коэффициент трения определяется из уравнения движения роторной системы в режиме свободного выбега:

$$I\varepsilon = M, \quad (3.4)$$

где  $I$  - осевой момент инерции,  $\varepsilon$  - угловое ускорение,  $M$  - момент сил относительно оси вращения.

В соответствии с преобразованиями углового ускорения и момента сил получаем:

$$I \frac{\partial \omega}{\partial t} = f_{fr} mgr, \quad (3.5)$$

где  $\omega$  - угловая скорость,  $f_{fr}$  - коэффициент трения,  $mg$  - вес ротора,  $r$  - плечо силы. Коэффициент трения:

$$f_{fr} = -\frac{\pi I}{30mgr} \frac{\partial n}{\partial t}. \quad (3.6)$$

Из данного соотношения можно определить коэффициент трения, заменив частную производную на дискретный аналог. Таким образом, имея кривую выбега ротора, мы можем определить характеристику трения на основных частотах вращения ротора.

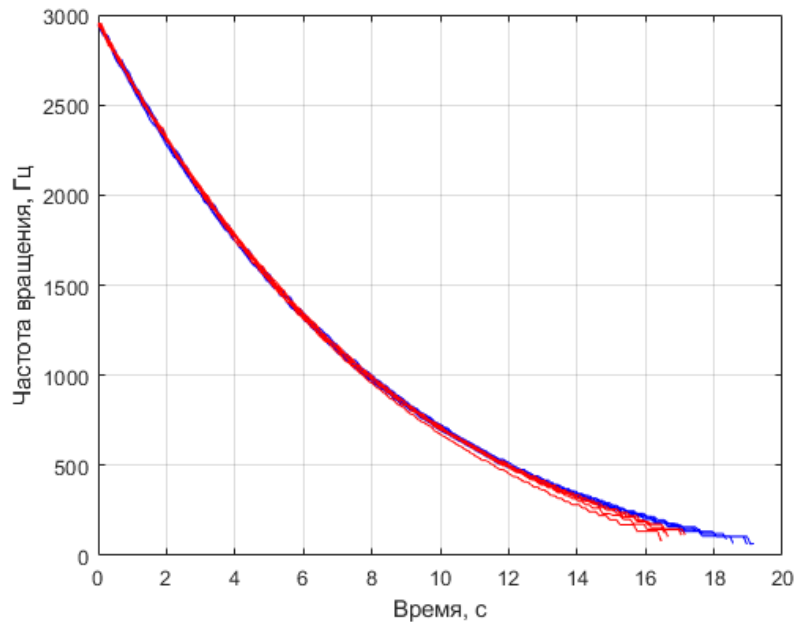


Рисунок 3.16 – Кривые выбега ротора

Так как одинаковых экспериментов с одинаковыми значениями магнитного поля проведено по 8, необходимо провести математико-статистическую обработку. Среднее арифметическое записывается следующим образом:

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i, \quad (3.7)$$

где  $n$  – количество экспериментов,  $i$  – номер эксперимента.

Среднеквадратическое отклонение [34, 65]:

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{X} - X_i)^2}{n-1}}. \quad (3.8)$$

Значение величины доверительного интервала виброперемещений и виброускорений было определено на основании t-критерия Стьюдента. В итоге истинное значение определяемой величины выглядит следующим образом:

$$X = \bar{X} \pm \frac{S}{\sqrt{n}} t_{a,k}, \quad (3.9)$$

где  $t_{a,k}$  - коэффициент Стьюдента, определяемый по таблицам  $t$  - распределения. Для принятого в данном случае значения  $\alpha = 0,95$  и  $k = 7$  искомый коэффициент  $t_{a,k} = 2,45$ .

Экспериментальные значения, не вошедшие в доверительный интервал, считаются ошибками и исключаются из расчета [65].

Наиболее показательной с точки зрения обработки как теоретических, так и экспериментальных данных, являются амплитудно-частотные характеристики роторной системы (АЧХ), так как они могут показать зоны резонанса и величины амплитуды колебаний ротора.

В данной работе АЧХ были получены путем разложения в ряд Фурье полученных данных виброперемещений и виброускорений. Быстрое преобразование Фурье подходит для выделения гармонических колебаний на фоне помех. Быстрое преобразование Фурье описано в большом количестве работ [100, 64]:

$$Y(k) = \sum_{j=1}^n X(j) W_n^{(j-1)(k-1)}, \quad (3.10)$$

где  $W_n = e^{(-2\pi i)/n}$ .

Пример разложенных колебаний по вертикальной оси (рисунок 3.17а) представлен на рисунке 3.17б.



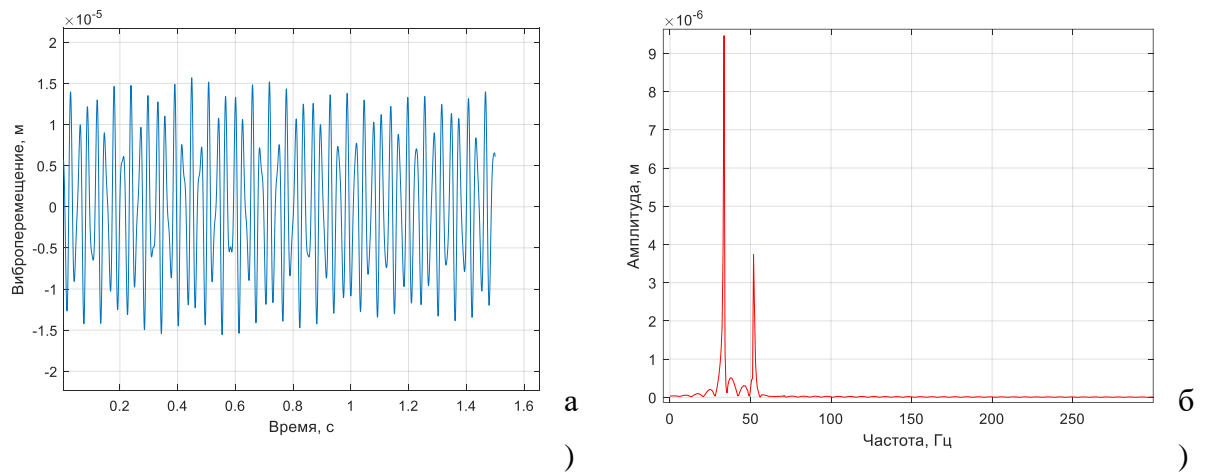


Рисунок 3.17 – Виброперемещения ротора по вертикальной оси (а) и АЧХ, полученные преобразованием в ряд Фурье (б)

В данной главе показаны основные методы проведения экспериментальных исследований. Совокупность представленных методов позволяет говорить о высоком уровне повторяемости данного эксперимента. Следует отметить высокую перспективность представленного технического решения для проведения научных исследований в области роторной магнитной гидродинамики. Результаты опытов показаны в главе 4.

### Выводы по главе 3

В данной главе описана конструкция подшипникового узла, включающая в себя цилиндрический подшипник скольжения, электромагнитный актуатор, усиливающее устройство, информационно-измерительную систему. Приведены результаты планирования экспериментальных исследований и методы математико-статистической обработки.

Основные результаты, описанные в данной главе, представлены в публикациях [50, 51, 56, 61, 60, 62, 98].

#### 4. Результаты исследования подшипников жидкостного трения, смазываемого магнито реологическими жидкостями

##### 4.1 Расчет магнито гидродинамических течений с использованием модифицированного функционала Лагранжа для учета массовых сил

Важным этапом верификации является проверка адекватности работы модели магнитной гидродинамики, а также верификация предложенного вариационного метода.

Течение магнито реологической жидкости моделировалось в программном комплексе Ansys CFX. Ansys использует для расчета течений магнито реологических жидкостей встроенную модель магнитной гидродинамики. Геометрия течения магнито реологической жидкости представляет собой плоский двумерный тонкий канал большой протяженности с объемом  $\Omega = L_1 \times 2L_2 \times L_3$ ,  $L_3 = 1$ . По оси  $x_1$  существует перепад давления  $p(0, x_2) = p_0$ ,  $p(L_1, x_2) = p_1$ . (рисунок 4.1). Основные параметры области течения:  $L_1 = 1$  м,  $L_2 = 75 \cdot 10^{-6}$  м,  $p_0 = 1 \cdot 10^5$  Па,  $p_1 = 1.5 \cdot 10^5$  Па. Так как задача осесимметричная, высота расчетной области составляет половину высоты канала.

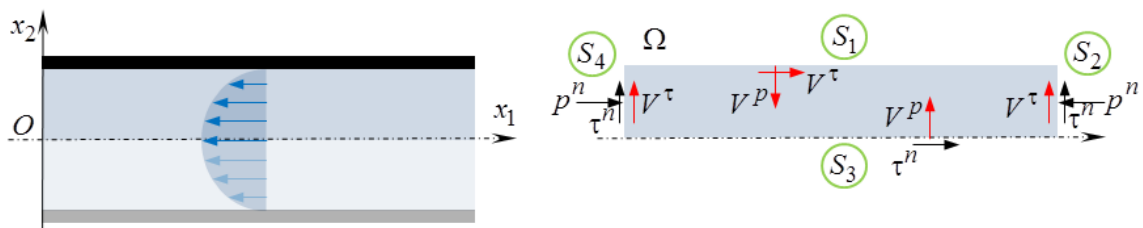


Рисунок 4.1 – Область течения и граничные условия для симметричной области течения

Создание расчетной сетки включает разбиение длины канала  $L_1$  на 40000 и  $L_2$  на 20 отрезков при помощи опции Sizing. К расчетной плоскости была применена опция Face Meshing, которая позволила упорядочить сетку. В

результате получилась ортогональная сетка, включающая в себя 800000 элементов. В предпроцессоре были выбраны ламинарная модель вязкости и включена модель магнитной гидродинамики.

В качестве верификационного метода был использован метод на основе вариационного принципа. Описание верификационного метода приведено выше, в главе 2.11. Численное решение вариационной задачи можно удобно получить одним из прямых вариационных методов, например, методом Ритца [175, 126]. Задача поиска оптимальной функции, которая сообщает минимальное значение функционалу сводится к задаче поиска экстремума функции нескольких переменных. В данном случае, функция тока  $\Psi$  задается при помощи ортонормированного ряда Лежандра  $P_i(\tilde{x}_2)$  в области с интервалом  $[-1, 1]$  в безразмерных координатах [174]:

$$\Psi = \sum_{i=0}^N \alpha_i P_i(\tilde{x}_2) = \alpha_0 1 + \alpha_1 \tilde{x}_2 + \sum_{i=1}^N \alpha_{i+1} \left( \frac{2i+1}{i+1} \tilde{x}_2 P_i(\tilde{x}_2) - \frac{i}{i+1} P_{i-1}(\tilde{x}_2) \right), \quad (4.1)$$

где  $\alpha_i$  - неизвестные коэффициенты,  $N$  - степень полинома.

Решение вариационной задачи связано с поиском множества значений  $\alpha_i$  ( $i=0..N$ ), при которых целевой функционал принимает минимальное значение. Поиск минимума функции нескольких переменных был произведен при помощи встроенного алгоритма нахождения экстремума в GNU Octave [104].

В качестве эталонного решения было использовано аналитическое решение для классической постановки, которое может быть определено следующим образом:

$$v_1 = \frac{1}{2\mu} \frac{p_0 - p_1}{L_1} (x_2^2 - L_2^2) - \frac{1}{2\mu} \rho f_1 (x_2^2 - L_2^2). \quad (4.2)$$

В процессе проведения исследования было проведено моделирование течения магнитореологической жидкости в приложенном внешнем магнитном поле. Напряженность магнитного поля варьировалась в диапазоне 0-15000 А/м с 6 вариациями. Данная напряженность магнитного поля для рассматриваемого течения соответствует приложенному магнитному полю с

магнитной индукцией 0-2 Тл. Результаты моделирования представлены на рисунке 4.2.

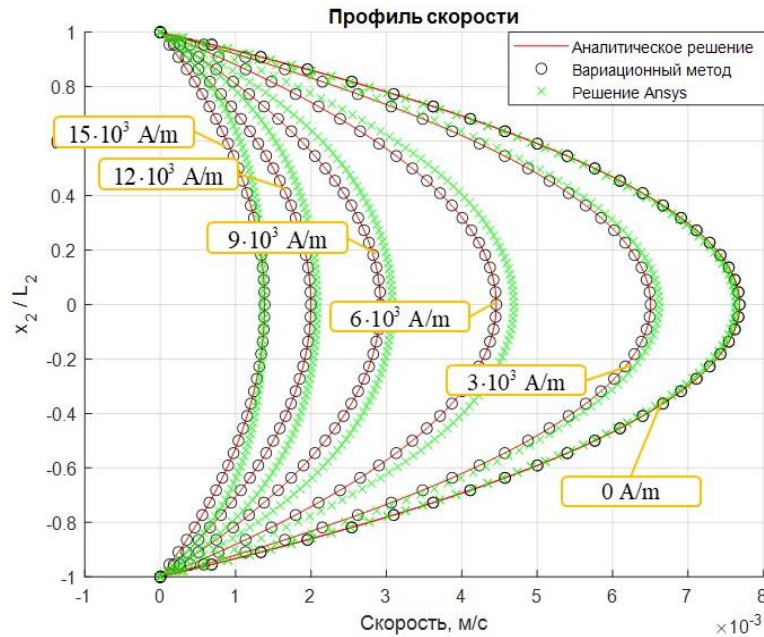


Рисунок 4.2 – Результаты моделирования течения неньютоновской жидкости

На рисунке 4.2 видно, что результаты аналитического решения и решения, полученного при помощи Ansys CFX, хорошо согласуются. Для нулевой напряженности приложенного магнитного поля максимальная ошибка составляет не более 1%. Профиль скорости при нулевой напряженности соответствует течению Пуазейля. Максимальная ошибка отклонения аналитического решения и решения CFX составляет около 40% при напряженности магнитного поля  $15 \cdot 10^3$  А/м (2 Тл). Подобное значение ошибки создается на границе течения в пристеночной области. Это вызвано тем, что для моделирования течения жидкости использовалась ламинарная модель течения. Максимальное отклонение профиля скорости от эталонного было получено для напряженности внешнего магнитного поля 6000 А/м. Для данного режима характерна более высокая средняя погрешность расчета по отношению к аналитическому решению. Средняя погрешность составила 1,4%. Максимальное значение погрешности составило 5,1% в пристеночной области течения.

Результаты, полученные при помощи Ansys CFX, согласуются достаточно хорошо, имея относительно небольшие погрешности вычислений. Полученные результаты позволяют сказать, что данный пакет прикладных программ может быть использован для более сложных случаев расчета течения магнитореологических жидкостей.

#### 4.2 Верификация расчета подшипника скольжения в Ansys CFX

В рамках диссертационного исследования была проведена верификация расчета подшипника скольжения в программном комплексе Ansys CFX. Общая структура расчета представлена на рисунке 4.3.

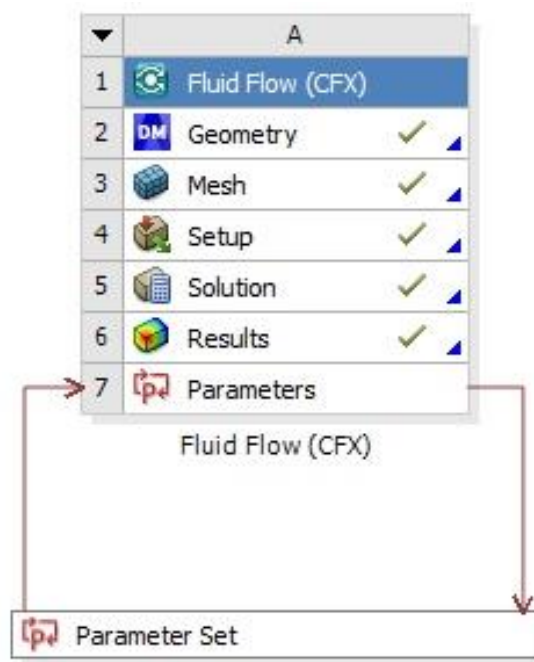


Рисунок 4.3 – Структура расчета в Ansys CFX

В общем случае расчет в Ansys CFX выполняется в последовательности: создание геометрии течения жидкости, создание расчетной сетки, задание начальных и граничных условий, а также выбор основных моделей в пакете CFX-Pre, решение задачи в модуле Solution и обработка результатов в постпроцессоре CFD-Post.

Геометрия течения в задаче расчета характеристик подшипника скольжения описывается объемом между двумя несоосными цилиндрами (рисунок 4.4). Поверхность внутреннего цилиндра является вращающейся поверхностью и для удобства центр внутреннего цилиндра помещен в центр координат. Внешний цилиндр смещен относительно внутреннего по двум координатам согласно значению эксцентриситета. Также геометрия рассекается по одной из осевых плоскостей для удобства создания расчетной сетки.

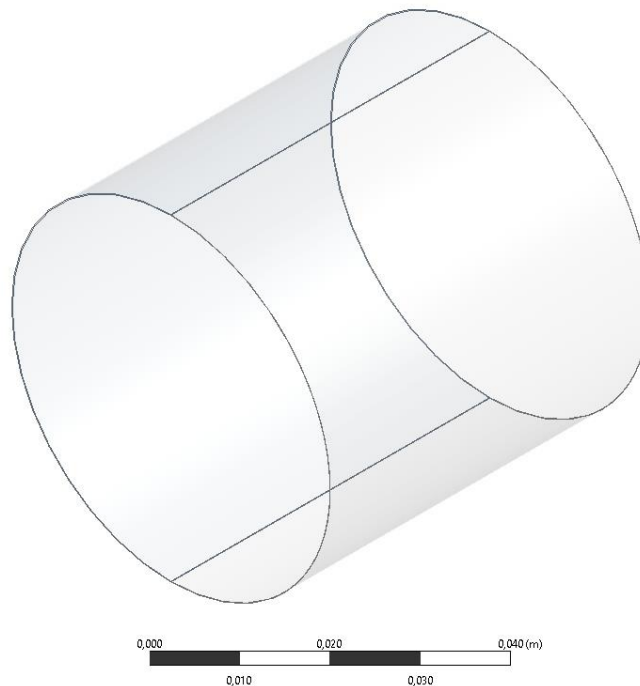


Рисунок 4.4 – Геометрия течения в Ansys CFX

Расчетная сетка должна отвечать требованиям расчета течения. В случае расчета характеристик опоры скольжения геометрия зазора представляет собой тонкий слой смазочного материала между двумя несоосными цилиндрами. Сетка по умолчанию делит данный слой на один элемент, что не соответствует требованиям расчета. Для данного расчета была применена команда Sizing – Number of divisions. Смазочный слой был разделен на 10 равных отрезков с использованием опции Behavior – Hard. Аналогичная команда была использована для разбиения длины окружности цилиндров на 5000 равных отрезков. Для структурирования сетки была применена команда

Face Meshing. Для обеспечения однородности сетки по длине геометрии зазора был использован метод протяжки Sweep Method с количеством разбиений, равным 100.

Для удобства дальнейшего задания граничных и начальных условий основные элементы геометрии течения были скомпонованы в выборки (named selections): неподвижная стенка, вращающаяся стенка, вход правый, вход левый, выход. Основные элементы сетки в Ansys Meshing представлены на рисунке 4.5а. Локальный вид расчетной сетки представлен на рисунке 4.5б.

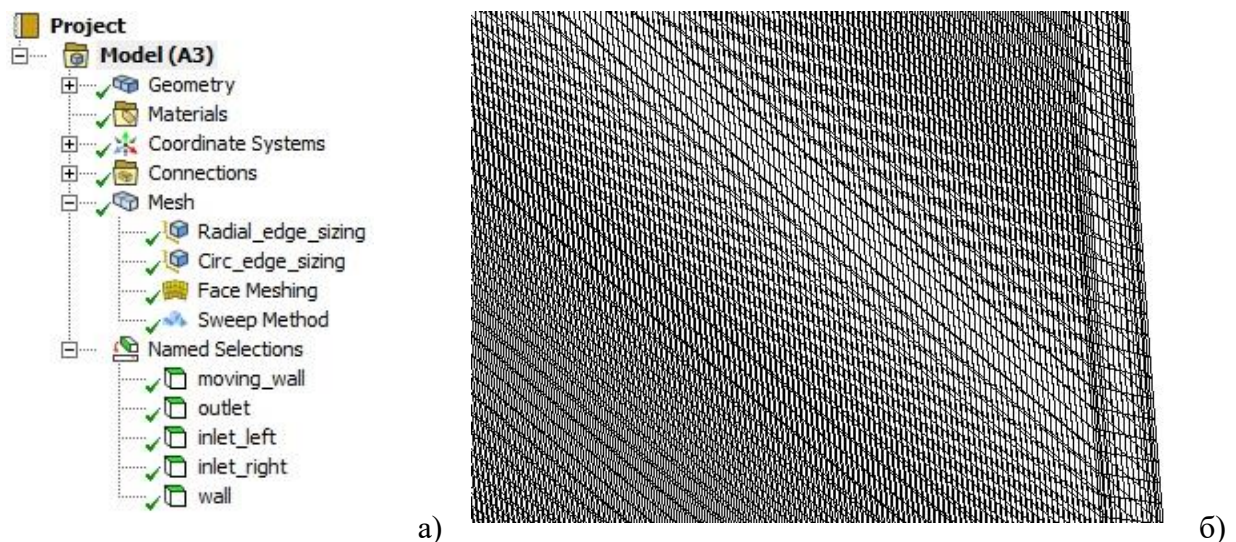


Рисунок 4.5 – Построение расчетной сетки в Ansys Meshing (а); локальный вид элементов расчетной сетки по толщине смазочного слоя (б)

Препроцессор CFX – Pre служит для задания необходимых граничных и начальных условий задачи. Область дерева модели состоит из нескольких закладок: Physics – задание граничных условий, выбор физических моделей; Mesh – операции с расчетной сеткой; Regions – работа с расчетной областью; Expressions – создание выражений (например, для задания профиля скорости на входе); Materials – выбор материалов и указание их свойств; Reactions – выбор моделей горения или описание химических реакций [70].

Для данной задачи был выбран стационарный тип расчета. В качестве расчетных моделей были выбраны модель теплопереноса (Heat Transfer) – тепловая энергия (Thermal Energy). На неподвижной и подвижной стенке было



задано граничное условие нулевого теплообмена. В качестве модели турбулентности была использована модель K-Epsilon. Модель кавитации в Ansys CFX реализуется при помощи модели двухфазной среды, одна из которых является жидкостью с заданными параметрами, а вторая является моделью пара. Далее выбирается модель кавитации, в данном случае модель Релея-Прессета [70].

В качестве параметров расчета задаются давление и температура на входах и выходах, опорное давление в области течения, движение внутренней стенки цилиндра относительно оси, находящейся в начале координат. Параметры теплообмена, а также характеристики жидкости задаются в качестве параметров. Вязкость жидкости зависит от температуры.

ANSYS CFX использует алгебраический многосеточный сопряженный решатель, использующий технологию Coupled Algebraic Multigrid [71]. Параметры решателя, а также граничные условия могут быть скорректированы во время выполнения расчета, при этом нет необходимости останавливать решатель. Решатель ANSYS CFX использует схему дискретизации второго порядка по умолчанию. В качестве критериев сходимости были выбраны среднеквадратические невязки (RMS), равные  $10^{-4}$ . При невыполнении основного условия сходимости решатель останавливается на 100 итерации.

Основной задачей являлась верификация результатов расчета характеристик подшипника скольжения в программном пакете Ansys CFX. Данные для верификации были взяты в работе [128]. В таблице 4.1 приведены основные данные для расчета подшипника скольжения для 4 случаев при постоянной частоте вращения 3050 об/мин.



Таблица 4.1 – Основные параметры расчета подшипника скольжения

Параметр	Значение			
	Случай 1	Случай 2	Случай 3	Случай 4
Радиус цапфы, длина подшипника, мм	20			
Диаметральный зазор, мкм	95			
Положение равновесия, мкм	[-39.1,-23.3]	[-51.7,-23.9]	[-44.7,-37]	[-36.1,-32.7]
Давление подачи, кПа	62.6	67	52.1	67
Средняя температура и разница температуры между входами, °С	18/0	33/15	48/0	33/15
Плотность жидкости, кг/м <sup>3</sup>	1000			
Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К)	4177			
Теплопроводность, В/(м·К)	0.64			
Вязкость, Па·с	$1.51 \cdot 10^{-5} \cdot T + 1.23 \cdot 10^{-3}$			
Масса ротора, кг	0.64			
Количество элементов сетки по длине окружности	5000			
Количество элементов сетки по толщине смазочного слоя	10			
Количество элементов сетки по длине подшипника	100			
Опорное давление в области течения, Па	0			
Давление на выходе, Па	0			

Так как в результатах [128] указаны положения равновесия и масса ротора, то можно предположить, что искомая грузоподъемность подшипника на двух подшипниках при установке симметрично на опорах будет равна 3,06 Н. Второй верифицируемой характеристикой являлся коэффициент трения.

Характеристики момента трения и реакции подшипника были вычислены после проведения расчета в Ansys CFX при помощи встроенных возможностей CFD-Post при помощи выражений  $force\_x()@wall$  и  $force\_y()@wall$ , которые позволяют вычислить величину спроецированной на какую-либо ось силы [69]. Далее была рассчитана грузоподъемность опоры. Момент трения подшипника был также определен при помощи встроенных возможностей постпроцессора, а именно командой  $torque\_z()@wall$  [69]. В таблице 4.2 приведены результаты расчета и данные для верификации.

Таблица 4.2 – Результаты расчета характеристик подшипника скольжения

Случай	Грузоподъемность			Коэффициент трения		
	Ansys	Результаты [128]	Разница, %	Ansys	Результаты [128]	Разница, %
№ 1	3.027	3.06	1.1	0.0551	0.063	14.3
№ 2	3.096	3.06	1.1	0.0444	0.046	3.6
№ 3	3.75	3.06	18.4	0.035	0.0395	12.5
№ 4	2.85	3.06	7.3	0.059	0.053	10

Результаты расчета в Ansys CFX хорошо согласуются с результатами, представленными в работе [128]. Среднее отклонение при вычислениях грузоподъемности, если считать результаты [128] эталонными, составило менее 7%. Для результатов вычисления коэффициента трения отклонение составило 10.1%.

Таким образом, результаты проведенных расчетов показали, что Ansys CFX позволяет проводить вычисления характеристик опор скольжения с достаточной точностью.

### 4.3 Интегральные характеристики подшипника скольжения, смазываемого магнито-реологическими жидкостями

Вычислительный эксперимент проводился следующим образом. Входные факторы (частота вращения и индукция магнитного поля) имеют по четыре уровня. Суммарное количество опытов в вычислительном эксперименте равно шестнадцать. Для каждой пары частота вращения –

индукция магнитного поля было определено положение равновесия. Это особое положение центра цапфы ротора, при котором проекция реакции на горизонтальную ось равна нулю, а вертикальная проекция реакции равна весу ротора, приходящемуся на данную опору скольжения.

В рамках диссертационного исследования использовались модели гидродинамики, описанные в главах 2.1 и 2.9. На рисунке 4.6 представлены результаты расчета полей давлений. На рисунке 4.6а представлено пример распределения давлений, полученного при помощи модели на основе уравнения Рейнольдса, для индукции магнитного поля 0Т, частоты вращения ротора 2000 об/мин и относительного эксцентриситета  $\bar{e} = 0.5$ . На рисунке 4.6б представлено распределение давлений, полученное при помощи решения системы уравнений магнитной гидродинамики (глава 2.1) в Ansys CFX.

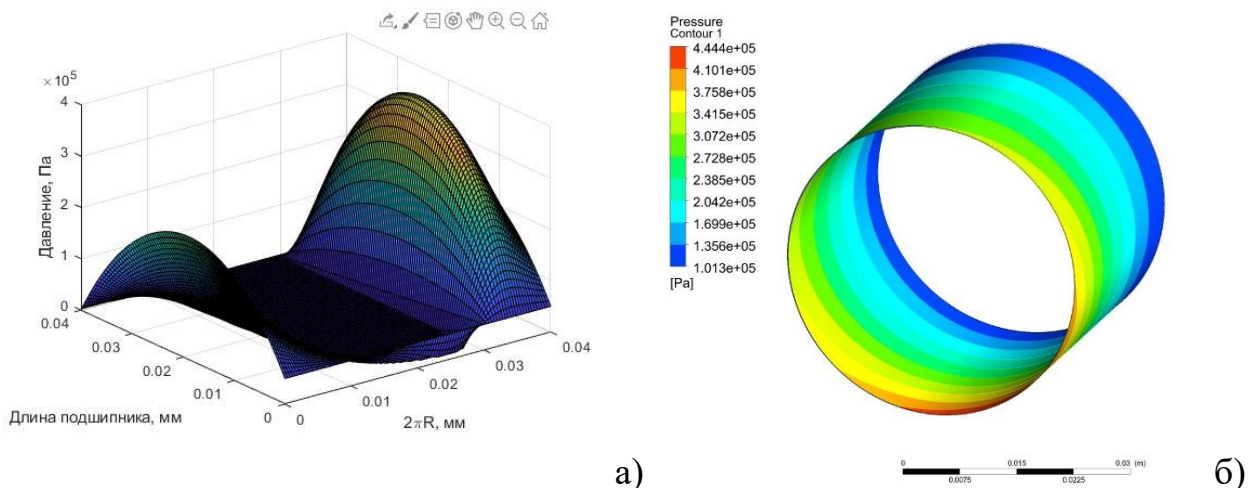
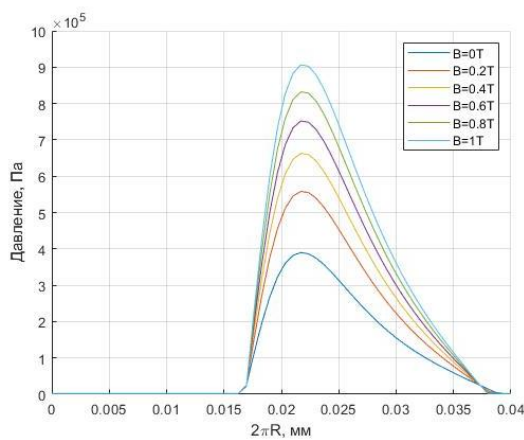


Рисунок 4.6 – Распределения полей давлений с смазочном слое магнитореологического подшипника скольжения, полученные при помощи модифицированного уравнения Рейнольдса (а) и численного решения уравнений магнитной гидродинамики в Ansys CFX (б)

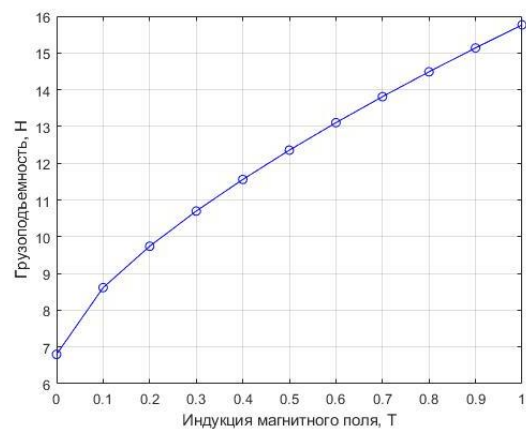
Прямое сравнение результатов расчетов полей давлений на представленных моделях невозможно в силу значительных различий между моделями. В модели на основе модифицированного уравнения Рейнольдса не использовались модели турбулентности и кавитации, а учет влияния

приложенного магнитного поля на кажущуюся вязкость зависят от коэффициентов магнитной восприимчивости и проницаемости, а также экспериментально определенных коэффициентов в уравнении (2.55).

