

**Министерство образования и науки Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Инженерная школа энергетики  
Направление подготовки 13.04.02 Электроэнергетика и электротехника  
Отделение электроэнергетики и электротехники

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

Тема работы
Электропривод магистрального насоса на электромагнитных подшипниках

УДК 62-83-523-047.37::621.83

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5ГМ71	Казанцев Артем Владимирович		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Однокопылов Георгий Иванович	Д.Т.Н.		

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Подопригора Игнат Валерьевич	К.Э.Н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Куликова Ольга Александровна	К.Т.Н.		

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Гарганеев Александр Георгиевич	Д.Т.Н.		

## ПЛАНИРУЕМЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОБУЧЕНИЯ ПО ООП

Код результата	Результат обучения
<b>Универсальные компетенции</b>	
P1	Использовать знания в области менеджмента для управления комплексной инженерной деятельностью в области электроэнергетики и электротехники.
P2	Свободно пользоваться русским и иностранным языками как средством делового общения, способностью к активной социальной мобильности.
P3	Использовать на практике навыки и умения в организации научно-исследовательских и производственных работ, в управлении коллективом, использовать знания правовых и этических норм при оценке последствий своей профессиональной деятельности.
P4	Использовать навыки устной, письменной речи, в том числе на иностранном языке, компьютерные технологии для коммуникации, презентации, составления отчетов и обмена технической информацией в областях электроэнергетики и электротехники.
<b>Профессиональные компетенции</b>	
P5	Применять углубленные естественнонаучные, математические, социально-экономические и профессиональные знания в междисциплинарном контексте в инновационной инженерной деятельности в области электроэнергетики и электротехники.
P6	Ставить и решать инновационные задачи инженерного анализа в области электроэнергетики и электротехники с использованием глубоких фундаментальных и специальных знаний, аналитических методов и сложных моделей в условиях неопределенности.
P7	Выполнять инженерные проекты с применением оригинальных методов проектирования для достижения новых результатов, обеспечивающих конкурентные преимущества электроэнергетического и электротехнического производства в условиях жестких экономических и экологических ограничений.
P8	Проводить инновационные инженерные исследования в области электроэнергетики и электротехники, включая критический анализ данных из мировых информационных ресурсов.
P9	Проводить технико-экономическое обоснование проектных решений; выполнять организационно-плановые расчеты по созданию или реорганизации производственных участков, планировать работу персонала и фондов оплаты труда; определять и обеспечивать эффективные режимы технологического процесса.
P10	Проводить монтажные, регулировочные, испытательные, наладочные работы электроэнергетического и электротехнического оборудования.
P11	Осваивать новое электроэнергетическое и электротехническое оборудование; проверять техническое состояние и остаточный ресурс оборудования и организовывать профилактический осмотр и текущий ремонт.
P12	Разрабатывать рабочую проектную и научно-техническую документацию в соответствии со стандартами, техническими условиями и другими нормативными документами; организовывать метрологическое обеспечение электроэнергетического и электротехнического оборудования; составлять оперативную документацию, предусмотренную правилами технической эксплуатации оборудования и организации работы.

**Министерство образования и науки Российской Федерации**

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования

**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Инженерная школа энергетики

Отделение электроэнергетики и электротехники

13.04.02 «Электроэнергетика и электротехника»

Профиль – «Электропривод и системы управления электроприводов»

УТВЕРЖДАЮ:

и.о. рук. отделения

\_\_\_\_\_  
(Подпись) \_\_\_\_\_ (Дата) Ивашутенко А.С.  
(Ф.И.О.)

**ЗАДАНИЕ**

**на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

Магистерской диссертации

Студенту:

Группа	ФИО
5ГМ71	Казанцев Артем Владимирович

Тема работы:

<b>Электропривод магистрального насоса на электромагнитных подшипниках</b>	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	

Срок сдачи студентом выполненной работы:	
--	--

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

<b>Исходные данные к работе</b> <i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; эко-номический анализ и т. д.).</i>	<ul style="list-style-type: none"><li>– изучить конструктивные особенности магистральных насосных агрегатов;</li><li>– выявить основные причины отказов оборудования магистральных насосов;</li><li>– исследовать существующие виды магнитных подшипников, сформулировать требования к электромагнитному подвесу, работающему в насосном агрегате;</li><li>– разработать математическую модель электромагнита с идеализированными параметрами для расчета основных коэффициентов имитационной модели;</li><li>– разработать имитационную модель электромагнита для исследования реакции магнита</li></ul>
---	---

	<p>на статические возмущения в виде отклонений воздушного зазора;</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– разработать имитационную модель с исследованием ступенчатого вертикального возмущающего воздействия силой до 40 Н. на электромагнитный подвес с ПИД регулятором и массой ротора 10 кг.</li> <li>– исследовать сохранение работоспособности при внешнем сейсмическом возмущающем воздействии магнитудой до 10 баллов;</li> <li>– принять допущение начального равновесного положения ротора;</li> <li>– провести исследования со статическим возмущающим воздействием;</li> <li>– принять ограничение воздушного зазора <math>\pm 0,5</math> мм.;</li> <li>– провести динамические исследования, получить графики переходных процессов изменения величины зазора при различных возмущениях;</li> <li>– оценить направление и силу воздействия ротора на опору при вращении с учётом гироскопического эффекта.</li> </ul>
--	--

<p style="text-align: center;"><b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b></p> <p><i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<p>Обзор технических решений в области магнитных подвесов.</p> <p>Моделирование электромагнита и проведение анализа реакции на статические возмущения.</p> <p>Моделирование системы электромагнитного подвеса ротора с ПИД регуляторами, способную удерживать ротор в допустимом зазоре при внешних возмущающих воздействиях с учётом допущений.</p> <p>Разработка 3D модели вала ротора с гидродинамическими опорами, позволяющей оценить воздействие ротора на опору с учетом гироскопического эффекта.</p> <p>Заключение</p>
--	---

<p><b>Перечень графического материала</b> <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Функциональная и структурная схемы.</li> <li>2. Имитационная модель.</li> <li>3. Результаты исследований.</li> </ol>
---	--

**Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы**

Раздел	Консультант
«Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»	Подопригора И.В.
«Социальная ответственность»	Куликова О.А.
Раздел на иностранном языке	Обсков А.В.

<b>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</b>	
Введение; виды магистральных насосных агрегатов; анализ основных причин отказов магистрального насоса; характеристика пассивных магнитных подшипников.	
<b>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</b>	

**Задание выдал руководитель:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Однокопылов Георгий Иванович	Доктор технических наук		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5ГМ71	Казанцев Артем Владимирович		

## Реферат

Магистерская диссертация студента состоит из 102 страницы, 29 рисунков, 6 таблиц, 48 источников.

Ключевые слова: электромагнит, пассивный магнитный подвес, активный магнитный подвес, левитация, система управления активным магнитным подвесом, магистральный насос, осевой электромагнитный подшипник, радиальный электромагнитный подшипник.

Объектом исследования является электропривод магистрального насоса.

Цель работы: изучить свойства магнитных подвесов различного типа, построить имитационную модель электромагнита, разработать имитационную модель системы управления электромагнитным подвесом. Провести исследования реакции системы при статической и динамической нагрузке. Получить результаты отработки системы при внешнем возмущении в виде подземного толчка магнитудой 10 баллов.

Подобные исследования могут найти применение при построении систем магистральных насосов различных производств и широкого спектра мощностей. Основными потребителями являются нефтегазовые компании, работа которых заключается в перекачке нефтепродуктов и других технических жидкостей.

Работа выполнена с использованием пакета прикладных программ: Microsoft Office 2016, Mathcad 14, MatLab R2012b.

## **Обозначения и сокращения**

МН – магистральный насос;

АМП – активный магнитный подвес;

ПМП – пассивный магнитный подшипник;

ВТСП – высокотемпературный сверхпроводник;

ПМ – постоянный магнит;

ЭМП – электромагнитный подвес;

СУ – система управления

ПК - персональный компьютер;

СИЗ - средства индивидуальной защиты;

ПУЭ - правила устройства электроустановок;

ПБ - правила безопасности;

НТИ - научно-техническое исследование;

НР - научный руководитель.

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА  
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И  
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
5ГМ71	Казанцев Артем Владимирович

Школа	ИШЭ	Отделение школы (НОЦ)	ОЭиЭ
Уровень образования	Магистр	Направление/специальность	13.04.02

**Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:**

1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	Стоимость материальных ресурсов определялась по средней стоимости по России на 2019г
2. <i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	Стоимость перекачки 1т продукта
3. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	16% накладные расходы Районный коэффициент в зависимости от территориального расположения объекта

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

1. <i>Расчет энергоэффективности НТИ, подсчет экономии энергии после внедрения разработки</i>	<i>Вычисление дополнительного объема продукта, перекачиваемого за счёт экономии энергии</i>
2. <i>Сравнение затрат на монтаж и наладку разрабатываемого устройства, сравнение стоимости с традиционными решениями</i>	<i>Расчёт экономии средств на ввод в эксплуатацию разработанного оборудования</i>
3. <i>Расчет затрат на обслуживание, а также текущий и капитальный ремонт</i>	<i>Оценка сбережения ресурсов на обслуживание и ремонт</i>
4. <i>Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности, расчёт срока окупаемости продукта</i>	<i>Сравнение надежности традиционной и внедряемой системы</i>

**Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):**

1. «Портрет» потребителя результатов НТИ
2. Сегментирование рынка
3. Оценка конкурентоспособности технических решений
4. Диаграмма FAST
5. Матрица SWOT
6. График проведения и бюджет НТИ
7. Оценка ресурсной, финансовой и экономической эффективности НТИ
8. Потенциальные риски

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Подопригора Игнат Валерьевич	к.э.н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5ГМ71	Казанцев Артем Владимирович		

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
5ГМ71	Казанцеву Артему Владимировичу

<b>Школа</b>	<b>ИШЭ</b>	<b>Отделение (НОЦ)</b>	<b>ОЭиЭ</b>
Уровень образования	Магистр	Направление/специальность	13.04.02

Тема ВКР:

Электропривод магистрального насоса на электромагнитных подшипниках	
<b>Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:</b>	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Магистральные насосы предназначены для перекачки различных жидкостей по трубопроводам. Широко применяются в нефтегазовой отрасли при перекачке нефти и продуктов её переработки
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
<b>1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства;</li> <li>– компоновка рабочей зоны</li> </ul>	- Федеральный закон "О промышленной безопасности опасных производственных объектов" от 21.07.97 N 116-ФЗ - ГОСТ 12.0.003-15
<b>2. Производственная безопасность:</b> 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	– высокие температуры и давление рабочего тела, масла, газа при работе – шум и вибрация; – наличие вращающихся и грузоподъемных механизмов;
<b>3. Экологическая безопасность:</b>	– образование твердых отходов производства; – сброс в водоёмы нагретой охлаждающей воды
<b>4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</b>	– аварийная остановка при превышении частоты вращения ротора;

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
--	--

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Куликова О.А.	к.т.н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5ГМ71	Казанцев Артем Владимирович		

## **Оглавление**

Введение.....	12
<b>ГЛАВА 1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПОСТРОЕНИЯ МАГИСТРАЛЬНЫХ НАСОСОВ И МАГНИТНЫХ ПОДВЕСОВ .....</b>	<b>15</b>
1.1 Виды магистральных насосных агрегатов .....	15
1.2 Анализ основных причин отказов магистрального насоса .....	17
1.3 Характеристика пассивных магнитных подшипников .....	19
1.4 Характеристики активных магнитных подшипников.....	26
1.5 Структура системы с активным магнитным подвесом.....	27
1.6 Генерация радиальной силы .....	30
1.7 Выводы по разделу .....	31
<b>ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПОДВЕСА.....</b>	<b>33</b>
2.1 Электромагниты магнитного подвеса .....	33
2.2 Построение математической модели электромагнита .....	39
2.3 Динамика ротора электромагнитного подвеса .....	54
2.4 Выводы по разделу .....	60
<b>ГЛАВА 3. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ .....</b>	<b>62</b>
3.1 Технико-экономический анализ .....	62
3.1.1 Увеличение ресурса работы механики опорных узлов .....	63
3.1.2 Исключение использования масла для компрессора .....	64
3.1.3 Уменьшение массогабаритных показателей МН .....	65
3.1.4 Уменьшение потребления электрической мощности .....	65
3.1.5 Уменьшение времени готовности МН к запуску в работу .....	65

3.1.6 Улучшение качества перекачиваемой жидкости и экологического показателя на объекте в целом.....	66
3.1.7 Воздействие на динамические параметры ротора компрессора	66
3.1.8 Повышение диагностических свойств роторной системы	66
ГЛАВА 4. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ.....	72
4.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности .....	73
4.2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны	74
4.3 Производственная безопасность .....	75
4.4 Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды .....	78
4.5 Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды .....	80
4.6 Экологическая безопасность .....	81
4.6.1 Воздействие на атмосферу.....	81
4.6.2 Воздействие на гидросферу.....	81
4.6.3 Воздействие на литосферу.....	81
4.6.4 Решения по обеспечению экологической безопасности ...	82
4.6.5 Безопасность в чрезвычайных ситуациях .....	83
4.6.6 Описание мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС	83
Приложение А .....	85
Заключение .....	97
Список литературы .....	98

## **Введение**

С древних времен идея левитации физического тела в воздухе была мечтой человечества. Феномен магнитной левитации был открыт очень давно, и в двадцатом веке принцип магнитной левитации был впервые применен в подшипниках. С того времени технология подвески тела в магнитном поле значительно эволюционировала, и на сегодняшний день активные магнитные подшипники (АМП) находят свое применение во многих областях промышленности благодаря их уникальным особенностям и преимуществам перед классическими подшипниками. В некоторых областях промышленности требуются структурные компоненты, отвечающие специфическим требованиям. Так, для различных компрессоров, ходовых валов и генераторов высокие скорости вращения обеспечивают снижение веса, габаритов и стоимости системы, что влечет за собой увеличение ее эффективности. С каждым годом происходит расширение области применения активных магнитных подшипников, и спрос промышленности на оборудование с их использованием находится в стабильном росте. Неоспоримые преимущества АМП и растущий спрос на системы с их применением делает разработку системы управления для ротора на АМП актуальной, значимой и ответственной темой исследования. Целью данной научно-исследовательской работы является разработка электропривода магистрального насоса на электромагнитных подшипниках. Магистральные насосы получили широкое применение во многих отраслях промышленности. Так в нефтегазовой отрасли невозможна перекачка жидких углеводородов без применения магистральных насосов. Внедрение электромагнитного подвеса в данный агрегат позволит кратно увеличить срок его службы, снизить потери энергии на трение, снизить затраты на обслуживание и увеличить объёмы перекачивания жидкости за счёт экономии энергии.

Основными задачами в рамках данного исследования являются:

- Изучения основных причин выхода из строя магистральных насосов;
- Исследование существующих решений по увеличению отказоустойчивости насосных агрегатов;
- Изучение свойств электромагнитных подшипников различной компоновки;
- Разработка модели электромагнитного подшипника для магистрального насоса;
- Анализ надежности системы с применением электромагнитного подвеса

Настоящая работа содержит 4 главы: В первой главе рассмотрены общие вопросы построения магистральных насосов и магнитных подвесов. Изучены виды насосов, особенности их конструкций, достоинства и недостатки. Выявлены основные неисправности при работе насосных агрегатов. Приведена классификация магнитных подшипников. Обозначены области применения тех или иных видов подшипников, рассмотрены особенности конструкции и недостатки данных узлов. Приведены конструкции подшипников, подходящие для осуществления поставленной задачи по разработке электропривода магистрального насоса. Во второй главе описано математическое моделирование электромагнитов и системы управления магнитным подвесом. Исследованы статические и динамические характеристики разработанной системы. Рассчитаны характеристики электромагнитов, требуемых для удержания ротора в заданном положении. Разработана модель ротора на гидродинамических подшипниках, позволяющая сделать оценку силы и направления воздействия ротора на опору при вращении. В третьей главе был проведен расчёт срока окупаемости проекта, с учетом всех затрат, возникающих при введении в эксплуатацию объектов данного типа. Просчитано большое количество различных затрат, начиная от стоимости транспортировки и занимаемой площади агрегата, заканчивая затратами на пусконаладочные работы и ежегодное обслуживание.

В четвёртой главе были рассмотрены правовые аспекты исследования, производства и ввода в эксплуатацию разрабатываемого устройства. В заключении приведены итоги работы и поставлены перспективные задачи на будущие исследования и разработки.

## **ГЛАВА 1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПОСТРОЕНИЯ МАГИСТРАЛЬНЫХ НАСОСОВ И МАГНИТНЫХ ПОДВЕСОВ**

В данном разделе представлена классификация магистральных насосов, описаны различные конструкции насосных агрегатов. Выявлены конструктивные недостатки классической схемы построения МН. Проводится анализ основных причин отказов оборудования магистрального насоса, изучение методов повышения надежности насосного агрегата, а также проведено изучение свойств электромагнитных подшипников различной компоновки.

### **1.1 Виды магистральных насосных агрегатов**

Магистральный насос — это устройство, предназначенное для перекачки жидкости по трубопроводу на большие расстояния.

Все магистральные насосы в зависимости от скорости подачи делятся на 2 категории. В первую категорию входят устройства с подачей от 125 до 710 куб. м/час. Ко второй категории относят конструкции со скоростью подачи от 1250 до 10000 куб. м/час. Первая группа представляет собой центробежные насосы секционного многоступенчатого исполнения, а вторая группа — центробежные горизонтальные односторонние насосы. На рисунке 1.1 изображена схема одноступенчатого насоса.[1]

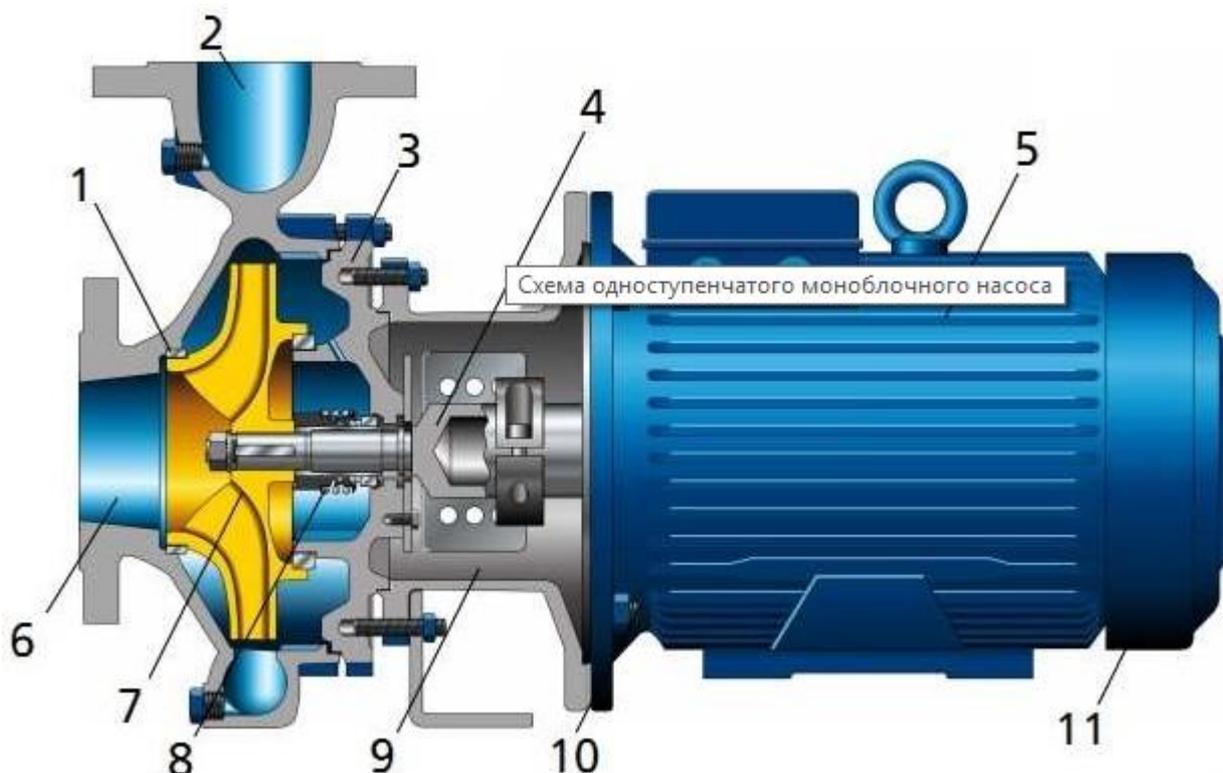


Рисунок 1.1 – Схема одноступенчатого магистрального насоса

1. Дросселирующая щель;
2. Напорный патрубок;
3. Крышка корпуса;
4. Вал;
5. Корпус двигателя;
6. Всасывающий патрубок;
7. Рабочее колесо;
8. Уплотнение вала;
9. Поддон привода;
10. Подшипник качения.

В рассмотрении одноступенчатого магистрального насоса можно отметить следующие его достоинства:

- Непрерывная, равномерная, с небольшими пульсациями, подача воды;
- Достаточно простая конструкция устройства, что упрощает эксплуатацию и техническое обслуживание;

- Меньшая цена;
- Обладают большей надежностью при эксплуатации;
- КПД составляет 0,6 – 0,8;
- Высота всасывания значительно больше;
- Возможность выполнить автоматизацию процесса прокачки жидкости;

На рисунке 1.2 изображена схема многоступенчатого секционного центробежного насоса.

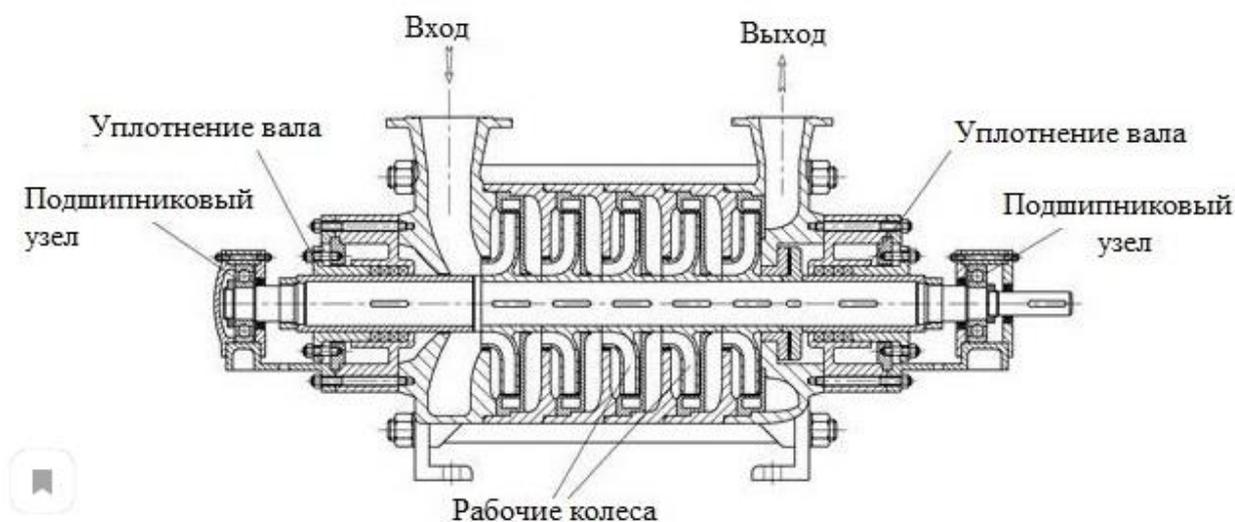


Рисунок 1.2 – Схема многоступенчатого центробежного насоса

Достоинством данного типа насосов являются высокие значения подачи и напора.

## 1.2 Анализ основных причин отказов магистрального насоса

Многолетний опыт эксплуатации насосных агрегатов позволил чётко выявить и классифицировать поломки и неисправности насосного агрегата. Неисправности можно разделить условно на три группы:

- Неисправности масляной системы смазки
- Неисправности механического характера
- Неисправности электрической части

Неисправности масляной системы возникают в связи со следующими причинами:

- Поломка или износ масляного насоса;

- Нарушение герметичности системы маслоподачи в подшипниковые узлы;
- Снижение давления масла ниже допустимого в связи с засорением фильтров очистки масла;

Последствием неисправности масляной системы всегда является преждевременный износ подшипниковых узлов.

Неисправности механической части связаны непосредственно с рабочим органом насосного агрегата – валом с крыльчаткой. При рассмотрении неисправностей механической части магистрального насоса можно выделить основные:

- Дефекты изготовления, сборки и монтажа насосного агрегата;
- Износ подшипников;
- Износ рабочего колеса или ротора;
- Износ уплотнений и резиновых деталей муфт;

Износ подшипниковых опор может привести к повышению уровня вибрации, что в свою очередь может стать причиной перекоса ротора и касания его за основание сальникового уплотнения. Изношенные рабочие колеса приводят к уменьшению подачи и напора при этом не изменяя потребляемой мощности. Сильный износ колеса и щелевого уплотнения вызывает нарушение балансировки, вследствие возникает неуравновешенная осевая сила. Из всего вышесказанного можно выделить следующие неисправности: нагрузка на подшипники и их износ; смещение рабочего колеса в корпусе насоса; износ колеса и корпуса.

Неисправности электрической части возникают чаще всего в обмотках статора и ротора асинхронного двигателя, который приводит в действие насосный агрегат. Основной неисправностью электрической части двигателя является межвитковое замыкание в обмотке. Это связано с высоким уровнем вибрационной нагруженностью агрегата. В процессе износа подшипниковых узлов, вибрация статора и ротора усиливается. Это приводит к

преждевременному износу изоляции проводников, что впоследствии и вызывает межвитковые замыкания. Таким образом просматривается явная зависимость износа электрической части агрегата от износа механических узлов насоса.[2]

### 1.3 Характеристика пассивных магнитных подшипников

Магнитные подшипники, применяемые для магнитного подвеса, делятся на два типа: активные и пассивные.

