

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

«Самарский государственный технический университет»

*На правах рукописи*



Иванников Юрий Николаевич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ  
АКТИВНОГО ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПОДШИПНИКА**

Специальность 05.09.01 – Электромеханика и электрические аппараты

**Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук**

Научный руководитель:  
доктор технических наук,  
доцент Макаричев Ю.А.

Самара 2019

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ И ОСОБЕННОСТЕЙ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКОВ .....	13
1.1. Устройство, принцип действия и конструктивные схемы АЭМП.....	15
1.2. Области использования АЭМП.....	26
1.3. Применение АЭМП при транспортировке нефти и газа .....	31
2. АНАЛИЗ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В АЭМП.....	37
2.1. Энергетические процессы в электромагнитных подшипниках .....	37
2.2. Электрические потери в обмотках электромагнитов .....	40
2.3. Потери в стали на перемагничивание и вихревые токи.....	42
2.4. Потери на трение о воздух .....	49
2.5. Результаты численного моделирования электромагнитных процессов РЭМП .....	52
2.6. Выводы.....	69
3. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ РАДИАЛЬНОГО АЭМП .....	71
3.1. Математическая модель тепловых процессов радиального АЭМП.....	71
3.2. Теплоотдача с поверхности активных частей АЭМП.....	77
3.3. Результаты численного моделирования газодинамической и тепловой задачи .....	91
4. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОТВОДА РАДИАЛЬНОГО АЭМП .....	98
4.1. Уточнение аналитической зависимости для потерь на «магнитное трение».....	98

4.2. Конструктивные предложения по снижению потерь на «магнитное трение».....	101
4.3. Интенсификация охлаждения цапфы ротора.....	112
4.4. Выводы.....	123
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	125
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	127
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	141

## **ВВЕДЕНИЕ**

### **Актуальность темы исследования**

Электромагнитный подшипник (ЭМП) – это электромеханическое устройство, предназначенное для передачи механических (статических и динамических) нагрузок от подвижных частей механизма (вращающийся вал) – неподвижным, жестко закрепленным частям (корпус) без непосредственного контакта между ними. В зависимости от принципа действия различают несколько типов электромагнитных подшипников, имеющих свои преимущества и недостатки. Однако по объективным причинам (относительно большая несущая способность, возможность регулирования подъемной силы и т.п.) наибольшее распространение получили активные электромагнитные подшипники (АЭМП).

Принцип действия АЭМП основан на взаимодействии электромагнитного поля, создаваемого электромагнитами, с ферромагнитным рабочим органом – ротором (цапфой). Так как на основании теоремы Ирншоу устойчивое равновесие в статическом электромагнитном поле невозможно, то регулирование подъемной силы осуществляется, как правило, посредством обратной связи по положению ротора. Таким образом, комплекс АЭМП включает в себя: электромеханическую часть – подшипник (магнитопровод статора и ротора, обмотки управления электромагнитов, страховочные подшипники) и систему управления (СУ) положением ротора. СУ состоит из датчиков обратной связи (по отклонению ротора, силы тока в обмотках, величины потока в полюсе), аналогового или цифрового логического устройства, программного обеспечения, блока коммутирующих ключей (выходные усилители), фильтров низких/высоких частот.

Основными преимуществами АЭМП являются отсутствие механического контакта между вращающимися деталями, экологическая чистота, возможность управления положением ротора и т.п. Это в значительной степени определяет их область применения: машины с

быстроходными роторами (высокоскоростные шпиндели, центрифуги и т.п.), устройства, в которых не допускается использование смазочных материалов (космические аппараты, атомная энергетика, медицина). Ужесточение экологических стандартов для районов крайнего севера и взрывобезопасности оборудования увеличивает конкурентоспособность АЭМП в сфере добычи и транспортировки нефти и газа. Так по данным ФГУП «НПП ВНИИЭМ» (основного производителя АЭМП в РФ) к 2011 году в Газпром было поставлено 150 комплектов нагнетателей газоперекачивающих аппаратов (ГПА) с использованием технологии АЭМП. Более того, использование нагнетателей с АЭМП в магистральных газопроводах по экономическим соображениям оказалось очень перспективным, даже не смотря на присущие АЭМП недостатки.

Основными недостатками АЭМП по сравнению с традиционными подшипниками являются: большие массогабаритные показатели, меньшая несущая способность, сложность системы управления, более высокая стоимость (по сравнению с традиционными подшипниками).

Поскольку АЭМП являются относительно новым типом электромеханических преобразователей, и в технической литературе их теория изложена еще не достаточно полно, то их проектирование, как правило, ведется с использованием соотношений, применяемых при расчете классических электрических машин. При этом из-за существенных отличий обеспечивается относительно невысокая точность расчетов, по данным ФГУП «НПП ВНИИЭМ» порядка 15 – 20%. В результате чего для перекрытия погрешности используются увеличенные коэффициенты запаса по наиболее важным характеристикам: несущей способности, максимальному току, ожидаемой температуре и т.п. Более того, по результатам анализа публикаций отечественных и зарубежных изданий установлено, что основными направлениями исследований, объектом которых выступает АЭМП, являются в большинстве своем система управления (аналоговая, цифровая, законы управления и т.п.), динамические

характеристики вала (при прохождении критических частот во время разгона и т.п.).

Между тем тепловое состояние электромагнитной части АЭМП – важная задача для повышения надежности устройства в целом, освещена в технической литературе недостаточно полно. Общеизвестный закон Монтзингера устанавливает закономерность, при которой превышение температуры изоляции на 10 град сверх максимально допустимой для данного класса изоляции сокращает срок службы изоляции вдвое. Безусловно, в современных АЭМП благодаря наличию мощных вычислительных устройств есть возможность использования датчиков температуры и мониторинга теплового состояния обмотки. Однако такой контроль обычно может быть осуществлен в одной, двух точках катушки, тогда как реальное распределение температуры в обмотке является функцией множества переменных, вследствие чего расположение наиболее нагретой точки неизвестно. Поэтому величина и распределение потерь, физические свойства используемых материалов, эффективность стоков теплоты существенно влияют на температурное поле машины и, как следствие, на тепловую стойкость и надежность АЭМП. Следовательно, определение теплового состояния электромагнитного подвеса на стадии проектирования – актуальная задача по совершенствованию АЭМП.

### **Степень разработанности проблемы**

Теоретические основы теории левитации были заложены Ирншоу и В. Браунбеком в начале XX века [3, 57, 70, 84]. В практическое применение теории значительный вклад внесли Д. Бимс, Д. Хризенгер, О.Г. Кальценсон, А.С. Эдельштейн [25, 56]. В.Б. Митлин впервые в отечественной литературе систематизировал виды ЭМП [70], а под руководством Ю.Н. Журавлева в Псковском политехническом институте создана научно-техническая лаборатория АЭМП [50]. В Германии под редакцией G.Schweitzer, Е.Н. Maslen международным коллективом авторов Н. Bleuler, М. Cole, Р. Keogh, R. Larssonneur, R. Nordmann, Y. Okada, А. Traxler описана теория, конструкция

и даны рекомендации по проектированию ЭМП [17]. В работах коллектива авторов ФГУП «НПП ВНИИЭМ»: Верещагина В.П., Сарычева А.П., Рогозы А.В., Руковицына А.В. и др решаются задачи анализа и синтеза систем активного электромагнитного подвеса роторов машин и механизмов наземного и космического использования [33, 35, 36, 38, 68, 78, 79, 80, 81]. В СамГТУ проблемами ЭМП занимаются Макаричев Ю.А., Стариков А.В. и др. [52, 65, 66]. В области применения электропривода ГПА с использованием ЭМП отметим работы Крюкова О.В. [61, 62]. В работах Gang Liu, Xu Liu, Ziyuan Huang, Bangcheng Han и др., описаны некоторые аспекты теплового состояния высокоскоростных синхронных двигателей с возбуждением от постоянных магнитов (ПМ) с использованием АЭМП [9, 13]. Тепловое состояние гибридных АЭМП исследовалось в работах D. Wajnert, B. Tomczuk [20]. Авторы, занимающиеся исследованием ЭМП в WMB: M. Swann, N. Davies, R. Gao, Z. Guo, R. Jayawant, R. Leung, R. Shultz и др. посвятили свои работы решению вопросов интеграции АЭМП в атомные реакторы, охлаждаемые гелием [19, 21].

АЭМП достаточно широко применяются в машинах с быстроходными роторами, а также в устройствах, используемых в газоперекачивающей промышленности. Основными отечественными производителями агрегатов с использованием АЭМП являются корпорация ФГУП «НПП ВНИИЭМ», АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», ООО Фирма «Калининградгазприборавтоматика». Зарубежные фирмы-производители – SKF/S2M (Франция), WMB (Великобритания).

**Объектом исследования** является радиальный электромагнитный подшипник нагнетателя газоперекачивающего агрегата магистрального газопровода.

**Предметом исследования** является распределение потерь, возникающее при работе электромагнитного подшипника, температурное поле и тепловая напряженность его активных элементов.

**Целью диссертационной работы** является повышение энергетической эффективности активных электромагнитных подшипников путем снижения потерь, исключения локальных перегревов и интенсификации охлаждения, а также повышение точности расчетов на этапе проектирования за счет не учитываемых ранее особенностей их работы.

**Задачи исследования:**

1. Анализ конструктивных особенностей и специфики работы для определения факторов, влияющих на нагрев.
2. Моделирование электромагнитных процессов радиального АЭМП с целью уточнения распределения потерь и их локализации.
3. Разработка конструктивных решений для исключения локальных перегревов и повышения энергоэффективности АЭМП.