На рисунке 4.7а изображены распределения полей давлений в сечении максимальных давлений в смазочном слое, полученные при помощи модели, описанной в главе 2.9. Приведен случай смазывания:  $l = 40$  мм,  $d = 40$  мм,  $h = 200$  мкм,  $\bar{e} = 0.5$ ,  $p(x, 0) = 1.5 \cdot 10^5$  Па,  $p(x, L) = 1 \cdot 10^5$  Па,  $n = 2000$  об/мин. На рисунке 4.7б изображена представлена зависимость грузоподъемности опоры от величины проложенного магнитного поля.



а)



б)

Рисунок 4.7 – Результаты расчета полей давлений (а) и грузоподъемности (б) магнитореологического подшипника жидкостного трения при различных значениях индукции приложенного магнитного поля

Увеличение магнитного поля приводит к увеличению давлений в смазочном слое, что отражается на грузоподъемности подшипника жидкостного трения. В рассматриваемом случае смазывания увеличение грузоподъемности составляет 230%.

В рамках диссертационного исследования исследовались как интегральные, так и динамические характеристики опор скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями. В качестве интегральных характеристик были выбраны: грузоподъемность, коэффициент трения и

относительный эксцентриситет. Данные параметры отражают параметры работы подшипника в установившемся режиме.

На рисунке 4.8 показаны зависимости грузоподъемности подшипника в зависимости от частоты вращения ротора, относительного эксцентриситета и приложенного магнитного поля. На основе полученных расчетных данных можно сделать следующие выводы:

1. Расчет грузоподъемности, в целом, показывает достаточно адекватные результаты: при уменьшении частоты вращения грузоподъемности или эксцентриситета центра ротора происходит снижение грузоподъемности за счет снижения давления в смазочной пленке.

2. Увеличение напряженности и, как следствие, индукции приложенного магнитного поля нелинейно увеличивает грузоподъемность опоры. При частоте 1000 об/мин при относительном эксцентриситете 90% подшипник может нести на 38% больше статической нагрузки при поле с индукцией 1 Тл. А при смещении ротора на 50% от среднего зазора грузоподъемность возрастает на 52%.

3. С ростом частоты вращения суммарный вклад объемных сил в грузоподъемность опоры снижается. Как было описано выше, если мы сравниваем грузоподъемность при магнитном поле максимальной напряженности и грузоподъемности при выключенном магнитном поле, получаем, что в режиме работы 1000 об/мин грузоподъемность увеличивается на 38%, при 2000 об/мин – на 33%, при 3000 об/мин – на 26%, при 4000 об/мин – на 19%. Эти результаты связаны с диссипацией магнитных объемных сил при увеличении частоты вращения, а также с ростом гидродинамических сил при относительной стабильности магнитных сил.

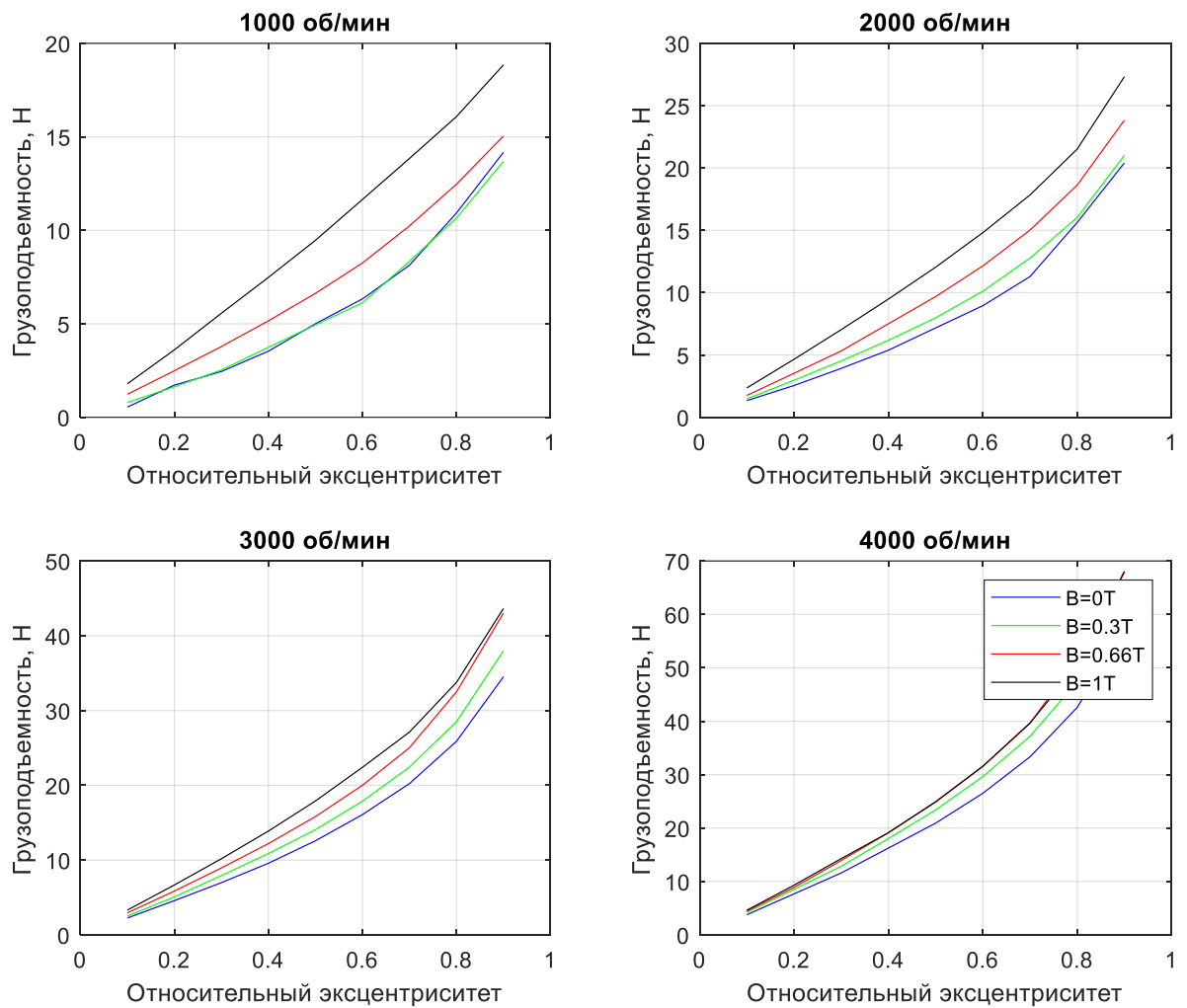


Рисунок 4.8 – Зависимость грузоподъёмности от величины приложенного магнитного поля при различных частотах вращения ротора

На рисунке 4.9 представлены кривые трения в зависимости от частоты вращения и приложенного магнитного поля. Минимальный коэффициент трения составляет 0,012 при частоте вращения 2000 об/мин.

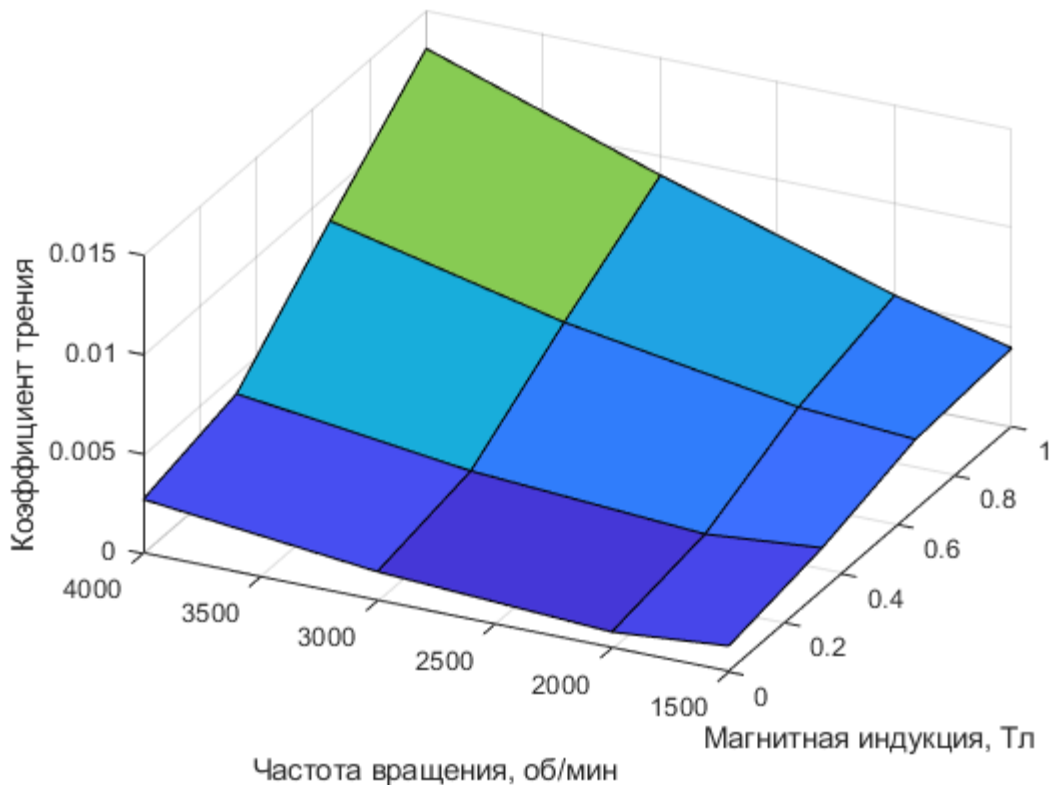


Рисунок 4.9 – Зависимость коэффициента трения от частоты вращения и приложенного магнитного поля

При увеличении приложенного магнитного поля также происходит увеличение коэффициента трения. При увеличении индукции магнитного поля от 0Т до 1Т, коэффициент трения увеличивается в 3,04 раза при частоте вращения 1500 об/мин. Самое значительное увеличение коэффициента трения происходит на частоте 4000 об/мин.

#### 4.4 Динамические характеристики подшипника скольжения, смазываемого магнитореологическими жидкостями

В рамках исследования были методом малых перемещений были получены коэффициенты жесткости и демпфирования, которые отражают устойчивые режимы работы опоры. На рисунке 4.10 показаны зависимости коэффициентов жесткости подшипника от частоты вращения ротора и приложенного магнитного поля.

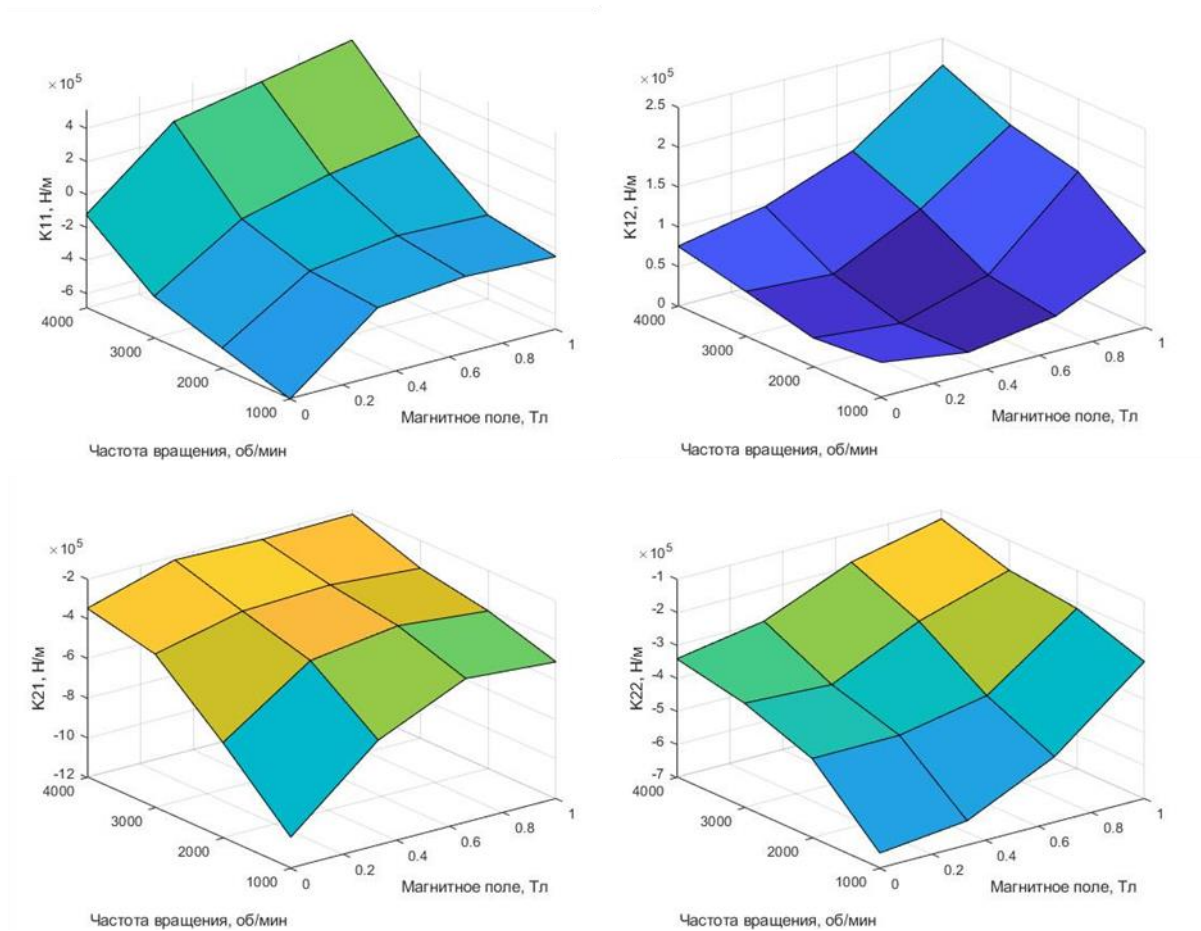


Рисунок 4.10 – Зависимость коэффициентов жесткости от величины приложенного магнитного поля при различных частотах вращения ротора

Данные, полученные в процессе вычислительного эксперимента, показывают, что в любом режиме работы электромагнита происходит рост прямых и перекрестных коэффициентов жесткости. Это связано с увеличением гидродинамических сил в зазоре подшипника. Приложенное магнитное поле также добавляет дополнительную объемную силу, увеличивая давление в зазоре опоры. В связи с этим происходит увеличение реакции смазочного слоя, что в свою очередь влияет на жесткость опоры.

На рисунке 4.11 показаны зависимости прямых и перекрестных коэффициентов демпфирования от частоты вращения ротора и приложенного магнитного поля.



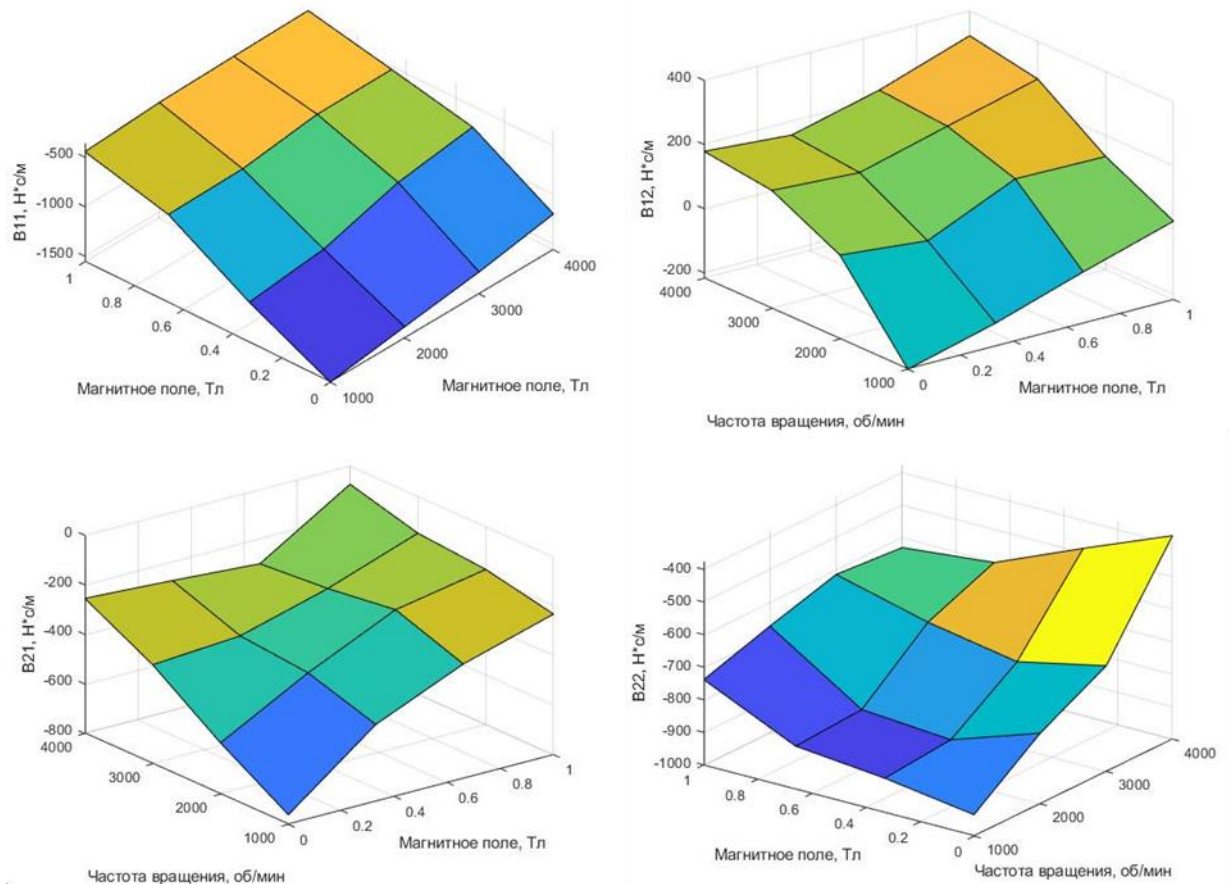


Рисунок 4.11 – Зависимость коэффициентов демпфирования от величины приложенного магнитного поля при различных частотах вращения ротора

На рисунке 4.11 показано, что с ростом скорости вращения происходит увеличение всех представленных коэффициентов демпфирования вне зависимости от режима работы электромагнитного актуатора. Как видно на рисунках 4.10 и 4.11, характеристика жесткости и демпфирования в большинстве случаев нелинейная. Это связано с неучтенными в разработанной математической модели физическими эффектами, связанными с особенностями континуального подхода моделирования течений магнито-реологических жидкостей.

#### 4.5 Траектории движения жесткого ротора на опорах скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями

В рамках диссертационного исследования на основе модели динамики, описанной в пункте 2.7, были получены траектории движения центра ротора в опорах скольжения. Имитационная модель ротора на двух подшипниках была разработана в среде Simulink. 3D-модель разработана в Autodesk Inventor. Модель соответствует по геометрическим, массовым и инерционным характеристикам. На рисунке 4.12 приведен общий вид моделируемого ротора.

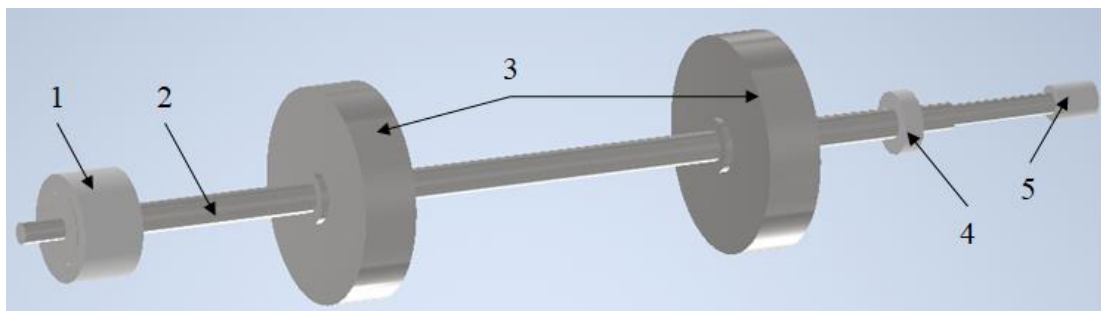


Рисунок 4.12 – Схема исследуемого ротора: 1 – левый подшипник, 2 – вал, 3 – диски, 4 – правый подшипник, 5 – муфта

В рассматриваемой системе масса распределена между двумя опорами в процентном соотношении 51/49%, что позволяет говорить об одинаковой нагрузке на опоры.

Имитация реакции смазочного слоя использует 6-степенные связи между вращающимися элементами и неподвижными втулками подшипника скольжения: 3 степени по перемещениям и 3 – по углам поворота. Также в системе используется муфта. Ее задачей является осевая фиксация ротора, а также разгон ротора до заданной частоты путем передачи через нее крутящего момента. В качестве допущения использовано условие одинаковости координат точек подвижного равновесия для обеих опор. Общий вид имитационной модели, построенной в MATLAB Simulink представлен на рисунке 4.13.

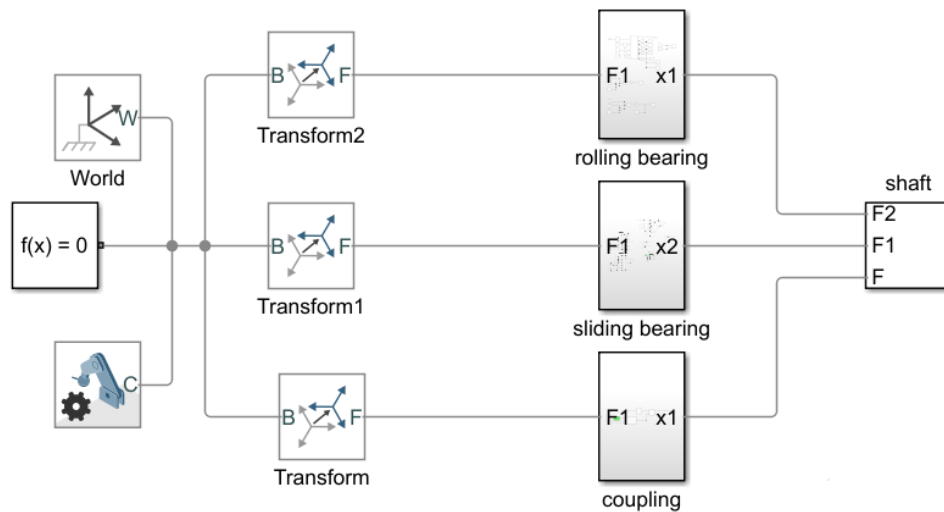


Рисунок 4.13 – Общий вид имитационной модели ротора на опорах скольжения, построенной в MATLAB Simulink

В рамках вычислительного эксперимента были построены траектории движения центра жесткого ротора в опорах скольжения, смазываемых магнитореологической жидкостью. Изменяемыми параметрами являлись частота вращения ротора и индукция приложенного магнитного поля, от которых зависели коэффициенты жесткости и демпфирования. На рисунке 4.14 представлены результаты моделирования траекторий.

В модели был использован дисбаланс, равный  $5 \cdot 10^{-4}$  кг·м. В связи с этим траектории не приходят к какой-либо фиксированной точке, ротор вращается вокруг данной точки с некоторой орбитой. Результаты моделирования показывают, что с ростом частоты вращения ротора центр траектории смещается по дуге, направленной к геометрическому центру подшипника. Данную виртуальную дугу можно назвать кривой подвижного равновесия. Это поведение не характерно для случая приложенного индукции магнитного поля, равного 1Т. Эксцентриситет также уменьшается, но центр траекторий не располагается на кривой, соединяющей низ зазора опоры и геометрический центр подшипника. При индукции магнитного поля 1Т и частоте вращения 4000 об/мин центр траекторий находится практически на вертикальной оси подшипника. Это может быть объяснено значительным центрирующим эффектом смазке магнитореологической жидкостью.

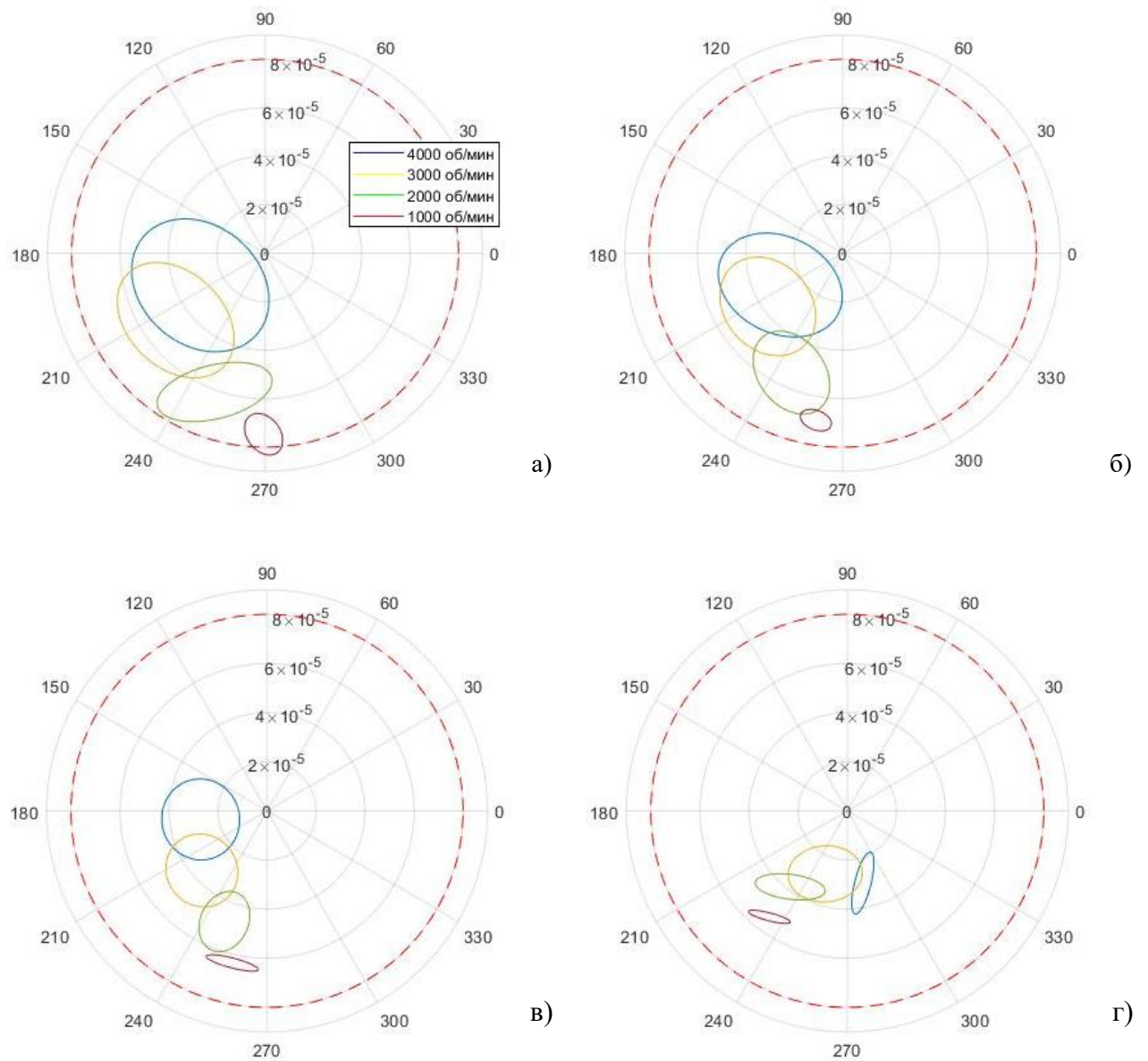


Рисунок 4.14 – Установившиеся траектории движения жесткого ротора при индукции приложенного магнитного поля: 0Т (а); 0,3Т (б); 0,6Т (в); 1Т (г)

В таблице 4.3 приведены сводные данные о максимальной амплитуде траекторий ротора, полученные в ходе вычислительного эксперимента.

Таблица 4.3 – Максимальная амплитуда виброперемещений ротора

Частота вращения ротора	Приложенное магнитное поле			
	0Т	0,3Т	0,6Т	1Т
4000	38 мкм	31 мкм	50 мкм	61 мкм
3000	55 мкм	43 мкм	31 мкм	31 мкм
2000	50 мкм	35 мкм	26 мкм	28 мкм
1000	21 мкм	19 мкм	20 мкм	17 мкм

Сводные данные о максимальной амплитуде виброперемещений ротора, представленные в таблице 4.3, показывают, что с ростом приложенного магнитного поля размеры траекторий уменьшаются, что выражается в уменьшении амплитуд виброперемещений как в горизонтальном, так и в вертикальном направлениях. Особо значительное уменьшение амплитуд происходит на частотах выше 2000 об/мин. Вычислительный эксперимент показал, что на частотах до 2000 об/мин данный эффект не такой значительный: на 1000 об/мин разница составила 4 мкм (19%).

#### **4.6 Траектории движения гибкого ротора на опорах скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями**

На основе модели гибкого ротора, описанной в пункте 2.8, была создана имитационная модель гибкого ротора. Геометрические параметры гибкого ротора полностью повторяют аналогичные для модели жесткого ротора. Ротор состоит из 6 цилиндрических элементов различной длины и диаметра, 2 мест под опоры, характеризующихся определенными выше параметрами жесткости и демпфирования, а также 2 точек приложения дополнительных масс (диски). В данных точках также был применен дисбаланс, равный  $5 \cdot 10^{-4}$  кг·м.

Расчет траекторий показал, что с ростом частоты вращения геометрический центр траекторий (точка подвижного равновесия ротора) сдвигается по кривой к геометрическому центру подшипника. При частоте 4000 об/мин размах траекторий вращения является максимальным в рассматриваемой частотной области. Это связано с близостью к области критических колебаний. При увеличении напряженности приложенного магнитного поля также происходит смещение ротора в центральную часть подшипника, что является следствием увеличения давления в смазочной пленке и увеличения грузоподъемности опоры. Наиболее значительным этот эффект является на частотах всплытия ротора. Для конкретной роторной системы экспериментальная частота всплытия в условиях нулевого магнитного поля составила 1200 об/мин. Приложенное магнитное поле с

индукцией 0,3Т позволяет сместить это значение до 1000 об/мин. При магнитном поле 1Т цапфа ротора отрывается от втулки подшипника скольжения на частоте 600 об/мин.