В таблице 1.1 представлены основные типы подшипников и их комплектность.

Таблица 1.1. Основные типы подшипников и их комплект

Виды подшипников	Система питания	Система управления	Контроль положения вала	Требования по наличию страховочного подшипника
Пассивные подшипники на постоянных магнитах	-	-	-	-
Пассивные электродинамические подшипники	-	-	-	-
ВТСП магнитные подшипники	-	-	-	+
Активные электромагнитные подшипники	+	+	+	+
Комбинированные подшипники с использованием постоянных и электромагнитов	+	+	+	+

Пассивные магнитные подшипники (ПМП) – это подшипники, источниками магнитного поля в которых являются постоянные магниты или

высокотемпературные сверхпроводники. В отличие от АМП они являются неуправляемыми, однако для их функционирования нет необходимости в системе управления и электропитания электромагнитных катушек. Наиболее распространенными являются магнитные подшипники с постоянными магнитами [3-4], в которых магнитные усилия возникают благодаря взаимодействию магнитов на статоре и роторе подшипника (рисунок 1.3).

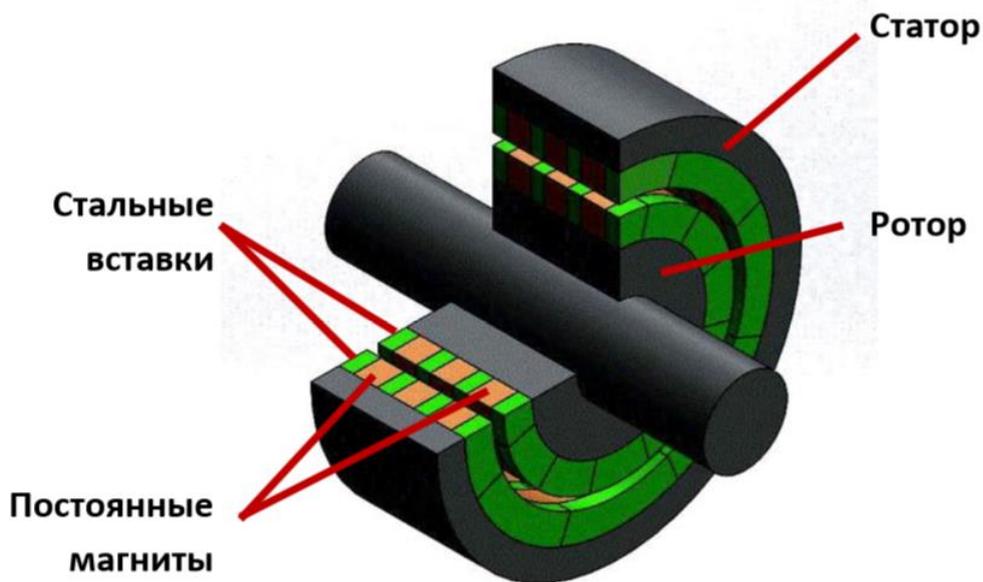


Рисунок 1.3. – Схема пассивного магнитного подшипника на постоянных магнитах

Благодаря свойствам современных высокоэнергетических постоянных магнитов, таких как NdFeB, они обладают высокими значениями жесткости (основной характеристики подвеса). Существуют различные конструкции магнитных систем, отличающиеся взаимным расположением и направлением намагниченности постоянных магнитов в статоре и роторе подшипника и обеспечивающие радиальную или осевую стабилизации положения вала. На рисунке 1.4 приведен пример осевого магнитного подшипника с возможными конфигурациями магнитной системы. Для повышения жесткости подшипника магнитные системы ротора и статора составляют из постоянных магнитов со стальными вставками, позволяющими концентрировать магнитный поток,

уменьшать неоднородность магнитного поля и создавать необходимое пространственное распределение магнитного поля в зазоре.

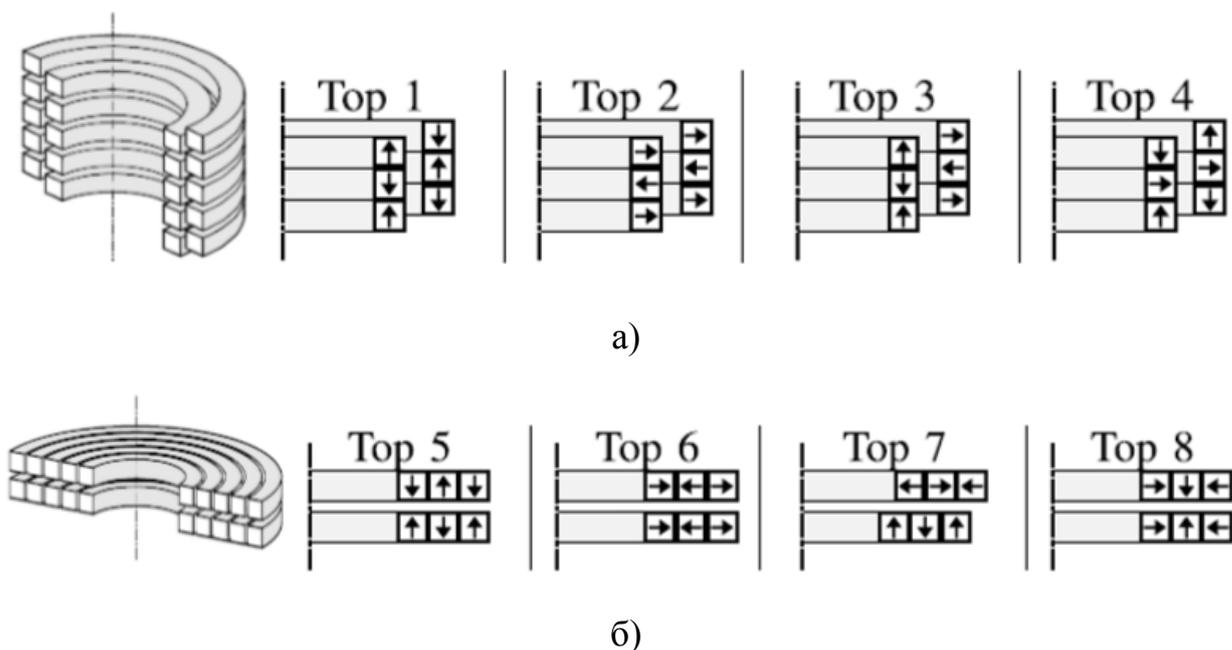


Рисунок 1.4. – Осевой магнитный подшипник с вариантами магнитной системы: а) – цилиндрическое расположение; б) – дисковое расположение;

Главное проблемой таких подшипников является невозможность создания полностью бесконтактного подвеса на постоянных магнитах (согласно теореме Ирншоу). Соответственно, подвесы с постоянными магнитами имеют хотя бы одну степень свободы и требуют наличия фиксирующих подшипников. Таким образом, магнитные подшипники с постоянными магнитами в основном используются как опорные подшипники для разгрузки системы или в различных комбинированных подшипниках, воспринимая основной вес устройства или повышая жесткость системы за счет дополнительного источника магнитного поля.

Вторым типом пассивных подшипников являются электродинамические подшипники, принцип действия которых основан на взаимодействии магнитного поля постоянных магнитов и индуцированных токов, возникающих в электропроводящем материале (рисунок 1.5а) или в короткозамкнутой обмотке (рисунок 1.5б).

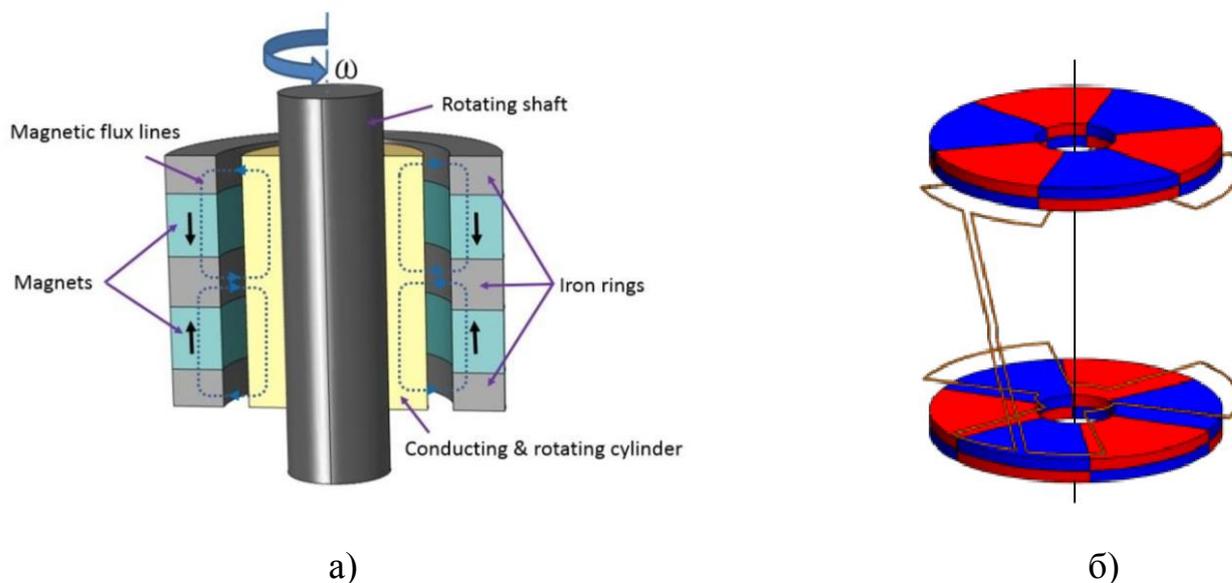


Рисунок 1.5 - Конструкции электродинамического магнитного подшипника:  
 а) – с объемным электропроводящим материалом; б) – с короткозамкнутой обмоткой (один виток)

Несмотря на то, что это вид взаимодействия известен уже давно, в последнее время появилось много исследований и публикаций в области электродинамических подшипников, направленных в первую очередь на повышение устойчивости и жесткости подвеса [5-7]. Основным преимуществом электродинамических подшипников является возможность устойчивой левитации без активного управления. Однако эта возможность ограничена только высокими скоростями вращения, что связано с необходимостью достигать высоких значений индуцированных токов. Кроме того, от скорости вращения зависит и жесткость подвеса. Главным же недостатком подобных систем являются значительные потери и нагрев электропроводящих элементов за счет индуцированных токов. Третьим типом пассивных магнитных подшипников являются подшипники с элементами из объемного высокотемпературного сверхпроводящего (ВТСП) материала. Благодаря диамагнитным свойствам ВТСП материала, подшипники с объемными высокотемпературными сверхпроводящими элементами, охлаждаемые жидким азотом, обеспечивают трехосную стабилизацию

положения вала (полную левитацию) и обладают достаточно высокими показателями жесткости, зависящими в большой степени от качества материала. Принцип действия ВТСП подшипников аналогичен электродинамическим подвесам, описанным выше. Однако в сверхпроводниках в охлажденном состоянии практически отсутствует сопротивление, поэтому индуцированные токи не вызывают значительных потерь и могут достигать гораздо больших значений. Основным недостатком ВТСП подшипников является необходимость в вакуумной теплоизоляции и системе азотного охлаждения, что приводит к усложнению системы магнитного подвеса.

Известны несколько вариантов конструкции ВТСП подшипника. В зависимости от расположения постоянных магнитов (ПМ) и сверхпроводника различают дисковый (рисунок 1.6а) и цилиндрический (рисунок 1.6б) типы подшипника.

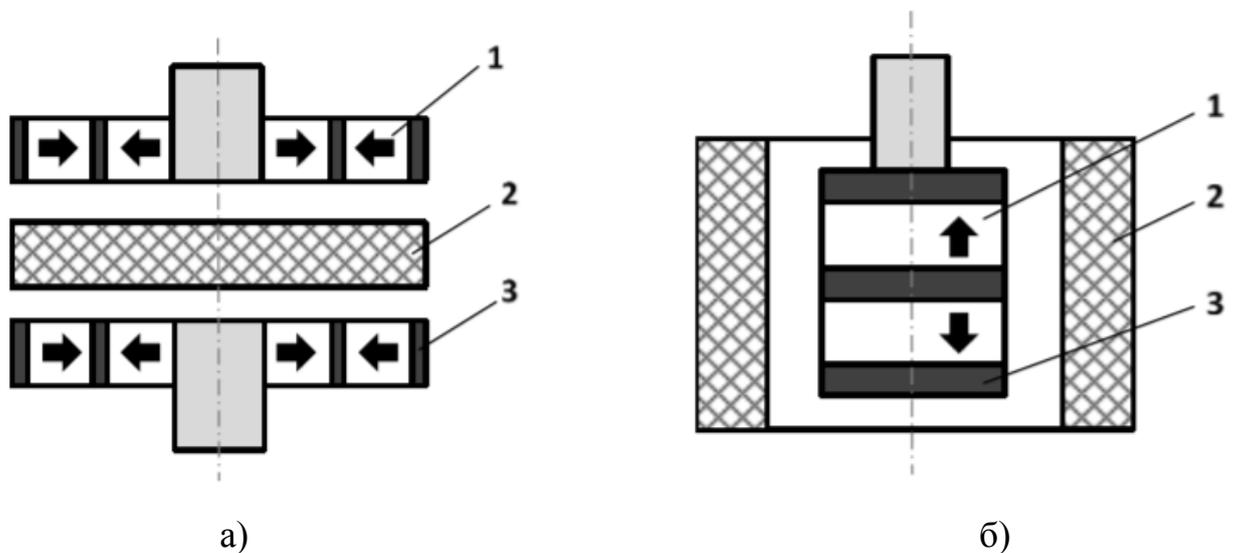


Рисунок 1.6 – а) – дисковая и б) – цилиндрическая конструкции ВТСП подшипника: 1 – постоянные магниты; 2 – ВТСП элементы; 3 – стальные вставки

В дисковой конструкции статор, как правило, выполняется из сверхпроводника в виде диска или набора плоских элементов [8-12]. ВТСП элементы располагаются в теплоизолированной камере, внутрь которой подается жидкий азот. Ротор состоит из набора кольцевых постоянных

магнитов со стальными вставками, аналогично подшипнику с постоянными магнитами. Постоянные магниты в роторе могут быть намагничены как радиально, так и аксиально, но исследования [12] показали, что у дискового ВТСП подшипника с аксиально намагниченными постоянными магнитами низкие значения жесткости. В цилиндрической конструкции магнитная система ротора состоит из кольцевых постоянных магнитов, намагниченных аксиально, и стальных вставок (аналогична магнитным системам подшипников на постоянных магнитах) и закрепляется на вращающемся валу [13-16]. Статор выполняется в виде полого цилиндра (или собирается из отдельных элементов). Цилиндрический вариант ВТСП подшипника также можно выполнить обращенным, когда статор располагается внутри вращающихся постоянных магнитов. В описанных выше вариантах сверхпроводник обычно охлаждается в собранном состоянии, т.е. переход в сверхпроводящее состояние осуществляется в магнитном поле постоянных магнитов ротора (FC режим). Однако, известны разработки с ВТСП подшипниками, в которых используется охлаждение сверхпроводника вне поля (ZFC режим). Пример такой конструкции представлен на рисунке 1.7.

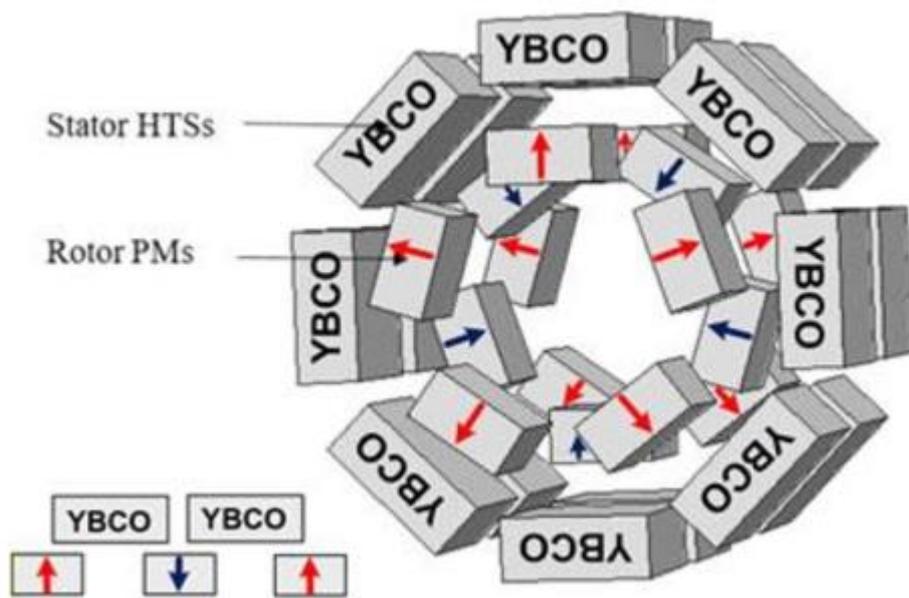


Рисунок 1.7 – Конструкция ВТСП подшипника с ZFC режимом охлаждения

ВТСП подшипники позволяют создавать системы пассивного магнитного подвеса без использования мощных активных магнитных подшипников для стабилизации положения вала. Однако в таких системах нет рассеяния энергии, поэтому в некоторых случаях для подавления вибраций, возникающих при работе устройства, необходимы либо демпферы, либо системы активного управления. В системе гашения вибраций могут использоваться маломощные активные подшипники с малой грузоподъемностью и габаритами. Это делает систему дешевле и надежнее, чем при использовании классического электромагнитного подвеса.

Высокотемпературные сверхпроводящие подшипники вызывают наибольший интерес благодаря высоким показателям жесткости, а главное возможности создания на их основе стабильных пассивных магнитных подвесов без активного магнитного подвеса. Исследования в области ВТСП подшипников ведутся постоянно и в том числе связаны с постоянным увеличением удельных характеристик ВТСП материалов, используемых в их конструкции. Зарубежными фирмами разработаны конструкции ВТСП подшипников, предназначенные для использования в маховиковых накопителях, в электромоторах, центрифугах, подвесном транспорте, в системах ориентации летательных объектов. Наиболее успешные исследования представлены Технологическим Центром в Adelwitz (ATZ Germany). Кроме того, ВТСП подвесы широко используются зарубежными производителями кинетических накопителей энергии, такими как Weacon Power, Active Power, Socomec UPS, PowerThru. В последние годы в России созданы технологии и организовано производство высокотемпературных сверхпроводников со свойствами, не уступающими зарубежным аналогам, но имеющими меньшую стоимость. Это факт говорит о перспективности создания новых конструкций отечественных ВТСП подшипников и возможности производства их на территории нашей страны. В настоящее время работы по созданию ВТСП материалов и устройств на их основе выполняются в ряде университетов: НИУ "МАИ", НИУ "МГТУ им. Баумана",

НИУ "МЭИ" и др., а также в научных центрах: НИЦ "Курчатовский институт", ОИВТ РАН, ФГУП "ВЭИ" и др.

#### **1.4 Характеристики активных магнитных подшипников**

Магнитная сила в активных магнитных подшипниках (АМП) позволяет удерживать ротор электрической машины без какого-либо физического контакта. Это позволяет избежать серьезного вопроса обслуживания – смазка подшипников и их регулярная замена [17]. Благодаря отсутствию смазочного масла, электрические машины, реализованные на принципе магнитной левитации, могут быть использованы в тех проектах, где стандартные подшипники не могут обеспечить желаемые особенности. К другим преимуществам АМП можно отнести:

- Высокую угловую скорость вращения ротора, которая ограничена только крепостью материала ротора.
- Активное управление динамикой ротора через подшипники [18].
- Обеспечение АМП высокой вибрационной изоляции и более низких потерь мощности, чем гидродинамическими подшипниками [19].

На основании перечисленных преимуществ, можно составить следующий перечень возможных областей применения:

- Медицинское и фармацевтическое оборудование.
  - Оборудование для работы в условиях открытого космоса.
  - Оборудование, эксплуатируемое в жестких средах и подверженных радиации и ядовитым субстанциям.
  - Электроприводы, используемые в вакууме без каких-либо загрязнений.
- Однако, в [19-22] указаны следующие недостатки систем с АМП:
- Полный сбой допустимой нагрузки из-за отказа любого компонента системы.
  - Проведение обслуживания является невозможным без высококвалифицированного персонала.

- В целом, стоимость, вес и габариты в сравнении с классическими подшипниками значительно выше.

Тем не менее, с каждым годом происходит развитие технологии магнитной левитации, благодаря серьезному прогрессу в компонентах силовой электроники и средствах обработки информации, а также, теоретическое развитие в проектировании систем автоматического управления.

### **1.5 Структура системы с активным магнитным подвесом**

АМП – яркий пример высокотехнологичного мехатронного продукта, поскольку аппаратная часть системы с АМП включает в себя механические компоненты, объединенные с электронными элементами и средствами обработки информации. Программное обеспечение системы с АМП – другая необходимая и важная часть, поскольку спроектированная модель управления определяет дальнейшую эффективность системы. В типичной мехатронной системе силы и движения производятся в соответствии с входными сигналами, обработанными системой.

Система с АМП состоит из трех основных частей: активные магнитные подшипники, элемент управления и страховочные подшипники. В основном, в системе с пятью степенями свободы ротор поддерживается в магнитном поле двумя радиальными магнитными подшипниками и одним осевым АМП. Радиальные магнитные подшипники обеспечивают генерацию магнитных сил в двух плоскостях вдоль  $x$  и  $y$  осей. Осевой АМП генерирует силу вдоль  $z$  оси. Страховочные подшипники используются для предотвращения контакта ротора в условиях высокой ударной нагрузки и сбоя в обмотке подшипников или в других элементах электрической цепи. Принцип электромагнитной левитации для системы с АМП с пятью степенями свободы представлен на рисунке 1.8. В системе с ротором на АМП, ротор является сложным устройством, включающим в себя несколько компонентов. Ротор представляет собой сплошной стальной вал с несколькими слоями кругового

ламинирования, прикрепленными к валу в областях установки радиальных АМП.

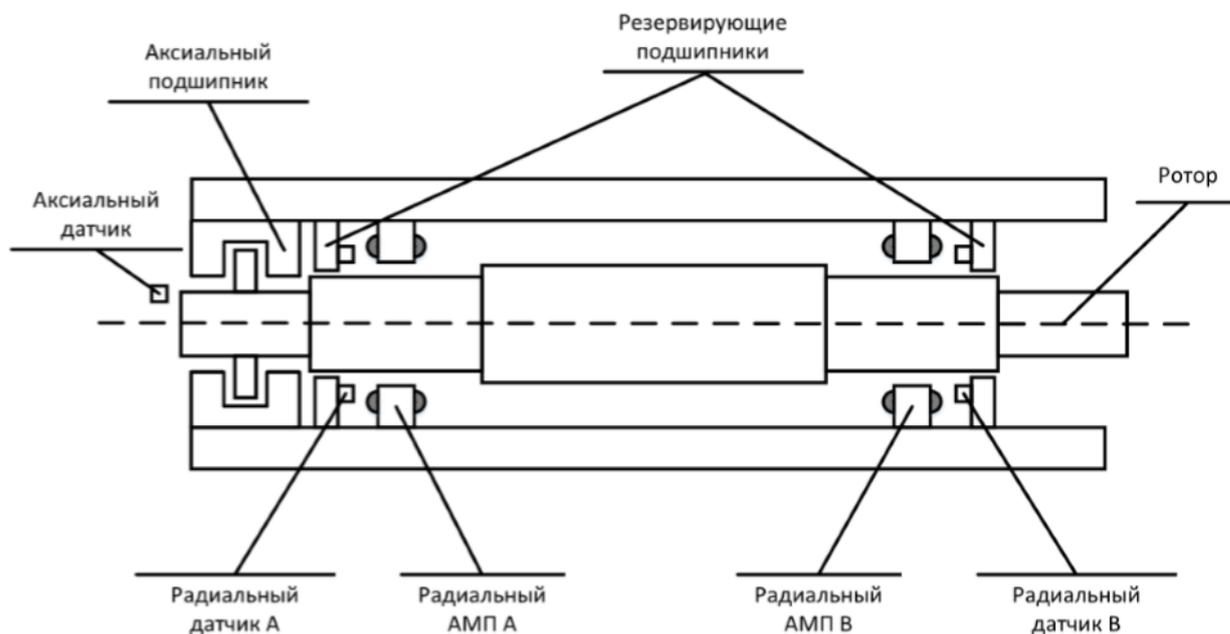


Рисунок 1.8 – Принцип электромагнитной левитации для системы с АМП с пятью степенями свободы

Ламинирование используется с целью предотвращения высоких потерь на вихревые токи и обеспечения высокой магнитной проницаемости. Ротор также содержит сплошной стальной диск, используемый для осевого АМП. Статор осевого АМП используется для установки осевого АМП двойного действия [23]. Диапазон рабочего перемещения ротора определяется длиной воздушного зазора между страхующими подшипниками и ротором. Данный рабочий диапазон позже описывается переменными  $x_{max}$ ,  $u_{max}$ .

Позиция ротора должна удерживаться в диапазоне рабочего перемещения. Для оценки перемещения ротора используются датчики положения. Среди особых требований к датчикам положения относятся следующие черты: датчики должны быть неконтактными, иметь соответствующую линейность и чувствительность в диапазоне измерений, а также низкую восприимчивость к шуму. В соответствии с исследованием [24], индуктивный датчик с использованием токов Фуко является наиболее подходящим датчиком для точных измерений в узком рабочем диапазоне.