**Методы исследования.** При решении поставленных задач в работе использованы аналитические методы общей теории электромеханических преобразователей энергии. Математическое моделирование электромагнитных, газодинамических и тепловых процессов осуществлялось с использованием аналитических и численных методов расчета физических полей на основе метода конечных элементов.

**Научная новизна.**

1. Уточнена методика аналитического расчета потерь в электромагнитах АЭМП, отличающаяся учетом потерь от высших пространственных и временных гармоник поля, а также добавочных магнитных потерь, вызванных откликом системы на возмущающее воздействие от вибраций ротора.
2. Предложена методика расчета теплового поля радиального АЭМП нагнетателя ГПА с учетом специфики электромагнитных и газодинамических процессов, происходящих при его работе.

3. Разработана уточненная трехмерная математическая модель тепловых и газодинамических процессов в радиальном АЭМП, отличающаяся учетом турбулентности потоков охлаждающего агента.

**Практическая значимость работы** определяется тем, что полученные результаты позволяют:

- использовать уточненные значения параметров, полученных аналитическими методами и в результате численного моделирования, для синтеза систем управления электромагнитными подшипниками газонагнетателей мощностью 8 – 25 МВт;
- повысить энергоэффективность АЭМП на 10,8 % за счет снижения наиболее значимых потерь;
- разработанные конструктивные решения позволяют исключить зоны локальных перегревов и, следовательно, повысить надежность АЭМП.

**Положения, выносимые на защиту.**

1. Методика аналитического расчета потерь в электромагнитах АЭМП, отличающаяся учетом потерь от высших пространственных и временных гармоник поля, а также добавочных магнитных потерь, вызванных откликом системы на возмущающее воздействие от вибраций ротора.
2. Методика и результаты численного моделирования теплового поля АЭМП нагнетателя ГПА с учетом специфики электромагнитных процессов, происходящих при его работе.
3. Трехмерная математическая модель тепловых и газодинамических процессов в радиальном АЭМП, отличающаяся учетом турбулентности потоков охлаждающего агента.

#### 4. Способы снижения тепловой напряженности наиболее нагруженных частей обмоток электромагнитов.

**Диссертация соответствует паспорту специальности:** в части формулы специальности: «специальность, объединяющая исследования по физическим и техническим принципам создания и совершенствования силовых и информационных устройств для взаимного преобразования электрической и механической энергии <...> комплексные исследования научно-технических, производственных и технологических проблем проводятся с целью повышения энергетической эффективности, технологичности и эксплуатационной безопасности преобразователей и аппаратов...»; в части области исследований: п.2. «Разработка научных основ создания и совершенствования электрических, электромеханических преобразователей и электрических аппаратов»; п.3. «Разработка методов анализа и синтеза преобразователей электрической и механической энергии».

**Обоснованность и достоверность результатов и выводов диссертации** обеспечена строгим выполнением математических преобразований, принятием признанных допущений, использованием современных математических моделей и пакетов программ. Адекватность результатов и выводов подтверждается согласованностью с опубликованными результатами работ других авторов и экспериментальными исследованиями.

**Апробация работы.** Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на международных и всероссийских научно-технических конференциях (НТК):

Международная научно-технической конференция «Состояние и перспективы развития электротехнологий» (XXVII Бернадосовские чтения); Международная научно-техническая конференция «Мехатроника и автоматизация»; VIII Международная (XIX Всероссийская конференция по автоматизированному электроприводу АЭП-2014); Второй Всероссийский

форум «Наука будущего – наука молодых»; Ашировские чтения. Международная научно-практическая конференция.

### **Внедрение результатов работы**

Результаты диссертационного исследования использовались при выполнении НИР «Математическое обеспечение системы управления электромагнитными подшипниками ротора нагнетателя газоперекачивающего агрегата» с ООО Фирма «Калининградгазприборавтоматика» г. Калининград, в которой автор участвовал в качестве исполнителя, в части создания математической модели ЭМП СУМП-М «Неман-100». Указанные результаты позволили увеличить надежность агрегата и сократить число плановых и аварийных простоев ГПА (см. приложение А).

Результаты диссертации в виде математических и имитационных моделей используются в учебном процессе Самарского государственного технического университета при подготовке бакалавров и магистров направления «Электроэнергетика и электротехника» в курсе специальных электрических машин. (Приложение Б).

### **Публикации**

По результатам диссертационной работы опубликовано 11 работ, из них одна работа индексируется в базе данных Scopus, 5 статей в журналах, входящих в перечень ведущих рецензируемых изданий, рекомендованных ВАК Минобрнауки РФ.

### **Оригинальность работы**

По результатам проверки на наличие заимствований установленный уровень оригинальности диссертационной работы составляет 81,74 %, цитирование работ отечественных и зарубежных авторов – 13,37 %, заимствования – 4,89 %.

### **Структура и содержание работы**

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, общих выводов, библиографического списка, включающего 95 наименований, а

также приложения. Работа изложена на 143 страницах и включает 55 рисунков и 10 таблиц.

# 1. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ И ОСОБЕННОСТЕЙ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Активный электромагнитный подшипник (АЭМП) – это электромеханическое устройство, предназначенное для восприятия и передачи нагрузок от подвижных (вращающихся) частей на неподвижные детали (корпус) без непосредственного контакта между ними. Таким образом, ротор механизма находится во взвешенном состоянии и свободен от фрикционного взаимодействия с неподвижными частями (за исключением трения о воздух). Отсутствие механического контакта становится возможным при использовании энергии электрических и магнитных полей.

В нормальном режиме работы взвешенное тело должно находиться в состоянии устойчивого равновесия. На основании фундаментальных положений механики такое состояние характеризуется минимумом потенциальной энергии, а в случае с электромагнитным подвесом, минимумом электромагнитной энергии поля  $W$  [57, 84]. Однако, на основании теоремы Ирншоу (1839 г.), в *статическом* электромагнитном поле [57, 84]:

$$\nabla_h^2 W = \frac{\partial^2 W}{\partial x_h^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y_h^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial z_h^2} = 0 \quad (1.1)$$

Другими словами, требование положительности вторых производных энергии по координатам  $(x_h, y_h, z_h)$  невыполнимо, а, следовательно, и устойчивое равновесие тел в *статическом* электромагнитном поле невозможно.

Позже (1939 г.) Браунбек, в поисках «потенциальной ямы», провел анализ системы, в которой одновременно действуют гравитационное, электрическое и магнитное поля [3]. В результате проведенных исследований было установлено, что в *статическом* магнитном поле (вызванном действием постоянных магнитов или электромагнитов) возможна левитация тел, изготовленных из материалов с относительной магнитной проницаемостью  $\mu < 1$  или материалов, обладающих сверхпроводимостью

$\mu = 0$ . В *статическом* электрическом поле подвешиваемое тело должно быть изготовлено из материалов с относительной диэлектрической проницаемостью  $\varepsilon < 1$  [57, 70].

Идея использования электромагнитных полей в устройствах опоры была предложена еще в конце XIX века на заре развития электротехники. Её суть заключалась в использовании постоянных магнитов, однако в результате отсутствия качественных материалов, первые работоспособные конструкции начали появляться лишь в 30-х годах XX века в качестве вспомогательной опоры совместно с механическими подшипниками [70]. Ввиду малой грузоподъемности таких опор, они использовались в основном в измерительных приборах. С течением времени было предложено множество конструкций и схем подвесов, в основе которых лежит использование энергии электрических или магнитных полей. В зависимости от принципа действия различают девять типов электромагнитных подвесов [17, 50, 70]:

- электростатические;
- на постоянных магнитах;
- LC-резонансные;
- индукционные;
- кондукционные;
- диамагнитные;
- сверхпроводящие;
- магнитогидродинамические;
- активные электромагнитные.

На данный момент активный электромагнитный подвес в силу своих преимуществ имеет широкую область применения. В основном это агрегаты, имеющие в своем устройстве детали, вращающиеся с высокой угловой скоростью (ротор). В нормальных условиях работы ротор таких машин должен иметь всего одну степень свободы – вращение в заданной плоскости.

Для этих целей в машиностроении используются несколько типов опор: подшипники качения, гидравлические, пневматические, электромагнитные. Выбор определенного типа подшипников зависит от конкретной задачи.

### **1.1. Устройство, принцип действия и конструктивные схемы АЭМП**

В общем случае для полного ограничения поступательных и вращательных перемещений в направлении, нарушающем нормальный рабочий процесс механизма, требуется один комплект АЭМП, включающий в себя два радиальных электромагнитных подшипника (РЭМП) и один – осевой (ОЭМП). Радиальные электромагнитные подшипники ограничивают перемещение ротора в радиальном направлении, а осевой – в аксиальном (рис.1.1).

Конструктивно активный электромагнитный подшипник можно разделить на две части: электромеханическую часть – подшипник (магнитопровод статора и ротора, обмотки управления электромагнитов, страховочные подшипники) и систему управления магнитным подшипником (СУМП). СУМП состоит из датчиков обратной связи (по отклонению ротора, силы тока в обмотках, величины потока в полюсе), аналогового или цифрового логического устройства, программного обеспечения, блока коммутирующих ключей (выходные усилители), фильтров низких/высоких частот.