На рисунке 4.15 представлены траектории движения центра ротора на частоте вращения ротора 4000 об/мин.

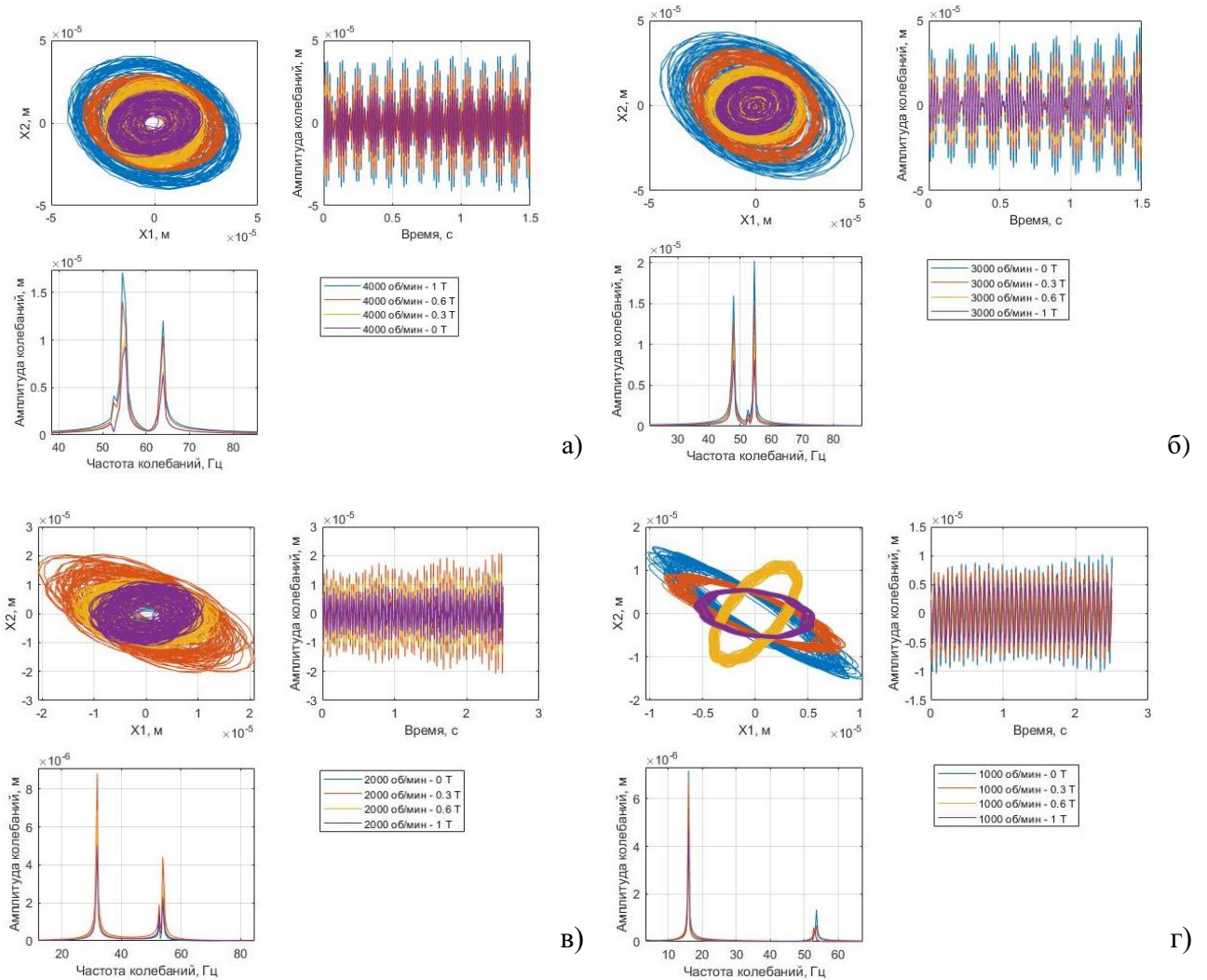


Рисунок 4.15 – Траектории движения гибкого ротора при частотах вращения: 4000 об/мин (а); 3000 об/мин (б); 2000 об/мин (в); 1000 об/мин (г)

Важным результатом моделирования является факт уменьшения амплитуд колебаний ротора с ростом напряженности приложенного магнитного поля. В рассматриваемом примере данный эффект наиболее значителен в области низких частот вращения. На частоте 1000 об/мин размах уменьшился с 20 мкм при 0Т до 10 мкм при 1Т.



Результаты вычислительного эксперимента показывают, что с ростом частоты вращения максимальная амплитуда колебаний увеличивается, но приложенное магнитное поле уменьшает эту амплитуду. На рисунке 4.15 присутствуют по 2 пика: на оборотной частоте и собственной частоте колебаний ротора. На исследуемых частотах 3000 об/мин и 4000 об/мин колебания на собственной частоте вносят значительный вклад в вибрацию ротора. Это связано с приближением к критической области колебаний, составляющей в данном случае 55 Гц.

Сводные данные о максимальной амплитуде виброперемещений ротора представлены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Результаты вычислительного эксперимента

Частота вращения ротора	Приложенное магнитное поле			
	0Т	0,3Т	0,6Т	1Т
4000	44 мкм	46 мкм	56 мкм	70 мкм
3000	65 мкм	60 мкм	48 мкм	42 мкм
2000	42 мкм	34 мкм	26 мкм	22 мкм
1000	28 мкм	26 мкм	24 мкм	22 мкм

АЧХ роторной системы, полученные при помощи вычислительного эксперимента, определяются путем расчета отдельных АЧХ на диапазоне исследуемых частот. Чаще всего амплитуда виброперемещений на оборотной частоте является доминирующей (рисунок 4.16).

В рамках исследования динамики гибкого ротора был проведен модальный анализ роторной системы. На рисунке 4.17 представлена зависимость собственных частот ротора от частоты вращения. Основной задачей модального анализа являлось установление возможности управления собственной частотой ротора за счет изменения приложенного магнитного поля.

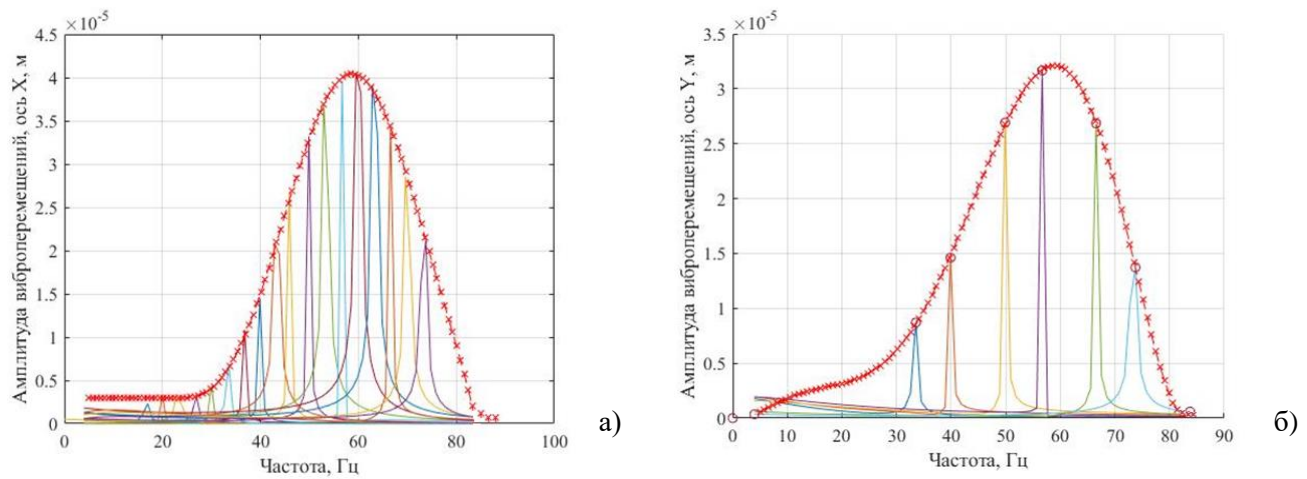


Рисунок 4.16 – Результаты вычислительного эксперимента. Амплитудно-частотные характеристики виброперемещений роторной системы: ось X (а) и ось Y (б)

В качестве изменяемых параметров были использованы динамические коэффициенты жесткости и демпфирования, описанные в главе 4.3.

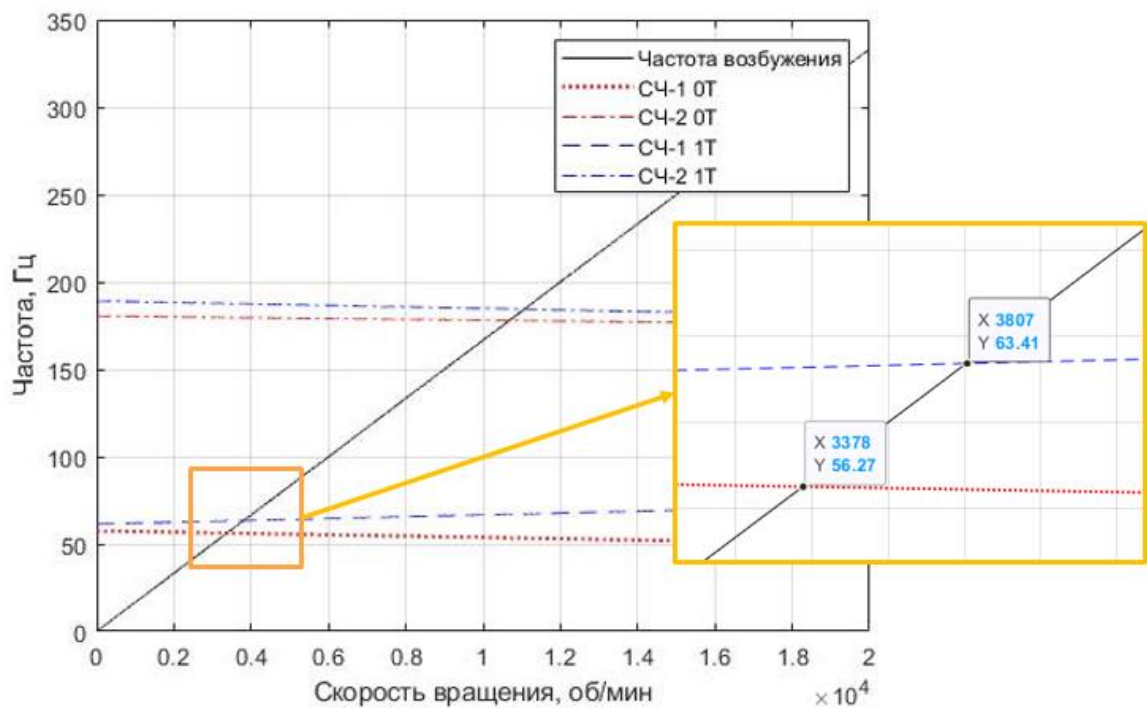


Рисунок 4.17 – Зависимость собственных частот от частоты вращения ротора

Как видно на рисунке 4.17 происходит смещение первой и второй собственной частоты вращения ротора. Основной рассматриваемой областью



является частотная область около первой критической частоты. Резонанс в условиях нулевого магнитного поля наиболее вероятен на частоте 56 Гц. При индукции магнитного поля 1 Т собственная частота ротора смещается до 63 Гц. Таким образом, подтверждается гипотеза о возможности управления динамическими характеристиками ротора на подшипниках скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями за счет изменения приложенного магнитного поля, а именно управления напряжением и силой тока на электромагнитном актуаторе.

#### 4.7 Результаты экспериментальных исследований

В рамках экспериментальных исследований были проведены 2 серии опытов. Первая серия опытов касалась работы роторной системы на фиксированной частоте вращения при изменении напряжения и силы тока на электромагните (рисунок 4.18). На рисунке представлен пример работы роторной системы на частоте 70 Гц. Данные сенсоров перемещения, представленные на рисунке, не были фильтрованы или сглажены.

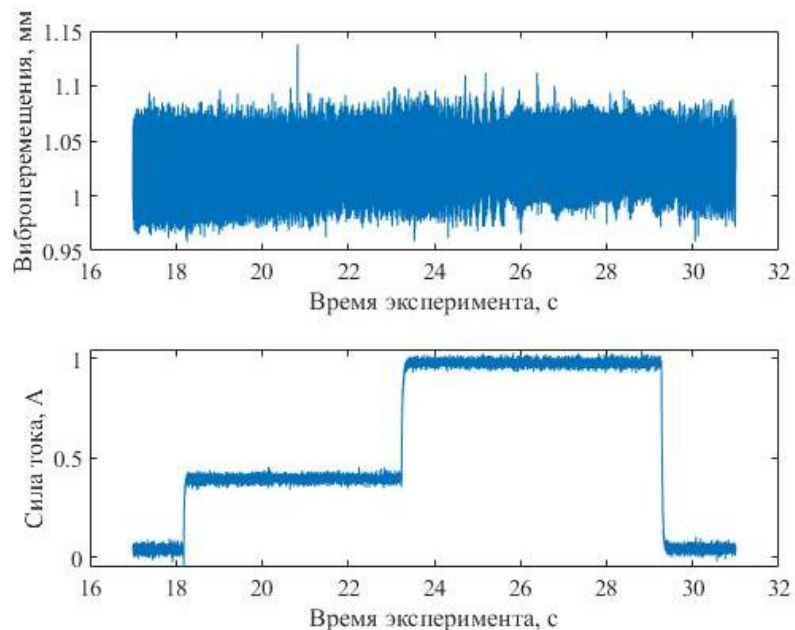


Рисунок 4.18 – Пример проведения параллельного опыта на фиксированной частоте 70 Гц и с управляемым напряжением/силой тока на электромагните

Для сопоставления данных вычислительного и натурального экспериментов необходимо обозначить способ, согласно которому будет производиться сравнение. Напрямую сравнивать траектории движения ротора невозможно, так как невозможно определить положение ротора в области зазора подшипника скольжения, невозможно начать движение ротора из определенной точки зазора подшипника для прямого сравнения результатов теоретических и экспериментальных исследований. Для количественного сравнения результатов теоретико-экспериментальных исследований могут быть использованы метрики размаха колебаний по главным осям вращения и амплитудно-частотные характеристики колебаний. В связи с этим, основным способом сопоставления данных модели и эксперимента были выбраны амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) роторной системы на фиксированной величине магнитного поля. АЧХ получены путем использования быстрого преобразования Фурье при известных параметрах дискретизации сигнала сенсоров. На рисунке 4.19 представлены АЧХ виброперемещений роторной системы на частоте 70 Гц и различных силах тока на электромагнитном актуаторе.

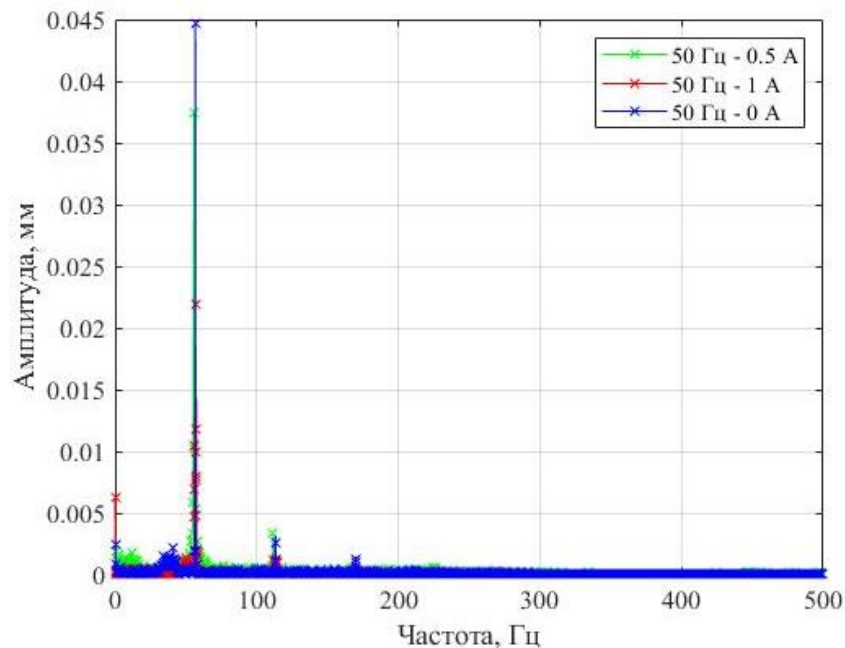


Рисунок 4.19 – Амплитудно-частотные характеристики виброперемещений роторной системы на частоте 50 Гц в зависимости от напряжения и силы тока на электромагните

На рисунке 4.20 приведены сводные данные математико-статистической обработки по амплитудам виброперемещений на диапазоне частот 20-70 Гц в зависимости от силы тока на электромагнитном актуаторе. Более очевидно результаты будут приведены в главе 4.8.

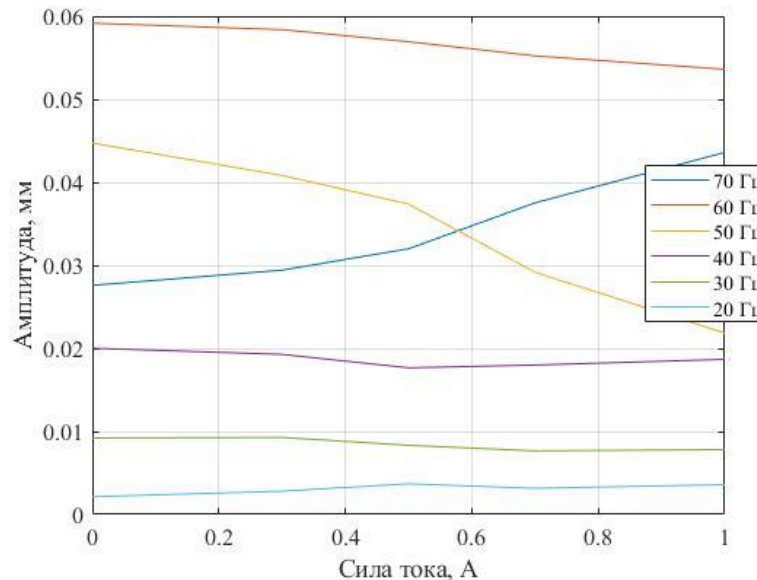


Рисунок 4.20 – Зависимость амплитуды виброперемещений роторной системы от напряжения и силы тока на электромагните для различных частот вращения ротора

Второй серией экспериментальных исследований являлось исследование выбега ротора при фиксированном значении силы тока и напряжения на электромагните. В данном режиме на роторную систему не действуют внешние силы, способные изменить амплитуду виброперемещений. На рисунке 4.21 приведен пример данных проведения одного опыта. Опыт заключался в разгоне ротора через первую критическую частоту, отключение ротора от двигателя, выключение двигателя с целью минимизации электромагнитных помех, выбег до остановки. На рисунке видно, что на разгоне ротора максимальные амплитуды выше, чем в режиме свободного выбега.

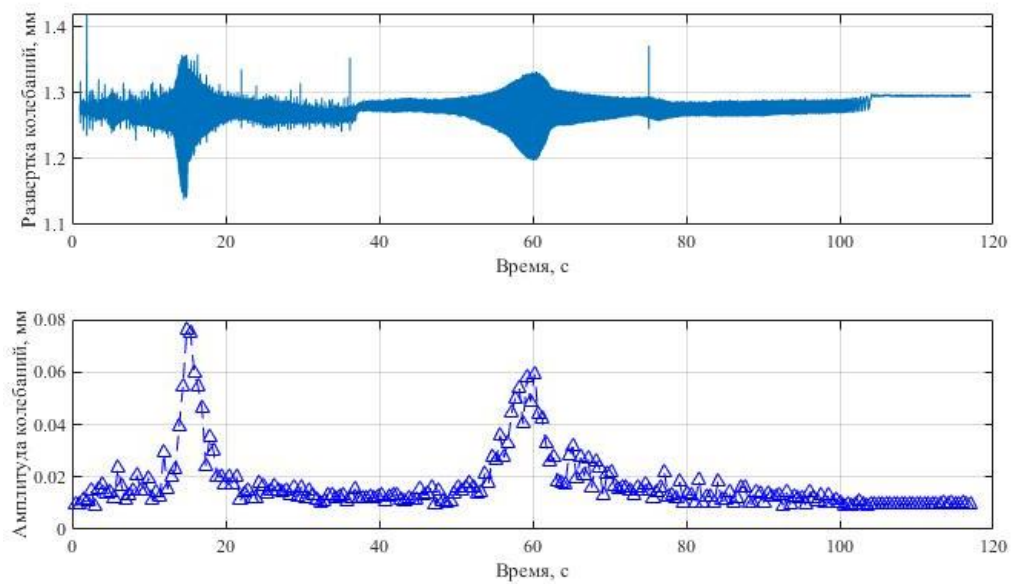


Рисунок 4.21 – Пример экспериментальных данных виброперемещений ротора по оси X: размах колебаний (а) и амплитуда колебаний (б)

Данная часть экспериментальных исследований проводилась при силе тока: 0А, 0,5А и 1А. На рисунках 4.22-4.24 приведены результаты эксперимента. Синим цветом обозначены результаты параллельных опытов. Красным цветом показаны значения мод для полученных данных экспериментов. Выпадающие опыты были исключены из выборки при математической обработке.

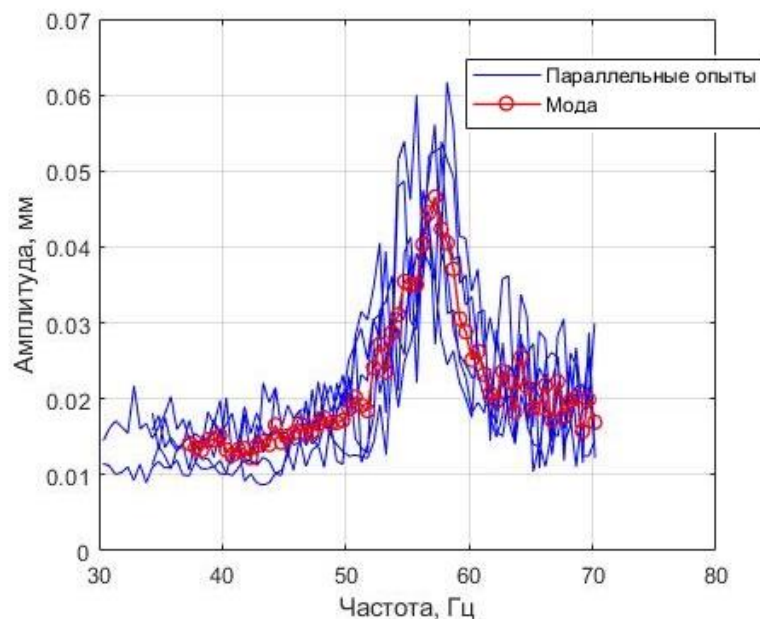


Рисунок 4.22 – АЧХ виброперемещений при  $I=0A$

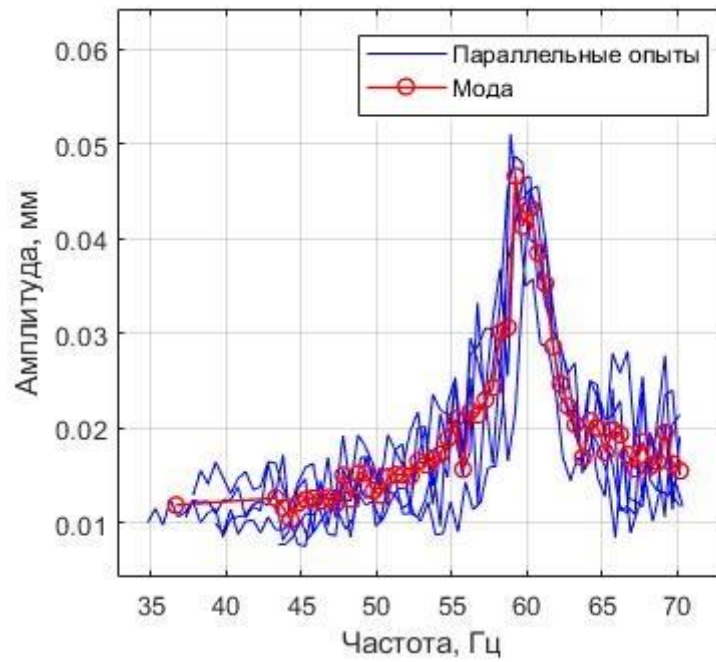


Рисунок 4.23 – АЧХ виброперемещений при  $I=0,5\text{A}$

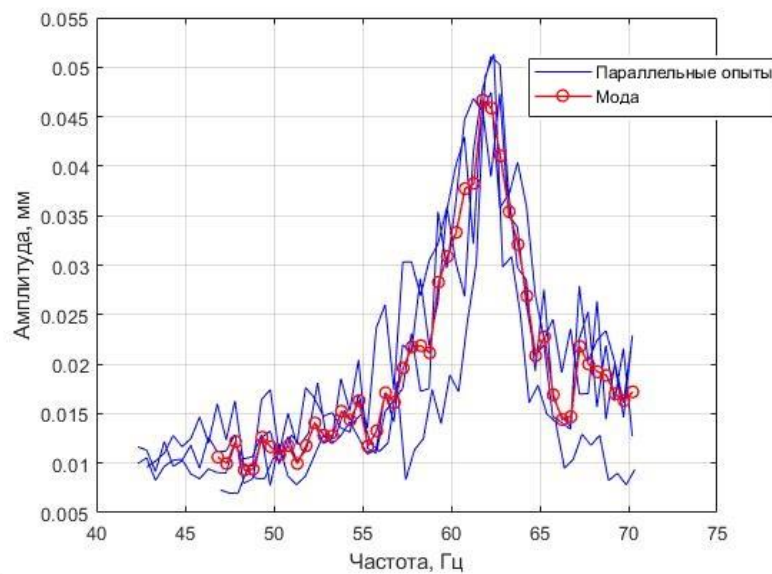


Рисунок 4.24 – АЧХ виброперемещений при  $I=1\text{A}$

Сводные данные рисунков 4.22-4.24 приведены на рисунке 4.25. Смещение резонансной зоны составило около 5 Гц. Амплитуды виброперемещений незначительно больше на режимах с низкими значениями напряженности магнитного поля.

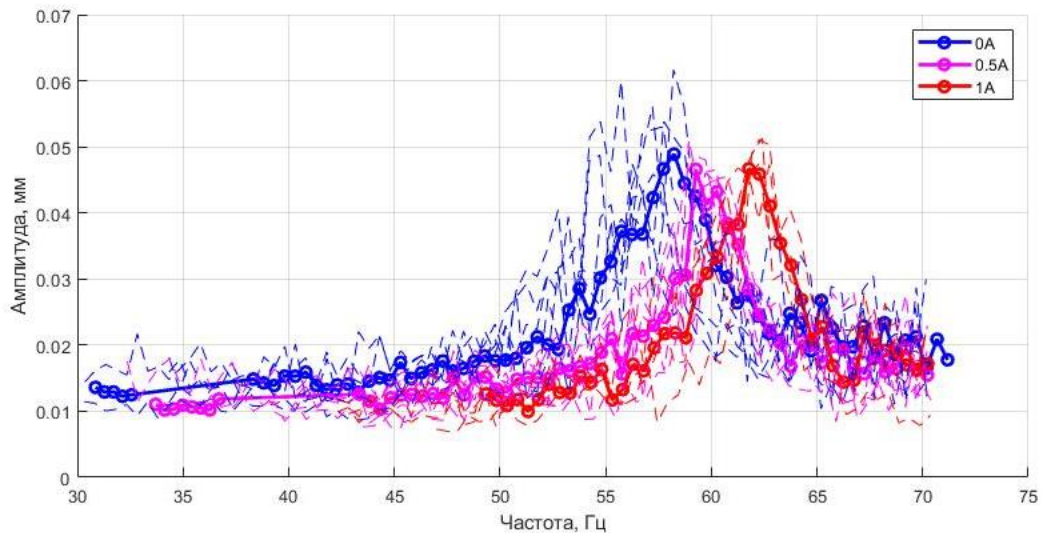
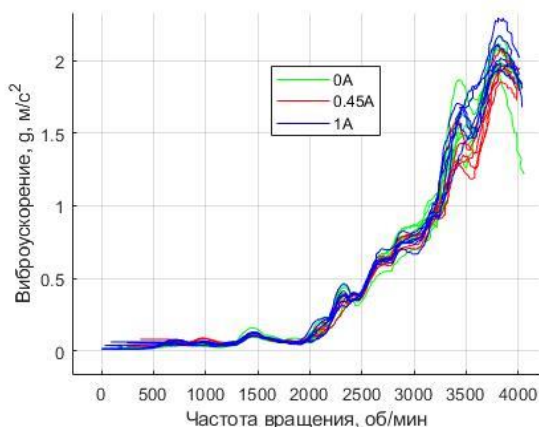
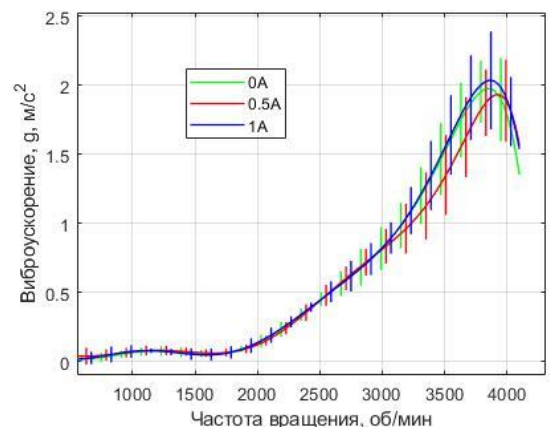


Рисунок 4.25 – Данные эксперимента по определению АЧХ виброперемещений роторной системы при различных силах тока на электромагнитном актуаторе

На рисунке 4.26а приведены результаты экспериментальных исследований, проводимых при помощи системы виброакустических измерений Briel&Kjaer. На рисунке 4.26б приведены результаты математико-статистической обработки приведенных данных. Следует отметить, что данные, полученные при помощи системы Briel&Kjaer, приведены скорее для качественного сравнения с результатами вычислительного эксперимента.



а)



б)

Рисунок 4.26 – Результаты экспериментальных исследований, проведенных при помощи системы виброакустических измерений Briel&Kjaer: данные параллельных опытов (а), результаты математико-статистической обработки

(б)

Как видно на рисунке 4.26, 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.