Индуктивный датчик с использованием токов Фуко удовлетворяет указанным требованиям, однако стоит отметить, что стоимость датчика достаточно высока. Типичная структура индуктивного датчика с использованием токов Фуко продемонстрирована на рисунке 1.9.

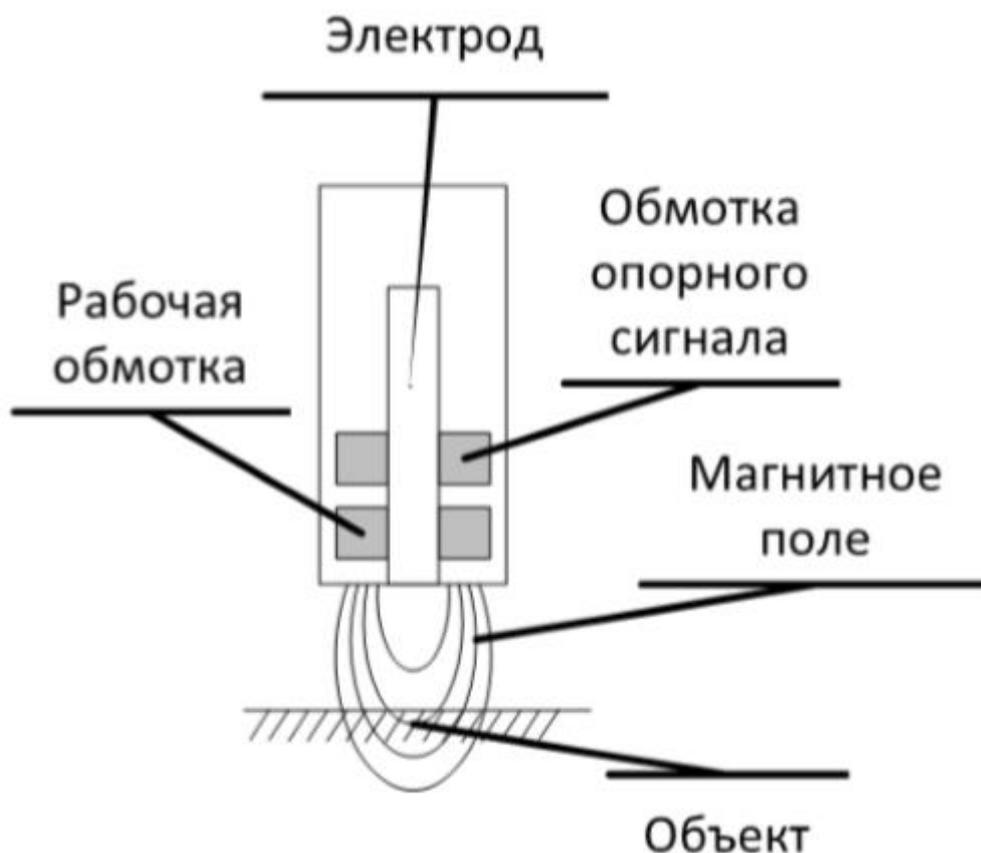


Рисунок 1.9 – Структура индуктивного датчика с использованием токов Фуко

В электроде датчика магнитное поле высокой частоты наводится переменными токами внутри рабочей обмотки. Основываясь на законе Фарадея, изменения плотности магнитного потока на токопроводящей поверхности объекта наводит вращающееся электрическое поле. Вихревые токи генерируются вращающимся электрическим полем и, таким образом, энергия рассеивается благодаря редуцированию плотности магнитного потока. Количество рассеянной энергии и замеренная амплитуда тока, и фаза находятся в зависимости от зазора между датчиком и объектом. Измеренный ток обрабатывается, и соответствующий сигнал в виде напряжения подается

на выход датчика. Обмотка опорного сигнала используется для компенсации изменений температуры и для балансировки выходного сигнала.

### 1.6 Генерация радиальной силы

Принцип генерации радиальной силы ротора в АМП приведен на рисунке 1.10. Сердечник статора окружает вращающийся вал. Сильные притягивающие магнитные силы генерируются четырьмя магнитными полюсами в последовательности N,S,N,S между сердечниками ротора и статора.

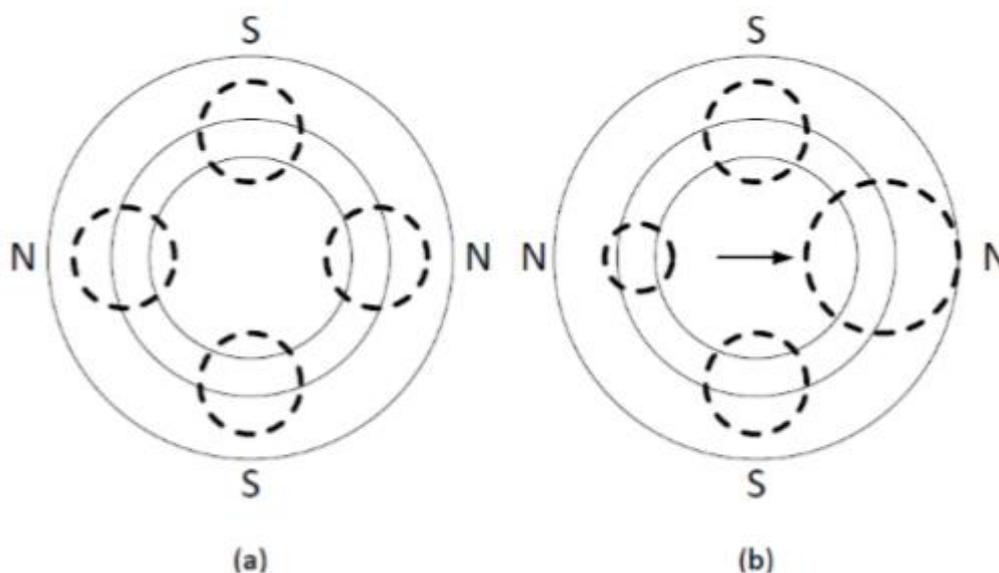


Рисунок 1.10 – Генерация радиальной силы: а) сбалансированной плотностью магнитного потока в воздушном зазоре; б) несбалансированной плотностью магнитного потока в воздушном зазоре

На рисунке 1.10(a) суммарный вектор радиальных сил, возбужденных магнитными полюсами, равняется нулю, поскольку плотности магнитных потоков являются равными. Однако, на рисунке 1.10(b) правый северный полюс имеет более сильную плотность магнитного потока, чем оставшиеся полюса, что приводит к генерированию радиальной силы в роторе в направлении, изображенном черной стрелкой.

На рисунке 1.11 представлена структура радиального АМП. Ток, подводимый к каждому электромагниту, определяется суммой или разностью тока смещения и тока управления в зависимости от расположения

электромагнита. Ток смещения используется для связывания двух противоположных электромагнитов, действующих вдоль одной оси.

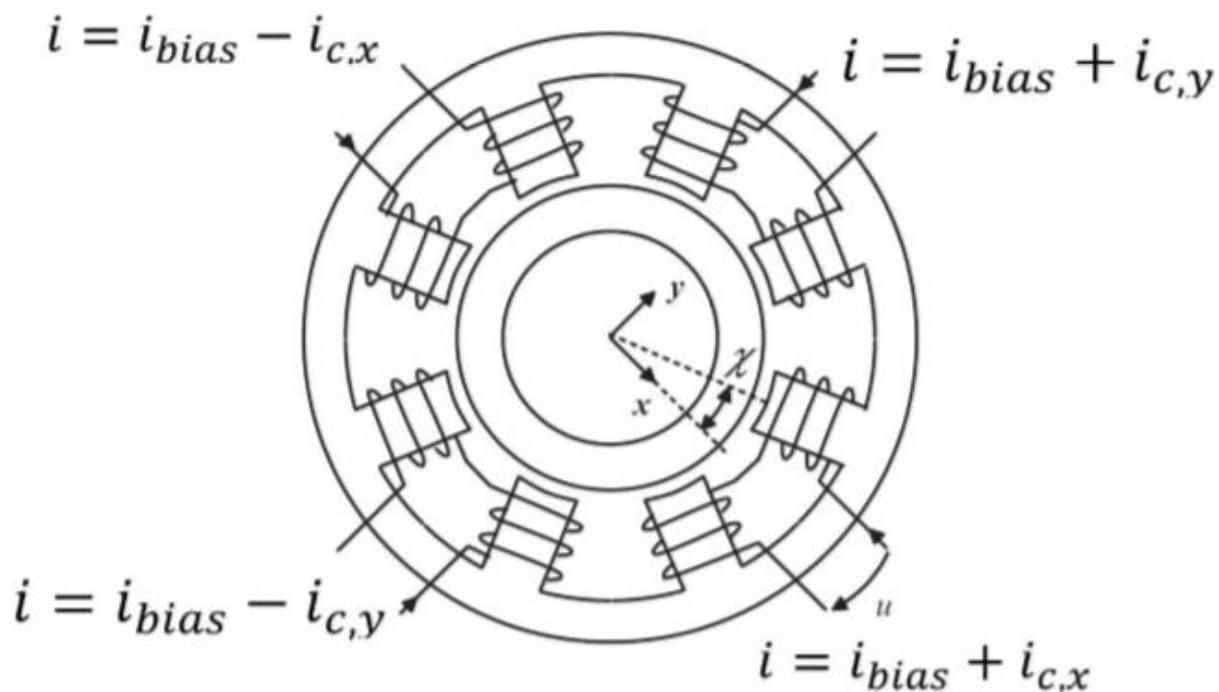


Рисунок 1.11 – Структура радиального АМП

При структуре АМП, указанной на рисунке 1.11, управление магнитными силами производится подачей двух токов управления  $i_{c,x}$  и  $i_{c,y}$ . Помимо токов управления, также подается ток для генерирования постоянной магнитной силы, который называется ток смещения  $i_{bias}$ . Одной из причин выбора представленной структуры является нелинейная зависимость притягивающей магнитной силы от значения тока и положения ротора.

### 1.7 Выводы по разделу

Проведен обзор существующих решений в области пассивных и активным магнитных подвесов. Изучены основные принципы и особенности построения электромагнитных подвесов. Проведён сравнительный анализ различных типов подшипников на способность обеспечивать контролируемое положение ротора в разрабатываемой системе.

В результате приведённого обзора можно сделать вывод о том, что система электромагнитного подвеса ротора магистрального насоса должна строиться на полностью активном электромагнитном подвесе с контролем

положения вала, либо возможно использование комбинированного решения с применением постоянных магнитов с целью уменьшения массогабаритных показателей системы, а также снижение энергопотребления. Система должна быть укомплектована радиальными, осевыми и страховочными подшипниками, которые позволят не только обеспечивать рабочие режимы насоса, но и обеспечить сохранность агрегата от разрушения при внезапном отключении питания.

## ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПОДВЕСА

### 2.1 Электромагниты магнитного подвеса

Типичная структура системы с магнитной левитацией с одной степенью свободы представлена на рисунке 2.1. На вход регулятора подается сигнал с датчика и регулятор обеспечивает управление по току. Закон управления определяет устойчивость левитации, жесткость и колебательность магнитной подвески. Последовательно намотанная обмотка вокруг электромагнита возбуждается опорными управляющими токами на выходе регулятора по току. Путем управления токами в обмотке, изменяется магнитный поток, что приводит к изменению притягивающих магнитных сил. Линия магнитного потока изображена пунктирной линией. Очевидно, что воздушный зазор пересекается линией магнитного поля дважды вдоль оси  $x$ . Для обеспечения левитации объекта генерируемая вертикальная притягивающая магнитная сила должна быть достаточной, чтобы противодействовать гравитации. Таким образом, генерируемая магнитная сила должна быть обратной по направлению силе тяжести:

$$F_m = -F_g = -(m * g_a) = m * g, \quad (2.1)$$

где  $F_m$ ,  $F_g$ ,  $g_a$  – притягивающая магнитная сила, сила тяжести и ускорение свободного падения соответственно.

Радиальная сила  $F_x$  описывается следующим образом:

$$F_x = ma = m\ddot{x} = K_i i_c + K_x x, \quad (2.2)$$

где  $K_i$  – коэффициент исполнительного органа (жесткость тока),  $K_x$  – жесткость позиции объекта,  $i_c$  – опорный управляющий ток,  $x$  – радиальное смещение вдоль оси  $x$ .

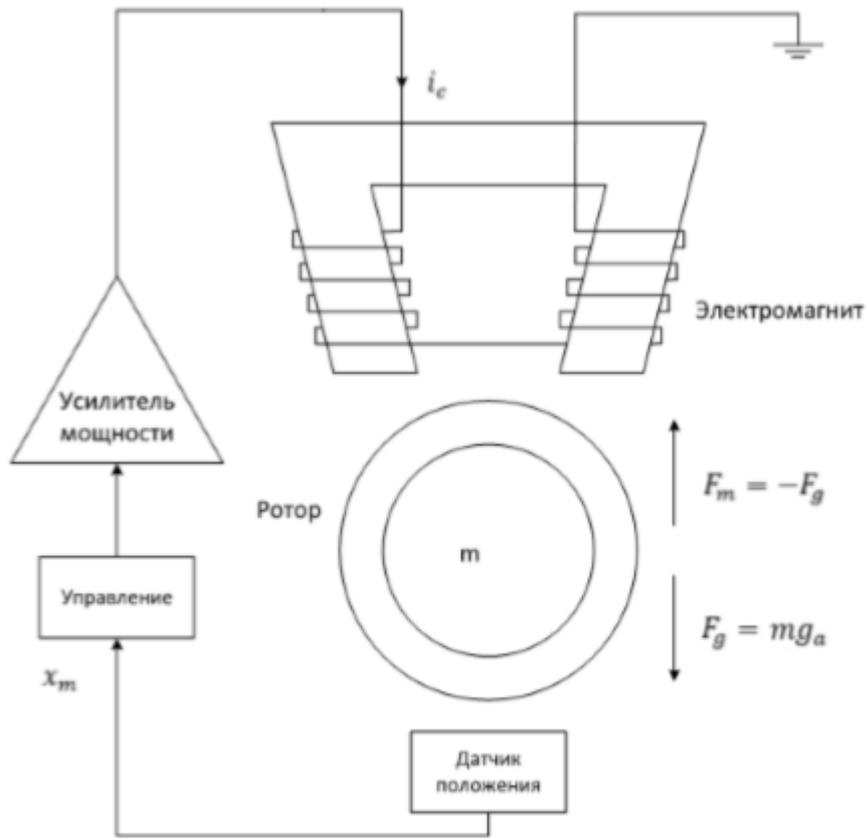


Рисунок 2.1 – Система магнитной левитации

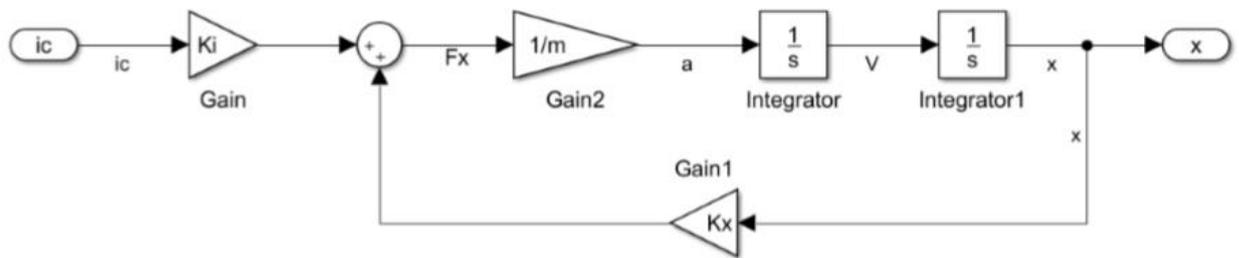


Рисунок 2.2 – Структурная схема магнитной левитации

Приведенная на рисунке 2.2 структурная схема представляет уравнение (2.1), на вход системы подается ток, электромагнит в данной схеме представлен как коэффициент  $K_i$ , в котором ток линейно преобразовывается в силу магнита, далее в блоке  $1/m$  сила преобразовывается в ускорение вала, а ускорение в свою очередь, путем двойного интегрирование преобразовывается в выходную переменную представляющую собой радиальное перемещение вдоль оси  $x$ . Структурная схема для

функционирования в направлении оси  $y$  может быть получена по аналогии. Значение радиального перемещения  $x$  получается двойным интегрированием ускорения  $a$  с помощью оператора Лапласа  $1/s$ . По структурной схеме отчетливо видно, что  $K_x$  – коэффициент в положительной обратной связи, таким образом, представленная система является неустойчивой. В соответствии со структурной схемой, передаточная функция системы выражается через уравнение (2.3).

$$G(s) = \frac{K_i}{ms^2 - K_x} \quad (2.3)$$

Полюса передаточной функции:

$$s = \pm \sqrt{\frac{K_x}{m}} \quad (2.4)$$

Один из полюсов расположен в правой полуплоскости, поэтому требуется регулятор отрицательной обратной связи для устойчивой работы системы.

Коэффициенты  $K_x$  и  $K_i$  для системы линеаризованы вокруг рабочей точки и могут быть получены следующим образом:

$$K_x = \frac{\mu_0 N^2 S_{air} i_{bias}^2 \cos \chi}{l_0^3} \quad (2.5)$$

$$K_i = \frac{\mu_0 N^2 S_{air} i_{bias} \cos \chi}{l_0^2} \quad (2.6)$$

где  $\mu_0$  – проницаемость в вакууме,  $N$  – число витков обмотки,  $S_{air}$  – наименьшая поперечная область электромагнита,  $i_{bias}$  – ток смещения,  $\chi$  – угол приложения силы ( $\pi/8$ ).

Эквивалентная электрическая схема цепи электромагнита приведена на рисунке 2.3.

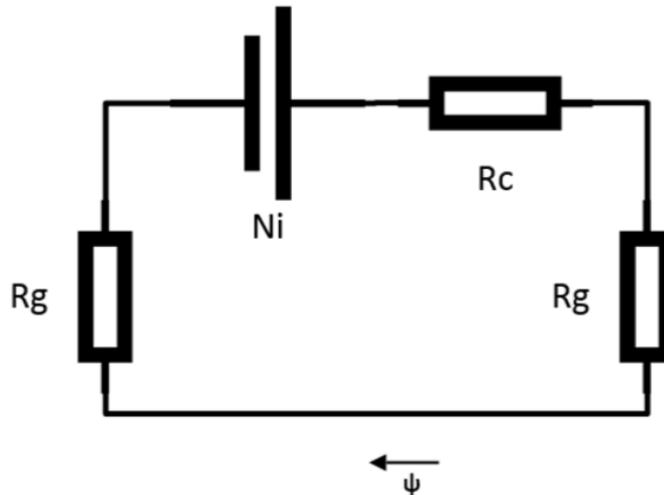


Рисунок 2.3 – Эквивалентная электрическая схема

Источник напряжения  $Ni$  представляет магнитодвижущую силу, произведенную током в обмотке.  $R_g$  и  $R_c$  представляют магнитное сопротивление в воздушном зазоре и в электромагните, соответственно. Магнитные сопротивления могут быть рассчитаны по следующим формулам:

$$R_g = \frac{l_{air}}{\mu_0 w l} \quad (2.7)$$

$$R_c = \frac{l_{flux}}{\mu_0 \mu_r w l} \quad (2.8)$$

Магнитный поток  $\psi$  может быть получен, как:

$$\psi = \frac{Ni}{2R_g} = \frac{Ni \mu_0 w l}{2l_{air}} \quad (2.9)$$

Исходя из уравнения магнитного потока, плотность магнитного потока в воздушном зазоре может быть выражена, как:

$$B = \frac{\psi}{wl} = \frac{Ni\mu_0}{2l_{air}} \quad (2.10)$$

На основании плотности магнитного потока в воздушном зазоре  $B$  может быть выражена энергия поля в воздушном зазоре. Коэнергия  $W_{ce}$  и магнитная энергия  $W_{fe}$  могут считаться равными, полагая, что магнитная цепь является линейной. Для электромагнита, приведенного на рисунке 2.1, коэнергия в воздушном зазоре выражается следующим образом:

$$W_{ce} = \iint_V H dBdV = \iint_V H dBdV = \frac{1}{2\mu_0} \int_V B^2 dV = \frac{1}{2\mu_0} B^2 S_{air} 2l_{air} \quad (2.11)$$

В соответствии с принципом виртуальной работы, сила в электромагните может быть определена как производная магнитной коэнергии  $W_{ce}$  по смещению  $x$  [4].

$$f = \frac{\delta W_{ce}}{\delta x} = \frac{B^2 S_{air} \cos \chi}{\mu_0} \quad (2.12)$$

Притягивающая сила, генерируемая электромагнитом может быть получена из следующего уравнения:

$$f = \frac{\mu_0 N^2 i^2 S_{air} \cos \chi}{4l_{air}^2} \quad (2.13)$$

Суммарная сила двух электромагнитов, действующих вдоль одной оси, может быть выражена как разность сил, произведенных электромагнитами:

$$f = f_{x,1} - f_{x,2} = \frac{\mu_0 N^2 i^2 S_{air} \cos \chi}{4} \left( \frac{i_{x,1}^2}{(l_0 - x)^2} - \frac{i_{x,2}^2}{(l_0 + x)^2} \right) \quad (2.14)$$

Для удобства, токи обмотки  $i_{x,1}$  и  $i_{x,2}$  должны быть ограничены и ток смещения  $i_{bias}$  должен быть добавлен. Для электромагнитов, действующих вдоль оси  $x$ , силы определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} i_{x,1} &= \max(i_{bias} + i_c, 0) \\ i_{x,2} &= \max(i_{bias} - i_c, 0) \\ f_x &= \frac{\mu_0 N^2 i^2 S_{air} \cos \chi}{4} \left( \frac{(i_{bias} + i_c)^2}{(l_0 - x)^2} - \frac{(i_{bias} - i_c)^2}{(l_0 + x)^2} \right) \end{aligned} \quad (2.15)$$

Жесткость тока  $k_i$  и жесткость позиции  $k_x$  могут быть получены вычислением производных из уравнений силы:

$$\begin{aligned} k_i &= \frac{\delta f}{\delta i_c} = \frac{0.000023544x^2 + 5.886e - 9xi_c + 2.3544e - 11}{-0.000002x^2 + x^4 + 10^{-12}} \\ k_i &= \frac{\delta f}{\delta x} = \frac{2.943 * 10^{-9}i_c^2 + 4.7088 * 10^{-5}xi_c + 1.88352 + 10^{-7}}{-0.000002x^2 + x^4 + 10^{-12}} - \\ & - \frac{(4x^3 - 0.4 * 10^{-5}x)}{(-0.000002x^2 + x^4 + 10^{-12})} * \\ & * \frac{(1.88 * 10^7x + 2.3544 * 10^{-11}i_c + 0.000023544x^2i_c + 2.943 * 10^{-9}xi_c)}{(-0.000002x^2 + x^4 + 10^{-12})} \end{aligned} \quad (2.16)$$

Принимая радиальное смещение и ток управления равными нулю, значения коэффициентов являются следующими:  $k_i = 23.544$ ;  $k_x = 1.884 * 10^5$ . [25]

## 2.2 Построение математической модели электромагнита

Для описания процесса преобразования энергии в РМП в первом приближении принимается, что магнитная энергия одноосной опоры может быть представлена в виде выражения

$$W = \frac{1}{2}LI^2 \quad (2.17)$$

Где  $L$  – индуктивность электромагнита, соответствующая магнитному потоку в воздушном зазоре;  $I$  – ток в обмотке электромагнита. Зависимость индуктивности электромагнита от перемещения ротора в первом приближении можно аппроксимировать следующим выражением:

$$L = \frac{L_0}{1 - y/a} \quad (2.18)$$

Где  $L_0$  – индуктивность обмотки электромагнита, соответствующая потоку в воздушном зазоре при центральном положении ротора;  $a$  – воздушный зазор между ротором и статором при центральном положении ротора;  $y$  – отклонение ротора от центрального положения.

$$m \frac{d^2y}{dt^2} - \frac{1}{2} \frac{dL}{dy} I^2 = Q \quad (2.19)$$

$$U = \frac{d(LI)}{dt} + L_1 \frac{dI}{dt} + IR \quad (2.20)$$

Где  $Q$  – действующая на ротор возмущающая сила;  $U$  – напряжение питания, приложенное к обмотке электромагнита;  $L_1$  – индуктивность обмотки электромагнита, соответствующая потоку рассеяния;  $R$  – активное сопротивление обмотки электромагнита. Уравнение (2.21) описывает преобразование магнитной энергии опоры в кинетическую энергию ротора и

является уравнением равновесия инерционной силы ротора с, возмущающей силы Q и магнитной силы:

$$F = \frac{1}{2} \frac{dL}{dy} I^2 \quad (2.21)$$

Уравнение (2.20) описывает процесс преобразования электрической энергии сети питания в магнитную энергию опоры и является уравнением электрического равновесия в цепи питания электромагнита. Обычно насыщение в магнитной цепи электромагнита отсутствует, поэтому в первом приближении потокосцепление и ток электромагнита связаны линейной зависимостью:

$$\psi = LI \quad (2.22)$$

Уравнение (2.22) является уравнением равновесия магнитной цепи опоры.

С учетом уравнений (2.21) и (2.22) уравнения электромеханического преобразования энергии можно представить в следующем виде:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = F + Q \quad (2.23)$$

$$U = \frac{d\psi}{dt} + L_1 \frac{dI}{dt} + IR \quad (2.24)$$

$$F = \frac{\psi^2}{2aL_0} \quad (2.25)$$

$$I = \frac{(1 - \frac{y}{a})\psi}{L_0} \quad (2.26)$$

где  $\psi$  – потокосцепление обмотки электромагнита, соответствующее потоку в воздушном зазоре.