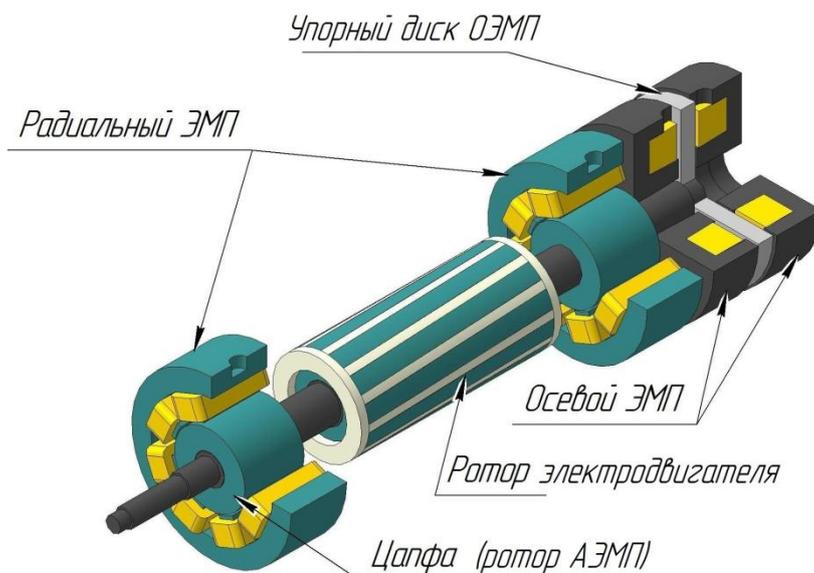


Рисунок 1.1. Схематичное изображение активного электромагнитного подвеса электродвигателя

Радиальный электромагнитный подшипник (рис. 1.1) ограничивает перемещение ротора по двум осям (в отличие от осевого, который препятствует перемещению ротора только в аксиальном направлении). В связи с чем, РЭМП должен иметь как минимум две пары электромагнитов. Конструктивно радиальный электромагнитный подшипник может иметь несколько вариантов исполнения в зависимости от предъявляемых к нему требований и различается в основном по устройству магнитной системы. В общем случае традиционные конструкции РЭМП могут быть разделены по направлению потока в теле ротора, расположению индуктора и по виду магнитопровода рис. 1.2.



Рисунок 1.2. Схема конструкций РЭМП

При поперечном направлении потока статор и магнитоактивная часть ротора – цапфа должны быть выполнены шихтованными для уменьшения потерь на вихревые токи в результате вращения ротора. Такая конструкция проще при изготовлении и имеет меньшие продольные размеры, в результате чего и получила наибольшее распространение. При использовании конструкции с продольным направлением потока нет необходимости в шихтованном роторе, поэтому такие электромагнитные подшипники находят применение в случаях, когда ротор должен быть цельнометаллическим (в сверхвысокоскоростных механизмах) [50].

Наибольшее распространение на практике получили радиальные электромагнитные подшипники с внешним по отношению к ротору индуктором [66] (рис. 1.3). Магнитопровод РЭМП с сосредоточенными полюсами подобен индуктору машины постоянного тока (рис. 1.3 а). Основное преимущество такой конструкции – получение большой

амплитуды намагничивающей силы полюса, а недостаток – в большей индуктивности сосредоточенных катушек.

Магнитная система конструкции с распределенной обмоткой схожа с магнитопроводом статора асинхронной машины (рис. 1.3 б), поэтому при изготовлении такой системы возможно использование статора асинхронного двигателя с числом зубцов кратным восьми. Преимущества распределенной конструкции заключаются в более эффективном использовании магнитной системы и получения при равных токовых нагрузках больших электромагнитных усилий [66].

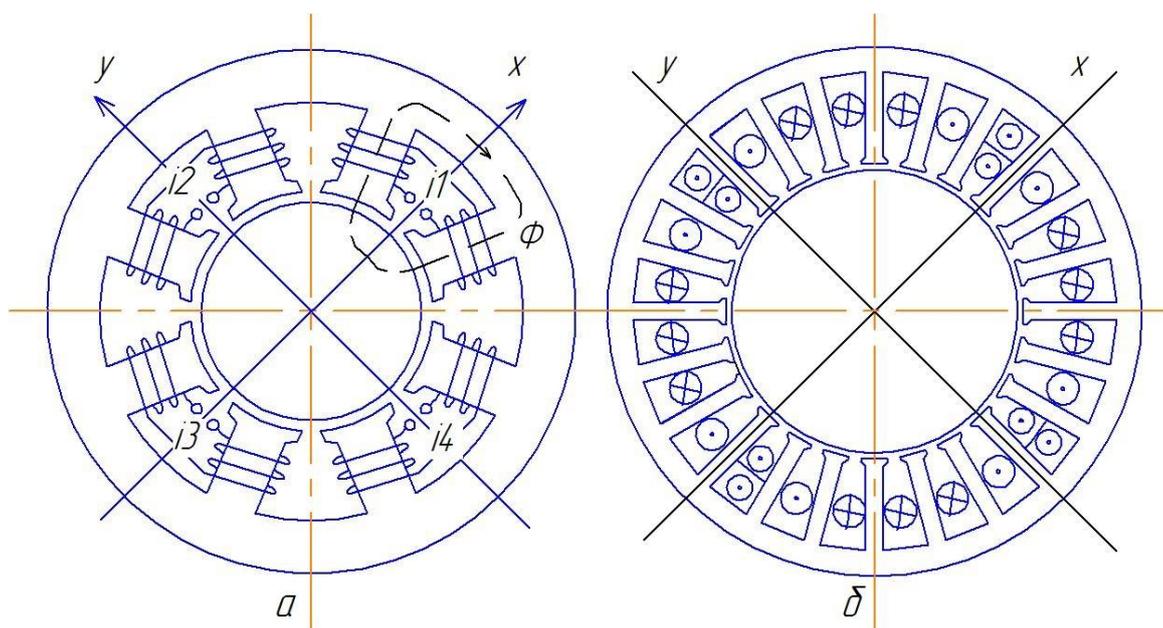


Рисунок 1.3. Конструкции магнитопровода РЭМП, с сосредоточенными полюсами (а) и с распределенными обмотками (б)

Осевой электромагнитный подшипник с точки зрения конструкции и управления проще радиального и представляет собой в общем случае пару осесимметричный электромагнитов, между которыми с определенным зазором располагается упорный диск. Диск жестко закреплен на валу ротора, имеет цельную структуру и изготавливается из ферромагнитного материала.

Изменение положения диска в аксиальном направлении регистрируется с помощью датчиков, сигнал которых обрабатывается электронной системой управления. На практике нашли применение индукционные, вихревые,

оптические и емкостные датчики [17, 66]. Обычно устанавливается два датчика, измеряющих величину зазора между каждым электромагнитом и упорным диском. Управляемый сигнал – величина приложенного напряжения к обмоткам электромагнитов – формируется на основании требуемого закона регулирования. При отклонении ротора от заданного положения в аксиальном направлении, система управления, обработав поступившие сигналы с датчиков, формирует ответный сигнал таким образом, чтобы вернуть ротор в исходное положение. Во избежание ударных нагрузок по телу электромагнитов со стороны упорного диска, во время аварийных ситуаций, ротор ограничен в аксиальном направлении страховочными осевыми подшипниками. Для этого они установлены с зазором меньшим, чем номинальный зазор ОЭМП. Таким образом, в номинальном режиме работы страховочные подшипники не задействованы.

Для предотвращения аварийных ситуаций в результате отказа РЭМП по каким-либо причинам, в его конструкции также предусмотрен страховочный подшипник. Обычно это шарикоподшипник, который, по аналогии с ОЭМП, установлен с зазором и в номинальном режиме не работает. Применение страховочных подшипников является одним из недостатков АЭМП, который увеличивает габариты, массу и стоимость подвеса.

Так как активный электромагнитный подшипник работает от стороннего источника питания, во многих случаях наличие страховочного подшипника не является достаточным условием удовлетворительной эксплуатационной надежности. Поэтому что на практике для повышения надежности применяется резервирование отдельных частей электронной системы управления и обмоток электромагнитов. Для предотвращения аварии от внезапного прекращения питания в результате перебоев электроснабжения в ответственных АЭМП предусматривают наличие резервного источника питания в виде аккумуляторных батарей, либо автономного электрогенератора малой мощности. Энергоемкости запасных

источников питания должно быть достаточно для времени полного выбега ротора. С учетом резервирования систем управления и источников питания эксплуатационная надежность активного электромагнитного подшипника составляет 99% в течение 10 лет работы [50].

Одним из путей повышения уровня надежности является усовершенствование страховочных узлов. Так, например, применение газостатических подшипников совместно с активным электромагнитным подвесом (газромагнитные опоры) позволяет достаточно эффективно использовать преимущества обеих систем, устраняя при этом некоторые их недостатки. Установлено, что применение газромагнитных подшипников позволяет увеличить нагрузочную способность опоры по сравнению с АЭМП и газостатическими подшипниками по отдельности при сравнимых массогабаритных показателях, повысить жесткость и точность позиционирования оси вращения ротора [87]. Отметим, что данное направление совершенствования опор высокоскоростных машин активно изучается и внедряется на базе ФГБОУ ВО «КнАГТУ».

В [87] рассмотрено несколько вариантов газромагнитных опор и в результате предложен оптимальный (рис. 1.4). Благодаря оригинальной конструкции удалось увеличить несущую способность газостатического подшипника за счет использования электромагнитных сил АЭМП. При этом взаимодействие опор, основанных на различных физических принципах, осуществляется таким образом, что электромагнитная часть подшипника позволяет вывести газовую на оптимальный режим работы. К тому же активное управление электромагнитным подшипником газромагнитной опоры способствует стабилизации оси вращения ротора, увеличивает точность позиционирования [87].