На рисунке 4.27 приведена зависимость коэффициента трения от частоты вращения ротора. На частотах выше 1500 об/мин различия коэффициента при разных режимах работы электромагнита составляют менее 5%, что сопоставимо с погрешностью измерений измерительной системы.

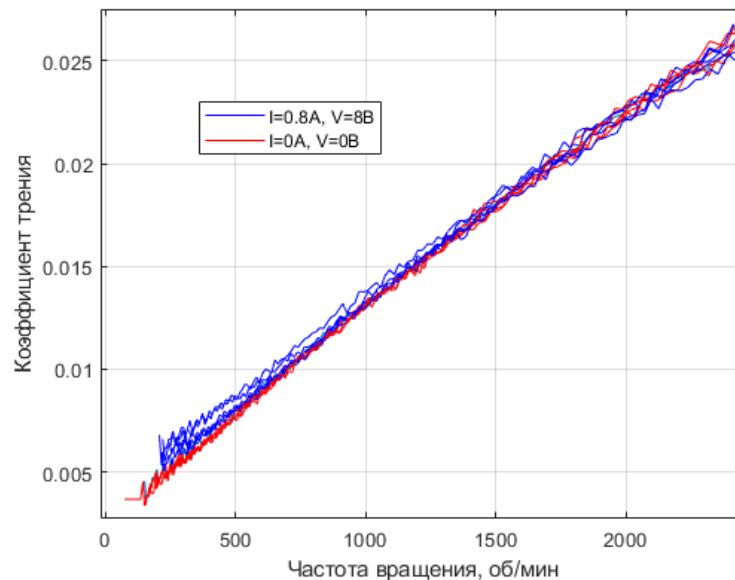


Рисунок 4.27 – Зависимость коэффициента трения от частоты вращения и напряжения/силы тока на электромагнитном актуаторе

На режиме пуска роторной системы, а именно до частоты 700 об/мин, средняя разница коэффициента трения составляет 15%.

#### 4.8 Сравнение данных вычислительного и натурального эксперимента

На рисунке 4.28 приведены сравнительные данные АЧХ виброперемещений ротора вычислительного и натурального опытов. Как видно на рисунке 4.28, данные вычислительного и натурального эксперимента хорошо



согласуются по резонансным частотам. Рассогласование по амплитудам виброперемещений может быть вызвано тем, что в процессе проведения экспериментов не были учтены некоторые параметры, такие как внешняя температура, несоосность ведомого и ведущего валов роторной системы. Среднее рассогласование согласно данных рисунка 4.26 составило 22% при максимальной ошибке, равной 28%. При этом качественное согласование результатов вычислительных и натуральных экспериментов было достигнуто.

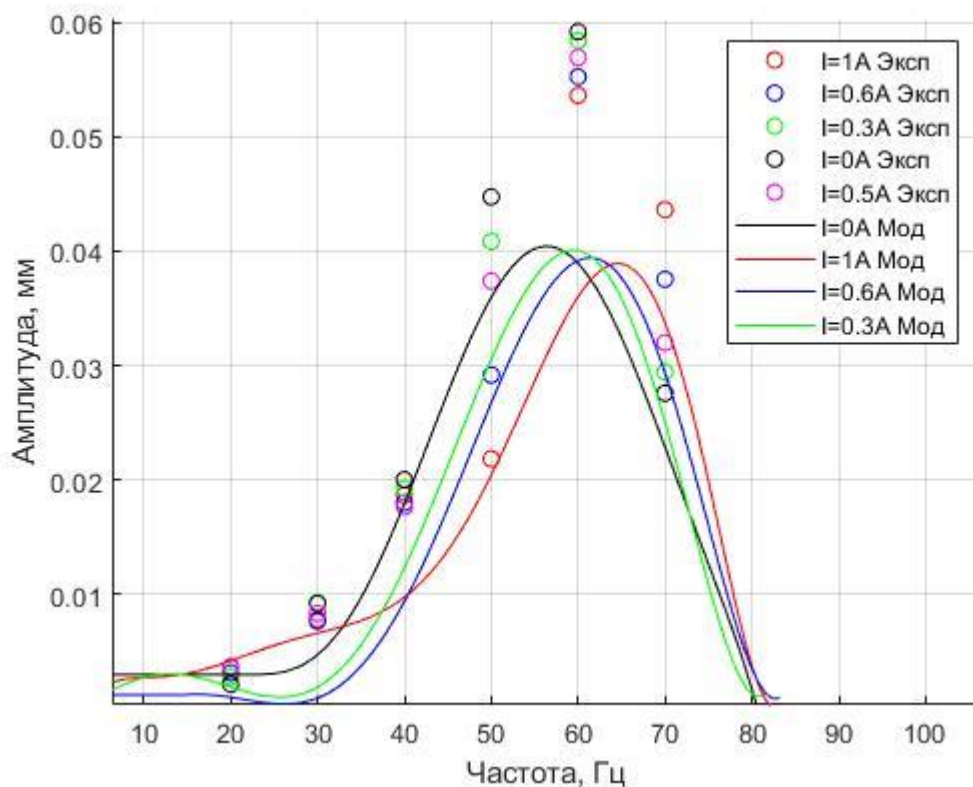


Рисунок 4.28 – Амплитудно-частотные характеристики роторной системы: результаты теоретических и экспериментальных исследований

Сравнение результатов вычислительного эксперимента, приведенные на рисунке 4.28 и результатов натурального эксперимента, приведенных на рисунке 4.25 показывают, что экспериментально определенные кривые амплитудно-частотных характеристик значительно отличаются от данных вычислительного эксперимента. Последние имеют общий вид параболы, что связано с аппроксимацией полученных АЧХ полиномом 6-ой степени. Количественно медианные значения амплитуд для вычислительного



эксперимента находятся в диапазоне 0.038 – 0.042 мм, для натурального опыта, описанного на рисунке 4.23 – 0.047-0.05 мм, что дает возможность судить о величине средней ошибки 18%, максимальной ошибки – 21%.

Качественное сравнение результатов, приведенных на рисунках 4.9 и 4.27, показывает, что коэффициент трения значительно повышается при приложении магнитного поля. На режимах работы до 1500 об/мин коэффициент трения увеличивается на 20%. Результаты на частотах выше 1500 об/мин значительно расходятся, что говорит о необходимости дополнительных исследовательских изысканий в данной области.

Путем сравнения результатов, показанных на рисунках 4.17, 4.25 и 4.26, можно обнаружить, что разница между пиками резонансных частот, согласно вычислительному эксперименту, составляет около 8 Гц (около 500 об/мин). Экспериментальные данные говорят о переносе резонансной частоты на 5 Гц (около 300 об/мин). Таким образом, суммарная погрешность составила около 28%. Причиной данного разногласия между экспериментальными и вычислительными данными может быть общая погрешность информационно-измерительной системы экспериментального стенда (около 11%), а также неучтенные параметры опытов, влияющие на результаты, и математико-статистическая обработка результатов экспериментальных исследований.

#### **Выводы по главе 4**

В главе описаны результаты комплексного теоретико-экспериментального исследования, а также элементы верификации разработанных математических моделей. Результаты теоретических исследований показывают увеличение грузоподъемности магнитореологического подшипника жидкостного трения, изменение динамических коэффициентов, а также изменение размера и характеристики траекторий движения. На основе анализа результатов вычислительного эксперимента определены амплитудно-частотные характеристики виброперемещений ротора, которые показали смещение критической частоты

вращения на 8 Гц. Результаты модального анализа показывают смещение первой критической частоты с 56 до 63 Гц. Отмечается снижение амплитуды виброперемещений в докритическом режиме работы и повышение амплитуд в закритической области, что также характеризует смещение критической области в сторону увеличения частоты.

Экспериментальные данные показали качественно схожие с теоретическими результаты. Результаты двух серий опытов показывают смещение критической области на 5 Гц. Амплитуды виброперемещений также показывают схожее с теоретическими результатами поведение.

Основные результаты, описанные в данной главе приведены в публикациях [48, 53, 54, 55, 57, 59, 97, 99, 96].

## **5. Вопросы проектирования опор роторов, смазываемых магнитореологическими жидкостями**

### **5.1 Алгоритм управления динамическим поведением ротора на опорах скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями**

Управление в роторной системе на опорах скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями, может быть реализовано в соответствии с различными задачами. Так, одной из актуальных задач управления роторными системами является прохождение областей резонансных частот с минимальными амплитудами виброперемещений. Концепция управляемых магнитореологических подшипников жидкостного трения была подробно описана в настоящей работе. На основе разработанной математической модели подшипника скольжения, смазываемого магнитореологической жидкостью, было доказано изменение динамического поведения роторной системы на магнитореологических подшипниках жидкостного трения.

В рамках настоящей работы на разработанной имитационной модели ротора был проведен вычислительный эксперимент, целью которого являлось установление амплитудно-частотных характеристик роторной системы на магнитореологических подшипниках жидкостного трения. Для проведения эксперимента модель была модифицирована, а именно добавлена возможность увеличения угловой скорости ротора для моделирования разгона ротора. Управляемой величиной являлись динамические коэффициенты, которые зависели от прикладываемого магнитного поля. На рисунке 5.1 показаны колебания роторной системы во время увеличения угловой скорости ротора. На верхней части рисунка можно увидеть несколько пиков, соответствующих резонансным колебаниям ротора. На нижней части рисунка показана зависимость угловой скорости ротора от времени проведения эксперимента. Можно заметить, что для различных вариантов работы роторной системы резонансные колебания наступают на различной частоте.

Для случая «0Т» частота составила около 3400 об/мин (56 Гц), для случая «1Т» - около 3800 об/мин (64 Гц). Между ними находятся промежуточные варианты «0.3Т» и «0.6Т». На основе полученных данных вычислительного эксперимента была выдвинута концепция системы управления, заключающаяся в том, что динамическое поведение роторной системы можно «аппроксимировать» методами машинного обучения. На основе искусственной нейронной сети, отражающей динамическое поведение системы «ротор-магнитореологические подшипники жидкостного трения» можно создать систему управления на основе DQN-агента.

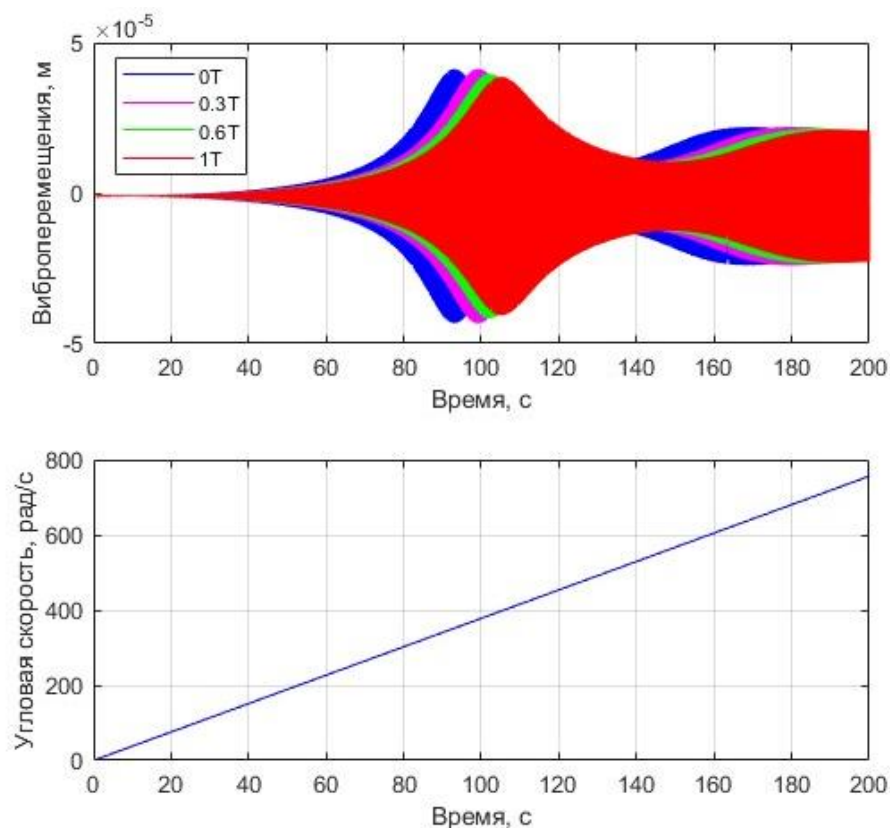


Рисунок 5.1 – Данные вычислительного эксперимента: зависимость колебаний ротора от времени и зависимость угловой частоты от времени

Контроллер на базе Q-агента получает на входе информацию о состоянии системы. Основными данными являются скорость вращения вала и координаты положения его центра. После обработки система делает решение о величине управляющего выходного сигнала, представляющего собой различные наборы динамических коэффициентов. В связи с тем, что Q-агент

является дискретной системой управления, то основная идея управления заключается в том, что на каждом временном шаге он может уменьшить, увеличить или оставить без изменений динамические коэффициенты. Таким образом, управляющий сигнал состоит из трех значений:  $-n, 0, +n$ .

Агент DQN - это алгоритм обучения с подкреплением. На каждом временном шаге  $t$  контроллер (агент) получает обратную связь от системы (среды) в виде сигнала состояния  $S_t$ , затем выполняет действие  $A_t$  и вознаграждение  $r_t$  в ответ. Предполагается, что текущее состояние полностью характеризует состояние системы. Агент обучает критика  $q(S, A)$  оценивать будущую награду:

$$g_t = r_t + \gamma r_{t+1} + \gamma^2 r_{t+2} + \dots, \quad (5.1)$$

где  $\gamma$  – функция дисконта

В процессе обучения необходимо добиться минимизации ошибки между обученной функцией  $q(S, A)$  и оптимальной функцией  $q^*(S, A)$ , которая может быть оценена с помощью уравнения Беллмана:

$$q_t^*(S_t, A_t) = r_t + \gamma \max_A [q_{t+1}(S_{t+1}, A_{t+1})] \quad (5.2)$$

Критик обычно представляет собой искусственную нейронную сеть, которая минимизирует функцию потерь во время обучения:

$$L(\Theta^{(k)}) = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \left( y_t - q(S_t, A_t | \Theta^{(k)}) \right)^2, \quad (5.3)$$

где  $\Theta^{(k)}$  веса сети,  $m$  - количество обучающих выборок в мини-пакете,  $y_t = r_t + \gamma \max_A [q_{t+1}(S_{t+1}, A_{t+1})]$  оценка будущей награды.

На рисунке 5.2 показан приблизительный алгоритм управления для задачи, описанной выше. Задача, представленная в данном исследовании, основана на минимизации размаха колебаний ротора при разгоне роторной системы и минимизации потерь на трение. Потери на трение численно не оценивались. Минимизация потерь на трение основана на минимизации использования режимов работы, когда магнитное поле ненулевое.

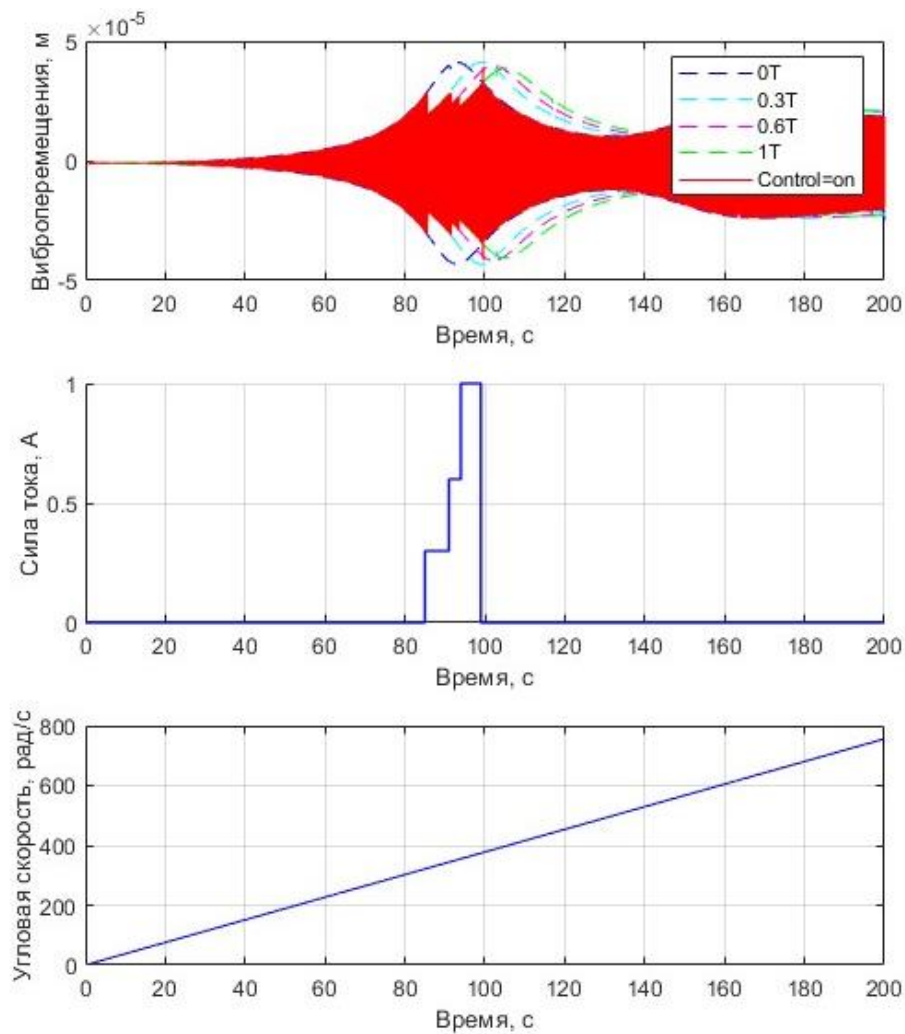


Рисунок 5.2 – Алгоритм управления магнитореологическими подшипниками жидкостного трения

Представленный алгоритм позволяет реализовать задачу управления динамическим поведением роторной системой на магнитореологических подшипниках жидкостного трения.

## 5.2 Рекомендации по проектированию подшипников жидкостного трения, смазываемых магнитореологическими жидкостями

При проектировании роторных систем должны учитываться все элементы, влияющие на работоспособность агрегата. В большинстве случаев подшипники скольжения являются уникальными для конкретного технического решения, что заставляет исследователей рассматривать особенности конкретных роторных машин. В данном случае опорные узлы,

смазываемые магнитореологическими жидкостями и обладающие возможностью изменения рабочих характеристик, являются новым и нестандартным техническим решением, следует рассмотреть вопросы проектирования опор подобного типа. На рисунке 5.3 представлена последовательность проектирования опоры скольжения, смазываемой магнитореологической жидкостью.

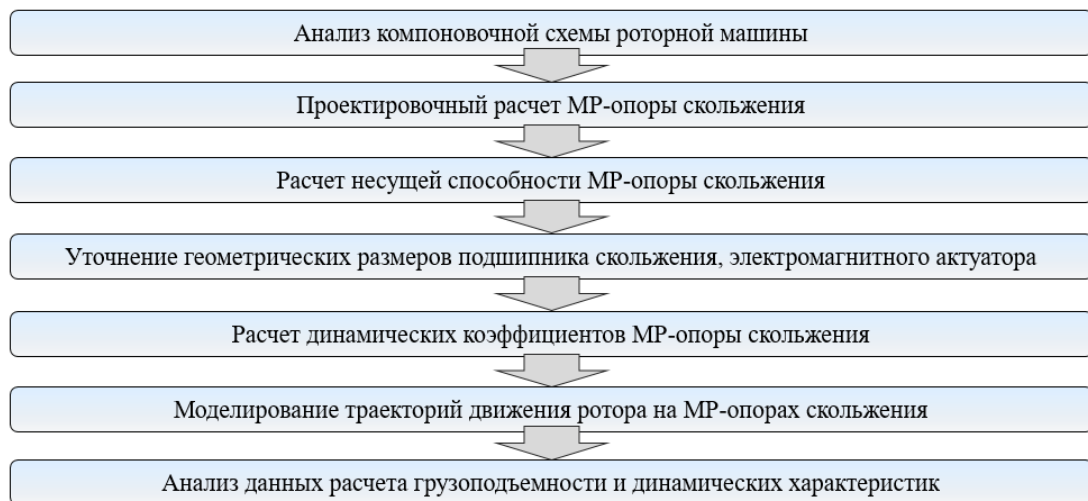


Рисунок 5.3 – Последовательность проектирования подшипников жидкостного трения, смазываемых магнитореологическими жидкостями

Проектирование магнитореологической опоры скольжения начинается с анализа компоновки роторного агрегата, где планируется применение опоры скольжения с изменяемыми характеристиками. Этот этап необходим для определения типа и характера нагрузок, действующих на опоры ротора, скорости вращения и габаритов ротора, а также для определения основных геометрических размеров подшипника. На основе имеющихся предварительных габаритных размеров подшипника скольжения производится проектировочный расчет подшипника, позволяющий определить основные параметры подшипникового узла, геометрические параметры электромагнитного актуатора и основные характеристики смазочного материала. Проверочный расчет подшипника скольжения, смазываемого магнитореологической жидкостью, проводится путем численного решения системы уравнений математической модели (раздел 2.1

настоящей работы). Следует учесть дополнительные факторы, влияющие на работу подшипникового узла: геометрические параметры корпуса подшипникового узла, которые влияют на параметры электромагнитного поля, реологические характеристики магнитореологической жидкости в условиях работы проектируемого агрегата, шероховатость поверхностей, текстурирование опорных поверхностей. После определения геометрических параметров проектируемого подшипника позволяет перейти к определению динамических коэффициентов и траекторий движения ротора на основе решения уравнения движения (раздел 2.1 настоящей работы). На основе моделирования производится уточнение геометрических параметров подшипника скольжения, электромагнитного актуатора, характеристик магнитореологической жидкости.

По результатам данного исследования были определены следующие особенности работы роторной системы на подшипниках скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями, которые могут быть учтены при разработке схожих технических решений:

1. Соосное расположение электромагнита и ротора позволяет создать равномерное радиально направленное электромагнитное поле, снизить электромагнитные потери по сравнению с техническими решениями с радиально направленными электромагнитами, либо полюсными магнитами, тем самым снизив общие параметры необходимого напряжения и силы тока на электромагните.

2. Существует компоновочная схема с двумя электромагнитами, расположенными соосно с подшипником скольжения. Меняя направление и силу тока в электромагнитах можно менять направление и силу магнитного потока, меняя тем самым динамическое поведение роторной системы.

3. Существует предельное значение электромагнитного поля, при котором происходит перемагничивание магнитореологической жидкости. Данные пределы магнитных полей ограничивают применение магнитореологических смазочных материалов для осуществления активного



управления рабочими характеристиками роторной системы. В рассматриваемой работе управление теряло свою эффективность при силе тока более 1А.

4. Исследование динамических коэффициентов показало, что увеличение силы тока и напряжения на электромагнитном актуаторе приводит к значительному увеличению жесткости и демпфирования смазочного слоя подшипника скольжения.

### **5.3 Программное обеспечение для расчета параметров опорных узлов скольжения при смазке магнитореологическими характеристиками**

Инструментом для проектирования опор скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями, является разработанное в рамках данной работы программное обеспечение. Программное обеспечение представляет собой набор модулей, позволяющих рассчитать интегральные и динамические характеристики роторной системы на подшипниках скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями. Листинги основной программы приведены в приложении Б.

ПО состоит из нескольких частей. Программа расчета грузоподъемности (рисунок 5.4) имеет основной файл, в котором задаются параметры расчета и служебные функции.

Программное обеспечение в среде MATLAB имеет в своем составе следующие модули:

1. Модуль *main* – ввод геометрических параметров подшипника, частоты вращения ротора, параметры расчета динамических коэффициентов, вызов функций расчета магнитного потока, величины магнитного поля, кажущейся вязкости с учетом приведенных параметров.

2. Функция *pressure\_field* рассчитывает поля давлений методом конечных разностей.

3. Функция *gap* рассчитывает геометрию зазора подшипника скольжения, создает по заданным параметрам расчетную сетку.

4. Функция *additional\_functions\_mu* рассчитывает кажущуюся вязкость в зависимости от силы тока на электромагните.

5. Функции *diff* и *dblintegral* выполняют дифференцирование и интегрирование.

```

                                main.m
clc
clear

global m n graph_test Ncurves

%% initial parameters

%grid parameters
m=41; %along Z
n=41;%along X

%bearing parameters
%
Pa=1e5;           % pressure on either side of the bearing, Pa
Ps=1e5;           % pressure on either side of the bearing, Pa

L=0.04;
D=0.04;
R=D/2;
h0=2e-4;
mu_base=0.28; % viscosity, Pa*s
r=R+h0;       % bearing diameter, m

z=linspace(0,L,m);
deltaz=z(2)-z(1);           % step along the phi coordinate
x=linspace(0,pi*2*R,n);
deltax=x(2)-x(1);

n_rps=3000/60;           % rotations per second

ecc=0.7;                 % eccentricity, dimensionless
X1=-ecc*h0; X2=-sqrt((ecc*h0)^2-X1^2);
% X1=-25.8e-6;
% X2=0e-6;

V1=-n_rps*r*2*pi;       % centre of the shaft's velocity components
V2=0;                   % centre of the shaft's velocity components
omega=-n_rps*2*pi;

```

Рисунок 5.4 – Основной файл программы расчета интегральных характеристик подшипника скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями

Также в ПО входит разработанная в среде Simulink программа динамики роторной системы (рисунок 5.5), включающая в себя:

1. Файл *main* – задание основных параметров расчета динамики ротора, геометрические размеры, динамические коэффициенты опор.

2. Файл *postProc* – файл постпроцессинга, выполнение быстрого преобразования Фурье, математико-статистическая обработка, вывод графических результатов.

### 3. Файл *model\_rotor\_v5* – файл блок-диаграммы в среде Simulink.

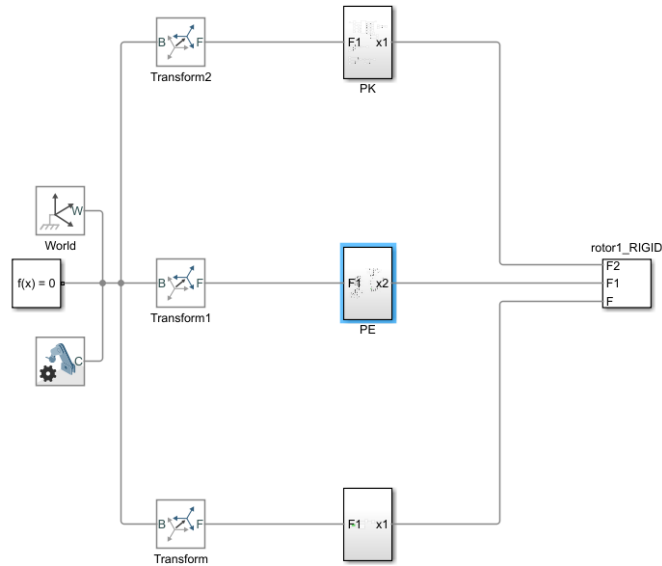


Рисунок 5.5 – Основной файл имитационной модели определения динамических характеристик подшипника скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями

Разработанное программное обеспечение позволяет рассчитать интегральные и динамические характеристики роторных систем, смазываемых магнитореологическими жидкостями.

#### **Выводы по главе 5**

В рамках данной работы были получены результаты комплексного теоретико-экспериментального исследования, послужившие основой разработанной методики расчета интегральных и динамических характеристик роторной системы на опорах скольжения при смазке магнитореологическими жидкостями. Приведенные в данной главе выводы и программное обеспечение предлагается использовать в качестве рекомендаций и инструментария расчета опор роторов при смазке магнитореологическими жидкостями. Приведен примерный алгоритм управления амплитудно-частотной характеристикой роторной системы.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках настоящей работы выполнено решение актуальной задачи по выявлению основных закономерностей работы роторов на опорах жидкостного трения при смазке магнитореологическими жидкостями под действием управляемого электромагнитного поля. При проведении исследования были выполнены все поставленные задачи, по результатам работы можно сформулировать следующие выводы:

1. Проведен анализ научных работ и технических решений в области использования магнитореологических жидкостей, а именно применения магнитореологических жидкостей для демпфирования колебаний, текстурирования поверхностей трения, а также использования жидкостей в качестве смазочных материалов упорных и радиальных опор скольжения. Было установлено, что исследования магнитореологических жидкостей в качестве смазочного материала опор скольжения в настоящее время имеют скорее теоретический характер, что связано с медленным развитием технологий производства магнитореологических жидкостей. Общий тренд развития материаловедения в данной области позволяет говорить о перспективности области применения магнитореологических 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 том числе многослойных перцептронов и глубоких сверточных нейронных сетей. Веса нейронной сети параметризуют неизвестную функцию целевого функционала и позволяют выполнить ее глобальную аппроксимацию, а процесс обучения нейронной сети с применением современных алгоритмов оптимизации и средств распределенных вычислений, осуществляет подбор этих параметров и поиск наилучшего приближения неизвестной функции. 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 напряжённости 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 1 Тл приводит к смещению на 460 об/мин первой и на 550 об/мин второй критической скоростей;

- 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. На основе нового технического решения был разработан экспериментальный стенд, включающий опорный узел с подшипником скольжения с полным охватом зазора подшипника скольжения магнитным полем, смазываемым магнитореологической жидкостью, электродвигатель, систему смазывания и информационно-измерительную систему; разработан план проведения экспериментальных исследований для проверки работоспособности системы и проверки адекватности математической модели. По результатам 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. В том числе в машиностроении при проектировании гидродинамических трактов агрегатов и машин, в химической и нефтехимической промышленности при моделировании течения сред с реомагнитными и другими модифицирующими присадками, в медицине и здравоохранении при анализе течений физиологических жидкостей в естественных гидродинамических каналах по данным МРТ или КТ изображений (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.



**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: В 2-х т.: Пер. с англ. / Д. Андерсон, Дж. Таннехил, Р. Плетчер. – М.: Мир, 1990. – 384 с.
2. Артеменко Н.П. Динамика роторов на гидростатических подшипниках при периодически меняющихся нагрузках / Н.П. Артеменко, В.Н. Доценко // Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. – Харьков: Изд. ХАИ, 1975. В.2. С. 38-43.
3. Ахвердиев К.С. Гидродинамический расчет радиального подшипника при наличии электромагнитного поля с учетом зависимости вязкости и электропроводимости от температуры / К.С. Ахвердиев, Е.О. Лагунова, М.А. Мукутадзе // Вестник Донского государственного технического университета. Том 9, № 3(42), 2009. С. 529-536.
4. Ахвердиев К.С. Математическая модель прогнозирования влияния магнитного поля на устойчивость работы упорного подшипника, работающего на электропроводящей газовой смазке / К.С. Ахвердиев, Е.О. Лагунова, К.А. Ванеев // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. № 4(48), 2012. С. 145-149.
5. Ахвердиев К.С. Метод гидродинамического расчета упорного подшипника, работающего на электропроводящей смазке при наличии магнитного поля / К.С. Ахвердиев, Е.О. Лагунова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. № 2(30), 2008. С. 116-120.
6. Ахвердиев К.С. Расчетная модель сжимаемой электропроводящей смазки упорных подшипников скольжения при гармоническом характере изменения магнитного поля / К.С. Ахвердиев, Б.М. Флек, К.А. Ванеев // Проблемы машиностроения и надежности машин. № 4, 2014. С. 82-88.
7. Баусов А.М. Магнитная жидкость в качестве смазывающего и герметизирующего материала, в подшипниковых узлах сельскохозяйственной

техники / А.М. Баусов, В.В. Терентьев, С.М. Хачатрян, Н.А. Войкина, М.В. Торопов // Материалы всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Аграрная наука в условиях модернизации и инновационного развития АПК России». Иваново. 2020. С. 38-42.