Уравнения (2.24), (2.25) и (2.26) образуют математическую модель магнитной опоры.

Входными переменными этой модели являются напряжение питания обмотки  $U$  и положение ротора  $y$ .

Положение ротора может изменяться в пределах зазора страховочного подшипника  $|y| \leq b$ .

Выходными переменными модели являются магнитная сила  $F$  и ток обмотки  $I$ . Диапазон изменения выходных переменных определяется максимальным тяговым усилием  $F_m$ . Максимальное потокосцепление  $\psi_m$  связано с максимальным тяговым усилием соотношением:

$$\psi_m^2 = 2aL_0F_m \quad (2.27)$$

Максимальный ток  $I_m$  с максимальным потокосцеплением связан соотношением:

$$I_m = \frac{(1 - \frac{y}{a})\psi_m}{L_0} \quad (2.28)$$

Которое при центральном положении ротора ( $y = 0$ ) принимает вид:

$$I_{m0} = \frac{\psi_m}{L_0} \quad (2.29)$$

Максимально возможное значение возмущающей силы обозначим как  $Q_m$ .

Максимально возможное напряжение питания обозначим  $U_m$ .

Значение напряжения питания, при котором по обмотке протекает постоянный ток  $I_{m0}$  и электромагнит развивает максимальное усилие  $F_m$ ,

$$U_{m0} = I_{m0}R \quad (2.30)$$

Приняв перечисленные выше максимальные значения параметров модели за базовые, можно перейти к относительным переменным:

$$y' = \frac{y}{a}; F' = \frac{F}{F_m}; \psi' = \frac{\psi}{\psi_m};$$

$$U' = \frac{U}{U_{m0}}; I' = \frac{I}{I_{m0}}; Q' = \frac{Q}{Q_m};$$

После ввода оператора дифференцирования  $s$  уравнения электромагнитного преобразования энергии в магнитной опоре принимают более простой вид:

$$s^2 y' = \frac{F_m}{ma} (F' + Q') \quad (2.31)$$

$$s\psi' = \frac{U_m}{\psi_m} U - \frac{R}{L_0} (T_1 s + 1) I' \quad (2.32)$$

$$sF' = (\psi')^2 \quad (2.33)$$

$$I' = (1 - y') \psi' \quad (2.34)$$

где  $T_1 = L_1/R$  – постоянная времени, соответствующая индуктивности рассеяния.

Учёт насыщения железа в математической модели может быть осуществлён путём введения степенной функции потокосцепления в уравнение (2.34) в следующем виде:

$$I' = (1 - y')[1 + \varrho(\psi')^n] \psi' \quad (2.35)$$

где  $g$  и  $n$  – коэффициент насыщения и показатель степени, которые определяются по расчётным токовым характеристикам магнитной опоры.

Для реализации математической модели в соответствии с уравнениями (2.32) – (2.34) использовался программный продукт MATLAB Simulink. Структурная схема модели представлена на рис. 2.4.

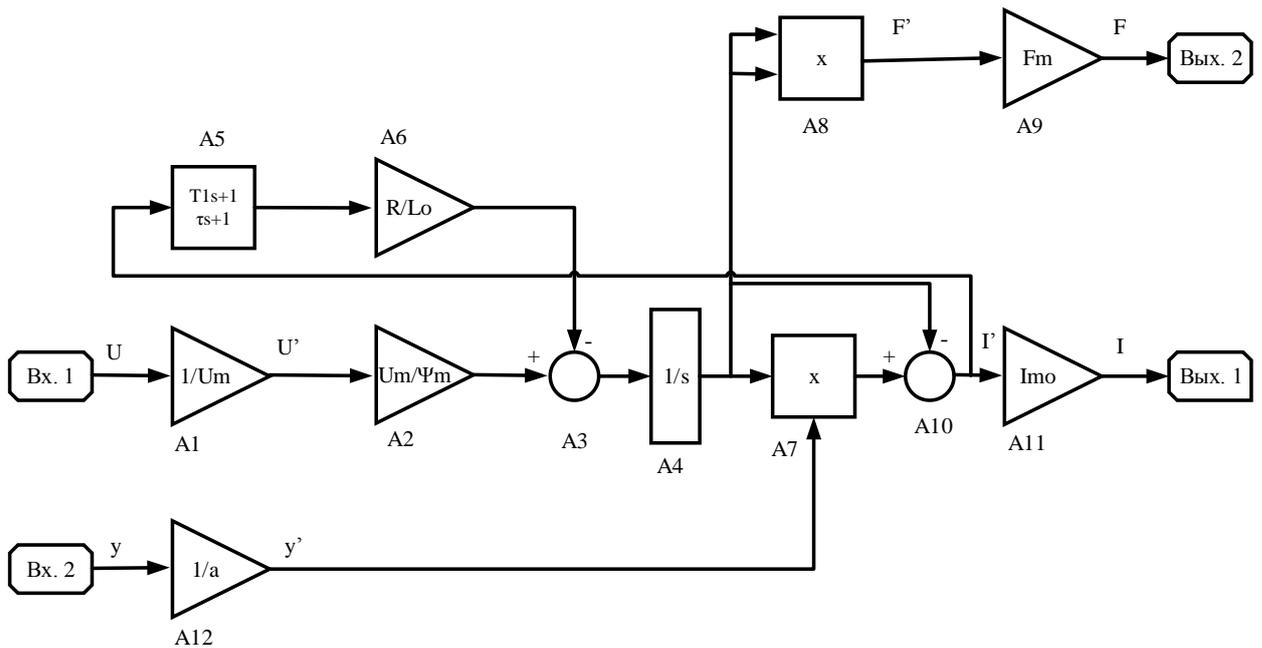


Рис 2.4. – Структурная схема имитационной модели

На входы 1 и 2 поступают сигналы, имитирующие напряжение питания обмотки электромагнитов  $U$  и отклонение ротора от центрального положения  $y$ . Затем эти сигналы в звеньях  $A1$  и  $A12$  преобразуются в соответствующие относительные величины  $U'$  и  $y'$ . Для удобства масштабы входных сигналов выбираются 1 В/В и 1 мм/В, а коэффициенты усилителей соответственно устанавливаются равными  $1/U_{m0}$  и  $1/a$ . В соответствии с уравнением (8) сигнал  $U'$  с помощью усилителя  $A2$  умножается на коэффициент  $U_{m0}/\psi_m$ . Сумматор  $A3$  осуществляет вычитание из сигнала  $U'$  составляющей, учитывающей падение напряжения на активном сопротивлении и индуктивном сопротивлении рассеяния обмотки электромагнита. Результирующий сигнал поступает на вход интегрирующего звена  $A4$ . Звено

A5 реализует передаточную функцию  $T_{1s+1}/\tau s+1$ , знаменатель которой содержит постоянную времени

$$\tau = 0,1T_1$$

Введение постоянной времени  $\tau$  обусловлено необходимостью исключения возбуждения в цепи обратной связи интегрирующего звена A4.

Перемножитель A7 вычисляет составляющую  $y'\psi'$ , чтобы затем, в соответствии с уравнением (2.35), в сумматоре A10 получить относительное значение тока в обмотке электромагнита  $I'$ .

Звено перемножителя A8, в соответствии с уравнением (2.34) модели, вычисляет относительное значение тягового усилия  $F'$ , создаваемого электромагнитом.

Для удобства отображения выходных величин  $I$  и  $F$  звенья A11 и A9 соответственно имеют коэффициенты  $U_{m0}(A/B)$  и  $F_m$  (кН/В).

В качестве примера рассматривается математическая модель тестового электромагнита со следующими параметрами:

$$\begin{aligned} R &= 1 \text{ Ом}; & L_0 &= 0,1 \text{ Гн}; & L_1 &= 0,01 \text{ Гн}; \\ a &= 1 \text{ мм} & F_m &= 10 \text{ кН} \end{aligned}$$

По этим параметрам определяются базовые значения максимального потокосцепления:

$$\psi_m = \sqrt{2aL_0F_m} = 1,41 \text{ Вб}$$

а также максимального тока в обмотке электромагнита при центральном положении ротора:

$$I_{m0} = \frac{\psi_m}{L_0} = 14,1 \text{ А}$$

Базовая величина напряжения, соответствующая этому току,

$$U_{m0} = I_{m0}R = 14,1 \text{ В.}$$

На основании структурной схемы электромагнита в программном продукте MATLAB Simulink была построена имитационная модель электромагнита в целях изучения характеристик и оценки потребляемого тока магнитным подвесом.

На рисунке 2.5. изображена структура имитационной модели в программе MATLAB.

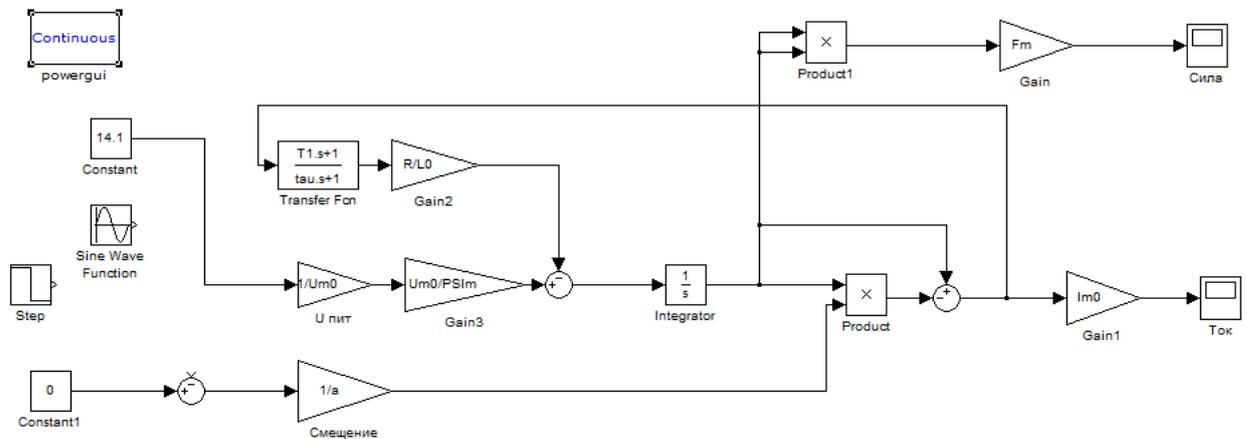


Рисунок 2.5. Имитационная модель электромагнита

Результаты моделирования тока, протекающего в обмотке электромагнита, полученные из математической модели с указанными выше параметрами, приведены на рис. 2.7.

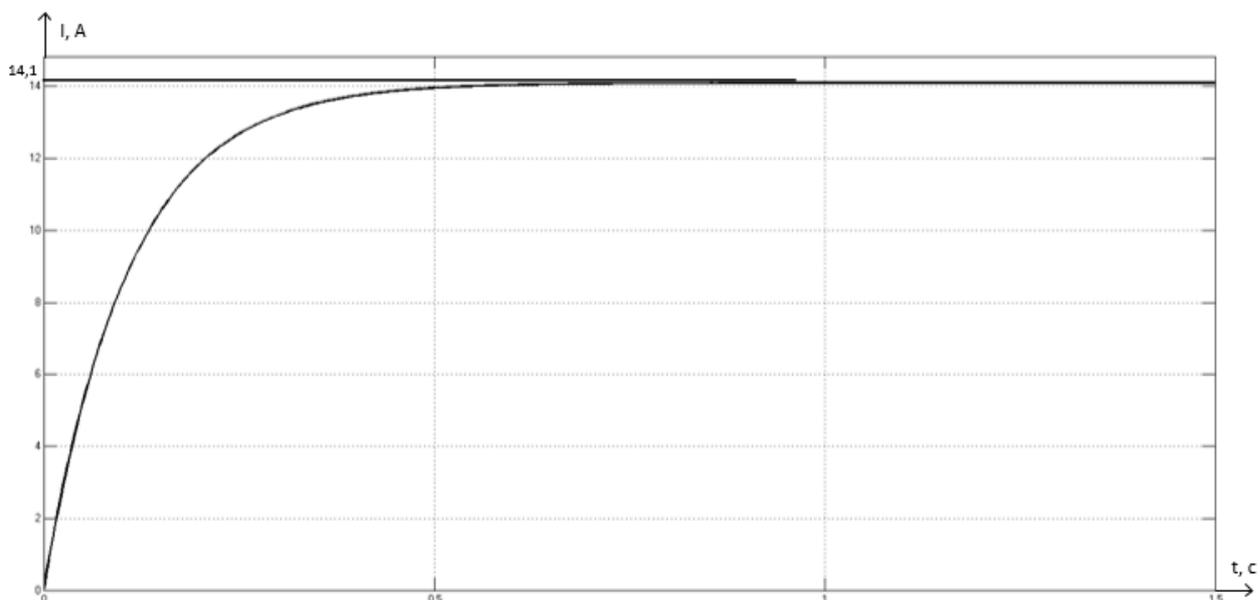


Рисунок 2.7. Ток электромагнита

Как видно из рисунка, ток электромагнита, полученный при моделировании, полностью совпадает с током, рассчитанным аналитически.

На рисунке 2.6. изображен график тягового усилия электромагнита при центральном расположении ротора.

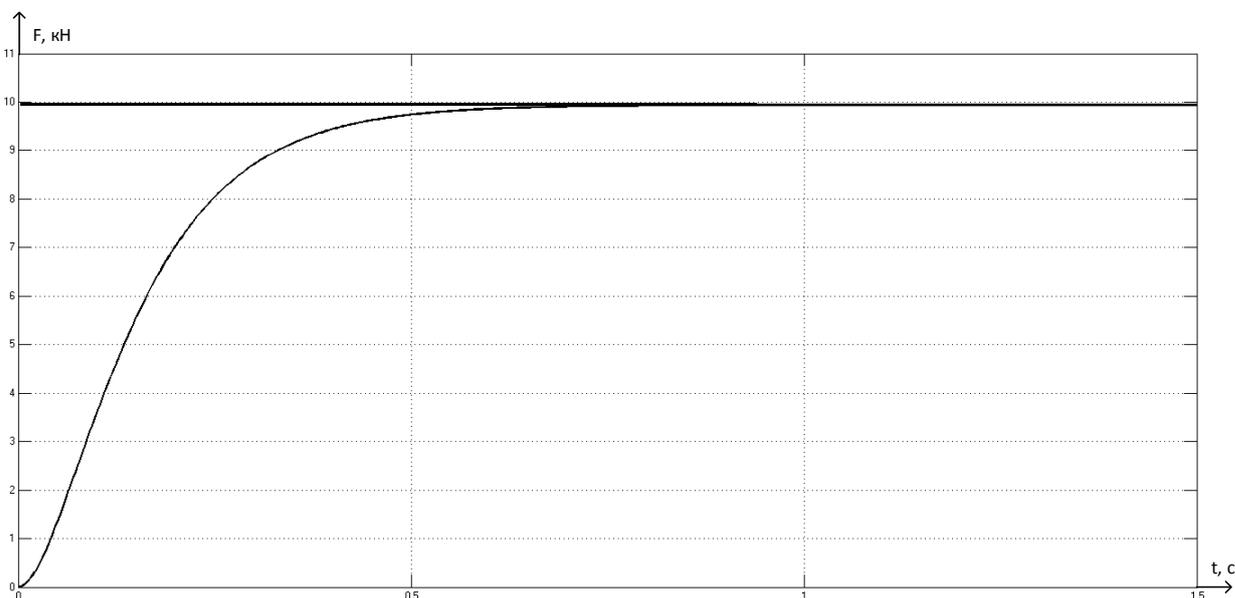


Рисунок 2.6. Сила электромагнита

Для выявления более эффективного способа питания электромагнита проведем моделирование параметров тока и тягового усилия электромагнита при питании переменным напряжением частотой 50 Гц. На рисунке 2.8.

изображен график тягового усилия при питании электромагнита переменным током со средним значением напряжения 14,1 В

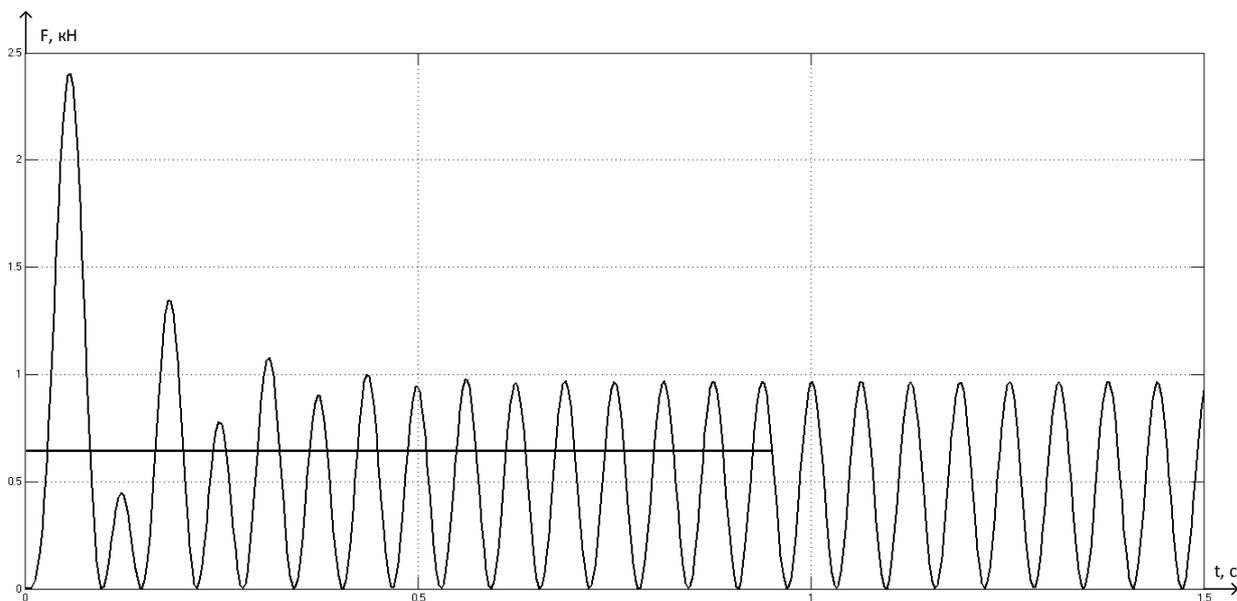


Рисунок 2.8. График тягового усилия при переменном токе

Усилие, создаваемое электромагнитом на переменном токе, имеет явно пульсирующей характер, что отрицательно сказывается на динамических свойствах магнитного подвеса в целом. Среднее значение тягового усилия более чем в 10 раз меньше, чем на постоянном токе. Следовательно, дальнейшие исследования проводим только при питании электромагнита постоянным током.

Следующим этапом была смоделирована реакция электромагнита на изменение воздушного зазора, т.е смещение ротора от нулевого положения. На рисунке 2.9. изображено изменения тягового усилия и бросок тока при увеличении зазора на 0,1 мм, при допустимом смещении 0,5 мм.

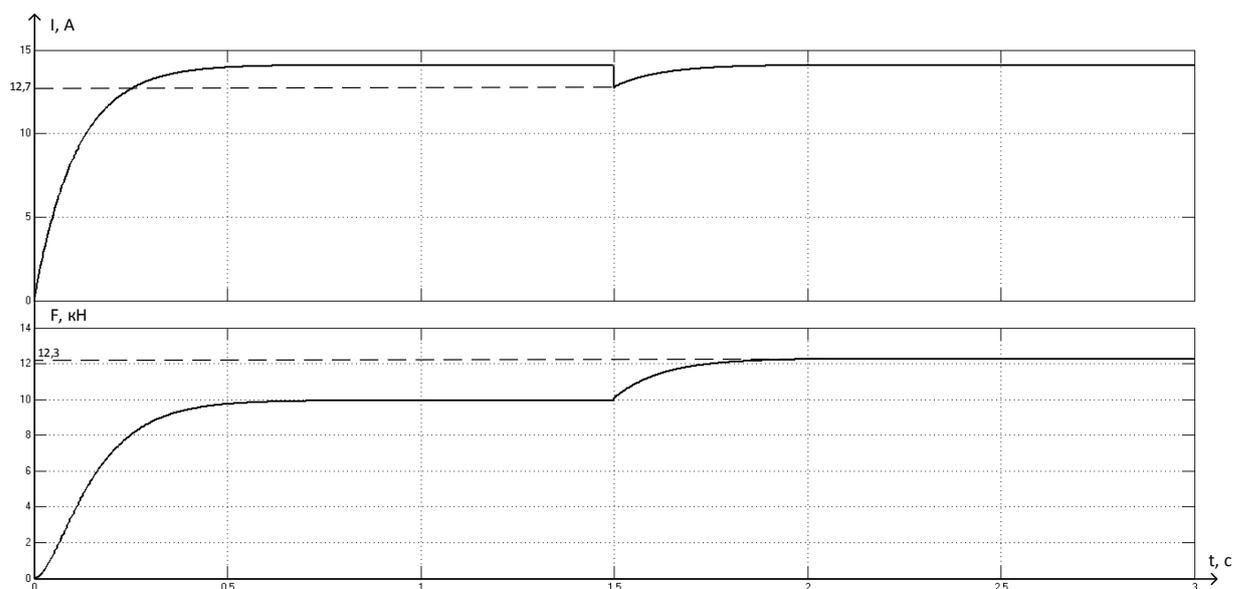


Рисунок 2.9. – Изменение тягового усилия и бросок тока при смещении ротора

На рисунке 2.10. изображено изменения тягового усилия и бросок тока при увеличении зазора на  $-0,1$  мм.

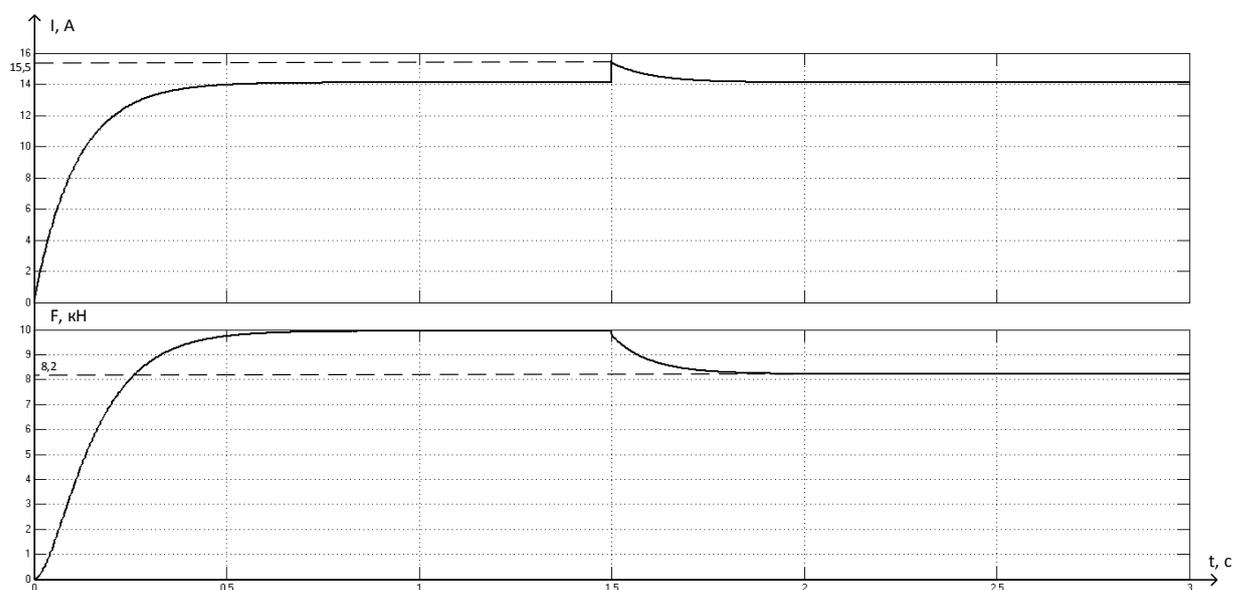


Рисунок 2.10. Переходные процессы тягового усилия и тока электромагнита

Как видно из графиков, при смещении ротора происходит бросок тока и изменяется усилие магнита, в зависимости от того, уменьшился зазор, или увеличился. Увеличение тягового усилия при увеличении зазора может способствовать некой самостабилизации системы.

На рисунке 2.11. изображено изменение тягового усилия и бросок тока при смещении якоря на 0,5 мм.