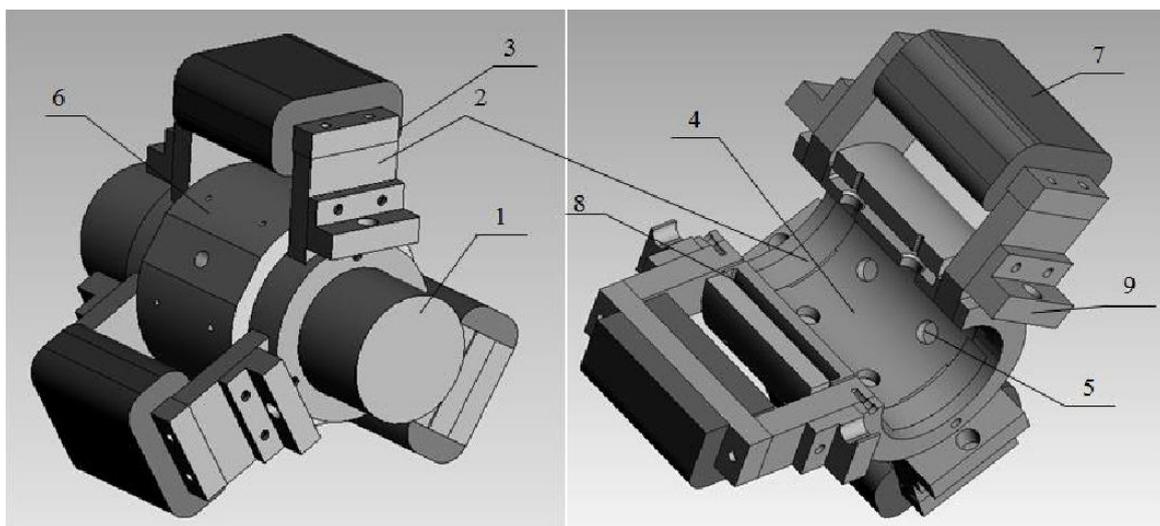


Рисунок 1.4. Внешний вид и разрез газоманнитного подшипника с продольным расположением П-образных магнитопроводов: 1 – вал, 2 – полюса и 3 – ярмо электромагнита, 4 – вкладыш газового подшипника, 5 – отверстия для пористых вставок, 6 – рубашка газостатической части опоры, 7 – обмотка электромагнита, 8 – камера для подачи газа, 9 – крепления датчиков зазора

В рассмотренной выше конструкции совмещены два типа опор, работающих на разных физических принципах, и при этом каждая из них вносит относительно равноценный вклад для нормальной работы устройства в целом (в отличие от страховочного шарикоподшипника в АЭМП). Подобные опоры называются гибридными или комбинированными. Они частично совмещают в себе положительные качества и устраняют некоторые недостатки друг друга, повышая при этом эксплуатационную надежность, несущую способность и некоторые другие технические характеристики входящих в них подвесов по отдельности.

Отметим, что существуют варианты конструкций, в которых электромагнитный подвес выполняет вспомогательную функцию – компенсирует статическую нагрузку от веса ротора, а основными подшипниками при этом являются подшипники качения. При этом обмотка электромагнита получает питание от встроенного генератора и не нуждается в стороннем источнике питания [46].

Зачастую, в целях уменьшения энергопотребления, упрощения системы управления, активный электромагнитный подвес комбинируют с постоянными магнитами. При этом постоянные магниты могут выполнять разные задачи. Например, полное обеспечение устойчивости в одном направлении (в аксиальном или радиальном); компенсирование постоянной статической силы, приложенной к ротору и т.п. Конструкции таких комбинированных электромагнитных подвесов известны давно, тем не менее, данное направление совершенствования АЭМП продолжает развиваться [20, 53, 70, 73].

На рис. 1.5 представлен, так называемый, гибридный электромагнитный подшипник с осевым управлением [73]. Суть его работы заключается в следующем: между магнитами статора и ротора возникают неконтролируемые силы отталкивания, ограничивающие перемещение ротора в радиальном направлении, смещение в осевом направлении и перекося оси вращения фиксируется датчиками положения, сигнал которых определяет работу осевых электромагнитов по стабилизации ротора.

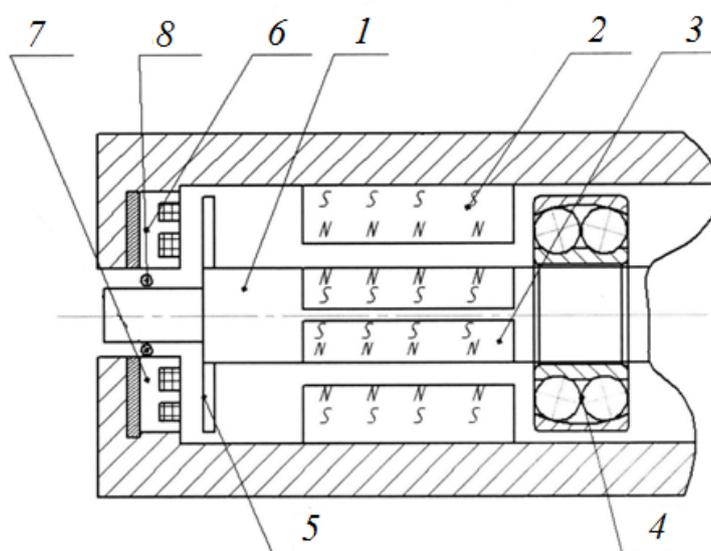


Рисунок 1.5. Комбинированный электромагнитный подвес: осевой – активный, радиальный – на постоянных магнитах; 1 – вал; 2 – кольцевой постоянный магнит статора; 3 – кольцевой постоянный магнит ротора; 4 – страховочный подшипник; 5 – упорный диск; 6, 7 – осевые Ш-образные магниты; 8 – датчик перемещений.

На практике наиболее широкое применение имеют подшипники качения по причине дешевизны и надежности. Главный их недостаток заключается в обратной зависимости долговечности от частоты вращения [90]:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{R_n} \right)^p, \text{ час} \quad (1.2)$$

где,  $n$  – частота вращения, об/мин;  $C$  – базовая динамическая грузоподъемность, Н;  $R_n$  – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;  $p$  – показатель степени.

Из уравнения (1.2) видно, что срок службы сокращается при увеличении скорости вращения и динамической нагрузки, что объясняется более интенсивным износом опоры в результате усталостного напряжения в металле колец и тел качения [90]. Увеличение долговечности возможно за счет усовершенствования технологии изготовления деталей подшипников, применения новых материалов и усложнения подшипникового узла в «безлюфтовой конструкции». Что в конечном итоге приводит к удорожанию высокоскоростных подшипниковых узлов с телами качения.

В гидравлических и пневматических подшипниках между вращающимися поверхностями находится жидкая или газообразная среда, за счет чего трение в таких опорах меньше, чем в подшипниках качения. Благодаря этому предельные частоты вращения также выше. Одним из главных недостатков таких подшипников является неизбежная утечка жидкости или газа и (или) необходимость поддержания повышенного давления в рабочем пространстве. Поэтому использование подшипников скольжения в газонагнетателях и других подобных аппаратах крайне нежелательно.

В электромагнитном подшипнике механический контакт между вращающимися деталями отсутствует, поэтому предельная скорость вращения определяется механической прочностью ротора на разрыв [92]:

$$v = \sqrt{\frac{\sigma_s \cdot g}{\gamma}}. \quad (1.3)$$

где  $\sigma_s$  – предел текучести материала ротора,  $\gamma$  – плотность материала,  $g$  – ускорение свободного падения. Таким образом, для электротехнических сталей максимальная линейная скорость составляет порядка 200 – 250 м/с [50, 92].

Важной технической характеристикой любой опоры является мощность потерь на трение. В подшипниках качения мощность, выделяемая в виде тепла в результате трения тел качения о дорожки, возрастает с увеличением скорости вращения и для высокоскоростных машин имеет значительные величины. В пневматических и электромагнитных подшипниках механические потери связаны с трением ротора о воздушную среду много меньше, чем в гидродинамических и подшипниках качения и в общем случае определяются выражением [92]:

$$\Delta P_{mp} = c_m \cdot \Omega^3 \cdot D^5 \left(1 + 5 \frac{L}{D}\right) \cdot 10^3, \quad (1.4)$$

здесь  $c_m$  – коэффициент, зависящий от степени шероховатости ротора;  $D$ ,  $L$  – диаметр и длина ротора;  $\Omega$  – угловая скорость ротора.

Несущая способность активного электромагнитного подвеса значительно ниже, чем у подшипников качения и примерно равна несущей способности газостатических подшипников [50]. Электромагнитное усилие, развиваемое полюсом ЭМП для цилиндрического ротора можно определить из выражения [66]:

$$df_{эм} = \frac{B_\delta^2 \cdot L \cdot D \cdot d\varphi}{4 \cdot \mu_0}, \quad (1.5)$$

где  $B_\delta$  – индукция в зазоре,  $\mu_0$  – магнитная проницаемость вакуума (воздуха),  $\varphi$  – угол, под которым виден полюс ЭМП из точки, расположенной на оси вращения. Из (1.5) видно, что подъемная сила зависит от площади активной части полюса магнита и от квадрата индукции в зазоре. Следовательно, известны пути увеличения несущей способности магнитов: увеличение

индукции в зазоре, ограниченной величиной насыщения стальных участков магнитопровода и увеличение площади активной части магнита, приводящей к увеличению габаритов и массы устройства. Поэтому для одинаковой несущей способности габаритные размеры и масса электромагнитного подвеса больше, чем у подшипников качения.