8. Белов И.А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие / И.А. Белов, С.А. Исаев. – Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2001. – 108 с.

9. Белоусов А.И. Динамические характеристики жидкостной пленки в гибридном гидростатическом подшипнике / А.И. Белоусов, Ю.А. Равикович // Известия ВУЗов. Авиационная техника. №3, 1978. С. 25-29.

10. Болотов А.Н. Исследование триботехнических свойств наноструктурных магнитных смазочных масел с различными дисперсионными средами / А.Н. Болотов, О.О. Новикова, В.В. Новиков // Трение и износ. Том 38, № 2, 2017. С. 107-113.

11. Болотов А.Н. Исследование триботехнических свойств пьезомагнитожидкостных подшипников / А.Н. Болотов, В.В. Новиков, О.О. Новикова / Трение и смазка в машинах и механизмах. № 10, 2010. С. 23-29.

12. Болотов А.Н. Оценка долговечности трибоузлов с магнитной жидкостью по динамике испарения жидкости-носителя / А.Н. Болотов, О.О. Новикова, В.В. Новиков // Справочник. Инженерный журнал с приложением. № 3(228), 2016. С. 23-28.

13. Болотов А.Н. Ресурс автономной работы магнитожидкостных трибоузлов в условиях вакуума / А.Н. Болотов, В.В. Новиков, О.О. Новикова // Вестник Тверского государственного технического университета. № 2(30), 2016. С. 52-55.

14. Болотов А.Н. Трение структурированной магнитной жидкости при скольжении по твердой поверхности / А.Н. Болотов, В.В. Новиков, О.О. Новикова // Трение и износ. Т 27, № 4, 2006. С. 409-416.

15. Будилов И.Н. Моделирование магнитно-гидродинамических процессов в промышленных электролизерах с помощью ANSYS / И.Н.

Будилов, Ю.В. Лукашук // ANSYS Solution. Инженерно-технический журнал. Русская редакция. Осень 2007. С. 13-18.

16. Буль О.Б. Методы расчета магнитных систем электрических аппаратов. Программа ANSYS: учеб. Пособие для студ. высших учеб. Заведений / О.Б. Буль. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 288 с.

17. Ванеев К.А. Метод расчета упорного подшипника, работающего на электропроводящей газовой смазке при наличии электромагнитного поля / К.А. Ванеев // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. № 2(46), 2012. С. 189-193.

18. Ванеев К.А. Расчет устойчивости упорного подшипника, работающего на электропроводящей газовой смазке при наличии магнитного поля / К.А. Ванеев // Труды всероссийской научно-практической конференции в 3-х частях «Транспорт-2012». 2012. С. 147-149.

19. Ванягин А.В. Построение амплитудно-частотных характеристик магнитоуправляемой гидроопоры с учетом присоединенной массы, зависящей от температуры / А.В. Ванягин, Б.А. Гордеев, С.Н. Охулков, Д.Ю. Титов, А.С. Плехов // Вестник машиностроения. № 9, 2020. С. 47-56.

20. Волков Е.А. Численные методы: Учеб. пособие для вузов. 2-е изд., испр. / Е.А. Волков. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 248 с.

21. Горлов И.В. Магнитожидкостные подшипники горнодобывающего оборудования / И.В. Горлов, А.Н. Болотов, Б.Ф. Зюзин // Наука и техника. № 6, 2012. С. 17-23.

22. Гусев Ю.И. Конструирование и расчет машин химических производств / Ю.И. Гусев, И.Н. Карасев, Э.Э. Кольман-Иванов. – М.: Машиностроение, 1985. – 142 с.

23. Зедгинидзе И.Г. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем / И.Г. Зедгинидзе. – М.: Изд-во Наука, 1976. – 390 с.

24. Зенкевич О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 318 с.

25. Иродов И.Е. Основные законы электромагнетизма: Учеб. Пособие для вузов / И.Е. Иродов. – М.: Высш. Шк., 1983. – 279 с.
26. Константинеску В.Н. Подшипники скольжения: расчёт, проектирование, смазка / В.Н. Константинеску, Н. Типей. – Бухарест: Изд-во АН РНР, 1964. – 458 с.
27. Корнаев А.В. 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.
28. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения / М.В. Коровчинский. – М.: Машгиз, 1959. – 404 с.
29. Кучеряев Б.В. Механика сплошных сред. Теоретические основы обработки давлением композитных материалов: учебник для вузов / Б.В. Кучеряев. – М.: Изд-во МИСИС, 2000. – 320 с.
30. Лавренчик В.Н. Постановка физического эксперимента и статистическая обработка его результатов / В.Н. Лавренчик. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 272 с.
31. Ломоносов В.Ю. Электротехника / В.Ю. Ломоносов, К.М. Поливанов, О.П. Михайлов. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 400 с.
32. Медуэлл Г. Конечно-элементный анализ уравнений Навье-Стокса для тонких слоев смазки при больших скоростях / Г. Медуэлл, А. Тейлор // Проблемы трения и смазки. №1, 1987. С. 66-72.
33. Монгомери Д.К. Планирование эксперимента и анализ данных / Д.К. Монгомери. – Л.: Изд-во Судостроение, 1980. – 384 с.
34. Новицкий П.В. Оценка погрешностей результатов измерений / П.В. Новицкий, И.А. Зограф. – Л.: Энергоатомиздат, 1991. – 304 с.
35. Новожилов В.В. Установившиеся турбулентные течения несжимаемой жидкости / В.В. Новожилов, В.А. Павловский. – СПб: СПбГУ, 2013. – 483 с.

36. Павлов С.И. Multiphysics: Многодисциплинарное моделирование металлургических магнитогидродинамических технологий / С.И. Павлов, А.Т. Якович // CAD/CAM/CAE Observer. №3(47). 2009. С. 61-69.
37. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 154 с.
38. Патент РФ RU93028409А, МПК F16C32/04. Магнитожидкостный подшипник / О.В. Бузунов, А.А. Федоров, Н.М. Ушакова. – опубл. 20.12.1995.
39. Патент СССР SU 1277698А1, МПК F16C32/04. Магнитожидкостной подшипник / А.Н. Болотов, Н.В. Лочагин, Ю.О. Михалев, Л.Д. Шевчук. – опубл. 15.11.1992.
40. Патент СССР SU 883581А1, МПК F16C33/00. Магнитожидкостный подшипник / Б.М. Берковский, А.Н. Вислович, А.А. Ждановский, В.Е. Фертман. – опубл. 23.11.1981.
41. Патент СССР SU 935657А1, МПК F16C33/00. Магнитожидкостный подшипник / С.В. Исаев, Б.Э. Кашевский, С.А. Каменецкая, В.Б. Самойлов, Н.П. Матусевич. – опубл. 15.06.1982.
42. Пирумов У.Г. Численные методы / У.Г. Пирумов. – М.: МАИ, 1998. – 188 с.
43. Поттер Д. Вычислительные методы в физике / Д. Поттер. – М.: Мир, 1975. – 392 с.
44. Савельев И.В. Курс общей физики. Т.2 / И.В. Савельев. – М.: Наука, 1978. – 480 с.
45. Савин Л.А. Моделирование роторных систем с опорами жидкостного трения: монография / Л.А. Савин, О.В. Соломин. – М.: Машиностроение-1, 2006 – 444 с.
46. Салич В.Л. Математическое моделирование рабочего процесса камеры ракетного двигателя малой тяги на кислородно-водородном топливе / В.Л. Салич // CAD/CAM/CAE Observer. №7(99), 2015. С. 31-36.
47. Стишков Ю.К. Моделирование нестационарных электрогидродинамических течений в симметричной системе электродов типа

провод-провод / Ю.К. Стишков, И.К. Елагин // ЖТФ. Т. 75, вып.9, 2005. С. 15-19.

48. 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.

49. Фетисов А.С. Вопросы проектирования активных подшипниковых опор при смазке магнитореологическими жидкостями / А.С. Фетисов, М.Э. Бондаренко, В.О. Тюрин, А.Ю. Бабин // Сборник научных статей 4-й Всероссийской научной конференции перспективных разработок молодых ученых «Молодежь и наука: шаг к успеху». Московский политехнический университет. 2020. С. 143-147.

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

51. Фетисов А.С. Информационно-измерительная система подшипникового узла с магнитореологической смазкой / А.С. Фетисов, М.Э. Бондаренко, А.Ю. Бабин, В.О. Тюрин // Сборник научных статей 5-й всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении». 2020. С. 40-43.

52. Фетисов А.С. Краткий обзор подходов к моделированию магнитореологических жидкостей / А.С. Фетисов, М.Э. Бондаренко, В.О. Тюрин, А.Ю. Бабин // Сборник XXX Международной инновационной конференции молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2018). 2019. С. 236-239.

53. 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.

54. 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. 83-90.

55. Фетисов А.С. Опора скольжения с изменяемыми динамическими характеристиками: результаты моделирования и верификация полученных результатов / А.С. Фетисов, А.В. Корнаев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. № 2(346), 2021. С. 140-145.

56. 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.

57. Фетисов А.С. Результаты экспериментальных исследований магнитореологической опоры скольжения / А.С. Фетисов, М.Э. Бондаренко, А.Ю. Бабин, В.О. Тюрин // Сборник научных статей 4-й Всероссийской научной конференции перспективных разработок молодых ученых «Молодежь и наука: шаг к успеху». 2020. С. 47-51.

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

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

60. 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.

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

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

63. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: в 2-х Т. / К. Флетчер. – М. Мир, 1991. – 1056 с.

64. Фриго М. FFTW: адаптивная программная архитектура для БПФ / М. Фриго, С.Г. Джонсон // Материалы международной конференции по вопросам акустики, речи и обработки сигналов. 1998. С. 1381-1384.

65. Хикс Ч. Основные принципы планирования эксперимента / Ч. Хикс. – М.: Мир, 1967. – 408 с.

66. Эльсгольц Л.В. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Л.В. Эльсгольц. – М.: Эдиториал УРСС. 2000. – 320 с.

67. Adams M.L. Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting / M.L. Adams. - NY: Marcel Dekker, Inc., 2001. – 354 p.

68. Ahmadian M. An evaluation of magnetorheological dampers for controlling gun recoil dynamics / Ahmadian M., Poynor J.C. // Shock and Vibration. Vol. 8(3-4). 2001. P. 147-155.

69. ANSYS CFD-Post User's Guide. Release 2020 R2, 2020. – 430 p.

70. ANSYS CFX-Pre User's Guide. Release 2020 R2, 2020. – 468 p.

71. ANSYS CFX-Solver Manager User's Guide. Release 2020 R2, 2020. – 206 p.



72. Ashtiani M. A review on the magnetorheological fluids preparation and stabilization / Ashtiani M., Hashemabadi S., Ghaffari A. // Journal of Magnetism and Magnetic Materials. Vol. 374. 2015. P. 716-730.

73. Autodesk Inventor [Internet]. URL: <https://www.mathworks.com/help/physmod/smlink/cad-link.html>.

74. Bakir F, Rey R, Gerber AG, Belamri T, Hutchinson B. Numerical and Experimental Investigations of the Cavitating Behavior of an Inducer / F. Bakir, R. Rey, AG. Gerber, T. Belamri, B. Hutchinson // Int J Rot Mach. 2004;10:15-25.

75. Bakir F. Numerical and Experimental Investigations of the Cavitating Behavior of an Inducer / Bakir F., Rey R., Gerber A.G., Belamri T., Hutchinson B. / Int J Rot Mach. Vol. 10. 2004. P. 15-25.

76. Bhat A.K. Comparative study of journal bearing performance with ferrofluid and MR fluid as lubricant / Bhat A.K., Vaz N., Kumar Y., D'Silva R., Kumar P., Binu K.G. // AIP Conference Proceedings 2080(1):040008. 2018.

77. Bompos D.A. CFD simulation of magnetorheological fluid journal bearings / Bompos D.A., Nikolakopoulos P.G. // Simulation Modelling Practice and Theory. Vol. 19. 2011. P. 1035-1060.

78. Bompos D.A. Experimental and analytical investigations of dynamic characteristics of magnetorheological and nanomagnetorheological fluid film journal bearing / Bompos D.A., Nikolakopoulos P.G. // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition (GT2014). 2014. P.8.

79. Bompos D.A. Experimental and analytical investigations of dynamic characteristics of magnetorheological and nanomagnetorheological fluid film journal bearing / Bompos D.A., Nikolakopoulos P.G. // Journal of Vibration and Acoustics. Vol. 138. 2016. P. 7.

80. Bompos D.A. Journal Bearing Stiffness and Damping Coefficients Using Nanomagnetorheological Fluids and Stability Analysis / Bompos D.A., Nikolakopoulos P.G. // Journal of Tribology. Vol. 136. 2014. P.9.

81. Bompos D.A. Rotordynamic analysis of a shaft using magnetorheological and nanomagnetorheological fluid journal bearings / Bompos D.A., Nikolakopoulos P.G. // Tribology Transactions. Vol. 59. 2016. P. 108-118.
82. Bompos D.A. Temperature Influence on the Behavior of a Magnetorheological Fluid Journal Bearing / Bompos D.A., Nikolakopoulos P.G. // 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics. Vol. 21. 2015.
83. Bossis G. Magnetorheology: fluids, structures and rheology. In: Odenbach S (ed.) / Bossis G., Volkova O., Lacin S. // Ferrofluids. Berlin, Heidelberg: Springer. 2003. P. 202-230.
84. Carlson J. What makes a good MR fluid / Carlson J. // Journal of Intelligent Material Systems and Structures. Vol. 13(7-8). 2002. P. 431-435.
85. Chen S. Analysis of influence of temperature on magnetorheological fluids and transmission performance / Chen S., Huang J., Jian K., Ding J. // Advances in Materials Science and Engineering. Vol. 5. 2015. P. 1-7.
86. Chen W. Introduction to dynamics of rotor-bearing systems / W. Chen, E. Gunter. - Charlottesville, Eigen Technologies, 2005. – 470 p.
87. Chen Y. Numerical analysis and experimental study on magnetic fluid reciprocating seals / Chen Y, Li D., Zhang Y., He C. // IEEE Transactions on Magnetics. Vol. 99. 2018. P. 1-6.
88. Childs D. Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis / D. Childs. - NY, John Willey&Sons, 1993. – 474 p.
89. Cho M.S. Encapsulation of spherical iron -particle with PMMA and its MR particles. / Cho M.S., Lim S.T., Jang I.B., Choi H.J., John M.S. // IEEE Transactions on Magnetics. Vol. 40(4). 2004. P. 3036-3038.
90. Christidi-Loumpasefski O.-O. Dynamic analysis of rotor-bearing systems lubricated with electrorheological fluids / Christidi-Loumpasefski O.-O., Tzifas I., Nikolakopoulos P.G., Papadopoulos C.A. // Proc IMechE Part K: J Multi-body Dynamics. Vol. 0. 2017. P. 16.

91. Chrzan M.J. Magnetorheological fluids sponge devices and their use in vibration control of washing machines / Chrzan M.J., Carlson J.D. // Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering 4331. 2001.
92. Claracq J. Viscoelastic properties of magnetorheological fluids / Claracq J., Sarrazin J., Montfort J.-P. // Rheologica Acta. Vol. 43. 2004. P. 38-49.
93. Cowling T.G. Magnetohydrodynamics / T.G. Cowling. - Interscience Publishers, New York, 1957. – 115 p.
94. De Vicente J. Aging, rejuvenation, and thixotropy in yielding magnetorheological fluids / De Vicente J., Berli C.A. // Rheologica Acta. Vol 52. 2013. P. 467-483.
95. Du H. Direct voltage control of magnetorheological damper for vehicle suspensions / Du H., Lam J., Cheung K. // Smart Materials and Structures. Vol. 22(10):105016. 2013.
96. Fetisov A. Numerical modelling of fluid-film bearing lubricated with magnetorheological fluid / Fetisov A., Babin A., Tyurin V. // Lecture notes in mechanical engineering. 2020. P. 1303-1310.
97. Fetisov A.S. Application of variational approach to non-Newtonian fluid flow modelling / Kornaev A.V., Kornaeva E.P., Savin L.A., Fetisov A.S. // Proceedings of 10th International Scientific Conference BALTTTRIB 2019. 2019. P. 194-201.
98. Fetisov A.S. Experimental stand for research of journal bearing lubricated by magnetoreological liquid / Fetisov A.S., Babin A.Y., Tyurin V.O. // Lecture notes in mechanical engineering. 2021. P. 1263-1270.
99. Fetisov A.S. Experimental stand for research of journal bearing lubricated by magnetoreological liquid / Fetisov A.S., Babin A.Y., Tyurin V.O. // Lecture notes in mechanical engineering. 2021. P. 1263-1270.
100. FFTW [Internet]. URL: <http://www.fftw.org>.
101. Friswell M. Dynamics of Rotating Machines / M. Friswell, J. Penny, S. Garvey, A. Lees. - Cambridge University Press, 2010. – 512 p.

102. Gertzos K.P. CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication by Bingham lubricant / Gertzos K.P., Nikolakopoulos P.G., Papadopoulos C.A. // *Tribol.Int.* Vol.41. 2008. P. 1190-1204.
103. Ghaffari A. A review on the simulation and modeling of magnetorheological fluids / Ghaffari A., Hashemabadi S.H., Ashtiani M. // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures.* Vol. 26(8). 2015. P. 881-904.
104. GNU Octave [Internet]. URL: <http://www.gnu.org/software/octave> (accessed on 30 December 2017).
105. Goncalves F. Behavior of magnetorheological fluids at high velocities and high shear rates. / Goncalves F., Ahmadian M., Carlson J.D. // *International Journal of Modern Physics B.* Vol. 19(0709). 2005. P. 1395-1401.
106. Gordeev B. Determination of the dynamic rigidity of magnetic controllable hydromount dependence on the frequency of vibration / Gordeev B., Okhulkov S., Ermolaev A., Titov D. // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science.* Vol. 459(6):062094. 2020.
107. H. Urreta. Hydrodynamic bearing lubricated with magnetic fluids / H. Urreta, Z. Leicht, A. Sanchez, A. Agirre, P. Kuzhir, G. Magnac // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures.* Vol. 21,15. 2009. P. 1491-1499.
108. Hesselbach J. Active hydrostatic bearing with magnetorheological fluid / Hesselbach J., Abel-Keilhack C. // *Journal of Applied Physics.* Vol. 93. 2003. P. 3.
109. Hesselbach J. Development of bearings and a damper based on magnetically controllable fluids / Hesselbach J., Guldbakke J.M. // *J. Phys.: Condens. Matter.* Vol. 18. 2006. P.14.
110. Hong S.R. A unifying perspective on the quasi-steady analysis of magnetorheological dampers / Hong S.R., John S., Wereley N.M. // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures.* Vol. 19(8). 2008. P. 959-976.
111. Horak W. Analysis of the influence of selected factors on the capacity of thrust sliding bearings lubricated with magnetic fluids / Horak W., Szczęch M., Salwiński J. // *Tribologia.* Vol.4. 2017. P. 33-38.

112. Horak W. Influence of pad geometry modification on the performance of thrust bearings lubricated with magnetorheological fluid / Horak W., Szczęch M., Salwiński J. // *Tribologia*. Vol.2. 2018. P. 29-35.
113. Horak W. Measurement of normal force in magnetorheological and ferrofluid lubricated bearings / Horak W., Salwiński J. // *Key Engineering Materials*. Vol. 490. 2012. P. 25-32.
114. Horak W. Research into the influence of selected parameters on critical speed of thrust bearing with the magnetorheological fluid / Horak W., Szczęch M. // *Tribologia*. Vol.2. 2019. P. 125-130.
115. Horak W. The analysis of the working conditions of a thrust squeeze bearing with a magnetorheological fluid operating in the oscillatory compression mode / Horak W., Szczęch M. // *Tribologia*. Vol.3. 2019. P. 45-50.
116. Horak W. The influence of selected factors on axial force and friction torque in a thrust bearing lubricated with magnetorheological fluid / Horak W., Szczęch M., Salwiński J. // *Tribologia*. Vol.5. 2016. P. 51-61.
117. Huang J. Squeezing force of the magnetorheological fluids isolating damper for centrifugal fan in nuclear power plant / Huang J., Wang P., Wang G. // *Science and Technology of Nuclear Installations*. 2012. Article ID 175703.
118. Ierardi R.F. Off-state viscosity and yield stress optimization of magnetorheological fluids: a mixture design of experiments approach / Ierardi R.F., Bombard A.J.F. // *Journal of Physics Conference Series*. Vol. 149(1):012037. 2009.
119. Imaduddin F. A design and modelling review of rotary magnetorheological damper / Imaduddin F., Mazlan S.A., Zamzuri H. // *Materials & Design*. Vol. 51. 2013. P. 575-591.
120. Jang I.M. Role of organic coating on carbonyl iron suspended particles in magnetorheological fluids / Jang I.M., Kim H., Lee J., You J., Choi H., Jhon M. // *Journal of Applied Physics*. Vol. 97(10):10Q912-10Q912-3. 2005.
121. Kato M. The modelling of turbulent flow around stationary and vibrating square cylinders / Kato M., Launder B.E. // *Proceedings of the 9th Symposium on Turbulent Shear Flows*. 1993. P. 10-4-1–10-4-6.

122. Kim J.E. Effect of medium oil on magnetorheology of soft carbonyl iron particles / Kim J.E., Ko J.-D., Liu Y.D., Kim I.G., Choi H.J. // IEEE Transactions on Magnetics. Vol. 48(11). 2012. P. 3442-3445.
123. Kim K.J. Design and modeling of semi-active squeeze film dampers using magnetorheological fluids / Kim K.J., Lee C.W., Koo J.H. // Smart Materials and Structures. Vol. 17(3):035006. 2008.
124. Kolekar S. Vibration controllability of sandwich structures with smart materials of electrorheological fluids and magnetorheological materials: a review / Kolekar S., Venkatesh K., Oh J.-S., Choi S.-B. // Journal of Vibration Engineering & Technologies. 2019.
125. Kormann C. MR fluids with nano-sized magnetic particles / Kormann C., Laun H.M., Richter H.J. // International Journal of Modern Physics B. Vol.10. 1996. P. 3167-3172.
126. Korn T. Mathematical handbook for scientists and engineers / Korn T., Korn G. - New York: Dover Publications, 2000. – 1130 p.
127. Kornaev A. Application of artificial neural networks to calculation of oil film reaction forces and dynamics of rotors on journal bearings / Kornaev A., Kornaev N., Kornaeva E., Savin L. // International Journal of Rotating Machinery. Vol. 2017:11. 2017.
128. Kornaev A. Enhanced hydrodynamic lubrication of lightly loaded fluid-film bearings due to the viscosity wedge effect / Kornaev A., Kornaeva E., Savin L., Kazakov Yu., Fetisov A., Rodichev A., Mayorov S. // Trib Int. Vol. 160: 107027. 2021.
129. Kornaev A.V. Application of variational approach to non-newtonian fluid flow modeling / Kornaev A.V., Savin L.A., Fetisov A.S., Kornaeva E.P. // Proceedings of 10th International Scientific Conference BALTRIB 2019. P. 194-201.
130. Kubík M. Magnetorheological fluid shaft seal with low friction torque / Kubík M., Pavlíček D., Machacek O., Strecker Z. // Smart Materials and Structures. Vol. 28(4). 2019.

131. Kumbhar B. Synthesis and characterization of magneto-rheological (MR) fluids for MR brake application / Kumbhar B., Patil S., Sawant S. // *Engineering Science and Technology, an International Journal*. Vol. 18(3). 2015. P. 432-438.
132. Kuzhir P. Magnetorheology of fiber suspensions. II Theory / Kuzhir P., López-López M.T., Bossis G. // *Journal of Rheology*. Vol 53(1). 2009. P. 127-151.
133. Lalanne M. *Rotordynamics Prediction in Engineering* / M. Lalanne, G. Ferraris. - J. Wiley&Sons, 1998. – 266 p.
134. Lampaert S. Rheological texture in a journal bearing with magnetorheological fluids / Lampaert S., Quinci F., van Ostayen R. // *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*. Vol. 499. 2019. P.7.
135. Lampaert S.G.E. Experimental results on a hydrostatic bearing lubricated with a magnetorheological fluid / Lampaert S.G.E., van Ostayen R.A.J. // *Current Applied Physics*. Vol. 19. 2019. P. 1441-1448.
136. Lange U. Flow of magnetorheological fluids / Lange U., Richter L., Zipser L. // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. Vol. 12. 2001. P. 161-164.
137. Laukiavich C.A. A comparison between the performance of ferro- and magnetorheological fluids in a hydrodynamic bearing / Laukiavich C.A., Braun M.J., Chandy A.J. // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. Vol. 228(6) 2014. P.649-666.
138. Lemaire E. Field induced structure in magneto and electro-rheological fluids / Lemaire E., Grasselli Y., Bossis G. // *Journal de Physique II France*. Vol. 2. 1992. P. 359-369.
139. Li S. Adhesive particulate flow: the discrete-element method and its application in energy and environmental engineering / Li S., Marshall J.S., Liu G., Yao Q. // *Progress in Energy and Combustion Science*. Vol 37. 2011. P. 633-668.
140. López-López M. Magnetorheology for suspensions of solid particles dispersed in ferrofluids / López-López M., Kuzhir P., Lacis S., Bossis G., González-

Caballero F., Durán J.D.G. // *Journal of Physics: Condensed Matter*. Vol. 18, № 38. 2006. P. S2803-S2813.

141. Lund J.W. Stability and damped critical speeds of a flexible rotor in fluid-film bearings / *Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME*. Vol. 96(2). 1974. P. 509-517.

142. Ma L. Dynamic characteristics analysis of a misaligned rotor–bearing system with squeeze film dampers / Ma L., Zhang J.H., Lin J.W. // *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering)*. Vol. 17(8). 2016. P. 614-631.

143. MRF-132DG Magneto-Rheological Fluid [Internet]. URL: <http://www.lordmrstore.com/lord-mr-products/mrf-132dg-magneto-rheological-fluid>.

144. Nabarrete A. Nonlinear modeling and analysis of rotors supported by magnetorheological squeeze film journal bearings / Nabarrete A., de Freitas Fonseca G. // *Meccanica*. Vol. 56(3). 2020.

145. Narasimha Rao B. Analysis of Magneto Rheological Fluid Journal Bearing / Narasimha Rao B., Sekhar A.S. // *Applied Mechanics and Materials*. Vol. 895. 2019. P. 152-157.

146. Olabi A. Design and application of magneto-rheological fluid / Olabi A., Grunwald A. // *Materials & Design*. Vol. 28(10). 2007. P. 2658-2664.

147. Omidbeygi F. Exact solution and CFD simulation of magnetorheological fluid purely tangential flow within an eccentric annulus / Omidbeygi F., Hashemabadi S.H. // *International Journal of Mechanical Sciences*. Vol. 75. 2013. P. 26-33.

148. Omidbeygi F. Experimental study and CFD simulation of rotational eccentric cylinder in a magnetorheological fluid / Omidbeygi F., Hashemabadi S.H. // *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*. Vol.324. 2012. P. 2062-2069.

149. Osman T.A. Effect of using current-carrying-wire models in the design of hydrodynamic journal bearings lubricated with ferrofluid / Osman T.A., Nada G.S., Safar Z.S. // *Tribology Letters*. Vol. 11, №1. 2001. P. 61-70.



150. Park B.O. Soft magnetic carbonyl iron microsphere dispersed in grease and its rheological characteristics under magnetic field / Park B.O., Park B.-J., Hato M.J., Choi H.J. // *Colloid and Polymer Science*. Vol. 289. 2011. P. 381-386.

151. Park E.J. A performance evaluation of an automotive magnetorheological brake design with a sliding mode controller / Park E.J., Stoikov D., da Luz L.F. // *Mechatronics*. Vol. 16(7). 2006. P.405-416.

152. Patel N.S. Hydrodynamic journal bearing lubricated with a ferrofluid / Patel N.S., Vakharia D.P., Deheri G.M. // *Industrial Lubrication and Tribology*. Vol. 69, №. 5. 2017. P. 754-760.

153. Patel N.S. Magnetic Fluid Lubrication of Finite Journal Bearing; 3-D Analysis Using FDM / Patel N.S., Vakharia D.P., Deheri G.M. // *British Journal of Applied Science & Technology*. Vol.4 (1). 2014. P. 177-186.

154. Patel N.S. The performance analysis of a magnetic fluid-based hydrodynamic long journal bearing / Patel N.S., Vakharia D.P., Deheri G.M., Patel H.C. // *Proceedings of International Conference on Advances in Tribology and Engineering Systems, Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2014. P. 117-126.

155. Patent CN 105840657B, IPC F16C33/04. A kind of method intelligence controllable bearing and control rotor oscillation / Wang X., Li H., Meng G. – №201610352948 .2, опубли. 19.04.2019.

156. Patent CN 108331837B, IPC F16C 32/06. Magnetorheological fluid hydrostatic bearing / Jianhua Z., Xiaochen W., Jin W., Jisheng Z., Junbo C., Guoji Z., Dianrong G. – №201810083855.3, опубли. 12.05.2020.

157. Patent CN 108612753A, IPC F16C32/0402. A kind of magnetorheological fluid hydrostatic support mixing magnetic bearing / Jianhua Z., Xiaochen W., Dianrong G., Guoji Z., Jisheng Z., Zhe W., Junbo C. – №201810767692.0, опубли. 02.10.2018.

158. Patent CN 108612757B, IPC F16C32/0637. Active magnetorheological fluid hydrostatic bearing / Jianhua Z., Wei Z., Jin W., Xiaochen W., Bin Z., Tao C., Dianrong G. – №201810771729 .7, опубли. 12.05.2020.

159. Patent CN 110914560A, IPC F16C 33/10. Lubricated sliding bearing for adjusting lubricant properties in specific parts of bearing clearance/ Emile S.G., Ronald L., Johannes A., Van Ostayen. – №201880033135.4, опубл. 24.03.2020.