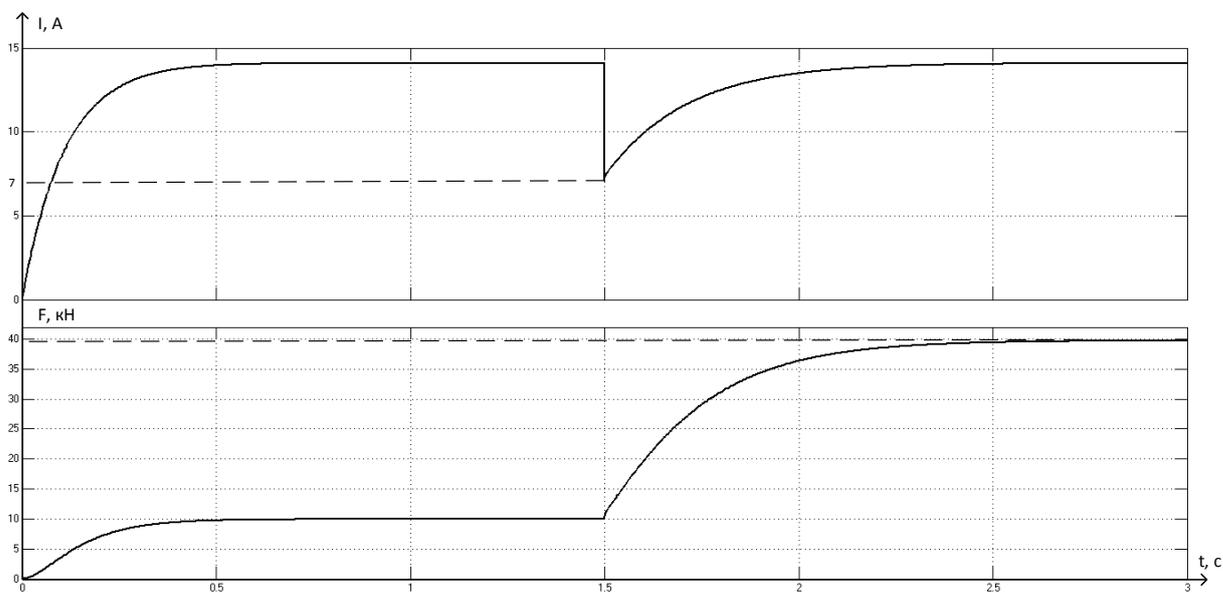


Рисунок 2.11 – Переходные процессы силы и тока при смещении ротора

По графику силы видно, что при смещении сила возрастает с 10 до 40 кН, что говорит о высокой отрицательной позиционной жесткости электромагнита. При этом время переходного процесса затягивается и составляет 0,8 с.

Ниже на рисунке 2.12. представлены графики переходных процессов силы и тока при отрицательном смещении ротора.

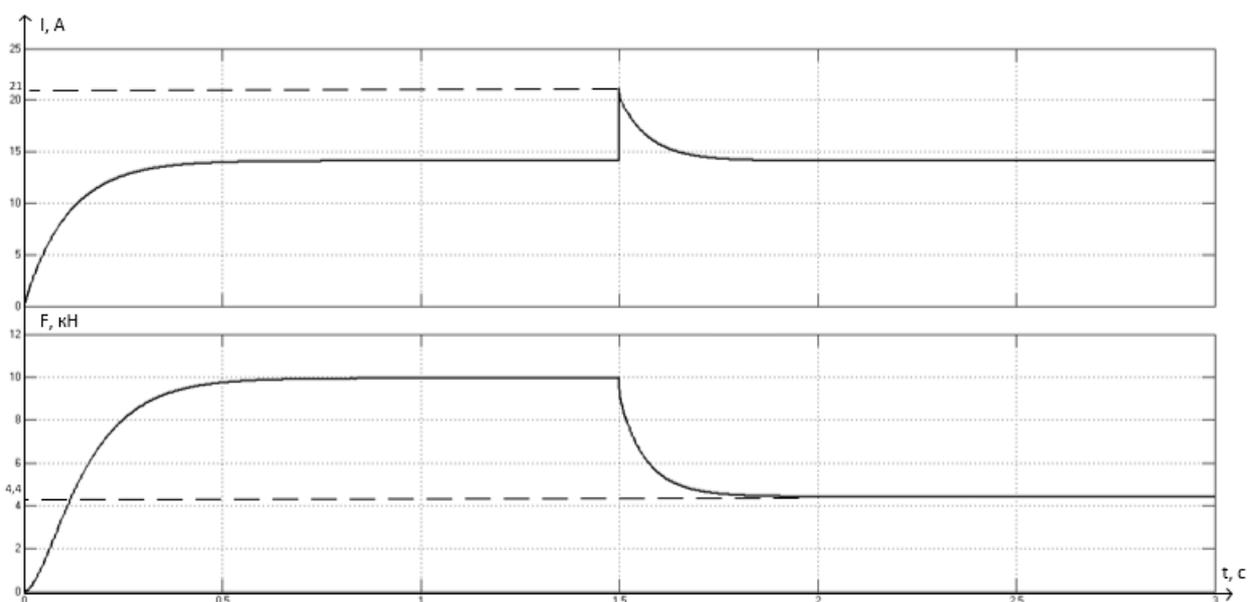


Рисунок 2.12 – Переходные процессы силы и тока при отрицательном смещении

Основной задачей исследования была разработка системы управления электромагнитами для удержания ротора в подвешенном состоянии, а также обеспечить способность системы реагировать на внешние возмущающие воздействия. За возмущающие воздействия было принято силовое воздействие ступенчатого характера вдоль оси X, а также одиночный сейсмический импульс, соответствующий подземному толчку магнитудой 6 баллов.

В программном продукте MATLAB Simulink была построена имитационная модель, содержащая в себе модель вала определенной массы, два магнита, расположенных вдоль оси X на против друг друга, и систему управления, отслеживающую перемещение вала. При помощи двух ПИД регуляторов, на вход которых подается отклонение от центрального положения вала, на вход электромагнитов добавляется управляющий ток, который в свою очередь суммируется с базовым током электромагнита. Центральное расположение ротора обусловлено зазором между ротором и датчиком положения в 1мм. Допустимый диапазон перемещения ротора вдоль оси X принят как  $\pm 0,5$  мм.

На рисунке 2.13 изображена имитационная модель системы подвеса ротора по вертикальной оси.

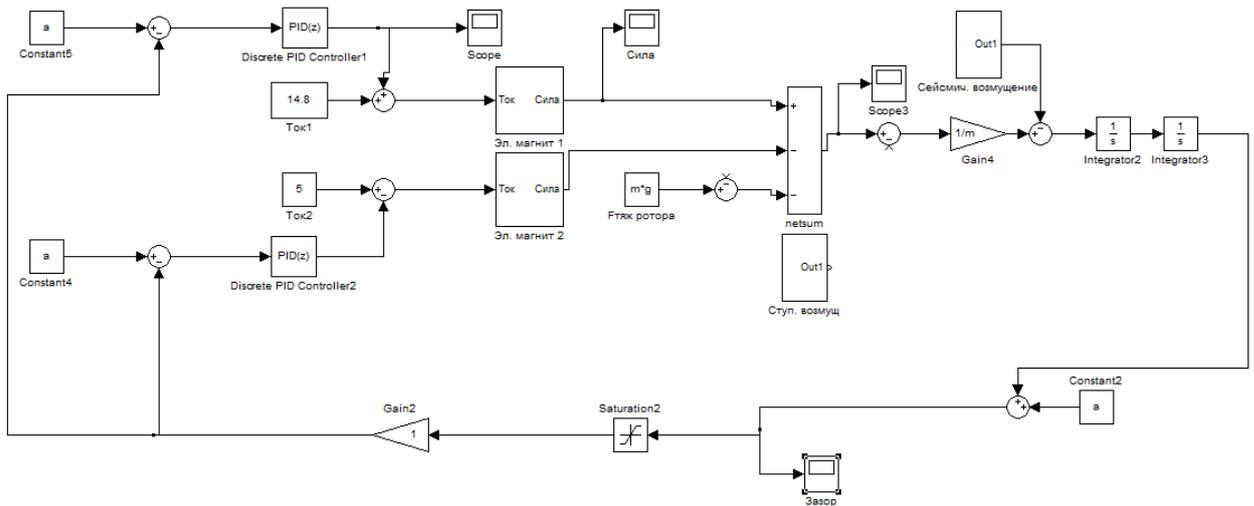


Рисунок 2.13 – Имитационная модель электромагнитного подвеса

В модели не учитывается выведение в подвешенное состояние ротора, принято допущение, что ротор изначально находится в равновесном состоянии и центральном положении между магнитов.

На рисунке 2.14 показана форма ступенчатого возмущения, прилагаемая к валу и реакция системы на данное воздействие. Для наглядности графики приведены в одной оси времени.

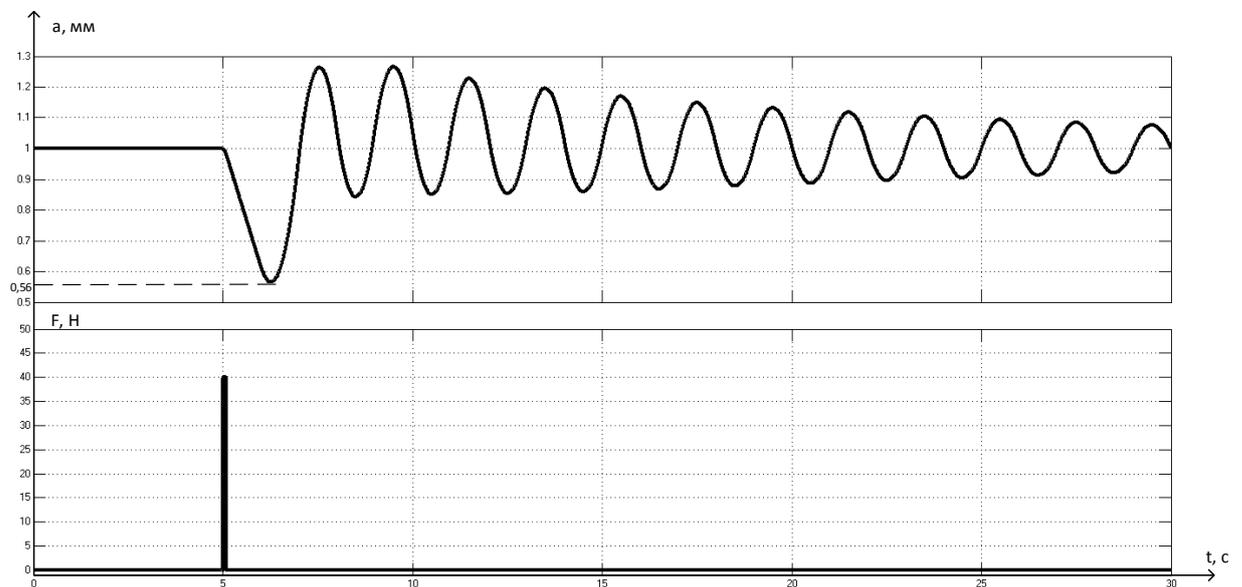


Рисунок 2.14 – График возмущающего сигнала

Как видно из графика, при ступенчатом воздействии на вал длительностью 0,1 с. и силой в 40 Н. максимальное отклонение вала составляет 0,44 мм. При допустимом отклонении в 0,5 мм. Через 15 секунд после

воздействия система приходит к допустимым колебаниям возле точки равновесия амплитудой  $<0,1$  мм.

Обработка сейсмического воздействия на систему, как показал эксперимент, является более важной и ответственной задачей. Колебание имеет форму половины синусоиды и очень маленький период ( $T=100$ мс) по сравнению с постоянной времени системы вал-подшипник. Таким образом, после «Подземного толчка приблизительно магнитуды 10 баллов» система стабилизируется за время  $t=20$ с., снижая колебания до амплитуды  $<0,1$ мм.

На рисунке 2.15 Изображена форма возмущающего сигнала ускорения амплитудой  $9,8$  м/с<sup>2</sup> с в виде половины синусоиды периодом  $100$  мс.

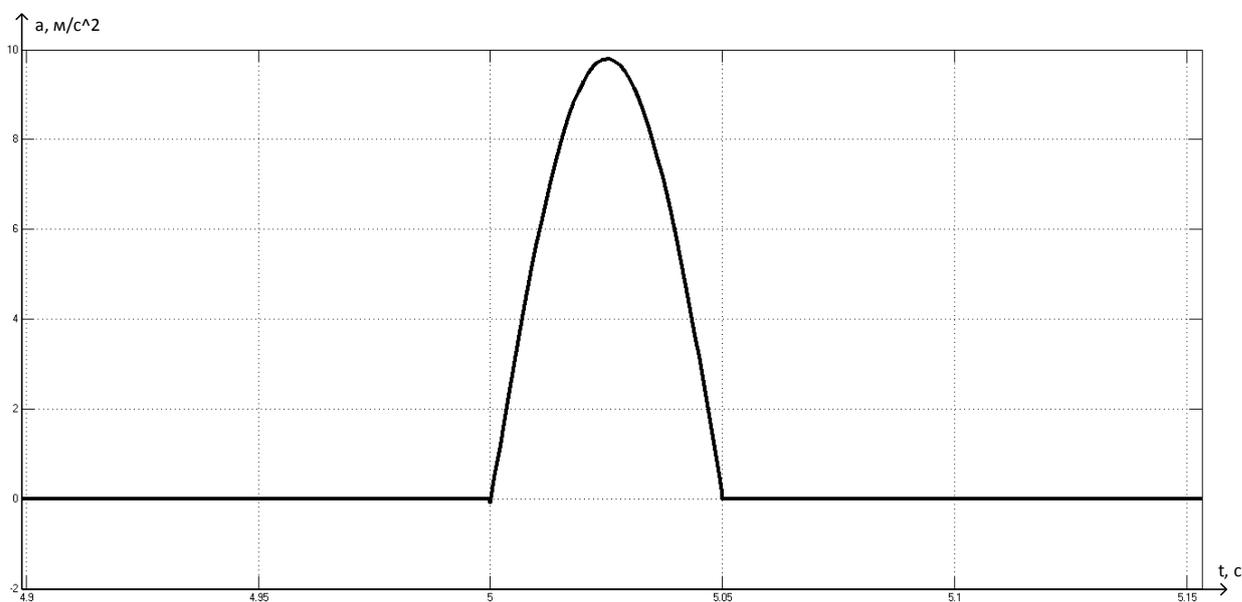


Рисунок 2.15 – График возмущающего воздействия

На рисунке 2.16 изображен график изменения зазора после воздействия, сейсмического толчка.

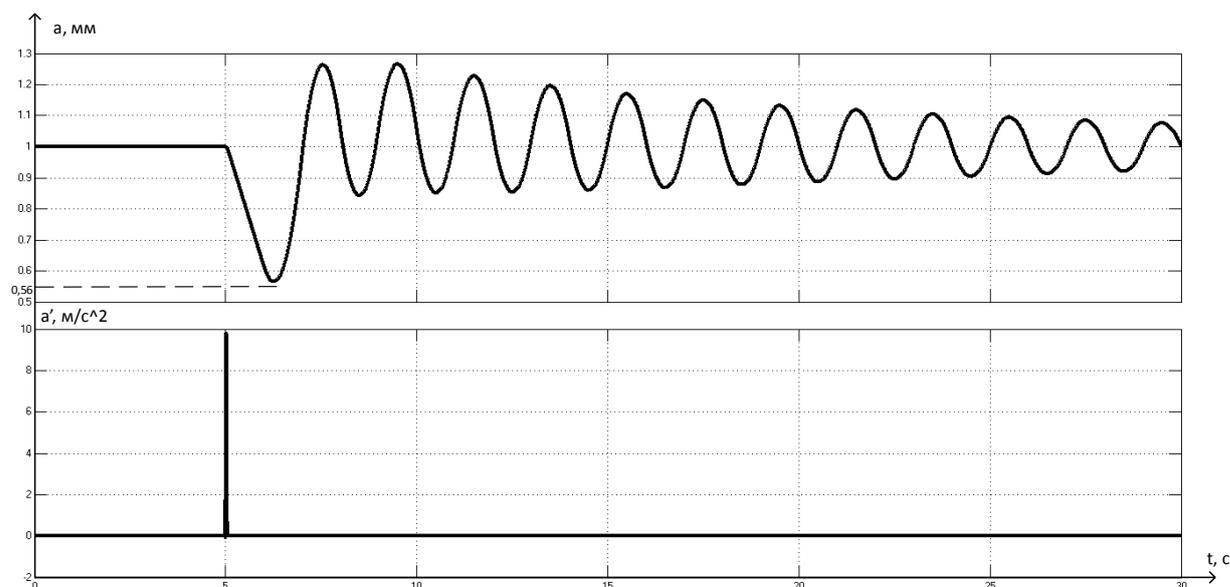


Рисунок 2.16 – График реакции системы на возмущение

Анализируя график, можно сделать вывод о том, что система выдерживает подземный толчок 10 баллов и при этом максимальные колебания ротора имеют амплитуду 0,44мм.

Проведенное выше исследование по однократному воздействию на систему путем подачи прямоугольного импульса силы длительностью 0,1с и амплитудой 40 Н. А также исследование воздействия полусинусоидального импульса (сейсмическое воздействие  $t=50\text{мс.}$ ) ускорением  $g$  дали следующие результаты:

Величина отклонения ротора для первого случая составляет 0,44мм. Что меньше 0,5 мм., величины максимального зазора.

Величина отклонения ротора для второго случая составляет 0,35мм.

Ускорение сейсмического воздействия принято с расчетом на землетрясение в 10 баллов (величина  $>0,4g$ ).

На основании вышеизложенного можно отметить, что представленное техническое решение позволяет обеспечить устойчивое положение для вала массой 10 кг. С учетом максимального сейсмического воздействия в 10 баллов. Величины импульсных токов достигают величины 16,5 А., при длительности импульсов тока  $<1\text{с.}$

Для оценки параметров системы электромагнитного подвеса ротора большей массы, допустимо воспользоваться соответствующими коэффициентами с поправкой на геометрические параметры ротора.

Исходя из параметров электромагнита, описанного в математической модели, был проведен расчет параметров и обмоточных данных реального магнита. Для этого использовалась программа расчета электромагнитов, расположенная на электронном ресурсе [x]. Исходными данными для расчета являлись следующие параметры: ток обмотки электромагнита  $I$ , электромагнитная сила притяжения  $F_{эм}$ , воздушный зазор между соленоидом и притягиваемым телом  $L$ . Результаты расчёта приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Параметры электромагнита

Параметр электромагнита	Значение	Единица измерения
Ток обмотки	10	А
Сечение проводника	1,5	мм <sup>2</sup>
Площадь	0,0012	м <sup>2</sup>
Кол-во витков	50	-
Величина зазора	0,001	м
Электромагнитная сила	100	Н

### 2.3 Динамика ротора электромагнитного подвеса

Существует два типа ротора: жесткий (неупругий) ротор и гибкий (упругий) ротор. Первый тип характеризуется частотой собственных колебаний над полосой пропускания регулятора смещения и максимальной скоростью вращения. Гибкий ротор имеет частоты собственных колебаний на низких частотах, которые могут быть изменены регулятором смещения. Для гибкого ротора требуется моделирование гибкой динамики [6, 8]. В процессе проектирования регулятора ротор считается неупругим телом, то есть ротор моделируется как две материальные точки, которые расположены в местах установки радиальных подшипников. Учитывая, что ротор имеет постоянную

массу и передаточная функция, представленная уравнением (2.36) является линейной, сила, действующая вдоль оси  $x$  может быть выражена, как:

$$F_x = ma = m\ddot{x} = K_i i_c + K_x x \quad (2.36)$$

Для магнитной левитации ротора вдоль оси  $x$  и  $y$ , четыре независимых уравнения (2.18) составляют модель ротора. Однако, данные уравнения не учитывают поперечное движение и опрокидывающее движение. Для рассмотрения указанных движений, должна быть изучена система с двумя степенями свободы, то есть ротор, в котором не учитывается связывание между двумя осями координат  $(x,z)$ ,  $(y,z)$  и вращение ротора.

В соответствии со вторым законом Ньютона, линеаризованное уравнение движения для упругого и неупругого режимов может быть выражено следующим образом:

$$Mq(t) + (D + \Omega G)\dot{q}(t) + Kq(t) = F(t) \quad (2.37)$$

где  $M$  – матрица масс,  $q$  – вектор смещений,  $D$  – матрица колебательности,  $\Omega$  – угловая скорость вращения,  $G$  – гироскопическая матрица,  $K$  – матрица жесткости, и  $F$  – вектор силы.

Однако, такие компоненты системы как подшипники, гасители и изолирующие слои не могут быть линеаризованы из-за их сильного нелинейного поведения [9]. Более того, для использования линеаризованного уравнения (2.19), должны быть удовлетворены следующие условия:

- Смещения от опорных точек пренебрежимы в сравнении с размерениями ротора.
- Ротор имеет аксиально-симметричное поведение.
- Постоянная скорость вращения.

Предполагая, что ротор является жестким телом, матрица колебательности равна нулю. Если ротор рассматривается только в одной координатной оси, то гироскопическая матрица тоже считается равной нулю [9]. Принимая во внимание указанные допущения, уравнения движения жесткого ротора с двумя степенями свободы могут быть выражены основываясь на уравнениях (2.1) и (2.19).

$$M_g \ddot{x}_g = T_1 K_x x_b + T_1 K_i i_c = F_g \quad (2.38)$$

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_y \end{bmatrix}; K_x = \begin{bmatrix} k_x & 0 \\ 0 & k_x \end{bmatrix}; K_i = \begin{bmatrix} k_i & 0 \\ 0 & k_i \end{bmatrix}; i_c = \begin{bmatrix} i_{c,A,x} \\ i_{c,B,x} \end{bmatrix}, \quad (2.39)$$

где  $I_y$  – поперечный момент инерции вдоль оси  $y$ . Индексы А и В в обозначении тока управления обозначают подшипники А и В, соответственно. Вектор  $x = [x \ \beta_y]^T$  представляет поперечное и опрокидывающее движения. Вектор смещения  $x_b = [x_a \ x_B]^T$  включает смещения ротора подшипников А и В. Индексы  $g$  и  $b$  указывают на координатные оси центра тяжести и подшипников, соответственно.

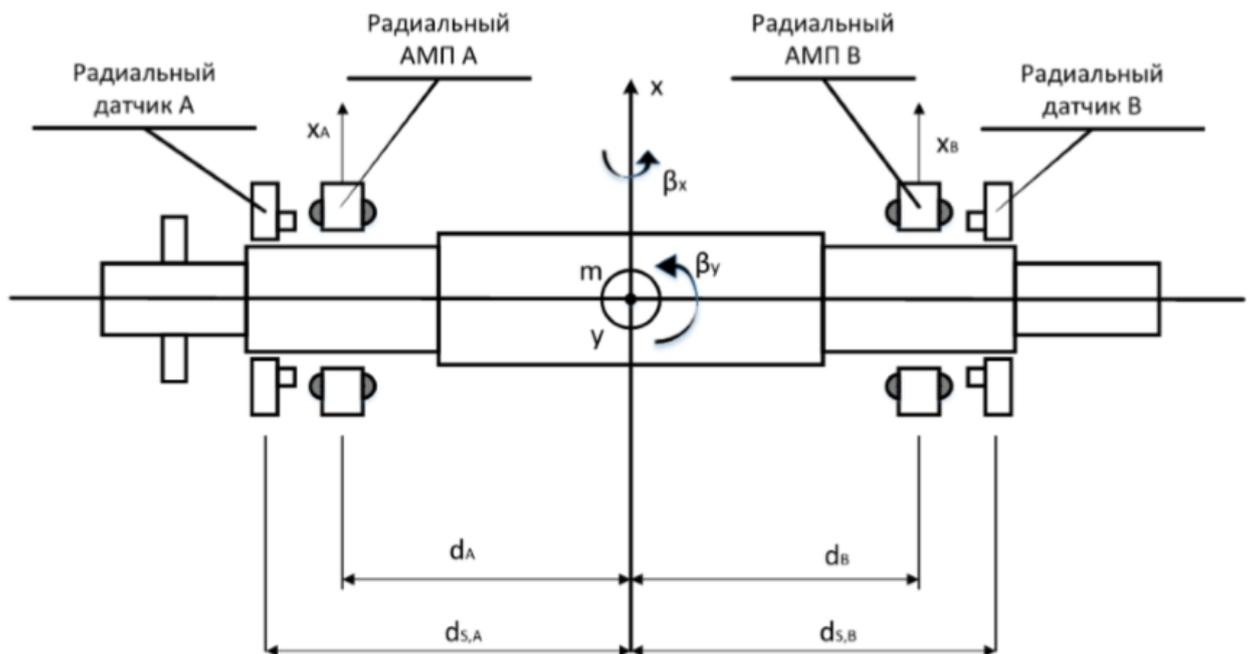


Рисунок 2.13 – Модель жесткого ротора

Для трансформации сил, действующих в подшипниках А и В в координатной оси центра тяжести, компоненты силы умножаются на матрицу трансформации  $T_1$ :

$$T_1 = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -d_A & -d_B \end{bmatrix} \quad (2.40)$$

где  $d_A$ ,  $d_B$  выражают расположение радиальных подшипников по отношению к центру тяжести как показано на рисунке 2.13. Для удобства уравнение движения может быть трансформировано в координатную плоскость подшипников. Тогда, уравнение движения выражается следующим образом:

$$M_B \ddot{x}_b = K_x x_b + K_i i_c = F_b \quad (2.41)$$

где матрица масс выражена в координатной плоскости подшипников. Отношение между двумя координатными осями определяется матрицами трансформации и которые относятся к координатной плоскости центра тяжести и координат подшипников, соответственно. Отношение между матрицами выражается следующим образом:

$$T_2 = T_1^{-T} \quad (2.42)$$

На основании уравнений, приведенных выше, матрица масс и вектор смещений становятся:

$$x_b = T_1^T x_c \quad (2.43)$$

$$M_B = T_2^T M_C T_2 \quad (2.44)$$

В описываемой модели динамика ротора выражена как два несвязанных уравнения с двумя степенями свободы, одно в координатной плоскости  $(x,z)$  и другое в плоскости  $(y,z)$ .

Для оценки радиальных сил, возникающих при вращении ротора в программном продукте COMSOL Multiphysics была построена модель вала с гидродинамическими подшипниками. Параметры вала задаются в дереве модели, результатом моделирования является картина распределения давления по площади подшипника. Значения этого давления позволяют рассчитать значение силы и её направление при больших скоростях вращения вала. Смещение направления силы от горизонтали обусловлено гироскопическим эффектом, который учитывается в модели. На рисунке 2.14 изображено направление силы тяжести  $F_{\text{тяж}}$  воздействующей на опору при заторможенном роторе и смещение силы давления на опору  $F_{\text{дав}}$ , показывающую угол отклонения силы от вертикали при вращении ротора с частотой 2500 об/мин. Расчёт был проведен для вала диаметром 10мм., длиной 100 мм., изготовленного из стали.