Важным преимуществом активных электромагнитных подшипников является наличие электронной системы управления подвесом, с помощью которой возможно осуществление контроля над положением оси вращения ротора.

В активных электромагнитных подшипниках для поддержания ротора во взвешенном состоянии потребляется электрическая энергия из сети, при этом, мощность зависит от веса ротора и приближенно может быть определена по формуле [50]:

$$\Delta P = 30 \cdot \sqrt{M}, \text{ Вт} \quad (1.6)$$

где  $M$  – масса ротора, кг. При сравнении энергопотребления традиционных типов подшипников с активными электромагнитными можно заключить: при определенных массогабаритных показателях номинальная мощность электромагнитного подвеса меньше механических потерь на трение в гидравлических подшипниках и подшипниках качения. Например, при весе ротора 1000 кг потери мощности на трение и поддержание давления в гидравлических подшипниках составляет не менее 150 кВт. В случае использования АЭМП номинальная потребляемая мощность снижается до 1...2 кВт [50].

Важной особенностью электромагнитного подвеса является независимость энергопотребления (1.6) и долговечности от частоты вращения ротора. Это свойство АЭМП обеспечивает конкурентоспособность с традиционными подшипниками во многих машинах и механизмах с высокой частотой вращения ротора.

Основные потери мощности в активном электромагнитном подвесе определяются джоулевыми потерями в меди и потерями на вихревые токи и

перемагничивание в магнитопроводе статора и цапфы. Наиболее нагруженными в тепловом отношении являются катушки электромагнитов, компенсирующих статическую нагрузку от веса ротора, а наибольшие потери в стали выделяются в цапфе в результате вращения ротора в несинусоидальном магнитном поле [65]. Кроме того, ЭМП дополнительно подогревается со стороны «основной» машины. Поэтому исследование тепловых процессов в АЭМП весьма актуальная задача как при их эксплуатации, так и при проектировании новых опор

## **1.2. Области использования АЭМП**

Известные преимущества активного электромагнитного подшипника [50, 66, 70], определяют его область применения, которая, в связи с перманентным развитием наукоемких отраслей промышленности, имеет тенденцию к расширению. Области, в которых применение активного электромагнитного подвеса наиболее перспективно:

- космическая техника;
- ядерная энергетика;
- медицина;
- станкостроение;
- нефтегазовая промышленность.

Несмотря на то, что электромагнитный подвес известен с начала XX века, его бурное развитие совпало с развитием космической отрасли. Так в 70-е годы был изготовлен шаровой электродвигатель-маховик с электромагнитным подвесом ротора массой 60 кг [68] (рис.1.6).

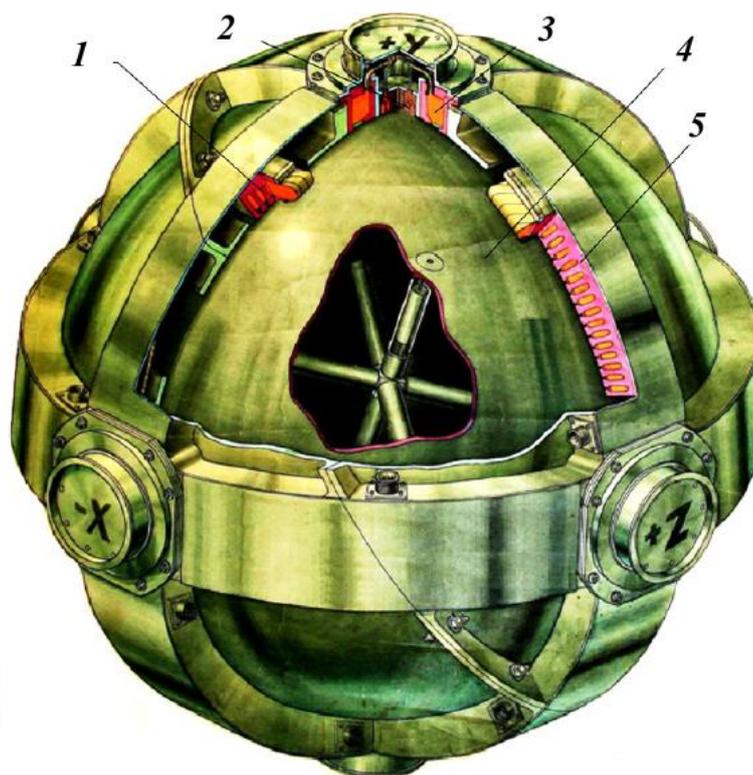


Рисунок 1.6. Шаровой электродвигатель-маховик: 1 – тахометрическая обмотка; 2 – индуктивный датчик зазора; 3 – электромагнит; 4 – шаровой ротор-маховик; 5 – статорная обмотка

Стабильная работа ЭМП в условиях глубокого вакуума и отсутствии смазки зачастую становится решающим критерием при выборе опор для устройств, работающих в космосе. Поэтому электромагнитные подшипники применяются в устройствах ориентации космических аппаратов [50, 68]. Более того, масштабные проекты последних лет: освоение Луны, планируемые пилотируемые экспедиции на планеты Солнечной системы – требуют повышения уровня энергообеспечения космических аппаратов, что возможно за счет использования ядерных источников энергии. Для мегаваттных ядерных установок газотурбинное преобразование энергии является предпочтительным [63]. На сегодняшний день использование ЭМП в таких установках являются единственно возможными [63].

В конце 1970-х годов в институте ядерных технологий и новой энергетики (INET) университета Циньхуа (Китай) начались разработки атомного реактора НТР-РМ мощностью 200 МВт [21]. Одной из его

особенностей является использование активных электромагнитных подшипников в модуле гелиевого нагнетателя (рис.1.7), так как традиционные подшипники не в состоянии удовлетворительно работать из-за наличия смазки, частых обслуживаний и т.д.

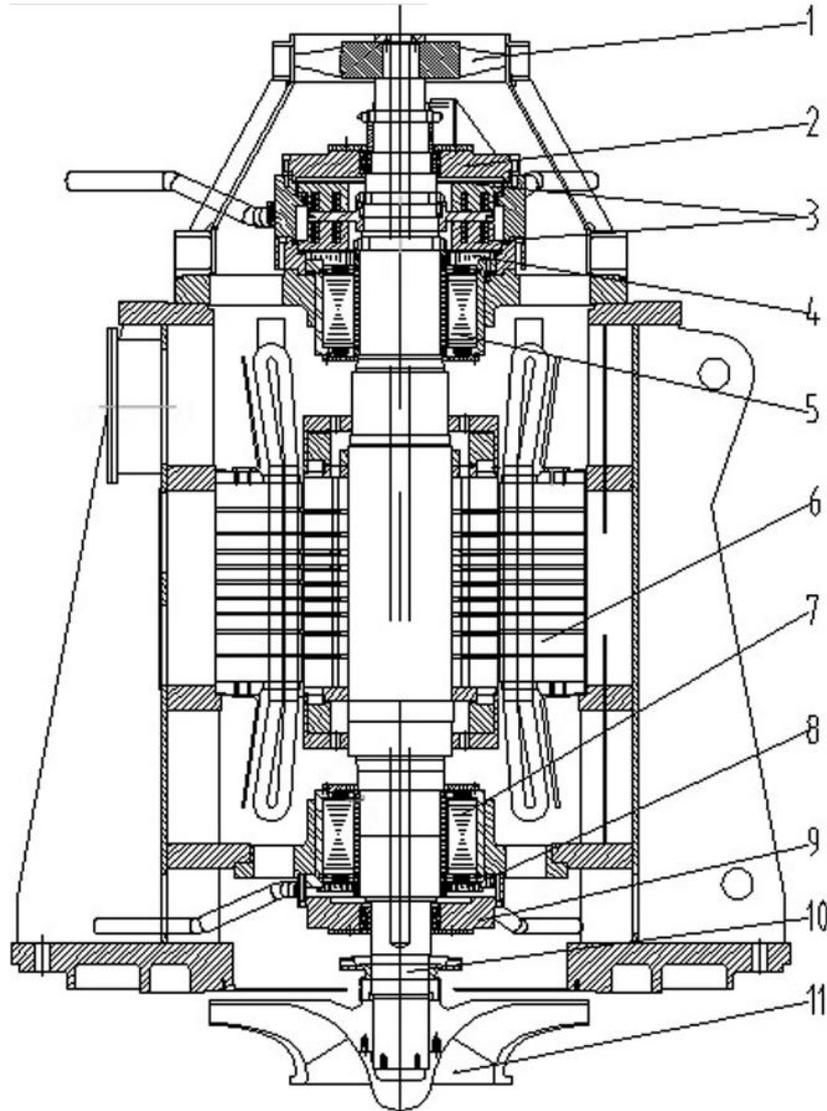


Рисунок 1.7. Структурные компоненты нагнетателя: 1 – охлаждающий вентилятор; 2 – верхний страховочный подшипник; 3 – аксиальный АМП; 4 – верхний датчик положения; 5 – верхний радиальный АМП; 6 – электродвигатель; 7 – нижний радиальный АМП; 8 – нижний датчик положения; 9 – нижний страховочный подшипник; 10 – ротор; 11 – колесо нагнетателя

Ротор нагнетателя расположен вертикально, поэтому основная нагрузка направлена аксиально и ее воспринимает осевой подшипник (3).