160. Patent DE 102007040600B4, IPC F16F13/305. Steerable hydraulic bearing / Lampaert S., Meyer B., Burwinkel J., Siemer H. – №102007040600.4, опубл. 06.12.2012.

161. Patent DE 102010048381A1, IPC F16C 35/06. Floating bearing with damping function / Martin V., Schulz W., Eidloth R. – №10 2010 048 381.8, опубл. 01.2006.

162. Patent US 6592772B2, IPC H01F1/447. Stabilization of magnetorheological fluids suspensions using a mixture of organoclays / Foister R., Iyengar V., Yurgelevic S. – опубл. 15.07.2003.

163. Petrov A. Variational principles and inequalities for the velocity of a steady viscous flow / Petrov A. // Fluid Dynamics. Vol 50, № 1. 2015. P. 22-32.

164. Phule P.P. Synthesis and properties of novel magnetorheological fluids having improved stability and redispersibility / Phule P.P., Ginder J.M. // International Journal of Modern Physics B. Vol. 13. 1999. P. 2019-2027.

165. Quinci F. A comparative performance assessment of a hydrodynamic journal bearing lubricated with oil and magnetorheological fluid / Quinci F., Litwin W., Wodtke M., van den Nieuwendijk R. // Tribology International. 162:107143. 2021.

166. Rabbani Y. An experimental study on the effects of temperature and magnetic field strength on the magnetorheological fluids stability and MR effect / Rabbani Y., Ashtiani M., Hashemabadi S.H. // Soft Matter. Vol 11. 2015. P. 4453-4460.

167. Rabinow J. The magnetic fluid clutch / Rabinow J. // Transactions of the American Institute of Electrical Engineers (AIEE). Vol. 67. 1948. P. 1308-1315.

168. Rahman M. A review of advances in magnetorheological dampers: their design optimization and applications / Rahman M., Ong Z.C., Julai S., Ferdaus

M.M., Ahamed R. // Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering). Vol. 18(12). 2017. P. 991-1010.

169. Ram P. Ferrofluid lubrication in porous inclined slider bearing / Ram P. // Indian Journal of Pure and Applied Mathematics. Vol. 30 (12). 1999. P.1273-1281.

170. Rodkiewicz C.M. On the applicability of an assumption in Reynolds theory in laminar and turbulent lubricating films / Rodkiewicz C.M., Malik M. // Wear. Vol. 89. 1983. P. 91-98.

171. Sahin H. Temperature dependence of magneto-rheological materials. / Sahin H., Wang X., Gordaninejad F. // Journal of Intelligent Material Systems and Structures. Vol. 20(18). 2009. P. 2215-2222.

172. Sahu K. A simulation study on the behavior of magnetorheological fluid on herringbone grooved hybrid slot-entry bearing / Sahu K., Sharma S.C. // Tribology Transactions. Vol. 62, Issue 6. 2019. P. 1099-1118.

173. Sahu K. Magneto-rheological fluid slot-entry journal bearing considering thermal effects / Sahu K., Sharma S.C. // Journal of Intelligent Material Systems and Structures. Vol. 30(18-19), 2019. P. 2831-2852.

174. Savin L. Variational principle in the hydrodynamic lubrication theory / Savin L., Kornaev A., Kornaeva E. // International Journal of Mathematical Models and Methods in Applied Sciences. Vol 9. 2015. P. 114-119.

175. Schechter R.S. The variational method in engineering / R.S. Schechter. - New York: McGraw-Hill Book Company, 1967. – 287 p.

176. Serrin J. Mathematical principles of classical fluid mechanics / J. Serrin. - New York: Springer Verlag, 1959. – 139 p.

177. Sharma S.C. on the behaviour of roughened conical hybrid journal bearing system operating with MR lubricant / Sharma S.C., Kumar A. // Tribology International. Vol. 156:106824. 2020.

178. Stevens B. Aircraft Control and Simulation / B. Stevens, F. Lewis. - 2nd ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003.

179. Tam L.T. Numerical and analytical study of fluid dynamic forces in seals and bearings / Tam L.T., Przekwas A.J., Muszynska A. // Trans. ASME: Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design. Vol. 110. 1988. P. 315-325.

180. Ulicny J. Evaluation of electroless nickel surface treatment for iron powder used in magnetorheological fluids / Ulicny J., Mance A. // Materials Science and Engineering: A. Vol. 369(1-2). 2004. P. 309-313.

181. Urreta H. Actively lubricated hybrid journal bearings based on magnetic fluids for high-precision spindles of machine tools / Urreta H., Aguirre G., Kuzhir P., de Lacalle L.N.L. // Journal of Intelligent Material Systems and Structures. Vol. 0. 2019. P.15.

182. Urreta H. Hydrodynamic bearing lubricated with magnetic fluids / Urreta H., Leicht Z., Sanchez A., Agirre A., Kuzhir P., Magnac G. // Journal of Physics: Conference Series. Vol.149. 2009. P.5.

183. Vaz N. Experimental Investigation of Frictional Force in a Hydrodynamic Journal Bearing Lubricated with Magnetorheological Fluid / Vaz N., Binu K.G., Serrao P., Hemanth M.P., Jacob J., Roy N., Dias E. // Journal of Mechanical Engineering and Automation. Vol. 7(5). 2017. P. 131-134.

184. Volkova O. Flow-induced structures in magnetorheological suspensions / Volkova O., Cutillas S., Carletto P. // Journal of Magnetism and Magnetic Materials. Vol. 201. 1999. P. 66-69.

185. Wang Q.J. Encyclopedia of Tribology / Q.J. Wang, Y.-W. Chung. - New York: Springer, 2013. – 4139 p.

186. Wang X. Dynamic characteristics of magnetorheological fluid lubricated journal bearing and its application to rotor vibration control / Wang X., Li H., Li M., Bai H., Meng G., Zhang H. // Jve international ltd. journal of vibroengineering. Vol.17(4). 2015. P. 1912-1927.

187. Wang X. Rotordynamic coefficients of a controllable magnetorheological fluid lubricated floating ring bearing / Wang X, Li H., Meng G. // Tribology International. Vol.114. 2017. P. 1-14.

188. Wang X. Stiffness and damping properties of (semi) floating ring bearing using magnetorheological fluids as lubricant / Wang X., Li H., Lu W., Meng G. // *Journal of Tribology*. Vol. 139. 2017. P. 11.
189. Wilcox D.C. Turbulence modeling for CFD / D.C. Wilcox. - La Canada: DCW Ind., 2000. – 537 p.
190. Yazid I.I.M. Design of magnetorheological damper with a combination of shear and squeeze modes / Yazid I.I.M., Mazlan S.A., Kikuchi T. // *Materials & Design*. Vol. 54. 2014. P. 87-95.
191. Zafarani-Moattar M. Stability, rheological, magnetorheological and volumetric characterizations of polymer based magnetic nanofluids / Zafarani-Moattar M., Majdan-Cegincara R. // *Colloid and Polymer Science*. Vol. 291. 2013. P. 1977-1987.
192. Zapoměl J. A new concept of a hydrodynamic bearing lubricated by composite magnetic fluid for controlling the bearing load capacity / Zapoměl J., Ferfecki P. // *Mechanical Systems and Signal Processing*. Volume 168: 108678. 2022.
193. Zapomel J. A new mathematical model of a short magnetorheological squeeze film damper for rotordynamic applications based on a bilinear oil representation-derivation of the governing equations / Zapomel J., Ferfecki P., Forte P. // *Applied Mathematical Modelling*. Vol. 52. 2017. P. 558-575.
194. Zapomel J. Determination of the transient vibrations of a rigid rotor attenuated by a semiactive magnetorheological damping device by means of computational modelling / Zapomel J., Ferfecki P., Kozanek J. // *Applied and Computational Mechanics*. Vol. 7. 2013. P. 223-234.
195. Zapoměl J. The influence of ferromagnetic fluids on performance of hydrodynamic bearings / Zapoměl J., Ferfecki P. // *Vibroengineering Procedia*. Vol. 27. 2019. P. 133-138.
196. Zhang S. Lubrication performance of magnetorheological fluid-lubricated rubber stern bearing test ring / Zhang S., Long Z., Yang X. // *Journal of*

the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. Vol. 43, Article number: 56. 2021.

197. Zhang Y. A comparative study of ferrofluid seal and magnetorheological fluid seal / Zhang Y., Li D., Chen Y., Zhenkun L. // IEEE Transactions on Magnetics. Vol. 99. 2018. P. 1-7.

198. Zhun Z. Characteristics of electrorheological fluid flow in journal bearings / Zhun Z., Ke-Qin Z. // Chinese Physics Letters. Vol. 19, № 2. 2002. P. 3.

199. Zienkiewicz O. The finite element method. Vol. 1. The basis / O. Zienkiewicz, R. Taylor. - Oxford, Butterworth-Heinemann, 2000. – 694 p.

200. Zipfel A. Modeling and Simulation of Aerospace Vehicle Dynamics. 2nd ed. / A. Zipfel, H. Peter - Reston, VA: AIAA Education Series, 2007.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

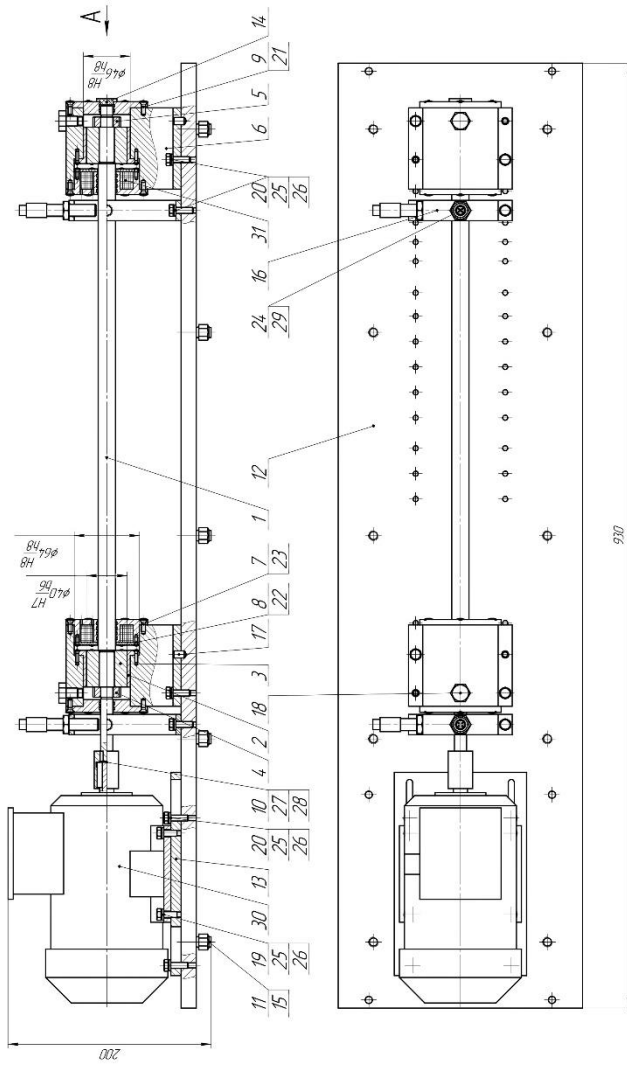
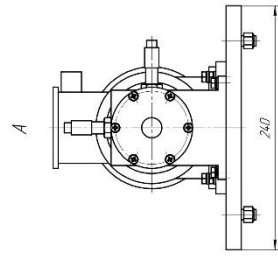
Конструкторская документация к экспериментальному стенду по  
исследованию опор скольжения, смазываемых магнито-реологическими  
жидкостями

		Перв. примен.			Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание			
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Лист	Листов			
		Разраб.	Фетисов	Ф							11.02.2019
		Подп. и дата									
		Взам. инв. №									
		Инв. № дубл.									
		Подп. и дата									
		Справ. №									
		Перв. примен.									
						<u>Документация</u>					
					A1	РПУ.00.000 СБ	Стенд испытательный				
					<u>Детали</u>						
					A3	1 РПУ.00.001	Вал	1			
					A4	2 РПУ.00.002	Втулка подшипника скольжения	2			
					A4	3 РПУ.00.003	Втулка-цалфа	2			
					A4	4 РПУ.00.004	Гайка стопорная (левая резьба)	1			
					A4	5 РПУ.00.005	Гайка стопорная (правая резьба)	1			
					A3	6 РПУ.00.006	Корпус подшипника	2			
					A3	7 РПУ.00.007	Крышка 1	2			
					A4	8 РПУ.00.008	Крышка 2	2			
					A4	9 РПУ.00.009	Крышка 3	2			
					A4	10 РПУ.00.010	Муфта	1			
					A4	11 РПУ.00.011	Ножка	10			
					A0	12 РПУ.00.012	Основание	1			
					A3	13 РПУ.00.013	Основание под двигатель	1			
					A4	14 РПУ.00.014	Пробка	1			
					A4	15 РПУ.00.015	Проставка в ножку	10			
					A4	16 РПУ.00.016	Стойка под датчики	2			
					A4	17 РПУ.00.017	Штифт	4			
					РПУ.00.000 СП						
					Стенд испытательный						
					ОГУ имени И.С. Тургенева						
					Копировал						
					Формат А4						



Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание					
												Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
<i>Стандартные изделия</i>																
							18		Болт М12х10 ГОСТ 7796-70	2						
							19		Болт М6х16 ГОСТ 7796-70	4						
							20		Болт М6х20 ГОСТ 7796-70	12						
							21		Винт М3х10 ГОСТ Р ИСО 7047	12						
							22		Винт М3х6 ГОСТ Р ИСО 7047	12						
							23		Винт М4х10 ГОСТ Р ИСО 7047	24						
							24		Гайка М12 ГОСТ 15522-70	4						
							25		Шайба 6Л ГОСТ 6402-70	16						
							26		Шайба А 6.37 ГОСТ 10450-78	16						
							27		Шпонка 3х3х10 ГОСТ 23360-78	1						
							28		Шпонка 5х5х25 ГОСТ 23360-78	1						
<i>Прочие изделия</i>																
							29		Датчики токовихревые	4						
							30		Электродвигатель АИР 63А2У3	1						
							31		Электромагнит	1						
<b>РПУ.00.000 СП</b>											Лист					
<b>2</b>																
Копировал _____ Формат А4																

РПЧУ000000 СБ



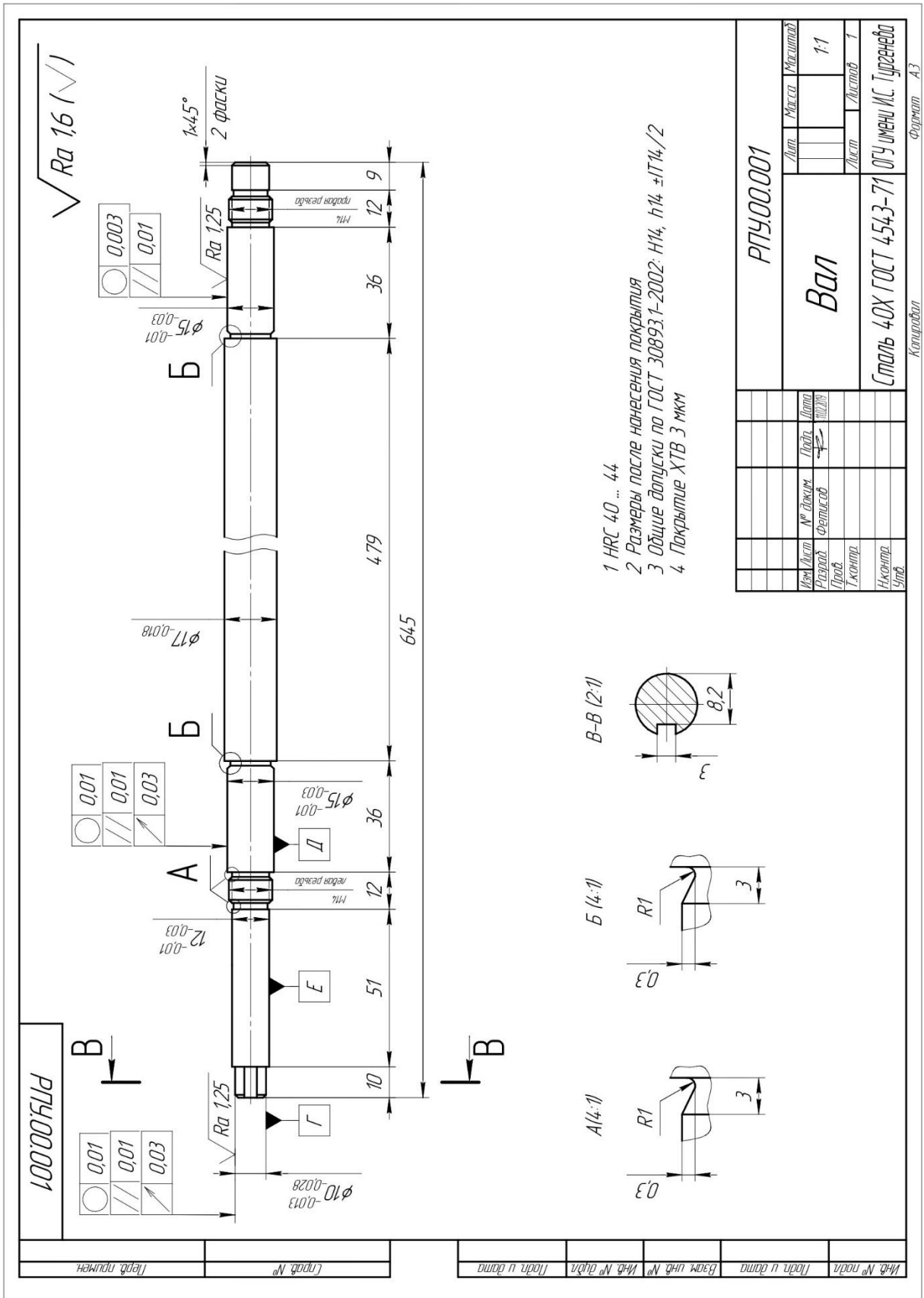
- Технические характеристики:**
- 1 Номинальная мощность двигателя  $N = 0,37$  кВт
  - 2 Номинальная частота вращения двигателя  $n = 2830$  об/мин.
  - 3 Число фазной электромеханической катушки  $N_{фаз} = 680$
  - 4 Напряжение питания на электромеханические катушки  $U = 0,1 - 10$  В

**Технические требования:**

- 1 При сборке и разборке подвижные узлы должны полностью разбираться без поврежденных деталей.
- 2 Монтажные и демонтажные подвижные узлы должны производиться без приложения высоких усилий и применения специальных приспособлений или силы в ручную.
- 3 Интенсивность эксплуатации жидкостной лампы должна соответствовать условиям эксплуатации и условиям работы лампы.

РПЧУ000000 СБ			
Исполнитель	Специальность	Дата	Лист
Исполнитель	Исполнитель	2020	12
ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ			
Исполнитель: Гусев И.С.			

Исполнитель	Специальность	Дата	Лист
Исполнитель	Исполнитель	2020	12

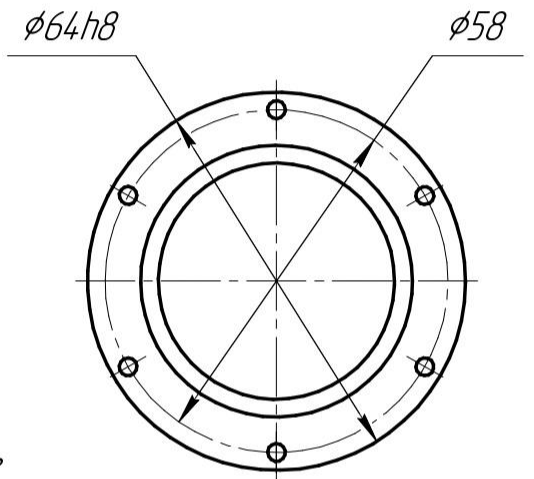
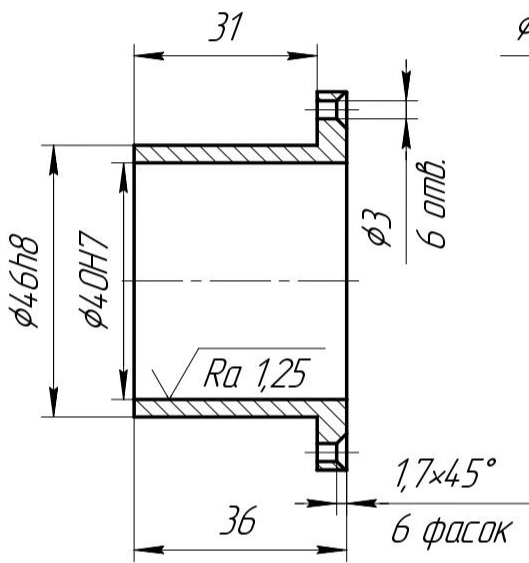


РПУ.00.002

$\sqrt{Ra\ 3,2\ (\checkmark)}$

Перв. примен.

Справ. №



Подп. и дата

Изм. №

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.

- 1 Размеры после нанесения покрытия
- 2 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002: H14, h14 ±IT14/2
- 3 Покрытие НБ 3...5 мкм

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Фетисов	<i>[Signature]</i>	11.02.2019
Проб.				
Т.контр.				
И.контр.				
Утв.				

РПУ.00.002		
Втулка подшипника скольжения	Лист	Масса
		Масштаб
		1:1
Ст3 ГОСТ 380-2005	Лист	Листов
		1
ОГЧ имени И.С. Тургенева		

Копировал

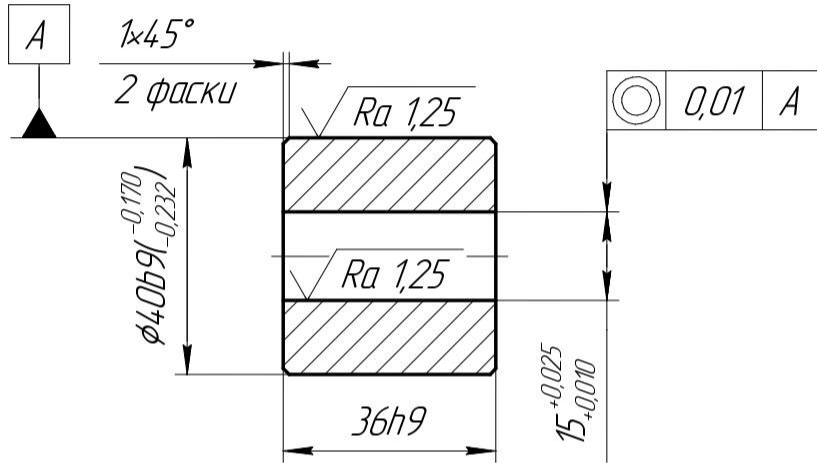
Формат А4

РПУ.00.003

$\sqrt{Ra\ 3,2\ (\checkmark)}$

Перв. примен.

Справ. №



Подп. и дата

Изм. №

Взам. инв. №

- 1 HRC 58 ... 60
- 2 Размеры после покрытия
- 3 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002: H14, h14 ±IT14/2
- 4 Покрытие ХТВ 3 ... 5 мкм

Подп. и дата

Изм. № подл.

Изм.	Лист	№ док.им.	Подп.	Дата
Разраб.		Фетисов	<i>[Signature]</i>	11.02.2019
Проб.				
Т.контр.				
И.контр.				
Утв.				

РПУ.00.003		
Лит.	Масса	Масштаб
		1:1
Лист	Листов 1	
Сталь 45 ГОСТ 1050-2013		ОГУ имени И.С.Тургенева

Копировал

Формат А4

РПУ.00.004

$\sqrt{Ra\ 3,2\ (\checkmark)}$

Перв. примен.

Справ. №

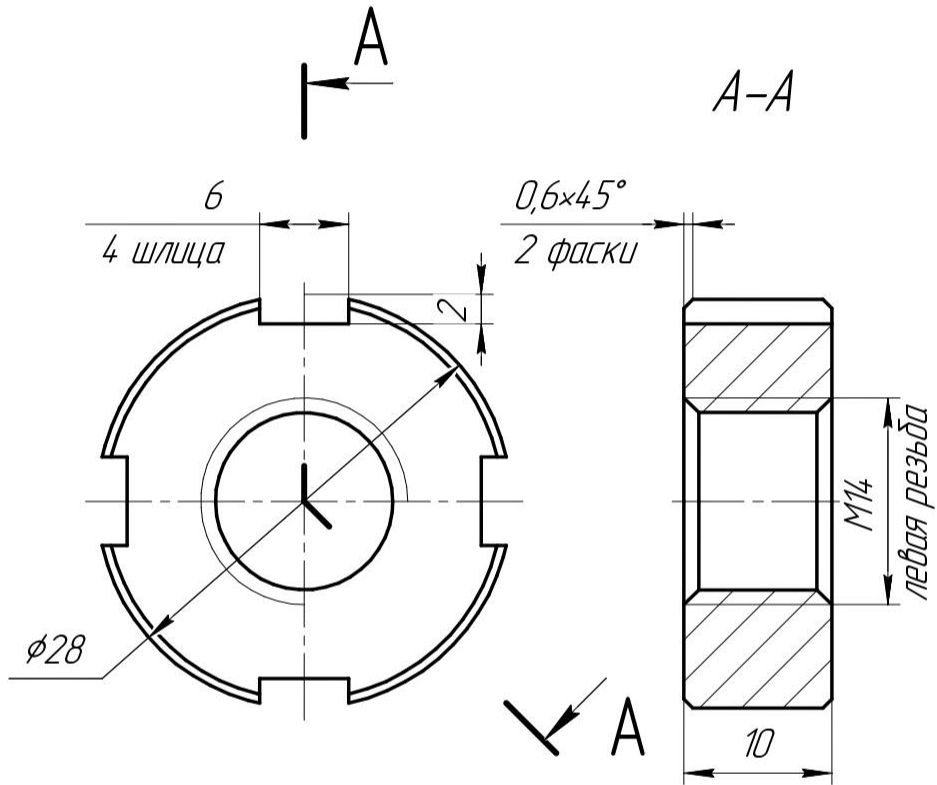
Подп. и дата

Изм. №

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.

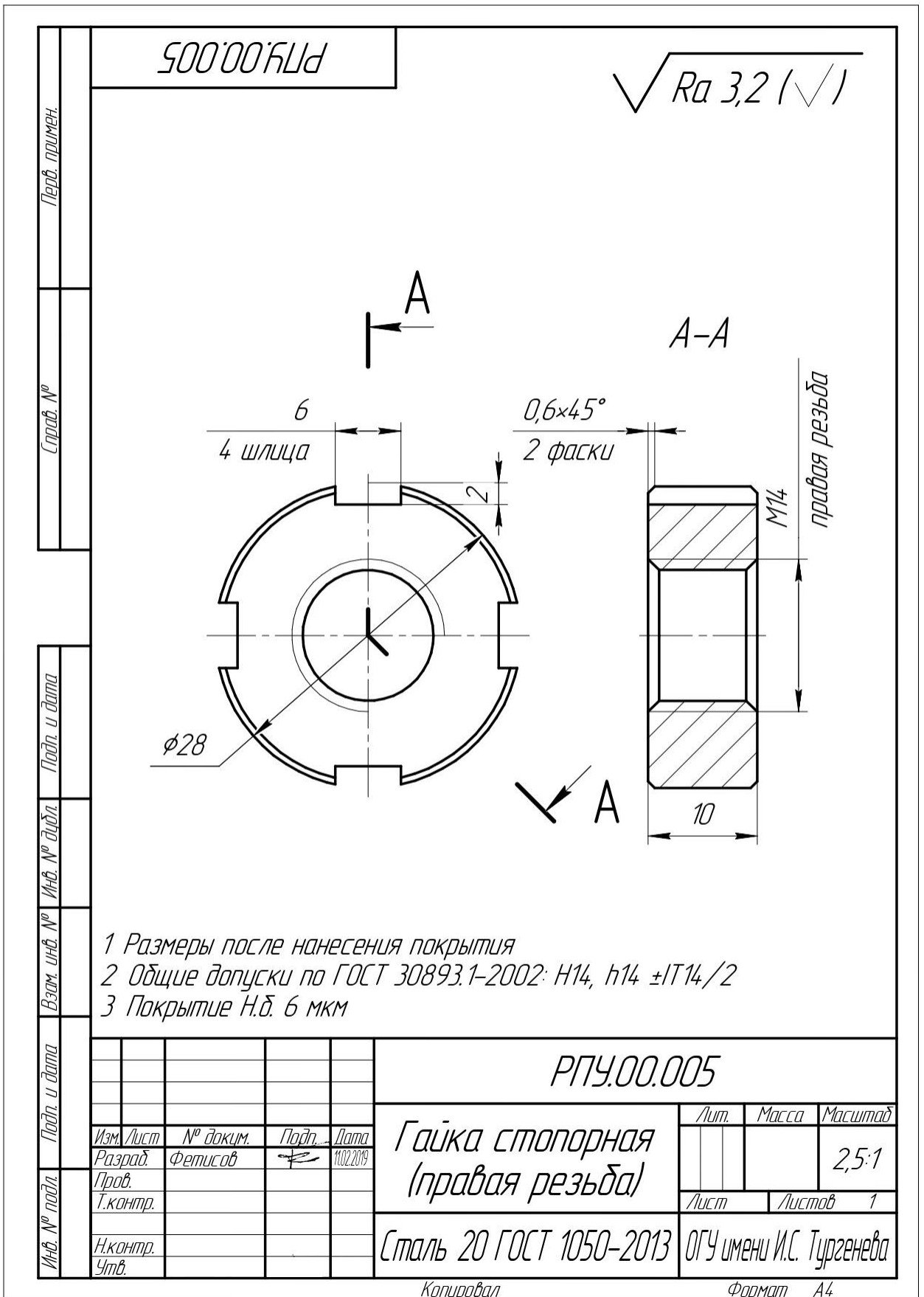


- 1 Размеры после нанесения покрытия
- 2 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002: H14, h14 ±IT14/2
- 3 Покрытие Н.д. 6 мкм

				РПУ.00.004			
Изм.	Лист	№ док.им.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.		Фетисов		11.02.2019			2,5:1
Проб.					Лист	Листов	1
Т.контр.					Сталь 20 ГОСТ 1050-2013		
Н.контр.					ОГЧ имени И.С. Тургенева		
Утв.							