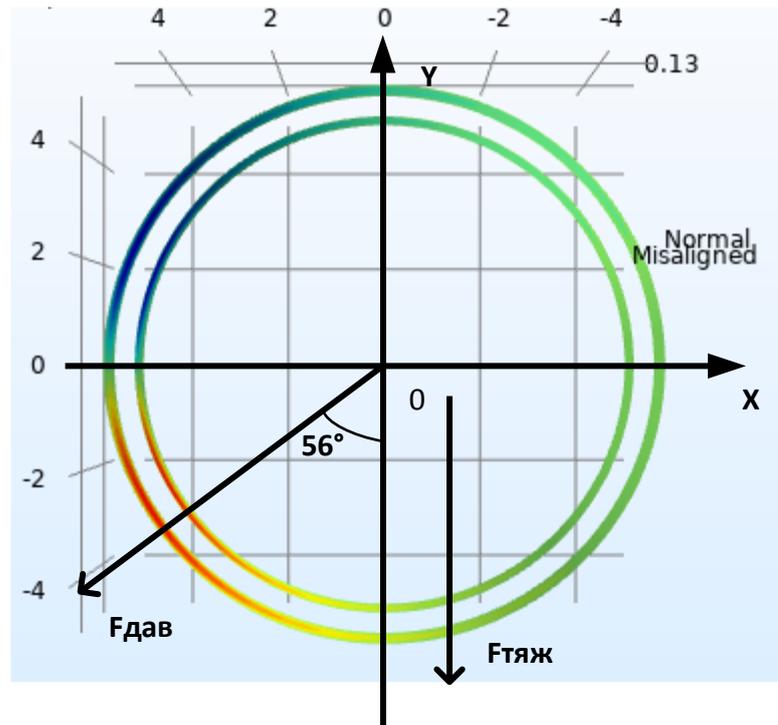


Рисунок 2.14 – График направления сил давления на опору

Результат моделирования показывает, что при вращении вала с частотой 2500 об/мин, сила действующая на опору смещается от вертикали на 56 градусов. Это позволяет облегчить процесс построения и настройки системы управления электромагнитным подвесом.

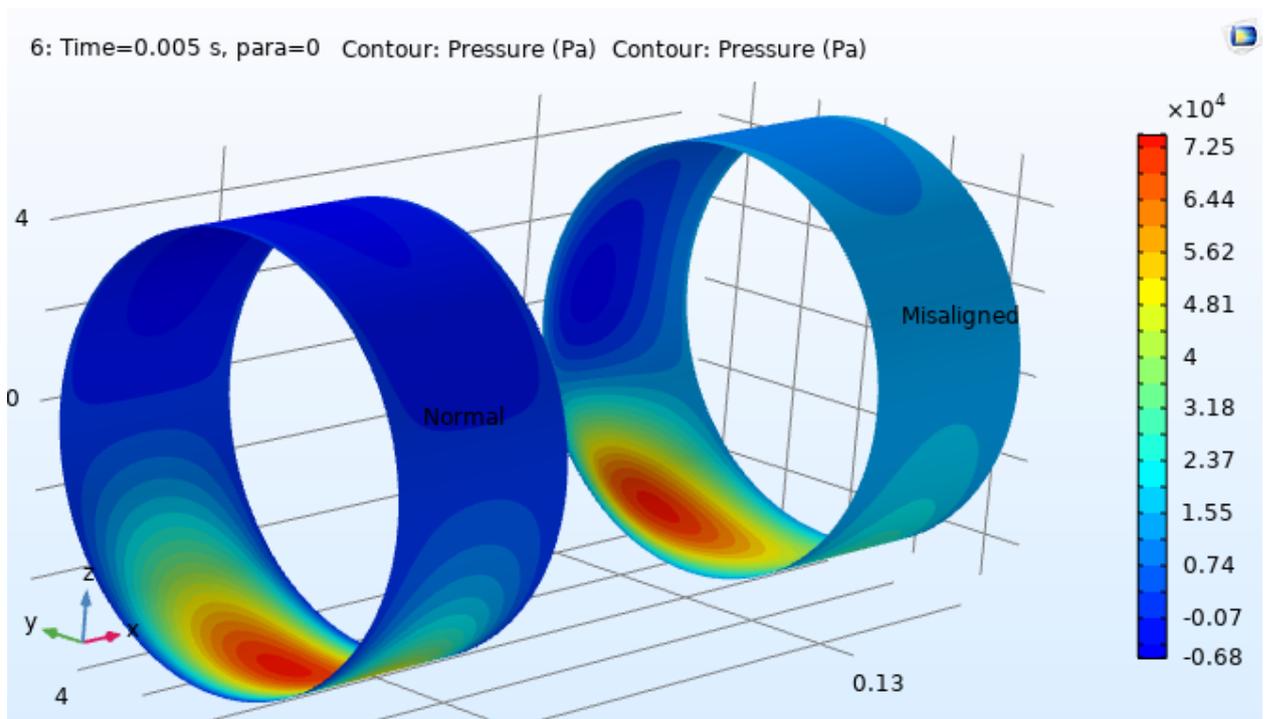


Рисунок 2.14. Картина распределения давления вала на опоры

На рисунке 2.14 отсутствует смещение зоны давления на опору в связи с тем, что расчет силы давления производился при заторможенном роторе.

Сила давления вала на опору вычисляется преобразованием давления жидкости в гидродинамической опоре в единицы измерения силы Н/м<sup>2</sup>. Таким образом, номинальная сила давления вала на опору вычисляется по следующей формуле:

$$F = P * 10^{-4} \quad (2.45)$$

$$F = 7.25 * 10^4 * 10^{-4} = 7.25 \text{ Н/см}^2$$

Следовательно, вал диаметром 10 мм. И длиной 100 мм. создает давление на одну опору 7.25 Н/см<sup>2</sup>.

Полученные результаты позволяют оценить силу воздействия ротора на электромагнитный подвес при заданных параметрах вала.

## **2.4 Выводы по разделу**

1. Были изучены основные вопросы моделирования электромагнитных систем. Построена схема магнитной левитации, разработана математическая и имитационная модель электромагнита с заданными идеализированными параметрами для упрощения расчетов. Проведены статические исследования электромагнита. В результате исследования получены значения тока и электромагнитного усилия. При токе в 14,1 А. и воздушном зазоре 1 мм. электромагнит создает усилие в 10 кН.

2. Разработана имитационная модель электромагнитного подвеса, реализованная на ПИД регуляторах, позволяющая обеспечивать устойчивое положение вала при внешних возмущениях. Исследована динамика системы при отработке внешних возмущений.

3. Проведен расчет переходных процессов отработки системой внешнего ступенчатого возмущения, при котором к валу был приложен прямоугольный импульс силы длительностью 0,1 с. и амплитудой 40 Н.

Результаты эксперимента показали максимальное отклонение вала 0,44 мм. от центрального положения при допустимом смещении 0,5 мм. Время отработки ступенчатого воздействия системой составляет 20 с. Проведен расчет переходных процессов при воздействии на систему подземного толчка магнитудой 10 баллов, что соответствует ускорению в 10g, длительностью 50 мс. Максимальное отклонение вала после толчка составило 0,35 мм., а время отработки возмущения составило 15 с. Проведен расчет электромагнита по исходным данным математической модели.

4. Создана 3D модель ротора с опорами для оценки силового воздействия ротора на опоры, а также смещения силы от вертикали при высоких частотах вращения ротора. Результаты исследования показали смещение точки приложения силы к опоре на  $56^\circ$  от вертикали при вращении вала с частотой 2500 об/мин.

## ГЛАВА 3. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ

### 3.1 Технико-экономический анализ

Проведем технико-экономический анализ исходя из следующих данных:

- Среднее время работы магистрального насоса с мощностью 1 МВт 3250 часов в год.
- Стоимость работ и материалы приведены в ценах за 2019 год.
- Для всех магистральных насосов используется одинаковая система маслоподачи (при масляном компрессоре) и однотипная структура блока управления электромагнитных подшипников.

Модернизация опор магистрального насоса позволяет добиться следующих результатов:

Снижение механических потерь насоса, в результате чего увеличивается полезная мощность всего нагнетателя. В уплотнениях и масляных опорах механические потери  $P_M$ , МВт, составляют около 1% от полной мощности  $N$  всего нагнетателя, при чем  $\frac{2}{3}$  приходится на опоры,

потери на трение в масляных опорах можно записать как:

$$P_M = 0,0067 \cdot N \quad (3.1)$$

Механические потери в “сухих” опорах нагнетателя  $P_C$ , МВт, составляют:

$$P_C = (0,01 \div 0,03) \cdot 10^{-2} \cdot NP_M = 0,0067 \cdot N \quad (3.2)$$

Приблизительная разность потерь на трение между опорами масляного и сухого исполнения составляет  $P_{\Pi}$ , МВт:

$$P_{\Pi} = 0,0065 \cdot N \quad (3.3)$$

Механические потери в сухих опорах обусловлены аэродинамическим трением продувочного газа о поверхности подшипника.

Полученное выше значение разности потерь означает, что сэкономленная мощность будет использована на увеличение объема перекачиваемой жидкости.

Известно, что производительность магистрального насоса  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, пропорциональна его мощности  $N$ , МВт. Если принять равным для всех магистральных насосов перепад давления 2.1 МПа, то получим формулу для дополнительной производительности:

$$Q_g = 0,783 \cdot 10^{-6} \cdot P_{\Pi}. \quad (3.4)$$

Также умножив это значение на время работы магистрального насоса в год  $t=3250$  часов, получаем дополнительный объем перекачиваемой жидкости за год:

$$V_d \approx 2,54 \cdot 10^{-3} \cdot P_{\Pi}. \quad (3.5)$$

$$V_d = 16,54 \text{ м}^3$$

В случае если в работе находится несколько агрегатов, то значение дополнительного объема возрастает на число работающих агрегатов.

### **3.1.1 Увеличение ресурса работы механики опорных узлов**

Срок службы ЭМП составляет 50÷100 тысяч часов, при этом срок службы масляных подшипников всего 15÷25 часов. Сроки служб системы маслообеспечения масляных опор и аппаратуры управления ЭМП приблизительно одинаковы.

3. Сокращение времени и периодичности технического обслуживания и ремонта.

Системы магнитных подшипников имеют большие показатели надежности и ресурса работы, в связи с этим значительно сокращается периодичность технического обслуживания этих систем (проверочные работы, контроль состояния), а также ремонта.

Для масляных опор и уплотнений периодичность технического обслуживания систем маслоподдачи составляет один раз в месяц, а для подшипников два раза в год. ЭМП и блок управления обслуживаются один раз в квартал (проверка работоспособности всех систем и снятие характеристик механики и электроники).

Средний ремонт маслосистемы и масляных подшипников производится через каждые 3 тысячи часов, т.е. два раза в год, а электромагнитных подшипников – один раз в год, и связан с плановым осмотром или же если имеется необходимость ремонта электронных плат.

В связи с тем, что электроника систем магнитных подшипников унифицирована, неисправность устраняется в течении нескольких минут, это значит что не требуется длительная остановка агрегата, и тем более его демонтаж в отличии от масляной системы.

Капитальный ремонт масляных опор производится раз в год (т.е. каждые 6000 часов), а капитальный ремонт ЭМП производится раз в 100 тысяч часов или же каждые 16 лет.

### **3.1.2 Исключение использования масла для компрессора**

В зависимости от мощности магистральный насос требует каждый год от 2 до 7 т. масла, которое идет на обслуживание подшипниковых узлов и уплотнений. При использовании магнитных опор потребность в смазке отсутствует.

### **3.1.3 Уменьшение массогабаритных показателей МН**

Система маслообеспечения на магистральных насосах 1-3 МВт занимает площадь равную в среднем  $3\div 6$  м<sup>2</sup>, вес оборудования составляет  $1\div 2$  т., а также площадь вспомогательного оборудования  $20\div 50$  м<sup>2</sup>, а масса  $2\div 5$  т.

В свою очередь система магнитного подвеса имеет следующие массогабаритные показатели: площадь, занимаемая СМП равна  $0,5\div 0,8$  м<sup>2</sup>, масса равна  $50\div 600$  кг, а также площадь вспомогательного оборудования (аккумуляторные батареи) равна  $1$  м<sup>2</sup>, масса  $800$  кг (для СГУ со специальным оборудованием  $1,5$  м<sup>2</sup>, масса  $350$  кг).

Очевидно, что массогабаритные показатели СМП в среднем в 4 раза меньше по массе и в 10 раз меньше по занимаемой площади.

### **3.1.4 Уменьшение потребления электрической мощности**

Система маслохозяйства в среднем потребляет электрическую мощность (как для опор, так и для уплотнений) равную  $50\div 100$  кВт, причем  $2/3$  приходится на опоры.

При расчете на 1 год данный показатель для опор составляет  $(2,1\div 4,3) \cdot 10^5$  кВт·ч в год. Потребление СМП обусловлено мощностью потребления ЭБ от сети переменного тока 380 В или же резервного источника питания. Данный показатель для СМП составляет  $1\div 3$  кВт, при расчете на 1 год  $0,065\div 0,195 \cdot 10^5$  кВт·ч в год. Можно сделать вывод, что СМП в среднем потребляет в 75 раз меньше электрическую мощность чем масляная система.

### **3.1.5 Уменьшение времени готовности МН к запуску в работу**

У магистрального насоса на традиционных подшипниках время подготовки к запуску в работу составляет от нескольких десятков минут до нескольких часов, у насоса с СМП это время составляет несколько секунд.

Данное различие во времени обусловлено тем, что состояние готовности у масляного турбодетандера определяется временем подготовки его всей МС, которая состоит из множества подсистем, а у магнитного подвеса

это время от момента подачи питания на блок, автопроверки систем защиты, до включения ЭМП.

### **3.1.6 Улучшение качества перекачиваемой жидкости и экологического показателя на объекте в целом**

Это обусловлено отсутствием масла в системе, следовательно жидкость не будет содержать примесей, а окружающее пространство паров масла.

### **3.1.7 Воздействие на динамические параметры ротора компрессора**

В электромагнитном подвесе можно регулировать жесткость и демпфирование, что нельзя делать в масляных опорах, это очень важно при прохождении критических частот, работе в области таковых частот, и изменении режимов работы агрегата. То есть в активном магнитном подвесе присутствует постоянная возможность подстройки под изменения требований эксплуатации.

### **3.1.8 Повышение диагностических свойств роторной системы**

Наряду с датчиками, которые контролируют работоспособность нагнетателя возможно использование индуктивных датчиков положения ротора ЭМП. Данные датчики измеряют положение ротора по пяти координатам. Например, их можно применить как детектор предпомпажного режима. На основе этого можно сформировать защиту по отключению магистрального насоса при его работе в критических режимах.

Все описанные выше преимущества сведены в таблице 3.1. Исходя из этих преимуществ, можно сделать вывод, что применение систем магнитного подвеса ротора улучшает технические характеристики МН.

Проведем анализ материальных затрат, возникающих при использовании двух типов магистральных насосов, которые содержат как традиционные масляные опоры, так и электромагнитные. При расчетах будем использовать МН мощностью 1 МВт.

Цена нефти объемом 1000 м<sup>3</sup> в Российской Федерации в среднем составляет 450000 долларов. Дополнительный объем перекачиваемого газа для насоса с ЭМП составляет 107.5·10<sup>3</sup> м<sup>3</sup>, то есть:

Дополнительно имеем

$$P_H = C_H \cdot V = 48375000 \text{ долларов прибыли в год с одного агрегата.}$$

Для маслосистем и масляных подшипников проводится 2 раза в год ремонт, затраты на который составляет порядка 8 тысяч долларов. При правильной эксплуатации систем магнитного подвеса ремонт элементов блока управления не требуется в течении года. В случае ремонта плат затраты составят 7 тысяч долларов в год.

При масляном исполнении опор нагнетателя проводится ежемесячная профилактическая (техническая) проверка маслосистема подшипников. Затраты на данные проверки составляют 7 тысяч долларов в год. При “сухом” исполнении опор нагнетателя ежеквартально проводится проверка СМП. Затраты составляют 4 тысячи долларов в год.

Так как масляные подшипники имеют низкий ресурс, то каждые 15 тысяч часов, а это 2 года работы производится капитальный ремонт. Затраты на данный ремонт составляют 25 тысяч долларов, то есть в расчете на год получается 12.5 тысяч долларов в год. Капитальный ремонт магнитных подшипников производится каждые 100 тысяч часов или 15 лет. Затраты составляет 55 тысяч долларов, то есть в год порядка 3,7 тысяч долларов.

Затраты, которые идут на обслуживание резервных аккумуляторных батарей примерно равны как для сухого, так и для масляного нагнетателя и составляют порядка 2.5 тысяч долларов.

Таблица 3.1. Сравнение масляных и магнитных опор

Параметры системы	Система масляных подшипников	Система магнитных подшипников
1. Механические потери, кВт	16,75-167,5	0,25-7,5
2. Ресурс работы, ч	$(15-25) \cdot 10^3$	$(50-100) \cdot 10^3$
3. Расход масла, т	1,3-4,7	-
4. Массогабаритные показатели А) Системы подшипников, т, м <sup>2</sup> Б) общестанционного вспомогательного оборудования, т, м <sup>2</sup>	1-3; 5-12 4-7; 20-50	0,05-0,6; 0,5-0,8 0,8; 0,1
5. Потребляемая электрическая мощность, кВт	33-66	1-3
6. Время ввода в эксплуатацию	От нескольких минут до нескольких часов	Несколько секунд
7. Периодичность А) Технического обслуживания Б) Ремонта	Один раз в месяц Два раза в год	Один раз в квартал Один раз в год
8. Качество перекачиваемого продукта	Примеси масла в продукте	Чистый продукт
9. Экологическая обстановка	Загрязнение маслом отсека насоса	Отсутствие загрязнений от масла в отсеке

		насоса, улучшение экологической обстановки на объекте
10.Дополнительные характеристики	-	Активное изменение параметров подшипников и управления динамикой ротора, повышение диагностических свойств роторной системы компрессора

Таблица 3.2. Затраты на обслуживание масляных и магнитных опор

Статья затрат	Условное обозначение	Сумма, долл.	
		Масляные опоры	Магнитные опоры
Плановый ремонт	$C_{П.Р.}$	8000	7000
Техническая проверка	$C_{Т.П.}$	7000	4000
Капитальный ремонт	$C_{К.Р.}$	12500	3700
Обслуживание доп. Оборудования	$C_0$	2500	2500

Подсчитаем полные затраты на техническое обслуживание и ремонт по масляным опорам:

$$C_{П.МАС.} = C_{П.Р.} + C_{Т.П.} + C_{К.Р.} + C_0,$$

$$C_{П.МАС.} = 8000 + 7000 + 12500 + 2500 = 30\ 000 \text{ долларов}$$

по магнитным:

$$C_{П.МАГ.} = C_{П.Р.} + C_{Т.П.} + C_{К.Р.} + C_0,$$

$$C_{П.МАГ.} = 7000 + 4000 + 3700 + 2500 = 17200 \text{ долларов}$$

То есть экономия на обслуживании и ремонт составляет 12 800 долларов в год.

В магистральном насосе на электромагнитном подвесе полностью исключается применение масла на подшипниковые узлы, которое равно  $M = 2,3$  т. в год. Стоимость масла за одну тонну  $Z_M$  равна 1,13 тысячу долларов.

$$C_M = M \cdot Z_M = 2600 \text{ долларов.}$$

Следовательно, экономия на масле составляет 2 600 долларов в год.

В данном насосе применяется ЭМП, а это значит, что применение данных составляющих освобождает около  $30 \text{ м}^2$  площади, из них  $2/3$  приходится на опоры  $S = 20 \text{ м}^2$ . Цена  $1 \text{ м}^2$  строительной площади равна  $Z_{\text{ст.п.}}$  равна 2 250 долларов.

$$C_{\text{ст.п.}} = Z_{\text{ст.п.}} \cdot S = 45 000 \text{ долларов.}$$

Масса, занимаемая оборудованием СМП для электромагнитного подвеса на 6,3 т. меньше, чем масляного. Учитывая цену разгрузочно-погрузочных работ в 1 000 долларов для 5 т. груза, получим  $C_B = 1 260$  долларов высвобожденных средств.

Разницу в энергопотреблении двух видов опор составляет  $P_э 186,9 \cdot 10^3$  кВт ч, в пользу магнитных опор. Энергопотребление магнитного подвеса для ротора МН мощностью 1 МВт составляет 2,5 кВт, при расчёте что насос работает 3250 ч. в год, получаем  $8,13 \cdot 10^3$  кВт · ч в год. Потребление системы магнитного подвеса обусловлено, в основном, мощностью потребления электронного блока от сети переменного тока 380 В или резервного источника питания. Система маслохозяйства для магистральное насоса мощностью 1 МВт потребляет в среднем электрическую мощность как для опор, так и для уплотнений, 60 кВт, причем  $2/3$  мощности приходится на опоры. При работе 3250 ч. в год эта цифра для опор составляет  $195 \cdot 10^3$  кВт ч в год.

Цена за 1 кВт ч  $\mathcal{E}_c$  равна 0,05 доллара.

Значит:

$$C_э = P_э \cdot \mathcal{E}_c = 9300 \text{ долларов.}$$

Следовательно, экономия на электроэнергии составляет 9700 долларов в год.

Экономия, связанная с уменьшением затрат на пуск и ввод магистрального насоса с ЭМП, учитывается в п.2 эксплуатационных затрат.

Таким образом, применение в МН мощностью 1 МВт магнитных опор вместо масляных дает дополнительно прибыль и экономию в год в сумме:

$$P_C = P_H + (C_{п.мас.} - C_{п.маг.}) + C_M + C_Э = 48400150 \text{ долларов.}$$

И высвобождает дополнительно при вводе в эксплуатацию:

$$P_D = C_{ст.п.} + C_B = 46\,260 \text{ долларов.}$$

Ниже представлена таблица технико-экономических показателей систем масляных и магнитных подшипников.

Таблица 3.3. Техничко-экономические показатели систем масляных и магнитных опор

Техничко-экономические показатели	Система масляных подшипников (долларов в год)	Система магнитных подшипников (долларов в год)
1. Затраты на техническое обслуживание и ремонт (в год)	30000	17200
2. Затраты на масло (в год)	2530	-
3. Затраты на электроэнергию (в год)	9750	407
4. Суммарные затраты	42280	17607

Рассчитаем срок окупаемости, учитывая, что цена  $C_{ЭМП}$  одного комплекта ЭМП с СУ составляет 175 000 долларов:

$$PP = (C_{\text{ЭМП}} - P_{\text{Д}}) / P_{\text{С}} \approx 4 \text{ года.}$$

Исходя из расчетов, можно сделать вывод, что основными показателями, влияющими на экономическую эффективность магистрального насоса с ЭМП, являются:

- а) потребляемая электрическая мощность;
- б) высвобожденная площадь;
- в) дополнительный объем перекачиваемого продукта. [13]

Из проведенного экономического анализа, можно сделать вывод, что применение электромагнитных подшипников в магистральных насосах вместе с ГДУ дает возможность получить большой экономический эффект за счет увеличения производительности насоса, снижения его эксплуатационных затрат на обслуживание, капитальных затрат на строительство и ввод в трассу.[26]

#### **ГЛАВА 4. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ**

В данной магистерской диссертации была разработан электропривод магистрального насоса на электромагнитных подшипниках. Предметом исследования стала система управления электромагнитным подвесом. Магистральные насосы широко применяются в промышленности для перекачки жидкости. Основная масса магистральных насосов в Российской Федерации задействовано в перекачке нефти и нефтепродуктов. Пользователями разрабатываемой системы станут ведущие Российские нефтегазовые компании, такие как: Роснефть, Транснефть, Лукойл, ГазПромнефть и др. Тематика данной работы имеет высокую актуальность в связи с тем, что внедрение разработки позволит снизить долю человеческого труда в производстве, а значит повысить безопасность производства в целом. Данный раздел диссертации был разработан на основе методических указаний приведенных в [27].

#### **4.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности**

Для удобства обслуживания и контроля большая часть средств обслуживания и контроля объединена на щите контроля, который размещен в отсеке магистрального насоса (МН). Основные элементы маслосистемы, кроме агрегата воздушного охлаждения масла, установлены внутри отсека МН.

Правила безопасного ведения работ регламентируются ПБ 12-368-00 [28] "Правила безопасности в газовом хозяйстве", который разработан в соответствии с "Положением о Федеральном горном и промышленном надзоре России" и учитывают требования Федерального закона "О промышленной безопасности опасных производственных объектов" от 21.07.97 N 116-ФЗ, а также других действующих нормативных документов.

Допуск к работе имеют лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование в установленном порядке и не имеющие противопоказаний к выполнению данного вида работ, обученные безопасным методам и приемам работы, применению средств индивидуальной защиты, правилам и приемам оказания первой медицинской помощи пострадавшим и прошедшие проверку знаний в установленном порядке.

Лица женского пола могут привлекаться к проведению отдельных газоопасных работ, предусмотренных технологическими регламентами и инструкциями и допускаемых законодательством о труде женщин.

К выполнению работ допускаются руководители, специалисты и рабочие, обученные и сдавшие экзамены на знание правил безопасности и техники безопасности, умеющие пользоваться средствами индивидуальной защиты и знающие способы оказания первой (доврачебной) помощи.

Первичное обучение рабочих безопасным методам и приемам труда; руководителей и специалистов, лиц, ответственных за безопасную

эксплуатацию газового хозяйства и ведение технического надзора, а также лиц, допускаемых к выполнению газоопасных работ, должно проводиться в организациях (учебных центрах), имеющих соответствующую лицензию.