Активные электромагнитные подшипники находят свое применение в медицине и фармакологии, так, например, обеспечивается требуемая стерильность насосов и мешалок. Кроме того, известно их применение в качестве опоры рабочего колеса имплантируемого перфузионного насоса [14]. Перфузионный насос включает в себя циркуляционный насос нагнетания крови с рабочим колесом на электромагнитной подвеске, расходомер для контроля расхода потока в насосе, переносной контроллер и источник электропитания. Центробежный насос на ЭМП и расходомер расположены внутри тела, а контроллер и источник питания расположены – снаружи.

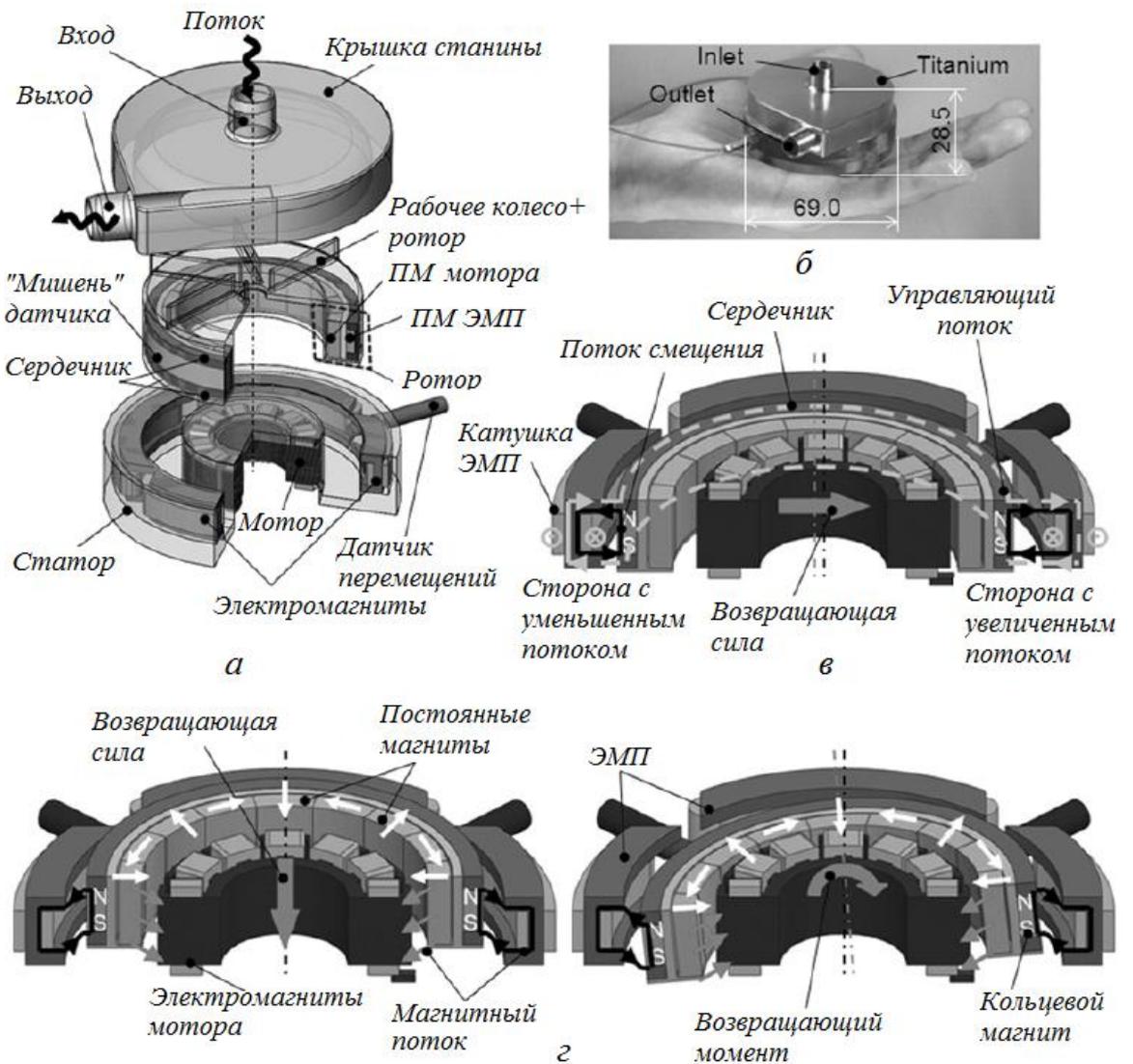


Рисунок 1.8. Имплантируемый перфузионный насос с использованием ЭМП

Вследствие отсутствия механического контакта при использовании электромагнитного подвеса удается значительно снизить повреждения клеток крови, уменьшается риск образования тромбов. Повышается срок службы устройства по сравнению с использованием подшипников, в которых присутствует контакт. Существует несколько путей повышения надежности ЭМП, например, использование резервных гидродинамических систем для подвеса рабочего колеса, которая была предложена в *DuraHeart* (*Terumo Heart Inc., MI, USA*) или использование нескольких идентичных дублирующих систем ЭМП, работающих параллельно [14].

Электромагнитные подшипники активно применяются в станкостроении в качестве опоры высокоскоростных электрошпинделей. Так, например, на рынок потребителей поставляются электрошпиндели для шлифования и фрезерования фирмами *S2M* (входящей в группу компаний *SKF*, Франция), *IBAG* (Швейцария), *Siemens* (Германия). В связи с жесткой конкуренцией развитие АЭМП в станкостроении зависит от результатов последних исследований и разработок, направленных на упрощение и оптимизацию конструкции электромеханической части и законов управления электромагнитами. В *Siemens*, например, работают над оптимизацией ЭМП в направлении отказа от датчиков положения в пользу определения смещения путем изменения параметров обмоток электромагнитных подшипников [27].

На рис.1.9 показан электрошпиндель *HF200MA* фирмы *IBAG* (Швейцария) частотой вращения 40 тыс. об/мин, в котором в качестве опоры используются электромагнитные подшипники.



Рисунок 1.9. Электрошпиндель HF200MA фирмы IBAG с использованием ЭМП

### **1.3. Применение АЭМП при транспортировке нефти и газа**

В нефтегазовой отрасли промышленности электромагнитные подшипники активно применяются в компрессорах газоперекачивающих агрегатов. Установка ЭМП в насосах на газовых магистралях зачастую обеспечивает значительный экономический эффект по причине уменьшения издержек на обслуживание труднодоступных насосных станций (исключение доставки и замены масла в опорах и т.д.) [50], а также снижения простоев оборудования из-за его внеплановых отключений.

Согласно статистике Министерства транспорта РФ за январь-июнь 2018 года [86] на долю трубопроводного транспорта приходится 15,77 % от всех грузоперевозок в РФ (около 590,5 миллионов тонн). При этом основой газоперекачивающих агрегатов (ГПА) является турбокомпрессор, который, как и любая вращающаяся машина, имеет в своем устройстве подшипники. Как правило, это гидродинамические (масляные) подшипники. Их широкое применение в качестве опор компрессоров ГПА обосновано положительными качествами, такими как: высокая несущая способность, относительно небольшой зазор и, как следствие, небольшой зазор в уплотнениях и т.д. Однако применение масла в качестве рабочего агента

вызывает ряд серьезных проблем. Таких, как увеличение расходов на обслуживание системы смазки, в том числе доставки масла в труднодоступные районы, обслуживание системы охлаждения, подогрева и фильтрации масла, увеличение сопутствующих потерь масла, загрязнение окружающей среды, увеличение потерь на трение с увеличением частоты вращения и, наконец, увеличение риска возгорания. Свободными от этих недостатков являются электромагнитные подшипники. Анализ причин остановов ГПА [29], показывает, что на долю подшипников приходится 7,4 % всех отказов, на долю маслосистемы 17,9 % и на долю системы КИПиА – 40,5 %. По данным [62] в магистральных газопроводах с приводом от электрического двигателя (ЭГПА) мегаваттного класса (синхронного или асинхронного) более 70% всех нештатных ситуаций связано с маслосистемой. Более того в силу объективных причин [61, 62] применение ЭГПА становится все более актуальным. Применение активных электромагнитных приводит к исключению сети масляных магистралей подшипников (в том числе оборудования охлаждения, подогрева и контроля состояния). За счет этого снижается число отказов, вызванных сбоем в маслосистеме, оборудовании КИПиА, и повышается надежность ГПА и ЭГПА в целом.

В 2011 г. фирма *S2M* (Франция), входящая в машиностроительную компанию *SKF* получила контракт на установку ЭМП для опоры валов компрессоров, создающих необходимое давление для транспортировки газа с морской газодобывающей платформы *Asgard* в Норвежском море. Электромагнитные подшипники будут функционировать на глубине 200-300 м без смазки и обслуживания [76].



Рисунок 1.10. Общий вид компрессора 321 ГЦ2 с ЭМП

Лидером по производству и внедрению электромагнитных подшипников в РФ является ФГУП «НПП ВНИИЭМ». На конец 2009 года получен положительный опыт эксплуатации компрессоров мощностью 12 – 25 МВт с ЭМП на действующих газовых магистралях [68, 79]. АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» является одним из ведущих в РФ научно-исследовательским и проектно-конструкторским центром в области создания современного компрессорного оборудования. ООО Фирма «Калининградгазприборавтоматика» специализируется на создании новых и модернизации существующих САУ компрессорного оборудования, включая системы управления магнитным подвесом ГПА.