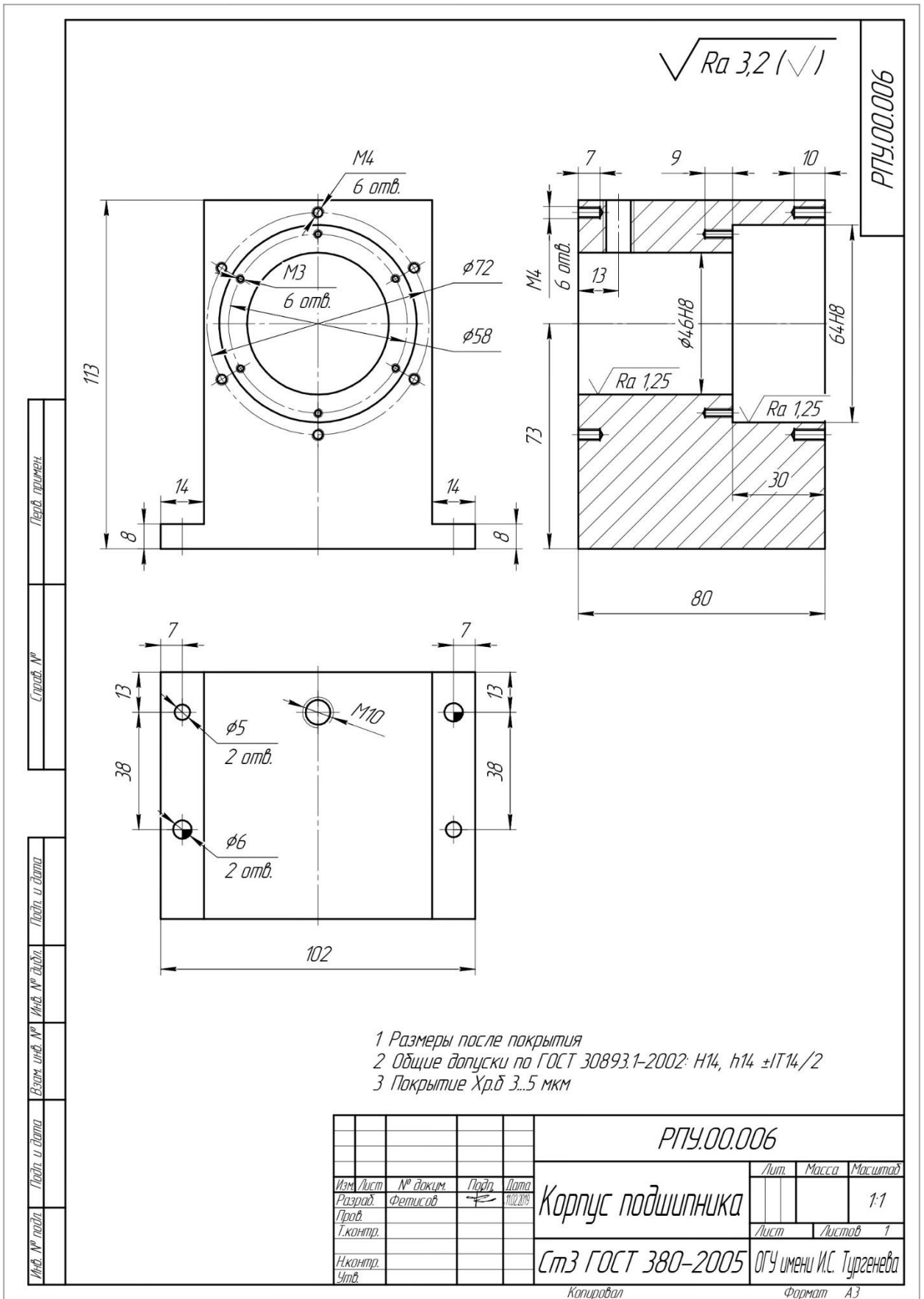
Копировал

Формат А4



Перв. примен.	Справ. №	Подп. и дата	Изм. №	Изм. №	Изм. №	Изм. №

<b>РПУ.00.005</b>				
Изм.	Лист	№ док.им.	Подп.	Дата
Разраб.		Фетисов	<i>[Signature]</i>	11.02.2019
Проб.				
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				
<b>Гайка стопорная (правая резьба)</b>			Лит.	Масса
			Лист	Листов
				1
<b>Сталь 20 ГОСТ 1050-2013</b>			<b>ОГЧ имени И.С. Тургенева</b>	

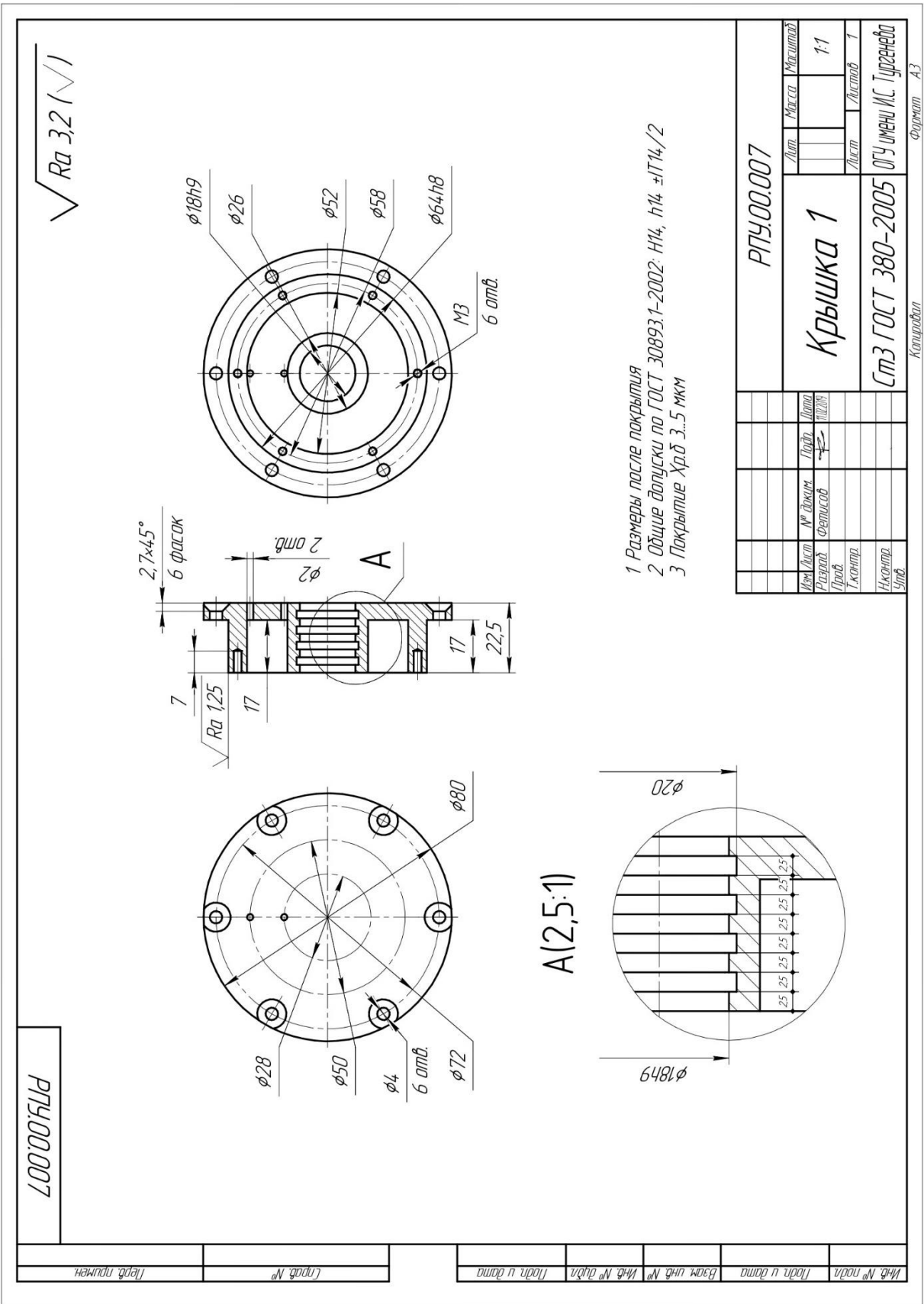


- 1 Размеры после покрытия
- 2 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002: H14, h14 ±IT14/2
- 3 Покрытие Хр.б 3..5 мкм

Перв. примен.
Строч. №
Лист и дата
Изд. № дораб.
Взам. инв. №
Лист и дата
Изд. № подл.

				РПЧ.00.006			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
		Фелисов		11.02.2019			1:1
Проб.					Лист	Листов	1
Т.контр.					Ст3 ГОСТ 380-2005		
И.контр.					ОГЧ имени И.С. Тургенева		
Утв.					Копировал Формат А3		





- 1 Размеры после покрытия
- 2 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002: H14, h14 ±IT14/2
- 3 Покрытие Хрд 3...5 мкм

РТУ.00.007		Лист	Масса	Корпусов
Крышка 1		Лист		1:1
СМЗ ГОСТ 380-2005		Лист		1
		ОГУ имени И.С. Турганова		
Изм/Лист	№ докум.	Лист	Листов	
Разработ	Фетисов	1	1	
Проб				
Технир				
Начальн				
Упр				

РТУ.00.007

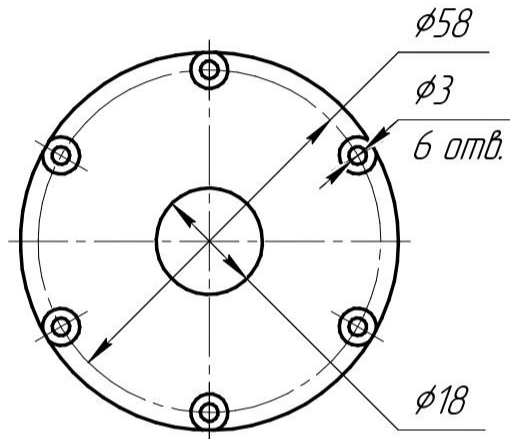
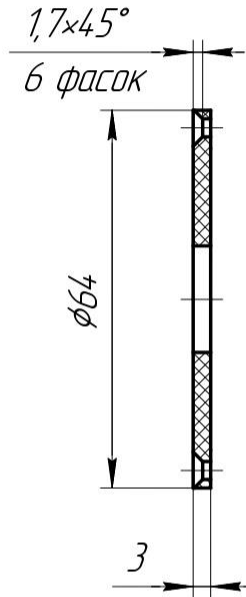
Изм. № подл.	Лист в докум.	Взам. инв. №	Изм. № докум.	Лист в докум.	Листов. №	Изм. № подл.	Лист в докум.	Взам. инв. №	Изм. № докум.	Лист в докум.	Листов. №

РПУ.00.008

$\sqrt{Ra\ 6,3\ (\checkmark)}$

Перв. примен.

Справ. №



Подп. и дата

Изм. №

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.

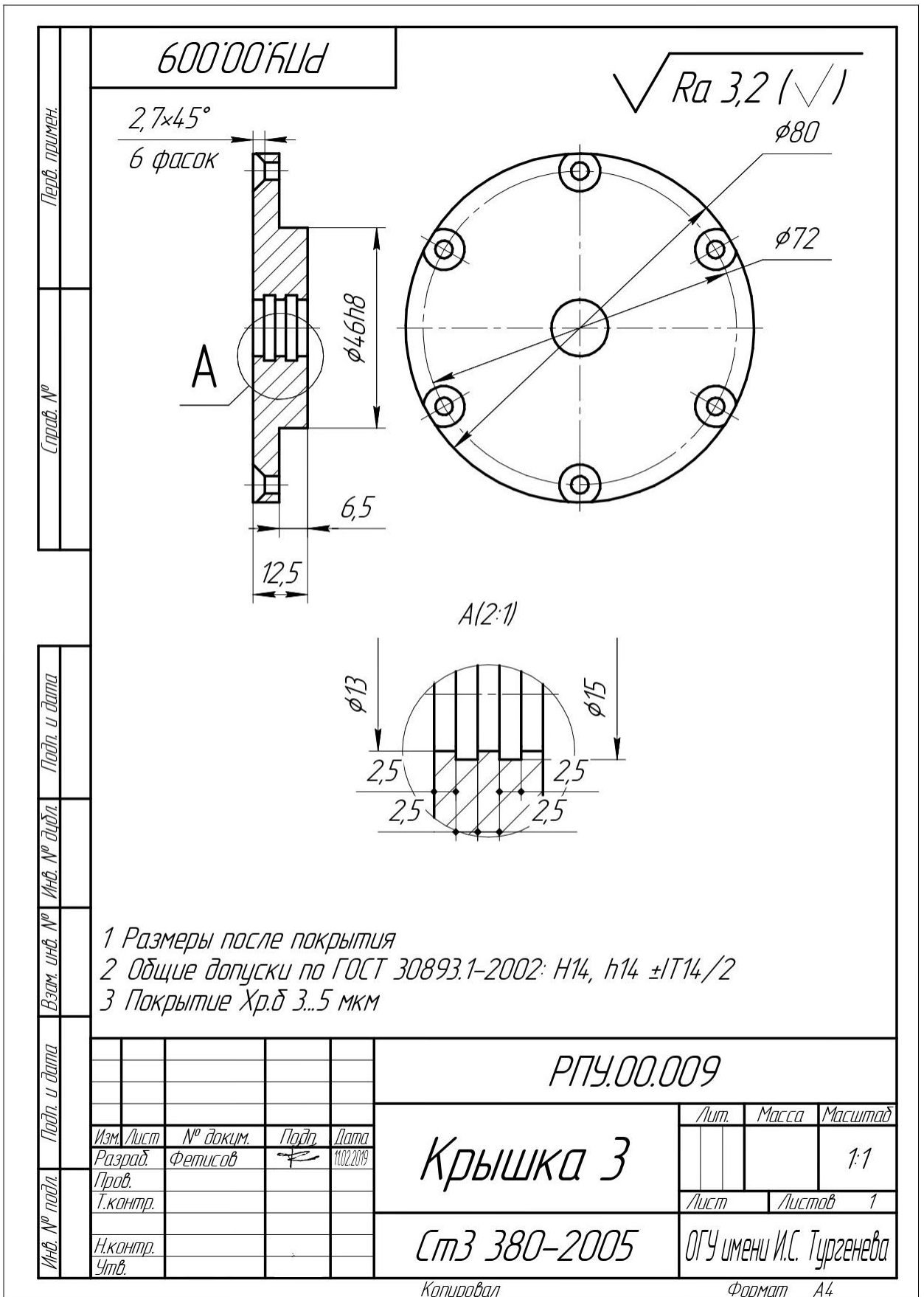
1 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002: H14, h14 ±IT14/2

Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата
Разраб.		Фетисов		11.02.2019
Проб.				
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

РПУ.00.008			
Крышка 2	Лист	Масса	Масштаб
			1:1
Пластмасса	Лист	Листов	1
	ОГЧ имени И.С. Тургенева		

Копировал

Формат А4



- 1 Размеры после покрытия
- 2 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002: H14, h14 ±IT14/2
- 3 Покрытие Хр.д 3...5 мкм

РПУ.00.009				
Крышка 3				
Ст3 380-2005				
			Лист	Масса
			1:1	
			Лист	Листов
				1
			ОГЧ имени И.С. Тургенева	

Копировал

Формат А4

Перв. примен.  
 Справ. №  
 Подп. и дата  
 Инв. № дробл.  
 Взам. инв. №  
 Подп. и дата  
 Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата
Разраб.		Фетисов		11.02.2019
Проб.				
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

РПУ.00.010

$\sqrt{Ra\ 3,2\ (\checkmark)}$

Перв. примен.

Справ. №

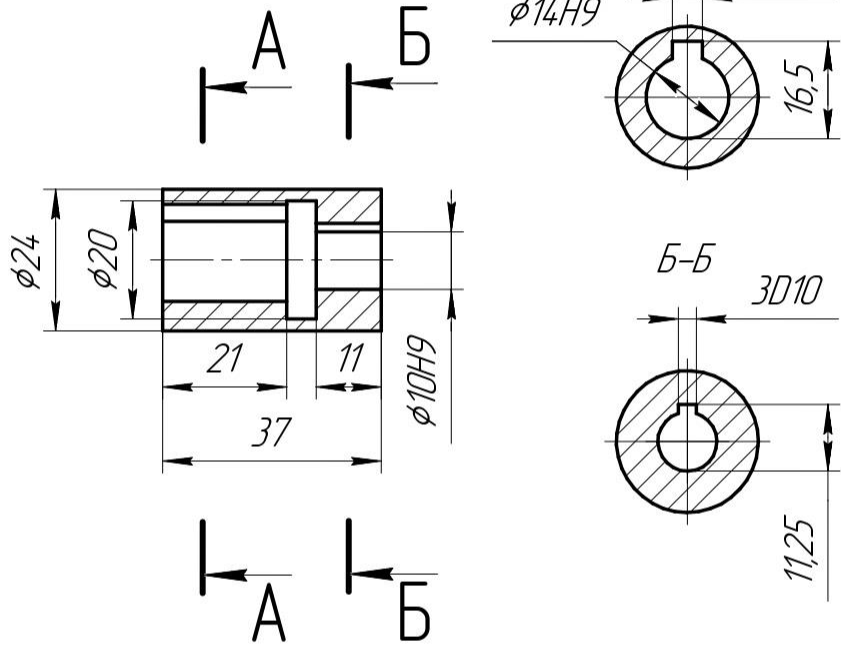
Подп. и дата

Изм. №

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.



1 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002: H14, h14 ±IT14/2

Изм.	Лист	№ док.им.	Подп.	Дата
Разраб.		Фетисов	<i>[Signature]</i>	11.02.2019
Проб.				
Т.контр.				
И.контр.				
Утв.				

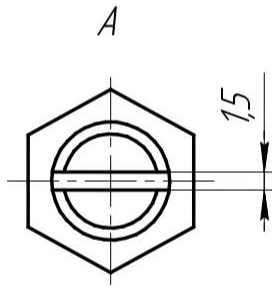
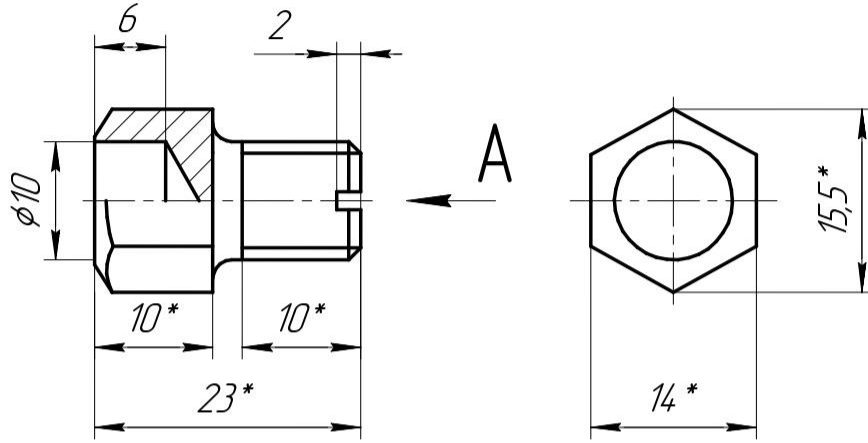
РПУ.00.010			
<h1>Муфта</h1>	Лит.	Масса	Масштаб
			1:1
Лист	Листов		1
Сталь 20 ГОСТ 1050-88		ОГЧ имени И.С. Тургенева	

Копировал

Формат А4

РПУ.00.011

$\sqrt{Ra\ 3,2\ (\checkmark)}$



- 1 \*Размеры для справок
- 2 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002: H14, h14 ±IT14/2

РПУ.00.011			
Изм.	Лист	№ док.им.	Подп.
Разраб.	Фетисов		11.02.2019
Проб.			
Т.контр.			
И.контр.			
Утв.			
Лит.		Масса	Масштаб
			2:1
Лист		Листов 1	
Заготовка Болт М10х12 ГОСТ 7805-70		ОГЧ имени И.С. Тургенева	

Копировал

Формат А4

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

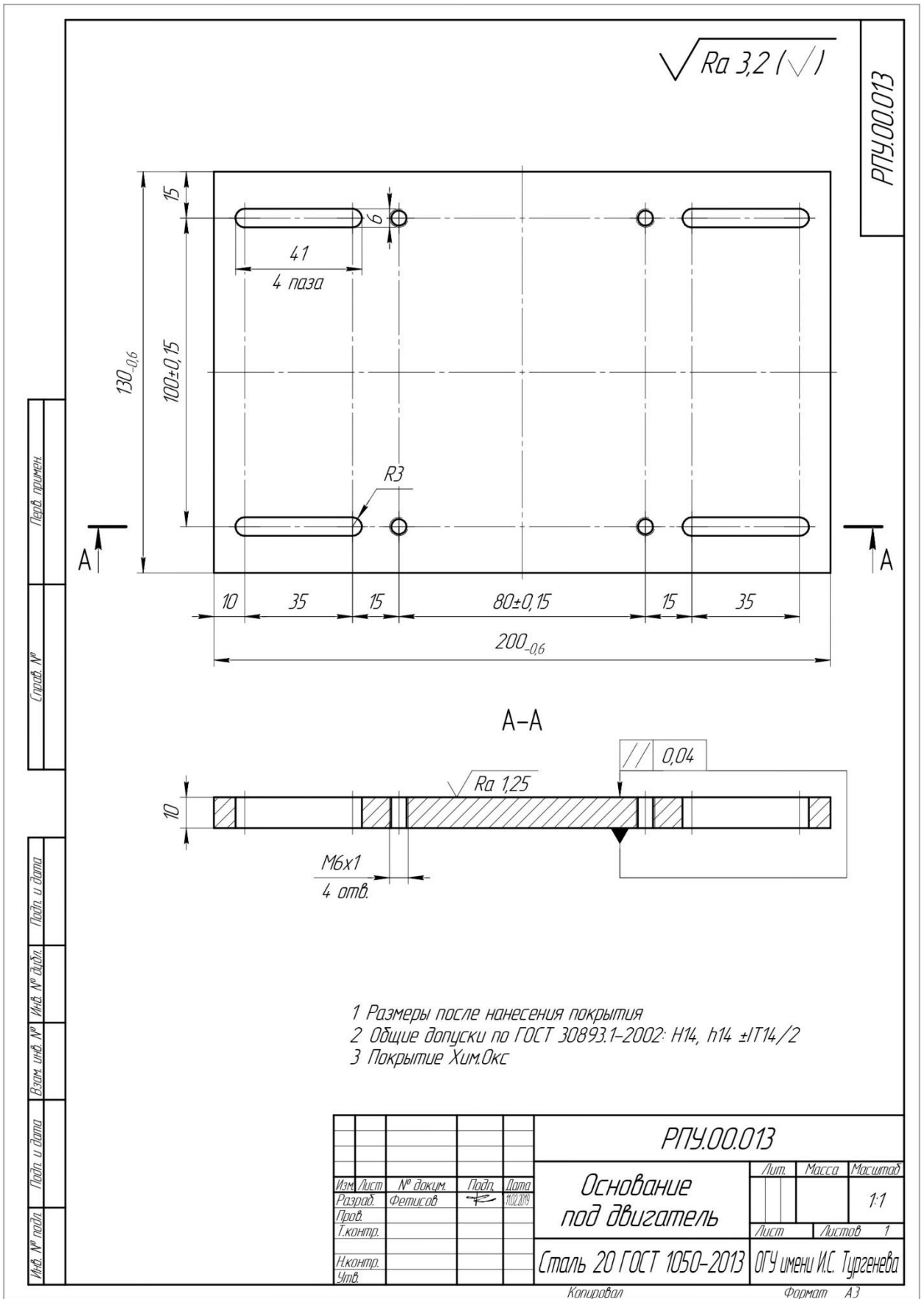
И.н.в. № д.д.д.

Взам. инв. №

Подп. и дата

И.н.в. № подл.





- 1 Размеры после нанесения покрытия
- 2 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002: Н14, h14 ±IT14/2
- 3 Покрытие Хим.Окс

Перв. примен.
Стрел. №
Подп. и дата
Инд. № дробл.
Взам. инв. №
Подп. и дата
Инд. № подл.

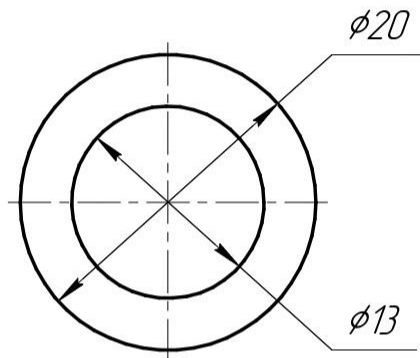
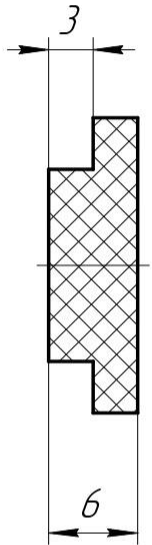
<b>РПУ.00.013</b>								
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	<b>Основание под двигатель</b>	Лит.	Масса	Масштаб
		Фелисов	<i>[Signature]</i>	11.02.2019				
		Пров.				Лист	Листов	1
		Т.контр.				Сталь 20 ГОСТ 1050-2013		
		И.контр.				ОГУ имени И.С. Тургенева		
		Утв.				Копировал <span style="float: right;">Формат А3</span>		

РПУ.00.014



Перв. примен.

Справ. №



Подп. и дата

Изм. №

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.

1 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002: H14, h14 ±IT14/2

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Фетисов		13.02.2019
Проб.				
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

РПУ.00.014

Пробка

Резина ГОСТ 7338-90

Лист	Масса	Масштаб
		2,5:1
Лист	Листов	1
ОГЧ имени И.С.Тургенева		

Копировал

Формат А4

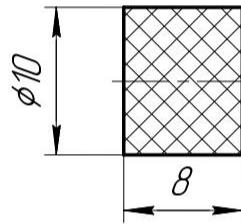


РПУ.00.015



Перв. примен.

Справ. №



Подп. и дата

Изм. №

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.

1 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002: H14, h14 ±IT14/2

РПУ.00.015

Изм.	Лист	№ док.им.	Подп.	Дата
Разраб.		Фетисов	<i>[Signature]</i>	13.02.2019
Проб.				
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

Проставка в ножку

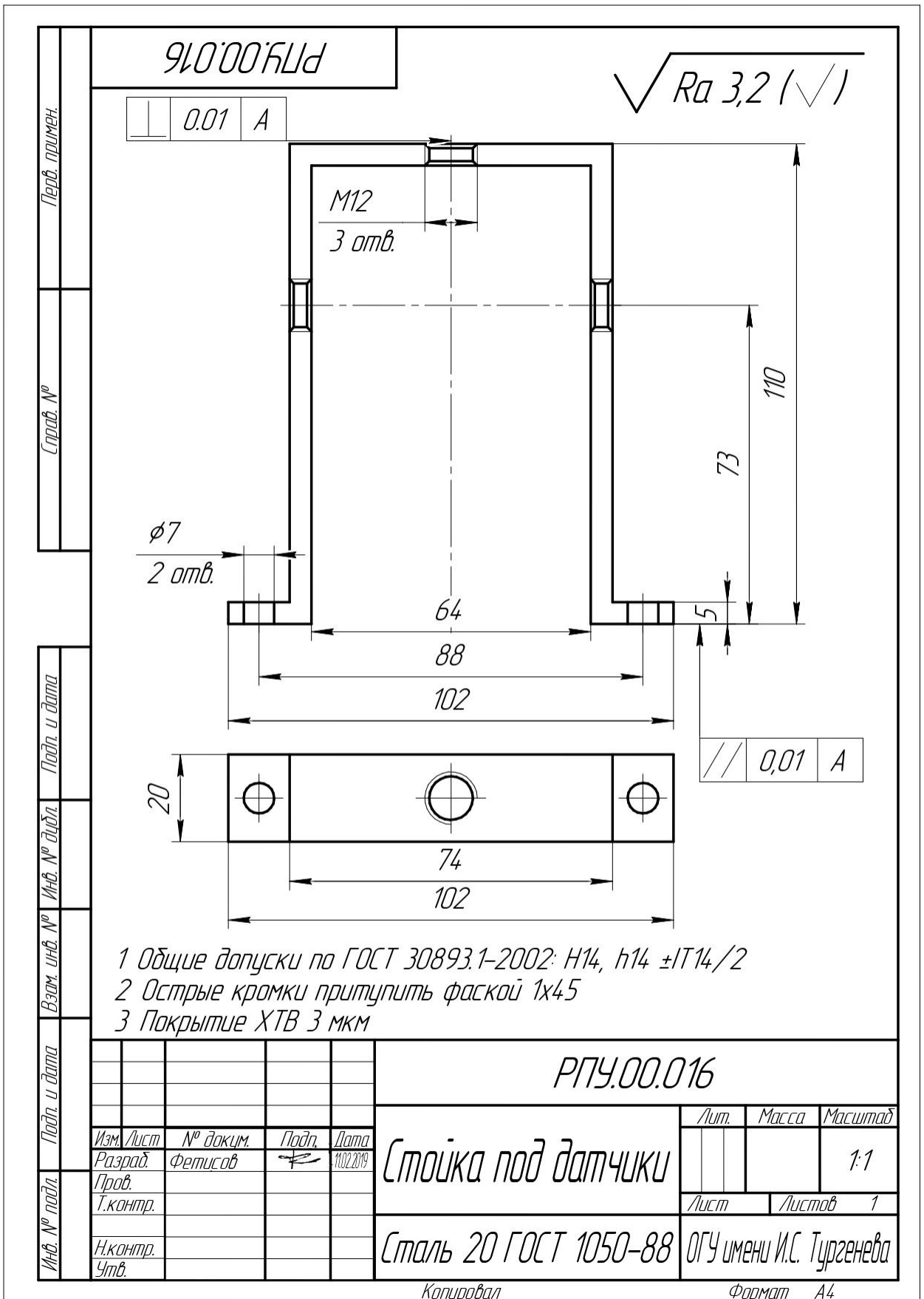
Лит.	Масса	Масштаб
		2,5:1
Лист		Листов 1

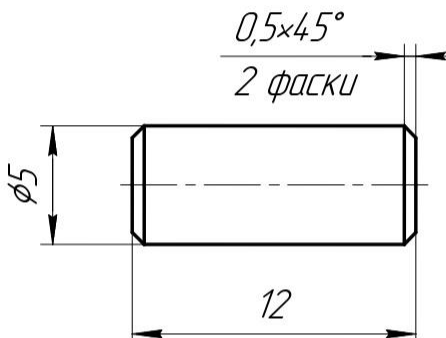
Резина ГОСТ 7338-90

ОГЧ имени И.С.Тургенева

Копировал

Формат А4



Перв. примен.	РПУ.00.017				$\sqrt{Ra\ 3,2 (\sqrt{1})}$		
Справ. №	 <p style="text-align: center;">0,5×45° 2 фаски</p> <p style="text-align: center;">φ5</p> <p style="text-align: center;">12</p>						
Подп. и дата	1 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002: H14, h14 ±IT14/2						
Взам. инв. №	Инв. № д/дкл.	Инв. №	РПУ.00.017				
Подп. и дата			Штифт				Лит.    Масса    Масштаб
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ док.им.	Подп.	Дата	4:1	
	Разраб.	Проб.	Фетисов		11.02.2019	Лист    Листов    1	
	Т.контр.	Сталь 20 ГОСТ 1050-88				ОГУ имени И.С. Тургенева	
	Н.контр.	Копировал					
	Утв.	Формат    А4					