Основным органом государственного надзора и контроля за состоянием охраны труда является Федеральная служба по труду и занятости. В ее структуру входят Управление надзора и контроля за соблюдением законодательства о труде, территориальные органы по государственному надзору и контролю за соблюдением трудового законодательства и иных нормативных правовых актов, содержащих нормы трудового права, государственные инспекции труда субъектов Российской Федерации.

#### **4.2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны**

Производственная деятельность разработчика, заставляет его продолжительное время находиться в сидячем положении, которое является вынужденной позой, поэтому организм постоянно испытывает недостаток в подвижности и активной физической деятельности. При выполнении работы сидя большую роль играет плечевой пояс. Перемещение рук в пространстве влияет не только на работу мышц плечевого пояса и спины, но и на положение позвоночника, таза и даже ног.

По условиям работы рабочее место разработчика относится к индивидуальному рабочему месту для работы сидя.

Рабочее место разработчика должно занимать площадь не менее 6 м<sup>2</sup>, высота помещения должна быть не менее 4 м, а объем - не менее 20 м<sup>3</sup> на одного человека. Высота над уровнем пола рабочей поверхности, за которой работает оператор, должна составлять 720 мм. Желательно, чтобы рабочий стол оператора при необходимости можно было регулировать по высоте в пределах 680 - 780 мм. Оптимальные размеры поверхности стола 1600 x 1000 кв. мм. Под столом должно иметься пространство для ног с размерами по глубине 650 мм. Рабочий стол оператора должен также иметь подставку для

ног, расположенную под углом 15° к поверхности стола. Длина подставки 400 мм, ширина - 350 мм. Удаленность клавиатуры от края стола должна быть не более 300 мм, что обеспечит оператору удобную опору для предплечий. Расстояние между глазами оператора и экраном видеодисплея должно составлять 40 - 80 см.

Рабочий стул разработчика должен быть снабжен подъемно-поворотным механизмом. Высота сиденья должна регулироваться в пределах 400 - 500 мм. Глубина сиденья должна составлять не менее 380 мм, а ширина - не менее 400 мм. Высота опорной поверхности спинки не менее 300 мм, ширина - не менее 380 мм. Угол наклона спинки стула к плоскости сиденья должен изменяться в пределах 90 - 110 °.

### 4.3 Производственная безопасность

В соответствии с ГОСТ 12.0.003-2015 [29] перечень опасных и вредных факторов, характерных для проектируемого механизма представлен в таблице 1.

Таблица 1 - Возможные опасные и вредные факторы

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разрабо тка	Изготов ление	Эксплуа тация	
1.Отклонение показателей микроклимата	-	+	+	1. СанПиН 2.2.4.548–96.[30]; 2. ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ.[31]; 3. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278–03.[32]; 4. ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ[33]; 5. ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ.[34]
2. Превышение уровня шума	-	+	+	
3.Отсутствие или недостаток естественного света	-	-	+	
4.Недостаточная освещенность рабочей зоны	-	+	+	

5.Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека	+	+	+	
6. Повышенный уровень вибрации на рабочем месте	-	+	+	

### Отклонение показателей микроклимата

Укрытие насосной станции является замкнутым производственным помещением со своим микроклиматом на которые влияет тепловое излучение работающего насоса, масляного бака, трубопроводов с водой или газом.

Допустимые микроклиматические условия установлены по критериям допустимого теплового и функционального состояния человека не вызывают повреждений или нарушений состояния здоровья, но могут приводить к возникновению общих и локальных ощущений теплового дискомфорта, напряжению механизмов терморегуляции, ухудшению самочувствия и понижению работоспособности.

Согласно СанПиН 2.2.4.548-96 для данного вида работ (средней тяжести): Па категория (общее наблюдение за производственным процессом) на рабочих местах должны соблюдаться следующие условия [35]:

Для поддержания заданной температурой в зимнее время года ангар оборудован тепловой завесой и отоплением.

Фактор термического травмирования.

Источником термических опасностей является такой элемент, как маслосистема (85 °С).

Результатом термического воздействия являются ожоги различной степени, в зависимости от температуры и времени контакта.

Мера безопасности - ни при каких обстоятельствах не контактировать с объектами, указанными выше. Работа с ними допускается только при полной остановке и охлаждении магистрального насоса. Индивидуальным средством защиты являются термостойкие перчатки. Коллективным средством защиты является ограждение маслосистемы.

Масло марки ТП-22.

Используется для смазки трущихся поверхностей магистрального насоса, основной расход идет на подшипниковые узлы.

Турбинные нефтяные масла с присадками являются малоопасными продуктами, по степени воздействия на организм человека относятся к 4-му классу опасности в соответствии с ГОСТ 12.1.007.-76 [48].

Предельно допустимая концентрация паров углеводородов масел в воздухе рабочей зоны 300 мг/м<sup>3</sup>. Предельно допустимая концентрация масляного тумана в воздухе 5 мг/м<sup>3</sup>. [37]

Во избежание попадания масла в другие полости насоса, а также из корпуса в атмосферу в подшипниковом узле предусмотрены два уплотнительных кольца по краям корпуса подшипника. Перед разборкой насоса все масло сливается в расширительный бак.

При разливе масла его необходимо собрать в отдельную тару, место разлива протереть сухой тканью, при разливе на открытой площадке место разлива засыпать песком с последующим его удалением.

Система маслообеспечения (маслосистема) МН предназначена для снабжения блока насоса маслом низкого давления.

При использовании активного магнитного подвеса (АМП) наличие масла исключается полностью.

Повышенный уровень шума и вибрация.

Основным источником шума и вибрации является МН. Повышенный шум влияет на нервную и сердечно-сосудистую системы, вызывает раздражение, нарушение сна, утомление, агрессивность, способствует психическим заболеваниям.

По ГОСТ 12.1.003-2014 [31] допустимый уровень шума составляет 80 дБА.

Согласно ГОСТ 12.4.026-2015 [38] укрытие насоса оснащается предупредительным знаком. Для уменьшения шума на каналах устанавливаются глушители. Обслуживающий персонал в качестве индивидуальной защиты слуха использует защитные наушники по ГОСТ 12.4.051.–87. [39]

При работе МН возникают опасные факторы такие как:

Пожаровзрывоопасность.

Взрывозащищенность насоса обеспечивает:

- применение светильников и электрооборудования во взрывобезопасном исполнении;
- герметизация внутренних полостей насоса, исключающей возможность протечек.
- выполнением электромонтажа в соответствии с требованиями комплекса стандарта ГОСТ Р 511330[40];
- наличием датчиков аппаратуры контроля загазованности в помещении укрытия;
- системой вентиляции

#### **4.4 Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды**

В зависимости от длительного и интенсивного воздействия шума происходит большее или меньшее снижение чувствительности органов слуха,

выражающееся временным смещением порога слышимости, которое исчезает после окончания воздействия шума, а при большой длительности и (или) интенсивности шума происходят необратимые потери слуха (тугоухость), характеризующиеся постоянным изменением порога слышимости. Повышенный шум влияет на нервную и сердечно-сосудистую системы, репродуктивную функцию человека, вызывает раздражение, нарушение сна, утомление, агрессивность, способствует психическим заболеваниям. Пагубное воздействие оказывает даже шум, не ощущаемый ухом человека (находящийся за пределами чувствительности его слухового аппарата): инфразвуки, к примеру, вызывают чувство тревоги, боли в ушах и позвоночнике, а при длительном воздействии сказываются на нарушении периферического кровообращения. Также шум влияет на производительность труда. Увеличение уровня шума на 1-2 дБ приводит к снижению производительности труда на 1%. По ГОСТ 12.1.003-2014[31] «Шум. Общие требования безопасности» допустимый уровень шума на рабочем месте магистрального насоса составляет 80 дБ. Однако при работе насоса уровень шума может достигать 120 дБ. Для снижения вредного воздействия шума на организм человека необходимо применение коллективных и индивидуальных средств защиты. Согласно ГОСТ 12.1.029-80 [41] «Средства и методы защиты от шума. Классификация» внутреннюю часть стен блока, где находится НУ, можно покрыть шумопоглощающей изоляцией. Также возможно применение звукоизолирующего кожуха непосредственно для насосного агрегата. В качестве средств индивидуальной защиты по ГОСТ 12.1.029-80 [42] персонал необходимо снабдить противошумными наушниками, закрывающими ушную раковину снаружи, либо противошумными вкладышами, перекрывающими наружный слуховой проход и прилегающие к нему. Источником вибрации на рабочем месте является вращающийся с большой частотой ротор магистрального насоса. Общие требования вибрационной безопасности регламентируются ГОСТ 12.1.012-90.[10] Допустимый уровень вибрации на рабочем месте регламентируется СН 2.2.4/2.1.8.566-96 [42] Воздействие

вибрации на организм человека может привести к появлению вибрационной болезни, которая проявляется в нарушении работы сердечно-сосудистой и нервной систем, в поражении мышечных тканей и суставов, нарушении функций опорно-двигательного аппарата. Воздействие локальной вибрации на организм человека приводит к головным болям, тошноте; оказывает воздействие на процесс кровообращения и нервные окончания. По ГОСТ 26568-85 [43] к коллективным средствам защиты от вибрации относятся активные средства виброзащиты. К индивидуальным средствам защиты от вибрации относятся специальные вибродемпфирующие перчатки, рукавицы, нагрудники, специальные костюмы, обувь.

При использовании АМП шум при работающем насосе уменьшается, так как отсутствует трение в опорах, так же уменьшаются вибрации ротора, за счёт постоянного контроля за его положением и внесением поправок в АМП.

Магнитное поле почти не выходит за пределы корпуса МН, следовательно его влияние на человека можно не учитывать.

#### **4.5 Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды**

В насосной установке основным рабочим органом является ротор, частота вращения которого достигает 16800 об/мин. На роторе имеются диски с закрепленными на них лопастями (благодаря им создается поток жидкости). При несвоевременном обслуживании агрегата возможен отрыв поврежденных лопаток, повреждение агрегата и травмирование человека. В качестве средств защиты необходимо использовать защитные экраны, закрывающие непосредственно всю насосную установку по ГОСТ 12.2.062-81 [44]. Причиной пожара может стать утечка легко воспламеняемого продукта. При использовании АМП риск возгорания возрастает, так как катушки электромагнитов находятся под напряжением, что может вызвать искру. На насосной станции должна предусматриваться система пенного пожаротушения, состоящая из резервуара с водой, насосной станции, сети

пенных трубопроводов. Также должен быть противопожарный трубопровод с установленными гидрантами. Обязательно наличие огнетушителей на территории компрессорной станции.

## **4.6 Экологическая безопасность**

### **4.6.1 Воздействие на атмосферу**

Воздействие на атмосферу у данного агрегата отсутствует.

### **4.6.2 Воздействие на гидросферу**

Единственный сброс жидкости с территории насосной станции производит охлаждающая система насоса. Последствия влечёт за собой сброс в водоёмы нагретой охлаждающей воды. Повышая температуру воды в водоёмах и уменьшая тем самым концентрацию растворённого в ней кислорода, что неблагоприятно влияет на биологические и химические процессы, определяющие жизнедеятельность растительных и животных организмов, населяющих водоёмы.

### **4.6.3 Воздействие на литосферу**

Работа насосной станции требует регулярного технического обслуживания. Замена отработавших материалов и объектов влечет за собой образование твердых отходов производства. К ним относятся: металлолом черный и цветной, фторопласт, каучук, поронит, стекловата, прочий бытовой и технический мусор. Твердые отходы производства регулярно собираются с территории насосной станции и вывозятся в места временного хранения отходов. Маслобак для циркулирующего в маслосистеме масла представляет собой цельносварную конструкцию из углеродистой стали с двумя перегородками внутри. Дно бака выполнено с уклоном 2° в сторону задней стенки для обеспечения слива масла. В задней стенке бака выполнено сливное отверстие для отработанного и загрязненного масла, и патрубков для перелива масла в случае повышения уровня в маслобаке выше максимально допустимого.

Несоблюдение техники безопасности при проведении работ по упаковке и транспортировке отработанного масла могут оказать пагубное воздействие на атмосферу, гидросферу и литосферу.

#### **4.6.4 Решения по обеспечению экологической безопасности**

При выполнении работ по упаковыванию, погрузке (наливу), выгрузке (сливу), зачистке транспортных средств и хранилищ следует соблюдать инструкции и правила техники безопасности, производственной санитарии и пожарной безопасности, разработанные для каждого предприятия с учетом специфики производства.

Работающие с нефтью и нефтепродуктами должны быть обучены безопасности труда в соответствии с ГОСТ 12.0.004.–2015 [45].

При работе с отработанными нефтепродуктами, являющимися легковоспламеняющимися и ядовитыми веществами, необходимо применять индивидуальные средства защиты по типовым отраслевым нормам.

Для предотвращения загрязнения окружающей среды углеводородами, уменьшения пожарной опасности и улучшения условий труда рекомендуются диски-отражатели, системы размыва и предотвращения накопления осадков в резервуарах, механизированные средства зачистки емкостей, установки для подогрева и слива вязких нефтепродуктов из железнодорожных цистерн, установки герметичного налива и слива, стационарные шланговые устройства, системы автоматизации процессов сливно-наливных операций.

Битумы следует наливать в железнодорожные и автомобильные цистерны, освобожденные от воды.

Режим слива и налива нефтепродуктов, конструкция и условия эксплуатации средств хранения и транспортирования должны удовлетворять требованиям электростатической искробезопасности по ГОСТ 12.1.018.–93. [46]

Металлические части эстакад, трубопроводы, подвижные средства перекачки, резервуары, автоцистерны, телескопические трубы, рукава и

наконечники во время слива и налива нефти и нефтепродуктов должны быть заземлены.

Научно-техническая документация: ГОСТ 1510-84. [47] Нефть и нефтепродукты. Маркировка, упаковка, транспортирование и хранение.

#### **4.6.5 Безопасность в чрезвычайных ситуациях**

Возможные ЧС на объекте:

- аварийная остановка при превышении частоты вращения ротора;
- аварийная остановка при превышении уровня вибрации;
- обрыв рабочей лопатки и, как следствие, разрушение компрессора;
- аварийная остановка при выходе из строя АМП Наиболее типичной

ЧС является аварийная остановка при выходе из строя АМП

Так как в процессе моделирования невозможно учесть всех факторов, влияющих на работу АМП, то при его использовании могут возникнуть некоторые неполадки, вызванные данными упущениями, которые в дальнейшем могут привести к возникновению чрезвычайных ситуаций. А потому рекомендуется провести детальные испытания данных с целью предупреждения подобных эксцессов.

Как уже отмечалось, НС является объектом повышенной опасности для всего персонала ДКС, а также объектом, на котором установлено дорогостоящее оборудование, эксплуатировать которое должны сменный персонал, специалисты предприятия, которые прошли обучение и знают допуск к работе оборудования, транспорта, а также знают как действовать в случаях аварий, в нештатных ситуациях.

#### **4.6.6 Описание мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС**

Одной из причин поломки может являться отключение электропитания. Поломка возникает вследствие резкого прекращения работы АМП. Поэтому с целью повышения устойчивости объекта к данному виду ЧС

следует использовать предохранительные подшипники качения. В случае возникновения данной аварийной ситуации необходимо действовать согласно инструкции, предписанной данному предприятию на случай возникновения ЧС.

## Приложение А

### Раздел 1

#### General Information About Export Pumps

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5ГМ71	Казанцев Артем Владимирович		

Консультант школы ИШЭ отделения (НОЦ) ОЭЭ:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Однокопылов Георгий Иванович	д.т.н.		

Консультант – лингвист отделения (НОЦ) ОИЯ школы ШБИП:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Обсков Александр Владимирович	к.п.н.		

## Introduction

Since ancient times, the idea of levitation of a physical body in the air was the dream of humanity. More recently, the phenomenon of magnetic levitation was discovered, and in the 20<sup>th</sup> century, the method of magnetic levitation was firstly used in bearings. Since that time, the technology of body suspension in the magnetic field has evolved significantly, and today active magnetic bearings (AMBs) find their application in many industrial fields due to their unique features and advantages over classic bearings. In some industrial fields, the structural components meeting the specific requirements are necessary. Thus, for various compressors, traverse shafts and generators, high rotational speeds provide a reduction in weight, size, and cost of the system that entails an increase in its efficiency. The area of active magnetic bearings application expands every year, and the demand of industry for the equipment with their use is in stable growth. The indisputable advantages of the AMBs and the growing demand for the systems with their use make the development of a control system for the AMB rotor a relevant, significant and responsible research topic. The purpose of this research work is the development of the electric drive for the export pump with electromagnetic bearings. Export pumps are widely used in many industries. So, in the oil and gas industry, the transfer of liquid hydrocarbons is impossible without export pumps. The introduction of the electromagnetic suspension in this unit will allow to enormously increase its operational life, reduce friction energy losses, reduce maintenance costs and increase the volume of pumping fluid due to the energy saving.

The main objectives of this study are:

- Studying the main causes of export pumps failure;
- Studying the existing solutions of increasing the failure tolerance of pumping units;
- Studying the properties of electromagnetic bearings of various layouts;
- Development of a model of the electromagnetic bearing for the export pump;

- Analysis of system reliability with the use of electromagnetic suspension

This study contains 3 main sections. In the first section, the general information about export pumps and magnetic bearings is provided. Types of pumps, their configuration features, advantages, and disadvantages are studied. The main malfunctions when pumping units are operated are revealed. The classification of magnetic bearings is given. The areas of application of various types of bearings are designated, the configuration features and disadvantages of these nodes are considered. In the second section the bearings configurations, suitable for the implementation of the task of developing the export pump electric drive are given. Also, the developed models of electromagnets are described, the main parameters and characteristics of an electromagnet, required to maintain a rotor of a certain mass, are studied. In the third section the chapters on social responsibility and financial management, which are an integral part of any research, are contained. In the chapter of financial management, the payback period of the project was calculated, taking into account all the costs arising from the commissioning of objects of this type. A large number of various costs have been calculated, ranging from the cost of transportation and the occupied unit area, ending with the costs of commissioning and annual maintenance. In conclusion, the results of the study are presented and perspective tasks are set for future research and development.

### **General information**

In this section, the classification of export pumps is presented and the various configurations of export pumps are described. The configuration defects of a classical scheme of EP construction are identified. The main causes of failures of the export pump equipment are analyzed, methods of enhancing the reliability of the pump unit, as well as the properties of electromagnetic bearings of different compiling are studied.

Types of export pump units

The export pump is a device designed for pumping fluid through a pipeline over long distances. All export pumps depending on the feed rate are divided into 2 categories. The first category includes devices with a feed of 125 to 710 m<sup>3</sup>/h. The second category includes devices with a feed rate of 1250 to 10,000 m<sup>3</sup>/h. The first group consists of centrifugal pumps for sectional multistage execution, and the second group includes centrifugal horizontal single sided pumps. Figure 1.1 shows a diagram of a single-stage pump.

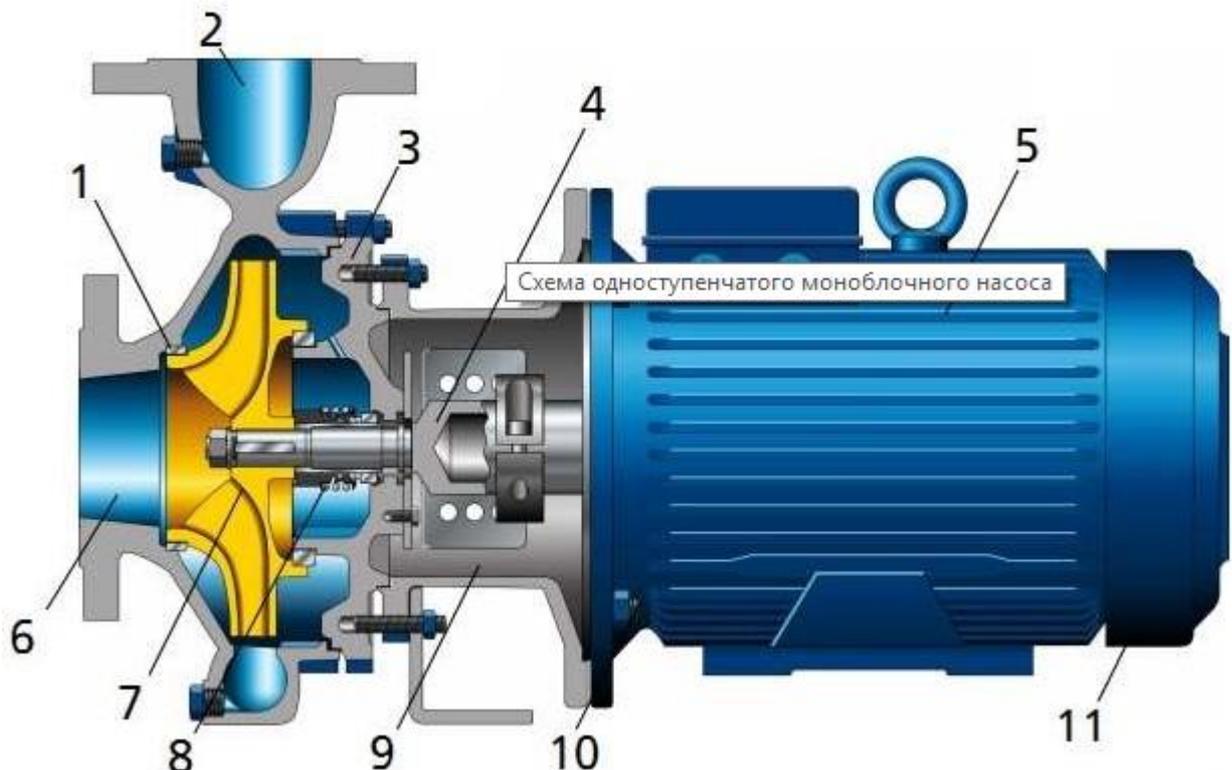


Figure 1.1 – Diagram of a single-stage pump

1. Throttling gap;
2. Pressure pipe;
3. Housing cover;
4. Shaft;
5. Engine housing;
6. Suction pipe;
7. Impeller;
8. Shaft seal;
9. Drive tray;
10. Antifriction bearing.

When considering a single-stage export pump, the following advantages can be noted:

- Continuous and constant water feed with small pulsations;
- A rather simple configuration of the device that simplifies operation and maintenance;
- Lower price;
- Greater reliability in operation;
- Efficiency rate is 0,6 – 0,8;
- Suction lift is significantly higher;
- Automation of the pumping fluid process is possible

Figure 1.2 shows a diagram of a multistage sectional centrifugal pump.

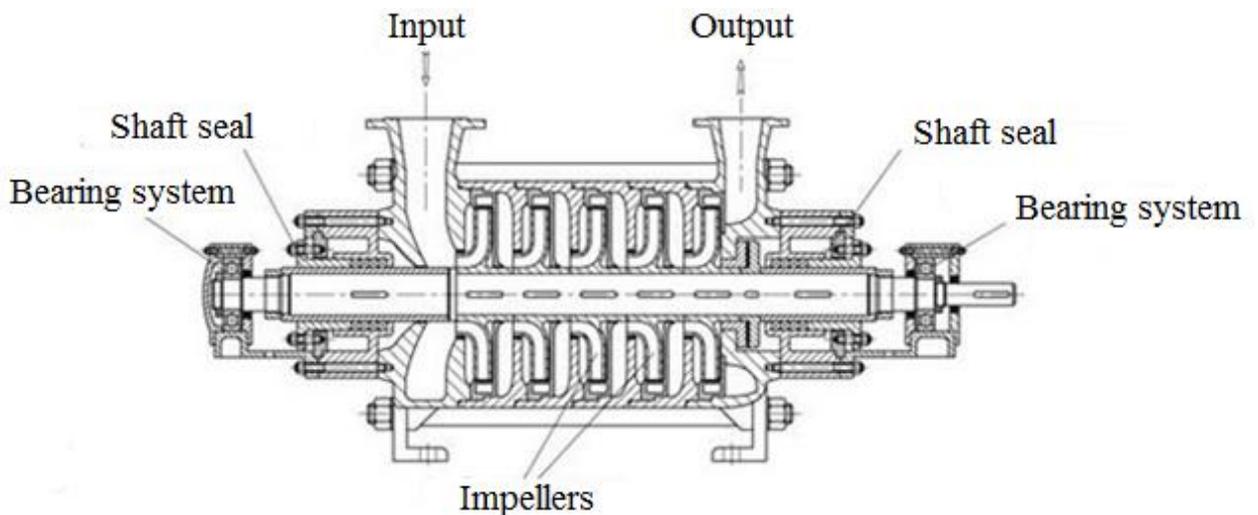


Figure 1.2 – Diagram of a multistage centrifugal pump

The advantage of this type of pump is the high feed and delivery head values.

Analysis of the main causes of export pump failures

Years of experience in the operation of pumping units made it possible to clearly identify and classify failures and malfunctions of a pumping unit.

Malfunctions can be conveniently classified into three groups:

- Malfunctioning of the oil lubrication system
- Mechanical faults
- Electrical Faults

The oil system malfunctions occur due to the following reasons:

- Failure or wearing of the oil pump;

- Break of airtightness of the system supplying oil into the bearing units;
- The decrease in oil pressure below permissible due to clogged oil cleaning filters

The consequence of a failure in the oil system is always premature wear of bearing assemblies. Electrical faults occur most often in the windings of the stator and rotor of an induction motor, which drives the pump unit. The main fault of the electrical part of the motor is the turn-to-turn circuit in the winding. This is due to the high level of vibration loading of the unit. In the process of wear of the bearing units, the vibration of the stator and the rotor is enhanced. This leads to premature deterioration of conductors' insulation, which subsequently causes turn-to-turn circuits. Thus, the apparent dependence of the electrical part of the unit on the wear of the mechanical components of the pump is observed. The bearings used for magnetic suspension are divided into two main types: active and passive.