Основными преимуществами АЭМП являются отсутствие механического контакта между вращающимися деталями, экологическая чистота, возможность управления положением ротора и т.п. Что в значительной степени определяет их использование в ГПА магистральных трубопроводов. Ужесточение экологических стандартов для районов

крайнего севера и взрывобезопасность оборудования увеличивает конкурентоспособность АЭМП в сфере добычи и транспортировки нефти и газа. Так по данным ФГУП «НПП ВНИИЭМ» [68, 79] (основного производителя АЭМП в РФ) к 2011 году в Газпром было поставлено 150 комплектов нагнетателей газоперекачивающих аппаратов (ГПА) с использованием технологии АЭМП (рис.1.10). Использование нагнетателей с АЭМП в магистральных газопроводах по экономическим соображениям оказалось очень перспективным, даже, не смотря на присущие АЭМП отдельные недостатки. По данным [81] экономический эффект от внедрения ЭМП взамен масляных подшипников для нагнетателей ГПА мощностью 2,5 – 25 МВт позволяет сэкономить порядка 1,78 – 7,18 млн. рублей (2009 г.) в год. Применение ЭГПА на КС с использованием в качестве опор ЭМП в перспективе позволяет достигнуть еще большего экономического эффекта в результате использования следующих основных положительных качеств (которые справедливы и для газотурбинных ГПА с использованием ЭМП) [50, 61, 62]:

- повысить КПД агрегата и уменьшить расходы на электроэнергию;
- исключить систему масляного хозяйства;
- повысить ресурсы ГПА, уменьшив затраты на ТОиР;
- повысить готовность агрегата к пуску, сократить время пуска;
- повысить точность САУ дистанционного управления ЭГПА КС, сократить затраты на персонал, перейти к малолюдным технологиям.

В результате анализа публикаций отечественных и зарубежных авторов установлено, что основными направлениями исследований, объектом которых выступает АЭМП, являются в большинстве своем система управления (аналоговая, цифровая, законы управления и т.п.) [26, 31, 33, 37, 39, 41, 42, 47, 67, 78, 80, 83], динамические характеристики вала (при прохождении критических частот во время разгона и т.п.) [22, 31, 32]. В

литературных источниках [17, 35, 36, 50, 63, 66, 70, 79, 81] основное внимание уделено физическим основам, конструктивным особенностям и методикам расчета ЭМП. В [35, 36, 38, 40, 61, 62, 68, 79, 81] рассматриваются вопросы сравнения существующих конструкций, расчетов и внедрения в качестве опор нагнетателей ГПА электромагнитных подшипников. В [34, 43] подробно рассматриваются вопросы конструктивных особенностей осевого АЭМП (ОЭМП), в том числе влияние вихревых токов в роторе на работу и управляемость АЭМП.

В работах [4, 15, 93] ЭМП рассмотрен в качестве тепловой системы. В результате аналитических преобразований представлена его тепловая схема замещения. Такой подход не обеспечивает достаточную точность расчета теплового состояния АЭМП в отдельных наиболее нагретых точках.

В публикациях [9, 13] рассматривается работа высокоскоростных синхронных машин с возбуждением от постоянных магнитов, у которых в качестве опор используются АЭМП. В этих статьях даны методики расчета потерь в стали ротора синхронных машин и цапфы АЭМП, а также теплового состояния исследуемых устройств. Так же, как и в предыдущих работах, исследование нагрева производится по средним интегральным параметрам, что не отвечает современным требованиям по точности расчета.

На основании анализа публикаций можно заключить, что основное направление совершенствования АЭМП на сегодняшний день – повышение эксплуатационных характеристик АЭМП за счет совершенствования системы управления с учетом ранее не учтенных особенностей в работе АЭМП. Однако анализ и исследование теплового состояния электромагнитной части АЭМП – важнейшая задача для повышения надежности и энергоэффективности устройства – освещена в научной литературе недостаточно полно.

В связи с этим, в качестве цели диссертационного исследования было выбрано повышение эксплуатационных характеристик радиальных электромагнитных подшипников за счет исключения локальных перегревов и

повышение энергетической эффективности радиального АЭМП путем снижения потерь в роторе и обмотках.

## 2. АНАЛИЗ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В АЭМП

### 2.1. Энергетические процессы в электромагнитных подшипниках

В электромагнитном подшипнике в номинальном режиме работы практически вся потребляемая электрическая энергия идет на нагрев обмоток, магнитопроводов статора и ротора. Кроме того, АЭМП потребляет часть механической мощности ротора ГПА, также преобразующейся в тепло.

Процессы преобразования энергии в АЭМП наглядно представлены в виде энергетической диаграммы, показанной на рис.2.1. Полная подводимая мощность  $P_1$  складывается из электрической мощности от силового преобразователя  $P_{эл1}$  и из механической мощности  $P_{мх1}$  от ротора приводного двигателя (газотурбинного или электрического), которая расходуется на преодоление сил «магнитного трения», возникающих при вращении цапфы РЭМП в магнитном поле и аэродинамические потери.

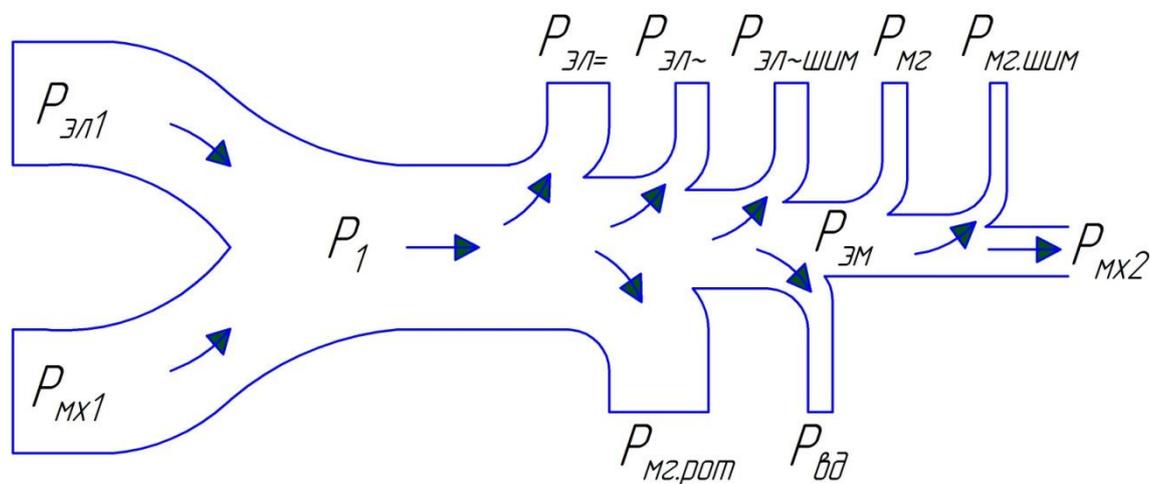


Рисунок 2.1. Энергетическая диаграмма АЭМП

На диаграмме приняты следующие обозначения:

$P_{эл=}$  – электрические потери от постоянной составляющей токов катушек;

$P_{эл~}$  – электрические потери от переменной составляющей токов катушек;

$P_{эл.шим}$  – добавочные потери от высокочастотных составляющих токов ШИМ.

$P_{мг}$  – основные магнитные потери в магнитопроводах;

$P_{мг.шим}$  – добавочные потери от высокочастотных составляющих магнитной индукции;

$P_{вод}$  – аэродинамические потери;

$P_{мх2}$  – полезная механическая мощность, затрачиваемая на перемещение ротора в воздушном зазоре, при компенсации возмущающих усилий.

Полезная механическая мощность в номинальном режиме работы АЭМП – единственная составляющая от подведенной мощности, которая не идет на нагрев машины. Все остальные составляющие, показанные на диаграмме, в конечном итоге превращаются в тепло.

Проведем оценку всех элементов энергетической диаграммы, начиная с полезной механической мощности.

Исходные допущения при расчете механической мощности:

- Колебания ротора по осям  $x$  и  $y$  подчиняются гармоническому закону:

$$\begin{cases} x = A_x \cos(\omega \cdot t + \alpha_0), \\ y = A_y \cos(\omega \cdot t + \alpha_0); \end{cases}$$

- амплитуда по ортогональным осям одинаковая:

$$A_x = A_y = A;$$

- частота колебаний равна утроенной частоте вращения ротора [45];

- максимальная амплитуда колебаний соответствует границе зон  $B/C$  вибрационного состояния машины по ГОСТ Р ИСО 14839-2-2011 [45] и равна  $0,4 \cdot C_{min}$ .