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Листинг основных расчетных модулей программы

*main.m*

```

clc
clear

global m n graph_test Ncurves

%% initial parameters

%grid parameters
m=41; %along Z
n=41;%along X

%bearing parameters
%
Pa=1e5;    % pressure on either side of the bearing, Pa
Ps=1e5;    % pressure on either side of the bearing, Pa

L=0.04;
D=0.04;
R=D/2;
h0=2e-4;
mu_base=0.28; % viscosity, Pa*s
r=R+h0;    % bearing diameter, m

z=linspace(0,L,m);
deltaz=z(2)-z(1);    % step along the phi coordinate
x=linspace(0,pi*2*R,n);
deltax=x(2)-x(1);

n_rps=3000/60;    % rotations per second

ecc=0.7;    % eccentricity, dimensionless
X1=-ecc*h0; X2=-sqrt((ecc*h0)^2-X1^2);
% X1=-25.8e-6;
% X2=0e-6;

V1=-n_rps*r*2*pi;    % centre of the shaft's velocity components
V2=0;    % centre of the shaft's velocity components
omega=-n_rps*2*pi;

for i=1:m
    for j=1:n
        h(i,j)=h0-X1*sin(x(j)/R)-X2*cos(x(j)/R); % gap function
        dhdx(i,j)=(-X1/R)*cos(x(j)/R)+(X2/R)*sin(x(j)/R);
    end
end
iterations=100
mu=zeros(m,n);
epsilon=0.05;
B=zeros(m,n);
for i=1:m

```

```

    for j=1:n
        mu(i,j)=mu_base;
        B(i,j)=0;
    end
end
W=zeros(iterations);
B=zeros(m,n);
for iter=1:iterations

%% pressure distribution
tic
[P]=pressure_field(h,dhdx, Pa, Ps, r, mu, V1, deltax, deltaz);
toc

alpha=linspace(0,2*pi,n);
subR1=zeros(m,n);
subR2=zeros(m,n);

%% load capacity

for i=1:m
    for j=1:n
        subR1(i,j)=P(i,j)*sin(alpha(j));
        subR2(i,j)=P(i,j)*cos(alpha(j));
    end
end

R1=-dblintegral(subR1,x,z)% resulting force projection on Z,N
R2=-dblintegral(subR2,x,z)% resulting force projection on X,N

W_current=sqrt(R1^2+R2^2)
%
% flow rate

for i=1:n
    for j=1:m
        dpdx(i,j)=diff(j,P(i,:),deltax);
        dpdz(i,j)=diff(i,P(:,j),deltaz);
    end
end
%
%% mean velocity across fluid film

for i=1:m
    for j=1:n
        yi=linspace(0,h(i,j),5);
        deltai(i,j)=yi(2)-yi(1);
        for y=1:length(yi)
            vx(i,j,y)=(1/2*mu(i,j))*dpdx(i,j)*((yi(y)^2)-yi(y)*h(i,j))-(yi(y)/h(i,j))*V1;
            vz(i,j,y)=(1/2*mu(i,j))*dpdz(i,j)*((yi(y)^2)-yi(y)*h(i,j));
        end
    end
end

```

```

    end
end

for i=1:m
    for j=1:n
        sum1=0;
        sum2=0;
        for y=1:length(yi)
            viix=vx(i,j,y);
            viiz=vz(i,j,y);
            sum1=sum1+viix;
            sum2=sum2+viiz;
        end
        Vix(i,j)=sum1/length(yi);
        Viz(i,j)=sum2/length(yi);
    end
end

for i=1:m
    for j=1:n
        V_total(i,j)=sqrt((Vix(i,j)^2)+(Viz(i,j)^2));
        xi(i,j)=V_total(i,j)/h(i,j);
    end
end

%% mean shear stress across fluid film

% k_y=5.4e4;
% n_y=0.79;

for i=1:m
    for j=1:n
tau(i,j)=0.29*xi(i,j)+(36+(4.8e+4)*B(i,j)^0.7);
mu(i,j)=tau(i,j)/xi(i,j);
    end
end

if iter>=2
    if abs(W_current - W)<=epsilon
        break
    end
end

mu_0 = 1.256e-6;
mu_r = 5.9;
k_b = 4;
I=1

for i=1:m
    for j=1:n
        B(i,j)= k_b*mu_0*mu_r*(I/h(i,j));
    end
end

```

```

    end
end

W=W_current;
end

Bezier_curves_3.m
function [fi_ex,h_ex,fi_temp,h_temp]=...
    Bezier_curves_3(r,R,hp,p3,p6,p7,I,np,ns,Np)
global graph_test
rho=r+p3(1,I)*(R-r);%радиус сечения в котором строится профиль, м
l=2*pi/ns*rho;

N=Np;
X=zeros(1,np);
Y=zeros(1,np);
X(3)=p3(2,I);
X(6)=p6(2,I);
X(7)=p7(2,I);
%Положение зависимых точек начального профиля:
X(2)=X(3)/2; X(4)=X(3)+ (X(6)- X(3))/2;
X(10)=1-X(3);X(9)=X(10)-(X(10)-X(7))/2;X(11)=1-X(3)/2; X(12)=1;
X(5)=X(6)-(X(6)-X(3))/2; X(8)=X(7)+(X(10)-X(7))/2;

Y(6)=p6(3,I); Y(7)=p7(3,I);
tan_alpha=Y(6)/(X(6)-X(3)); tan_beta=Y(7)/(X(10)-X(7));
Y(4)=(X(4)-X(3))*tan_alpha; Y(5)=(X(5)-X(3))*tan_alpha;
Y(9)=(X(10)-X(9))*tan_beta; Y(8)=(X(10)-X(8))*tan_beta;

t=linspace(0,1,N);%геометрический параметр
MB = [-1 3 -3 1; 3 -6 3 0; -3 3 0 0; 1 0 0 0]; % -- матрица Безье

%кривая 1 в интервале 0<=x<=X(4)
x=X(1:4)/X(4);
y=Y(1:4);
for k=1:N
x1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*x';
y1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*y';
end
X1 = x1*X(4);
Y1 = y1;

%кривая 2 в интервале X(4)<=x<=X(5)
x=[X(4) X(4) X(5) X(5)]; x=x-X(4); x=x./(X(5)-X(4));
y=[Y(4) Y(4) Y(5) Y(5)];
for k=1:length(t)
x1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*x';
y1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*y';
end
X2 = X(4)+x1*(X(5)-X(4));
Y2 = y1;

```



```

%кривая 3 в интервале X(5)<=x<=X(8)
x=X(5:8); x=x-X(5);x=x./(X(8)-X(5));
y=Y(5:8);
for k=1:length(t)
x1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*x';
y1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*y';
end
X3 = X(5)+x1*(X(8)-X(5));
Y3 = y1;

%кривая 4 в интервале X(8)<=x<=X(9)
x=[X(8) X(8) X(9) X(9)]; x=x-X(8); x=x./(X(9)-X(8));
y=[Y(8) Y(8) Y(9) Y(9)];
for k=1:length(t)
x1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*x';
y1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*y';
end
X4 = X(8)+x1*(X(9)-X(8));
Y4 = y1;

%кривая 5 в интервале X(9)<=x<=X(12)
x=X(9:12); x=x-X(9);x=x./(X(12)-X(9));
y=Y(9:12);
for k=1:length(t)
x1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*x';
y1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*y';
end
X5 = X(9)+x1*(X(12)-X(9));
Y5 = y1;

fi_ex = [X1 X2 X3 X4 X5]*2*pi/ns;
h_ex = [Y1 Y2 Y3 Y4 Y5]*hp;
fi_temp=X*2*pi/ns;
h_temp=Y*hp;

if I==1
    switch graph_test
        case 1
            set(0,'DefaultAxesFontSize',14,'DefaultAxesFontName','Arial');
            figure('Color','White','Windowstyle','Docked')
            plot(fi_temp,h_temp,'o-b',fi_ex,h_ex,'-r')
            title('Профиль опорной поверхности при {\it\bf\rho = r}')
            xlabel('Угловая координата, {\it\bf\phi} , рад')
            ylabel('Зазор, {\it\bfh} , м')
            legend('шаблон','аппроксимация','Location','NorthEast')
        end
    end
end
end

```

*Bezier\_curves\_5.m*

```

function [fi_ex,h_ex,fi_temp,h_temp]=...
    Bezier_curves_5(r,R,hp,p3,p6,p7,I,np,ns,Np)
global graph_test
rho=r+p3(1,I)*(R-r);%радиус сечения в котором строится профиль, м
l=2*pi/ns*rho;

N=Np;
X=zeros(1,np);
Y=zeros(1,np);
X(3)=p3(2,I);
X(6)=p6(2,I);
X(7)=p7(2,I);
%Положение зависимых точек начального профиля:
X(2)=X(3)/2; X(4)=X(3)+ (X(6)- X(3))/10;
X(10)=1-X(3);X(9)=X(10)-(X(10)-X(7))/10;X(11)=1-X(3)/2; X(12)=1;
X(5)=X(6)-(X(6)-X(3))/10; X(8)=X(7)+(X(10)-X(7))/10;

Y(6)=p6(3,I); Y(7)=p7(3,I);
tan_alpha=Y(6)/(X(6)-X(3)); tan_beta=Y(7)/(X(10)-X(7));
Y(4)=(X(4)-X(3))*tan_alpha; Y(5)=(X(5)-X(3))*tan_alpha;
Y(9)=(X(10)-X(9))*tan_beta; Y(8)=(X(10)-X(8))*tan_beta;

t=linspace(0,1,N);%геометрический параметр
MB = [-1 3 -3 1; 3 -6 3 0; -3 3 0 0; 1 0 0 0]; % -- матрица Безье

%кривая 1 в интервале 0<=x<=X(4)
x=X(1:4)/X(4);
y=Y(1:4);
for k=1:N
x1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*x';
y1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*y';
end
X1 = x1*X(4);
Y1 = y1;

%кривая 2 в интервале X(4)<=x<=X(5)
x=[X(4) X(4) X(5) X(5)]; x=x-X(4); x=x./(X(5)-X(4));
y=[Y(4) Y(4) Y(5) Y(5)];
for k=1:length(t)
x1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*x';
y1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*y';
end
X2 = X(4)+x1*(X(5)-X(4));
Y2 = y1;

%кривая 3 в интервале X(5)<=x<=X(8)
x=X(5:8); x=x-X(5);x=x./(X(8)-X(5));
y=Y(5:8);
for k=1:length(t)
x1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*x';
y1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*y';

```

```

end
X3 = X(5)+x1*(X(8)-X(5));
Y3 = y1;

%кривая 4 в интервале X(8)<=x<=X(9)
x=[X(8) X(8) X(9) X(9)]; x=x-X(8); x=x./(X(9)-X(8));
y=[Y(8) Y(8) Y(9) Y(9)];
for k=1:length(t)
x1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*x';
y1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*y';
end
X4 = X(8)+x1*(X(9)-X(8));
Y4 = y1;

%кривая 5 в интервале X(9)<=x<=X(12)
x=X(9:12); x=x-X(9);x=x./(X(12)-X(9));
y=Y(9:12);
for k=1:length(t)
x1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*x';
y1(k) = [t(k)^3 t(k)^2 t(k) 1]*MB*y';
end
X5 = X(9)+x1*(X(12)-X(9));
Y5 = y1;

fi_ex = [X1 X2 X3 X4 X5]*2*pi/ns;
h_ex = [Y1 Y2 Y3 Y4 Y5]*hp;
fi_temp=X*2*pi/ns;
h_temp=Y*hp;

if I==1
    switch graph_test
        case 1
            set(0,'DefaultAxesFontSize',14,'DefaultAxesFontName','Arial');
            figure('Color','White','Windowstyle','Docked')
            plot(fi_temp,h_temp,'o-b',fi_ex,h_ex,'-r')
            title('Профиль опорной поверхности при {\it\bf\rho = r}')
            xlabel('Угловая координата, {\it\bf\phi} , рад')
            ylabel('Зазор, {\it\bfh} , м')
            legend('шаблон','аппроксимация','Location','NorthEast')
        end
    end
end
end

```

*dblintegral.m*

```

function [integ]=dblintegral(f,x,z)
%int=0;
[nx, ny]=size(f);
x1=x;
y1=z;
dx1=x1(2)-x1(1);
dy1=y1(2)-y1(1);
integ=0;
for i=2:2:nx-1
    for j=2:2:ny-1
        integ=integ+...
            (f(i-1,j-1)+f(i+1,j-1)+f(i-1,j+1)+f(i+1,j+1)+4*(f(i,j+1)+f(i,j-1)+f(i-1,j)+f(i+1,j))+16*f(i,j))*dx1*dy1/9;
    end
end

end

```

*diff.m*

```

function dydx=diff(I,y,dx)
%global n
if I==1
    dydx=(-y(I+2)+4*y(I+1)-3*y(I))/(2*dx);
    %dydx=(y(2)-y(1))/(dx);
else
    if I==length(y)
        dydx=(3*y(I)-4*y(I-1)+y(I-2))/(2*dx);
        %dydx=(11*y(I)-18*y(I-1)+9*y(I-2)-2*y(I-3))/(6*dx);
        %dydx=(25*y(I)-48*y(I-1)+36*y(I-2)-16*y(I-3)+3*y(I-4))/(12*dx);
    else
        dydx=(y(I+1)-y(I-1))/(2*dx);
    end
end
end

```

*gap.m*

```

function [h,dhdfi] = gap(m,n,i_rad,o_rad,z,h0,hp,xr,deltax3,deltax6,deltax7,temp_p3,...
    temp_p6,temp_p7,zr3,zr6,zr7,np)
global graph_test Ncurves
%ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ
M=m;%количество разбиений по радиальной координате для 1 сектора
N=n;%количество разбиений по тангенциальной координате для 1 сектора
r=i_rad;R=o_rad;%радиусы пяты подшипника, м

ns=z;%количество одинаковых секторов
Nr=N;%количество точек аппроксимации каждой кривой Безье

```

```
%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%
```

```
%РАСЧЕТ
```

```
%Положение зависимых точек в пространстве аппроксимируется полиномами:
```

```
p3=func_curve(temp_p3,xr(3),zr3,deltax3,M);
```

```
p6=func_curve(temp_p6,xr(6),zr6,deltax6,M);
```

```
p7=func_curve(temp_p7,xr(7),zr7,deltax7,M);
```

```
%Построение функции профиля с помощью кривых Безье
```

```
%Расчет профиля на нерегулярной по fi сетке
```

```
for I=1:M
```

```
    switch Ncurves
```

```
        case 3
```

```
            [fi_ex,h_ex,fi_temp,h_temp]=...
```

```
                Bezier_curves_3(r,R,hp,p3,p6,p7,I,np,ns,Np);
```

```
        case 5
```

```
            [fi_ex,h_ex,fi_temp,h_temp]=...
```

```
                Bezier_curves_5(r,R,hp,p3,p6,p7,I,np,ns,Np);
```

```
    end
```

```
    %Шаблон
```

```
    fi_template(I,:)=fi_temp;
```

```
    h_template(I,:)=h_temp;
```

```
    %Аппроксимация
```

```
    fi_exact(I,:)=fi_ex;
```

```
    h_exact(I,:)=h_ex;
```

```
end
```

```
%Пересчет профиля на регулярной сетке
```

```
h=zeros(M,N);
```

```
dhdfi=zeros(M,N);
```

```
fi=linspace(0,2*pi/ns,N);
```

```
for I=1:M
```

```
    h(I,1)= h_exact(I,1);
```

```
    h(I,N)= h_exact(I,length(h_exact));
```

```
    ht(I,1)= h_template(I,1);
```

```
    ht(I,N)= h_template(I,np);
```

```
%    for J=2:N-1
```

```
%        delta=fi_template(I,:)-fi(J);
```

```
%        [d,Jin]=min(abs(delta));
```

```
%        delta_fi=fi_template(I,Jin+1)-fi_template(I,Jin-1);
```

```
%        delta_h=h_template(I,Jin+1)-h_template(I,Jin-1);
```

```
%        dd=delta_h/delta_fi;
```

```
%        ht(I,J)= h_template(I,Jin-1)+dd*(fi(J)-fi_template(I,Jin-1));
```

```
%    end
```

```
for J=2:N-1
```

```
    delta=fi_exact(I,:)-fi(J);
```

```
    [d,Jin]=min(abs(delta));
```

```
    delta_fi=fi_exact(I,Jin+1)-fi_exact(I,Jin-1);
```

```
    delta_h=h_exact(I,Jin+1)-h_exact(I,Jin-1);
```

```
    dhdfi(I,J)=delta_h/delta_fi;%наверное более точное знач.производной
```

```
    h(I,J)= h_exact(I,Jin-1)+dhdfi(I,J)*(fi(J)-fi_exact(I,Jin-1));
```

```
end
```

end

%Переход от функции профиля к функции зазора

h=h0-h;

dhd fi=-dhd fi;

%ГРАФИЧЕСКОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

switch graph\_test

case 1

%Сектор опорной поверхности

rho=linspace(r,R,M);

x=0;y=0;

for i=1:M

for j=1:N

x(i,j)=rho(i)\*cos(fi(j)+pi);

y(i,j)=rho(i)\*sin(fi(j)+pi);

xt(i,j)=rho(i)\*cos(fi(j)+pi);

yt(i,j)=rho(i)\*sin(fi(j)+pi);

end

for j=1:np

x3(i,j)=rho(i)\*cos(fi\_template(i,3)+pi);

y3(i,j)=rho(i)\*sin(fi\_template(i,3)+pi);

x6(i,j)=rho(i)\*cos(fi\_template(i,6)+pi);

y6(i,j)=rho(i)\*sin(fi\_template(i,6)+pi);

x7(i,j)=rho(i)\*cos(fi\_template(i,7)+pi);

y7(i,j)=rho(i)\*sin(fi\_template(i,7)+pi);

end

end

figure ('Color','White','Windowstyle','Docked')

surf(x,y,h)

title('Gap function')

view(-40,78)

figure ('Color','White','Windowstyle','Docked')

plot3(xt,yt,ht,'c',...

x3,y3,h\_template(:,3),'-b',...

x6,y6,h\_template(:,6),'-b',...

x7,y7,h\_template(:,7),'-b');

axis off

grid on

%Полная опорная поверхность

rho=linspace(r,R,M);

fir=linspace(0,2\*pi,N\*ns);

hr=h;x=0;y=0;

for k=2:ns

hr=cat(2,hr,h);

end

for i=1:M

```

    for j=1:N*ns
        x(i,j)=rho(i)*cos(fir(j));
        y(i,j)=rho(i)*sin(fir(j));
    end
end
figure ('Color','White','Windowstyle','Docked')
mesh(x,y,hr)
title('Gap function')
view(-40,78)
end
end

```

### *pressure\_field.m*

```

function [ p0 ] = pressure_field(h,dh, Pa, Ps, R, mu, V1, deltax, deltaz)
%UNTITLED2 Summary of this function goes here
% Detailed explanation goes here
global m n graph_test
for i=1:m
    for j=1:n
        A(i,j)=(h(i,j)^3)/(mu(i,j));
        C(i,j)=(h(i,j)^3)/(mu(i,j));
    end
end

for i=1:m
    for j=1:n
        B(i,j)=diff(j,A(i,:),deltax);
    end
end

for i=1:m
    for j=1:n
        D(i,j)=diff(i,C(:,j),deltaz);
    end;
end;

for i=1:m
    for j=1:n
        F(i,j)=D(i,j)/(2*deltaz)+C(i,j)/(deltaz^2);
        G(i,j)=C(i,j)/(deltaz^2)-D(i,j)/(2*deltaz);
        H(i,j)=-((2*A(i,j)/(deltax^2))+2*C(i,j)/(deltaz^2));
        K(i,j)=(A(i,j)/deltax^2)-(B(i,j)/(2*deltax));
        L(i,j)=(A(i,j)/deltax^2)+(B(i,j)/(2*deltax));
        E(i,j)=6*V1*dh(i,j);
    end;
end;
N=(m-2)*n;
p=zeros(N);

for I=1:N

```

```

%element indexes p(k,j)
ii=ceil(I/n);
jj=I-(ii-1)*n;
%free term matrix FT
FT(I,1)=E(ii,jj);
if ii==1
    FT(I,1)=FT(I,1)-G(ii,jj)*Ps;
end
if ii==m-2
    FT(I,1)=FT(I,1)-F(ii,jj)*Pa;
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
for J=1:N
    if J==I
        p(I,J)=H(ii,jj);
        if rem(I,n)==1
            p(I,J+n-2)=K(ii,jj);
        else
            p(I,J-1)=K(ii,jj);
        end
        if rem(I,n)==0
            p(I,J-n+2)=L(ii,jj);
        else
            p(I,J+1)=L(ii,jj);
        end
        if (I>=1) && (I<=(N-n))
            p(I,J+n)=F(ii,jj);
        end
        if (I>=n+1)
            p(I,J-n)=G(ii,jj);
        end
    end
end
end

```

```

%solution

```

```

pr=p\FT;

```

```

%transformation from a column to a matrix

```

```

p1=zeros(m-2,n);

```

```

for I=1:N

```

```

    ii=ceil(I/n);

```

```

    jj=I-(ii-1)*n;

```

```

    p1(ii,jj)=pr(I);

```

```

end

```

```

p000=ones(1,n)*Ps;

```

```

p001=ones(1,n)*Pa;

```

```

p0=[p000;p1;p001];

```

```

p0=p0-Pa;

```



```

% for i=1:m
%   for j=1:n
%     if p0(i,j)<0
%       p0(i,j)=0;
%     end
%   end
% end
%
end

```

### *rate\_field.m*

```

function [v1,v3,dv1dx2,dv3dx2,Eta,Qm,Qp,h,x1,x21,x3]=...
    rate_field(p0,mu,m,n,k, fi, rad, omega,h)

```

```

[idm,ix2dm,f0,f1,F0,F1]=additional_functions_mu(mu, m, n, k, h)
n2=m;
n1=n;
n3=k;

```

```

w=omega;
L1=rad(end);L3=fi(end);
x1=rad;
x3=fi;
x11=linspace(0,1,n1);%безразмерная окружная координата
x21=linspace(0,1,n2);%безразмерная радиальная координата
x31=linspace(0,1,n3);%безразмерная осевая координата
deltax11=x11(2)-x11(1);%безразм. шаг по координате x1, м
deltax31=x31(2)-x31(1);%безразм. шаг по координате x1, м

```

```

for j=1:n1
    U1(j)=omega*rad(j);%кас.сост.скорости
end

```

```

v1=zeros(n1,n2,n3);
v3=zeros(n1,n2,n3);
dv1dx2=zeros(n1,n2,n3);
dv3dx2=zeros(n1,n2,n3);
Eta=zeros(n1,n2,n3);
subQm=zeros(1,n1);
subQp=zeros(1,n1);
%Расчет v1,v3
for k=1:n2
    for i=1:n3
        for j=1:n1
            dpdx1=diff(j,p0(i,:),deltax11)/L1;
            dpdx3=diff(i,p0(:,j),deltax31)/L3;

            C1=-dpdx1*(f1(j,i)/f0(j,i))-(U1(j)/f0(j,i));
            C3=-dpdx3*(f1(j,i)/f0(j,i));

            dv1dx2(j,k,i)=(dpdx1*x21(k)*h(j)+C1)/mu(j,k,i);

```

```

dv3dx2(j,k,i)=(dpdx3*x21(k)*h(j)+C3)/mu(j,k,i);
Eta(j,k,i)=abs(dv1dx2(j,k,i))+abs(dv3dx2(j,k,i));

v1(j,k,i)=ix2dm(j,k,i)*dpdx1+C1*idm(j,k,i)+U1(j);
v3(j,k,i)=ix2dm(j,k,i)*dpdx3+C3*idm(j,k,i);

    end
    end
end

for j=1:n1
    dpdx3m=diff(1,p0(:,j),deltax31)/L3;
    dpdx3p=diff(n3,p0(:,j),deltax31)/L3;
    subQm(j)=dpdx3m*(F1(j,1)-(f1(j,1)/f0(j,1))*F0(j,1))*fi(end);
    subQp(j)=dpdx3p*(F1(j,n3)-(f1(j,n3)/f0(j,n3))*F0(j,n3))*fi(end);
end
Qm=sllintegral1(subQm);
Qp=sllintegral1(subQp);

```

### *sllintegral.m*

```

function [integ]=sllintegral(f,crd)
%int=0;
nx=length(f);
x1=crd;
dx1=x1(2)-x1(1);
integ=0;
for i=2:2:nx-1
    integ=integ+(f(i-1)+4*f(i)+f(i+1))*dx1/3;
end

end

```

## ПРИЛОЖЕНИЕ В

Патенты, свидетельства об официальной регистрации программ для ЭВМ

## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 177341

**ПОДШИПНИКОВЫЙ УЗЕЛ**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ имени И.С. ТУРГЕНЕВА" (ОГУ им. И.С. Тургенева) (RU)*

Авторы: *Савин Леонид Алексеевич (RU), Комаров Николай Васильевич (RU), Корнаев Алексей Валерьевич (RU), Майоров Сергей Владимирович (RU), Фетисов Александр Сергеевич (RU), Попов Сергей Георгиевич (RU)*

Заявка № 2017107889

Приоритет полезной модели 10 марта 2017 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 16 февраля 2018 г.

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает 10 марта 2027 г.



Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиева



## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 197361

**Подшипниковый узел с магнитореологической жидкостью**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева" (ФГБОУ ВО "ОГУ имени И.С. Тургенева") (RU)*

Авторы: *Фетисов Александр Сергеевич (RU), Бондаренко Максим Эдуардович (RU), Бабин Александр Юрьевич (RU), Тюрин Валентин Олегович (RU)*

Заявка № 2019133292

Приоритет полезной модели 18 октября 2019 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре полезных

моделей Российской Федерации 22 апреля 2020 г.

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает 18 октября 2029 г.



Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2018666314

Программа обработки выходных данных  
информационно-измерительной системы роторно-опорной  
установки

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» (ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»)* (RU)

Авторы: *Корнаев Алексей Валерьевич (RU), Фетисов Александр Сергеевич (RU), Корнаева Елена Петровна (RU), Савин Леонид Алексеевич (RU)*

Заявка № 2018663630

Дата поступления 29 ноября 2018 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 14 декабря 2018 г.



Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Излиев



## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2019613190

**Программа расчета несущей способности радиального  
подшипника скольжения при смазке  
магнитореологическими жидкостями**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» (ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева») (RU)*

Авторы: *Бабин Александр Юрьевич (RU), Фетисов Александр Сергеевич (RU), Тюрин Валентин Олегович (RU), Бондаренко Максим Эдуардович (RU)*

Заявка № 2019611860

Дата поступления 26 февраля 2019 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 12 марта 2019 г.



Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

*Г.П. Ивлиев* Г.П. Ивлиев



## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2019667474

**Программа настройки информационно-измерительной системы и автоматизированной обработки результатов физического эксперимента**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» (ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»)* (RU)

Авторы: *Корнаев Алексей Валерьевич (RU), Казаков Юрий Николаевич (RU), Фетисов Александр Сергеевич (RU), Зарецкий Роман Константинович (RU)*

Заявка № **2019666747**

Дата поступления **17 декабря 2019 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **24 декабря 2019 г.**

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев





## ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Акты внедрения результатов диссертационного исследования

УТВЕРЖДАЮ

Ректор ОГУ им. И.С. Тургенева

К.Э.Н., доцент



А.А. Федотов

2022 г.

## АКТ

о внедрении результатов кандидатской диссертации Фетисова Александра Сергеевича на тему:  
«Грузоподъемность и динамические характеристики магнитореологических подшипников жидкостного трения»  
в учебном процессе ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»

Результаты диссертационной работы Фетисова А.С. «Грузоподъемность и динамические характеристики магнитореологических подшипников жидкостного трения» в виде комплексной математической модели роторной системы на опорах скольжения, смазываемых магнитореологической жидкостью, а также программной реализации данной модели, разработанного экспериментального стенда для исследования характеристик подшипников скольжения, смазываемых магнитореологическими жидкостями, а также рекомендации по проектированию роторных систем с магнитореологическими опорами скольжения, реализованы в учебном процессе на кафедре мехатроники, механики и робототехники при выполнении курсовых проектов, лабораторных и практических работ студентами, обучающимися в бакалавриате и магистратуре по направлениям 15.03.06 «Мехатроника и робототехника», 15.04.06 «Мехатроника и робототехника»

Директор Политехнического института  
им. Н.Н. Поликарпова, д.т.н., профессор

А.Н. Новиков

Заведующий кафедрой мехатроники,  
механики и робототехники, д.т.н., доцент

Р.Н. Поляков

УТВЕРЖДАЮ:

Генеральный директор  
ООО «ФерроПолимер»

А.Н. Смирнов



2021 г.

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы А.С. Фетисова  
«Грузоподъемность и динамические характеристики  
магнитореологических подшипников жидкостного трения»

Научно-техническая комиссия в составе начальника производственно-технического отдела А.А. Петруша, финансового директора В.П. Смирнова и директора по производству А.В. Чичварина составила настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Фетисова Александра Сергеевича «Грузоподъемность и динамические характеристики магнитореологических подшипников жидкостного трения» используются в исследовательской работе ООО «ФерроПолимер», связанной с разработкой вязкостных присадок и проектированием демпферов с управляемыми свойствами. В рамках научно-технического сотрудничества были проведены вычислительные эксперименты по оценке основных характеристик демпфера и его электромагнитного актуатора, которые позволили установить диапазон изменения жесткости демпфера и электрические характеристики актуатора.

Предложенные в диссертационной работе А.С. Фетисова математические модели, методики и программные средства позволяют проводить вычислительные эксперименты в условиях, приближенных к реальным, и создают достаточные основания для создания цифровых двойников роторных машин с опорными и демпфирующими элементами с целью разработки обучаемых систем управления. Результаты экспериментальных исследований А.С. Фетисова по использованию ферромагнитных жидкостей в качестве смазочных материалов подшипников скольжения формируют предпосылки для разработки новых ультрадисперсных ферромагнитных материалов.

Начальник производственно-технического отдела

А.А. Петруша

Финансовый директор, к.т.н.

В.П. Смирнов

Директор по производству, к.х.н.

А.В. Чичварин

Общество с ограниченной ответственностью «ФерроПолимер». Адрес: Россия, 309540, Белгородская обл., г. Старый Оскол, ст. Котел промузел, пл-ка Складская, проезд М 5, строение 15В. Телефон: +7 (920) 201-42-43. Электронная почта: director@ferropolymer.com.