#### Characteristics of passive magnetic bearings

Passive magnetic bearings (PMBs) are the bearings, whose magnetic field sources are permanent magnets or high-temperature superconductors. Unlike AMBs, they are uncontrollable, but for their operation, there is no need for a control system and power supply of electromagnetic coils. The most common are magnetic bearings with permanent magnets [3-4], in which magnetic forces arise due to the interaction of magnets on the stator and rotor of the bearing (figure 1.4).

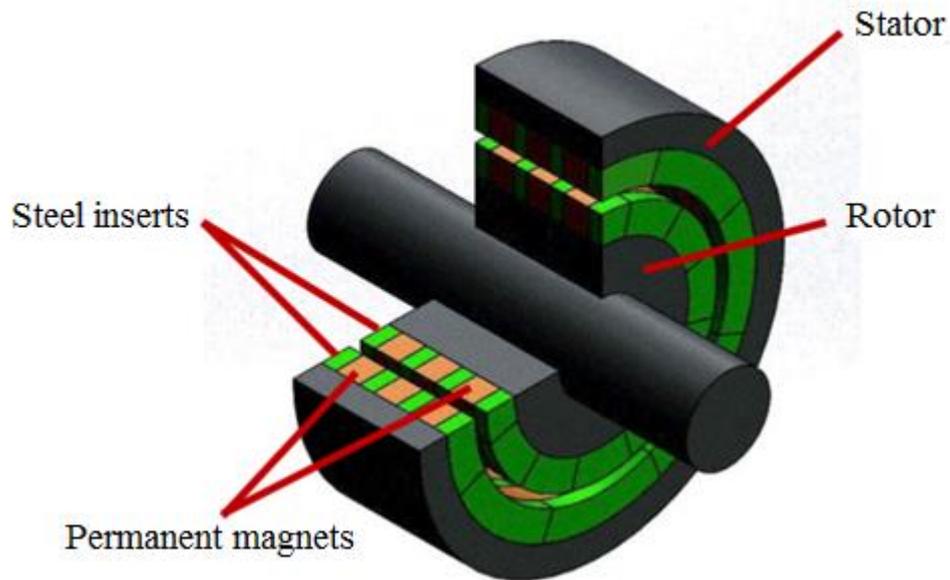
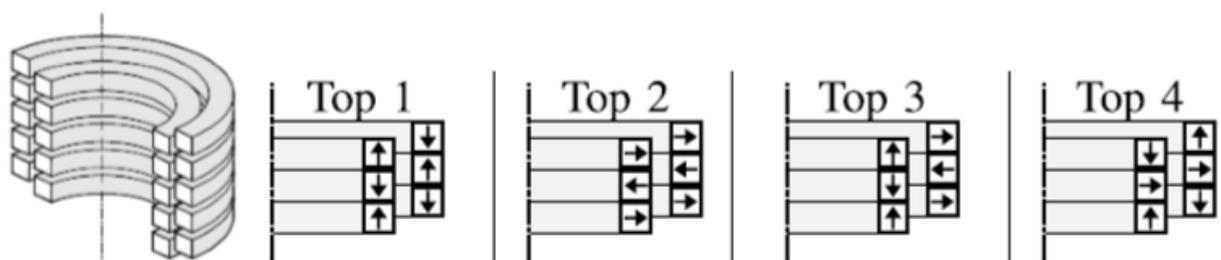


Figure 1.4. – Diagram of a passive magnetic bearing with permanent magnets

Due to the properties of modern high-energy permanent magnets, such as NdFeB, they have high values of rigidity (the main characteristics of the suspension). There are various configurations of magnetic systems, differing in the relative position and direction of magnetization of the permanent magnets in the stator and rotor of the bearing and providing radial or axial stabilization of the shaft position. Figure 1.5 shows an example of an axial magnetic bearing with possible magnetic system configurations. To increase the rigidity of the bearing, the magnetic systems of the rotor and stator are made up of permanent magnets with steel inserts, which allow to concentrate the magnetic flux, reduce the inhomogeneity of the magnetic field and create the necessary spatial distribution of the magnetic field in the gap.



a)

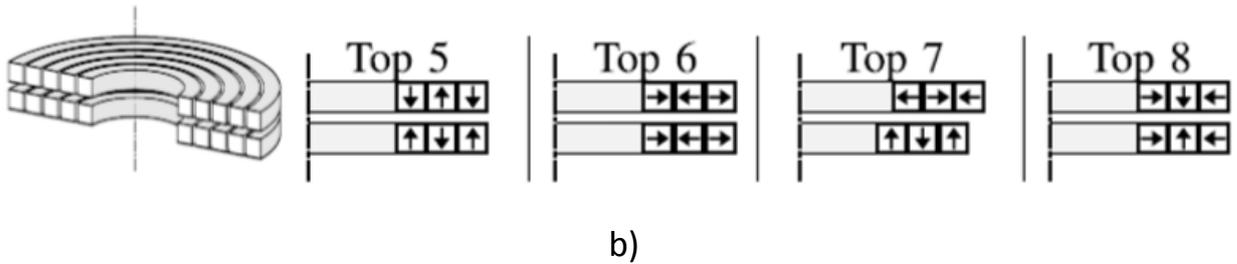


Figure 1.5. – Axial magnetic bearing with magnetic system options:

a) – cylindrical arrangement; b) – disk arrangement;

The main problem of such bearings is the impossibility of creating a completely non-contact permanent magnet suspension (according to the Earnshaw theorem). Accordingly, the suspensions with permanent magnets have at least one degree of freedom and require fixing bearings. Thus, permanent magnet magnetic bearings are mainly used as support bearings for unloading the system or in various combined bearings, perceiving the main weight of the device or increasing the rigidity of the system due to an additional source of the magnetic field. The second type of passive bearings includes the electrodynamic bearings whose principle of operation is based on the interaction of the magnetic field of permanent magnets and induced currents arising in an electrically conductive material (figure 1.6a) or in a short-circuited winding (figure 1.6b).

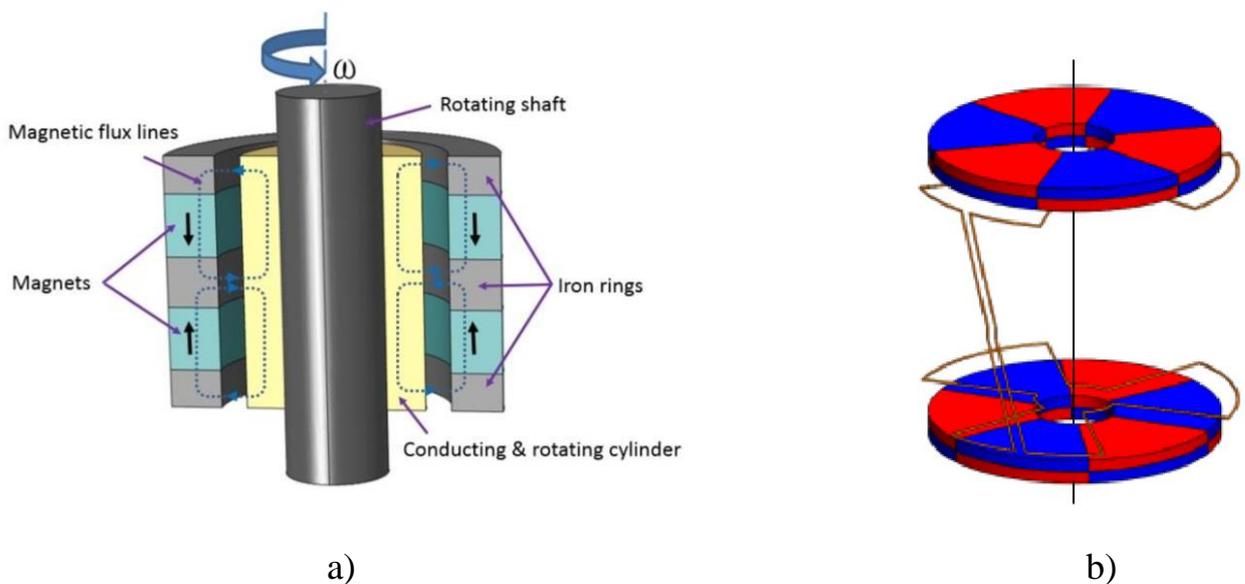


Figure 1.6 - Electrodynamic magnetic bearing configurations: a) – with an

electrically conductive volume material; b) – with a short-circuited winding (one turn)

Despite the fact that this type of interaction has been known for a long time, there have recently been many studies and publications in the field of electrodynamic bearings, primarily aimed at increasing the stability and rigidity of the suspension [5-7]. The main advantage of electrodynamic bearings is the possibility of stable levitation without active control. However, this possibility is limited by high rotational speeds only, which is associated with the necessity to achieve high values of induced currents. In addition, the suspension rigidity depends on the speed of rotation. The main disadvantages of such systems are significant losses and heating of electrically conductive elements due to induced currents. Bearings with the elements of a volume high-temperature superconducting (HTS) material are the third type of passive magnetic bearings. Due to the diamagnetic properties of HTS materials, bearings with the volume high-temperature superconducting elements cooled with liquid nitrogen provide three-axis stabilization of the shaft position (full levitation) and have rather high rigidity indicators that depend in most degree on the quality of the material. The principle of HTS bearings operation is similar to the electrodynamic suspensions described above. However, there is practically no resistance in superconductors in a cooled state, therefore, induced currents do not cause significant losses and can reach much larger values. The main disadvantage of HTS bearings is the need for vacuum insulation and a nitrogen cooling system, which leads to the complication of the magnetic suspension system.

There are several known variants of the HTS bearing configuration. Depending on the location of the permanent magnets (PM) and the superconductor, disc (figure

1.7a) and cylindrical (figure 1.7b) bearing types can be distinguished.

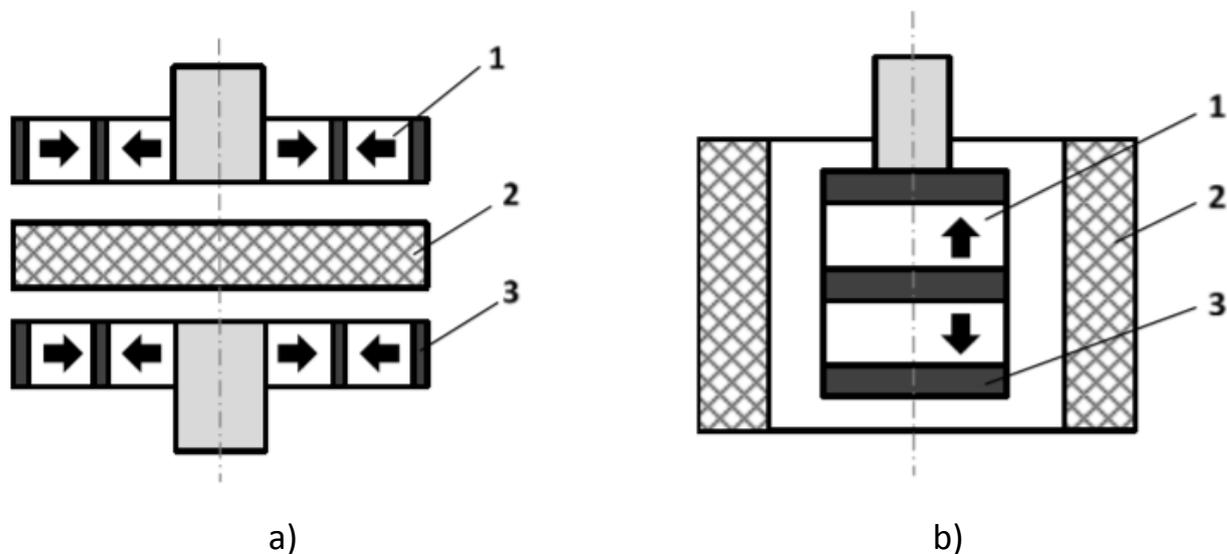


Figure 1.7 – a) – disk and b) – cylindrical configurations of HTS bearing:

1 – permanent magnets; 2 – HTS elements; 3 – steel inserts

In the disk configuration, the stator, as a rule, is made of a superconductor in the form of a disk or a set of flat elements [8-12]. HTS elements are located in a heat-insulated chamber, inside which liquid nitrogen is supplied. The rotor consists of a set of annular permanent magnets with steel inserts, similar to a bearing with permanent magnets. Permanent magnets in the rotor can be magnetized both radially and axially, but studies [12] have shown that the disk HTS bearing with axially magnetized permanent magnets has low rigidity values. In a cylindrical configuration, the magnetic system of the rotor consists of the annular permanent magnets magnetized axially and steel inserts (similar to magnetic systems of bearings with permanent magnets) and is mounted on a rotating shaft [13-16]. The stator is made in the form of a hollow cylinder (or assembled from individual elements). A cylindrical version of the HTS bearing can also be reversed when the stator is located inside the rotating permanent magnets. In the variants described above, the superconductor is usually cooled in the assembled state that is the transition to the superconducting state takes place in the magnetic field of the permanent magnets of the rotor (FC mode). However, developments with s that use

off-field cooling of the superconductor (ZFC mode) are known. An example of such a is presented in figure 1.8 .

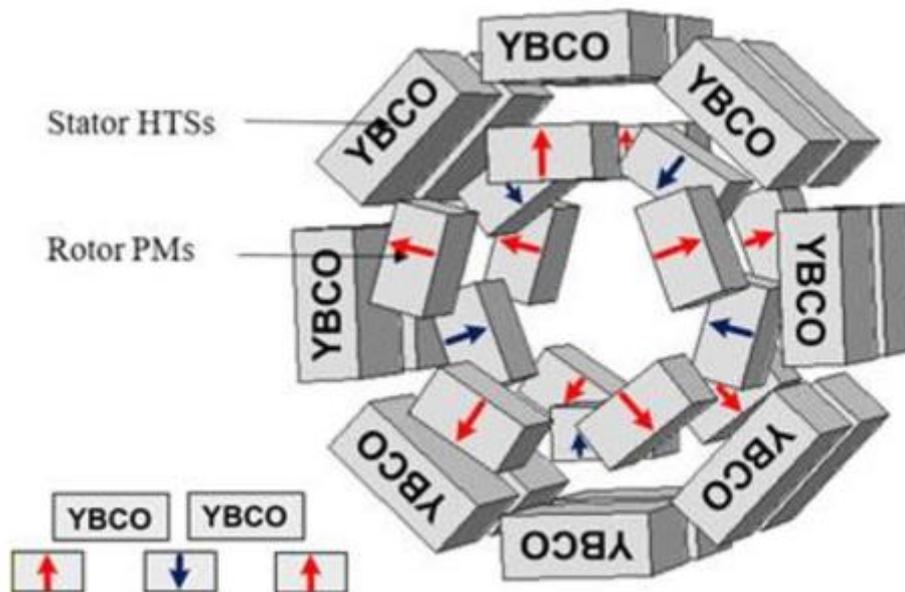


Figure 1.8 – Configuration of the HTS bearing with a ZFC cooling mode

HTS bearings allow creating of the passive magnetic suspension systems without using powerful active magnetic bearings to stabilize the shaft position. However, in such systems there is no energy dissipation, therefore, in some cases, in order to suppress vibrations arising during device operation, either dampers or active control systems are necessary. In a vibration damping system, low-power active bearings with low load capacity and dimensions can be used. This will make the system cheaper and more reliable than using a classical electromagnetic suspension. High-temperature superconducting bearings are of great interest due to the high rates of rigidity, and most importantly the possibility of creating on their basis stable passive magnetic suspensions without an active magnetic suspension. Researches in the field of HTS bearings are ongoing, including those associated with a constant increase in the specific characteristics of HTS materials used in their configuration. Foreign firms have developed the HTS bearing configurations that can be used in flywheel drives, electric motors, centrifuges, overhead transport and orientation systems of flying objects. The most successful researchers are presented

by the Technology Center in Adelwitz (ATZ Germany). Besides, HTS suspensions are widely used by foreign manufacturers of kinetic energy storage devices, such as Beacon Power, Active Power, Socomec UPS, PowerThru. In recent years, Russia has developed the technologies and organized the production of high-temperature superconductors with properties that are not inferior to foreign analogs but have a lower cost. This fact shows the prospects of creating new configurations of domestic HTS bearings and the possibility of producing them in our country. Currently, work on the creation of HTS materials and devices based on them is carried out in a number of universities: NRU MAI, Bauman MSTU, NRU MEI, and others, as well as in scientific centers: RDC “Kurchatovsky Institute”, JIHT RAS, FGUP "VEI" and others.

## Заключение

Результатом проведения данной работы стала модернизация опорных узлов центробежного насоса. Также рассмотрены основные теоретические положения о установке магистрального насоса и его основных частей. Выявлены основные преимущества активных магнитных подшипников перед масляными. Проведен расчёт основных характеристик активных магнитных подшипников и массогабаритных показателей.

Разработаны математические модели электромагнита и системы электромагнитного подвеса с ПИД регулятором. В программной среде MATLAB Simulink построены имитационные модели электромагнита и системы электромагнитного подвеса. Проведены исследования для статического и динамического возмущения ротора, в результате исследования реакции системы на сейсмическое возмущение магнитудой 10 баллов отклонение ротора составило 0,35 мм., что не превысило допустимое смещение в 0,5мм. Время восстановления системы после воздействия составило 15 секунд. Для ротора массой 10 кг рассчитаны параметры электромагнита. Исходными данными для расчета был входной ток 10А., зазор 1мм. и требуемое притягивающее усилие 100Н. Результатами расчёта являются: диаметр магнита равный 40мм, 50 витков катушки электромагнита и сечение провода 1,5 мм<sup>2</sup> обеспечивающее длительную работу без нагрева и запас по плотности тока.

Проведен экономический расчёт и построен график срока окупаемости. Также в экономической части приведен расчет дополнительного перекачиваемого объема продукта на сэкономленную электрическую мощность. Рассчитан срок окупаемости разработки, равный четырем годам.

## Список литературы

1. Лобачев, П.В. Насосы и насосные станции / П.В. Лобачев. - М.: Стройиздат; Издание 3-е, перераб. и доп., 2012. - 320 с.
2. Кумар Б. К., Ботаханов Е. К. Эксплуатация насосных и компрессорных станций: Учеб. пособие. – Алматы: КазННТУ имени К. И. Сатпаева, 2015. –С. 392.
3. Альтман, А.Б. Постоянные магниты: Справочник / Альтман А.Б. [и др.]; под ред. Ю.М. Пятина. — 2-е изд., перераб. доп. и — М.: Энергия, 1980. — 488 с.
4. Force and Stiffness of Passive Magnetic Bearings Using Permanent Magnets. Part 1: Axial Magnetization / R. Ravaut, G. Lemarquand, V. Lemarquand // IEEE Transactions on Magnetics. — 2009. — Т. 45, № 7. — С. 2996.
5. Review of Electrodynamic Bearing / T. Lembke // Proceedings of the 14th International Symposium on Magnetic Bearings (ISMB). — 2014. — С. 257.
6. Passive Magnetic Levitation of Rotors on Axial Electrodynamic Bearings / F. Impinna [и др.] // IEEE Transactions on Magnetics. — 2013. — Т 49, № 1. — С. 599.
7. Experimental Test and Simulations to the Design of an Electrodynamic Bearing / M. Lopes [и др.] // Proceedings of the 14th International Symposium on Magnetic Bearings (ISMB). — 2014. — С. 622.
8. Применение объемных высокотемпературных сверхпроводников в перспективных космических системах / В.А. Матвеев [и др.] // Вестник МГТУ им. Баумана, Сер. «Приборостроение». — 2016. — № 1. — С. 15.
9. Сверхпроводящий магнитный подшипник и способ его изготовления: пат. 2383791 Российская Федерация: МПК7 F 16 C 32/04 / Артамонов В.И. [и др.]; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное унитарное предприятие «Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют». — заявл. 09.12.2008.
10. Магнитный подшипник на высокотемпературных сверхпроводниках (варианты): пат. 2413882 Российская Федерация: МПК7 F 16 C 32/04 /

Артамонов В.И. [и др.]; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное унитарное предприятие «Московское машиностроительное производственное предприятие «САЛЮТ» (ФГУП «ММПП «САЛЮТ»). — заявл. 23.12.2009.

11. Грибанов, С.В. Разработка магнитного подшипника на основе высокотемпературных сверхпроводящих материалов: автореф. дис. канд. тех. наук: 05.09.01 / Грибанов Сергей Владимирович — М., 2010. — 19 с.
12. Superconducting magnetic bearing: пат. EP1767798 Европа: МПК7 F 16 C 32/04 / Walter H., Bock J. — заявл. 23.09.2005.
13. Analyses and Tests of HTS Bearing For Flywheel Energy System / Z. Yu [и др.] // IEEE Transactions on Applied Superconductivity. — 2014. — Т. 24, № 3. — 5700405.
14. Superconductor bearings, flywheels and transportation / F.N. Werfel [и др.] // Superconductor Science and Technology. — 2012. — № 25. — 014007.
15. Сверхпроводящий магнитный подвес для кинетического накопителя энергии: пат. 2551864 Российская Федерация: МПК7 F 16 C 32/04 / Матвеев В.А. [и др.]; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет) (МАИ), Государственная корпорация по атомной энергии «Росатом». — заявл. 04.04.2014.
16. Радиальный магнитный подшипниковый узел: пат. 2579369 Российская Федерация: МПК7 F 16 C 39/06 / Дидов В.В.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Дальневосточный федеральный университет» (ДФУ). — заявл. 19.01.2015.
17. Magnetic Bearings and Bearingless Drives / A. Chiba, T. Fukao, O. Ichikawa et. al. Burlington.: Newnes, 2005. 400 p.

18. Журавлев, Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение / Ю.Н. Журавлев. — СПб.: Политехника, 2003. — 206 с.
19. Chen W.J., Gunter E.J. Introduction to Dynamics of Rotor-Bearing systems. Victoria, Canada, Charlottesville: Trafford publishing, 2005. 482 p.
20. Jastrzebski R.P. Design and implementation of FPGA-based LQ control of active magnetic bearings: автореф. дисс. канд. техн. наук / Lappeenranta University of Technology, Lappeenranta, 2007.
21. Wassermann J., Schulz A., Schneeberger M. Active Magnetic Bearings of High Reliability // IEEE International Conference on Industrial Technology. 2003, vol.1. PP. 194-197.
22. Hynynen K. Broadband excitation in the system identification of active magnetic bearing rotor systems: автореф. дисс. канд. техн. наук / Lappeenranta University of Technology, Lappeenranta, 2007.
23. Jastrzebski R.P. Design and implementation of FPGA-based LQ control of active magnetic bearings: автореф. дисс. канд. техн. наук / Lappeenranta University of Technology, Lappeenranta, 2007.
24. Boehm J., Gerber R. and Kiley N. R. C. Sensors for magnetic bearings // IEEE Transactions on Magnetics. 1993, 29 (6, Part 2). PP. 2962–2964.
25. Мирленко П.А. Прямое управление силой системы с ротором на активных магнитных подшипниках: выпускная квалификационная работа магистра: 27.04.04. – Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ» им. В.И.Ульянова (Ленина), Санкт-Петербург, 2017 – 79с.
26. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение: учебно-методическое пособие / Н.А. Гаврикова, Л.Р. Тухватулина, И.Г. Виляев, Г.Н. Серикова, Н.В. Шаповалова; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 73 с.
27. Методические указания по разработке раздела «Социальная ответственность» выпускной квалификационной работы магистра,

специалиста и бакалавра всех направлений (специальностей) и форм обучения ТПУ/Сост. Е.Н. Пашков, И.Л. Мезенцева – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2019. – 24 с.

- 28.ПБ 12-368-00 "Правила безопасности в газовом хозяйстве"
- 29.ГОСТ 12.0.003-2015 «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация»
- 30.СанПиН 2.2.4.548–96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.
- 31.ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности.
- 32.СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278–03. Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещённому освещению жилых и общественных зданий.
- 33.ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов.
- 34.ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ. Вибрационная болезнь. Общие требования.
- 35.СанПиН 2.2.4.548-96 "Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений".
- 36.ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ. Вибрационная безопасность труда. Общие требования.
- 37.ГН 2.2.5.3532-18 "Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны".
- 38.ГОСТ 12.4.026-2015 (ССБТ) Цвета сигнальные, знаки безопасности и разметка сигнальная. Назначение и правила применения. Общие технические требования и характеристики. Методы испытаний (с Поправками)
- 39.ГОСТ 12.4.051-87 (СТ СЭВ 5803-86) (ССБТ) Средства индивидуальной защиты органа слуха. Общие технические требования и методы испытаний.
- 40.ГОСТ Р 51330.3-99 Электрооборудование взрывозащищенное.

- 41.ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ. Средства и методы защиты от шума.  
Классификация.
- 42.СН 2.2.4/2.1.8.566-96 Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий.
- 43.ГОСТ 26568-85 Вибрация. Методы и средства защиты.
- 44.ГОСТ 12.2.062-81 (ССБТ) Оборудование производственное. Ограждения защитные (с Изменением N 1).
- 45.ГОСТ 12.0.004-2015 (ССБТ) Организация обучения безопасности труда.  
Общие положения.
- 46.ГОСТ 12.1.018-93 (ССБТ) Пожаровзрывобезопасность статического электричества. Общие требования.
- 47.ГОСТ 1510-84. Нефть и нефтепродукты. Маркировка, упаковка, транспортирование и хранение.
- 48.ГОСТ 12.1.007-76 (ССБТ). Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности (с Изменениями N 1, 2).