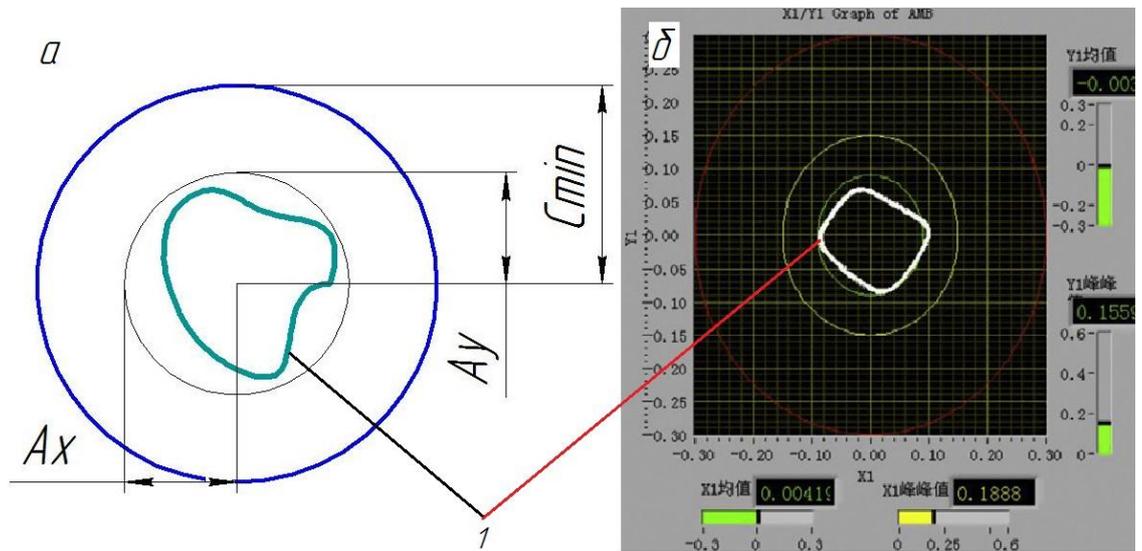


Рисунок 2.2. Годограф прецессии оси ротора (1) в радиальном подшипнике; (а) – схематичное изображение, (б) – интерфейс панели управления нагнетателя *HTR-PM* [21];  $C_{min}$  – зазор в страховочном подшипнике,  $A = A_x = A_y$  – амплитуда смещения оси ротора.

Для колебательного движения тела полная механическая энергия равна сумме кинетической  $E_k$  и потенциальной  $E_n$  энергий:

$$E = E_k + E_n = \frac{1}{2} m \cdot \omega_0^2 \cdot A, \quad (2.1)$$

где  $m$  – масса (кг),  $\omega_0$  – угловая частота вращения (рад/с),  $A$  – амплитуда колебаний (м).

Исходя из предположения, что ротор в радиальном направлении может колебаться в режиме подавления дисбаланса с частотой примерно равной утроенной частоте вращения [45] и максимально допустимой амплитудой  $0,4C_{min} = 100$  мкм, механическая мощность расходуемая на перемещение ротора составит на один канал (Вт):

$$P'_{mx2} = \frac{1}{2} m \cdot \omega_0^2 \cdot A, \quad (2.2)$$

а на два канала величину вдвое большую:  $P_{mx2} = 2 \cdot P'_{mx2}$ . Для рассматриваемого случая:

$$\begin{cases} m = 680 \text{ кг}, \\ \omega_0 = 555 \text{ рад/с}, \rightarrow P_{mx2} = 18,8 \text{ Вт}. \\ A = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}; \end{cases}$$

Величина полезной механической мощности АЭМП составляет незначительную часть от полной потребляемой мощности  $P_1$ , которая практически вся расходуется на нагрев активных частей подшипника.

## 2.2. Электрические потери в обмотках электромагнитов

Численно количество теплоты, выделяемое током за единицу времени  $dt$  на каком-либо участке (в катушке) может быть найдено из работы электрических сил по перемещению заряда от начального к конечному сечению катушки [84]:

$$A = de \int_1^2 \varepsilon_s ds = Idt \int_1^2 \varepsilon_s ds = Idt \cdot U_{12} \quad (2.3)$$

Где  $de = I \cdot dt$  – количество электричества, протекающее через элемент длины проводника  $dl$  при силе тока  $I$ .

Откуда может быть получен известный [28, 84, 95] закон Джоуля-Ленца в интегральном виде:

$$\Delta P = I \int_1^2 \varepsilon_s dl \quad (2.4)$$

Или в случае протекания по проводнику сопротивлением  $R$  постоянного тока  $I$ :

$$\Delta P = R \cdot I^2 \quad (2.5)$$

Таким образом, если проводник неподвижен и в нем не происходит химических реакций, то вся величина электрической мощности, равная количеству энергии в единицу времени, выделяется током в форме тепла.

При численном моделировании методом конечных элементов (МКЭ) удобно представлять источники теплоты объемными тепловыделениями ( $Q$  [ $Bm/m^3$ ]). Поэтому объемные потери, вызванные протеканием электрического тока по обмоткам электромагнитов, определяются формулой:

$$Q = \frac{\Delta P}{V} = \frac{I^2 R}{V}, \left[ \frac{Вт}{м^3} \right], \quad (2.6)$$

где  $\Delta P$  – мощность потерь (Вт), выделившихся в объеме  $V$  ( $м^3$ ),  $I$  – сила тока (А) в проводнике с активным сопротивлением  $R$  (Ом). Сила тока определяется плотностью тока  $j$  ( $\frac{А}{м^2}$ ) в проводнике сечением  $s$  ( $м^2$ ):

$$I = j \cdot s \quad (2.7)$$

Численное моделирование МКЭ предполагает, что геометрическая модель разбивается на ограниченное количество конечных элементов, размер которых зависит от требуемой точности решения, вычислительной возможности ПК и геометрических размеров отдельных блоков модели. Так, например, конечные элементы блока статора геометрической модели могут быть значительно больше конечных элементов блока проводника, не ухудшая при этом точность решения. Генератор сетки конечных элементов настроен таким образом, что сетка автоматически сгущается в местах присутствия блоков меньших размеров. Однако, построение подробной геометрической модели с прорисовкой каждого элемента проводника не целесообразно ввиду ограниченных вычислительных мощностей ПК. Поэтому мелкие детали геометрической модели объединяются в более крупные блоки с присвоением им эквивалентных физических свойств. Например, катушка электромагнита характеризуется коэффициентом заполнения медью ( $k_3$ ), который лежит в пределах от 0 до 1 и характеризуется отношением площади поперечного сечения меди ( $S_m$ ) к площади поперечного сечения всей катушки ( $S_k$ ):

$$k_3 = \frac{S_m}{S_k} \quad (2.8)$$

Численное моделирование тепловых процессов электромагнитных подшипников производится на этапе, когда уже известны сила и плотность тока, протекающего по обмоткам, а также обмоточные данные катушек. Так как катушки питаются постоянным модулированным током, то основные

потери в обмотках статора АЭМП могут быть вычислены аналитически, используя в расчетах формулы (2.5), (2.6), (2.7).

### 2.3. Потери в стали на перемагничивание и вихревые токи

Потери в стали обычно разделяют на две основные составляющие: потери на перемагничивание и вихревые токи. Для борьбы с вихревыми токами применяются шихтованные в направлении протекания вихревых токов конструкции магнитопровода. Учет потерь в такой конструкции магнитопровода является задачей не тривиальной. В инженерных расчетах обычно используется подход, основанный на уравнении Штейнмеца [16, 18]:

$$\Delta P_{cm} = \Delta P_h + \Delta P_e = k_h \cdot f^\beta \cdot B^\alpha + k_e \cdot f^2 \cdot B^2 \quad (2.9)$$

где  $\Delta P_h$  – потери на перемагничивание,  $\Delta P_e$  – потери на вихревые токи, эмпирические коэффициенты (обычно не целочисленные)  $\alpha$ ,  $\beta$  лежат в пределах:  $2 < \alpha < 3$ ,  $1 < \beta < 3$ ;  $k_h$  – поправочный коэффициент потерь на гистерезис,  $k_e$  – поправочный коэффициент потерь на вихревые токи.

Коэффициент  $\alpha$  – показатель степени магнитной индукции в слагаемом потерь на гистерезис является сложной функцией частоты и магнитной индукции [10, 11]:

$$\alpha = f(B, f) \quad (2.10)$$

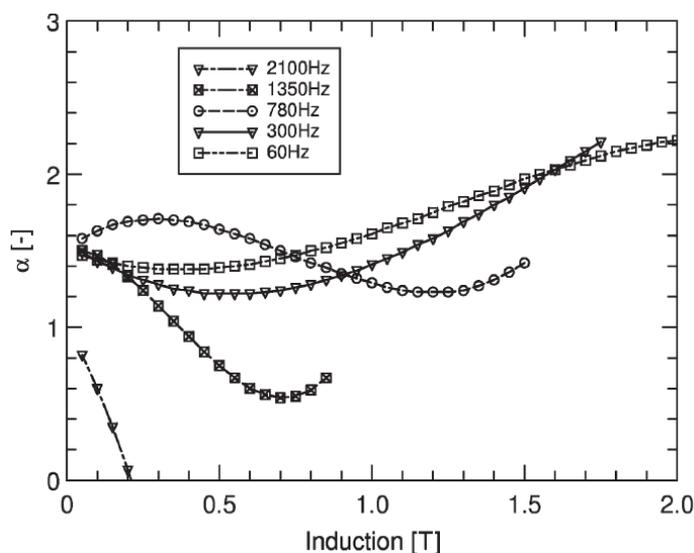


Рисунок 2.3. Зависимость коэффициента  $\alpha$  от магнитной индукции для семейства частот

В инженерной практике [28, 58, 59] для определения потерь на перемагничивание и вихревые токи при синусоидальной форме кривой магнитного потока используют полуэмпирическую формулу, основанную на (2.9):

$$\Delta P_{cm} = k_m \left( \frac{\Delta P_{y\partial}}{m} \right)_{1/400} \cdot B^2 \cdot \left( \frac{f}{400} \right)^\beta \cdot m_c \quad (2.11)$$

где  $k_m$  – поправочный коэффициент, учитывающий увеличение потерь, вызванных технологическим процессом сборки сердечников, по [58] рекомендуется принимать поправочный коэффициент из диапазона  $k_m = 1,4 \dots 2$  в зависимости от мощности машины, геометрии стальных участков (зубцы, ярмо) и т.п.;

$\left( \frac{\Delta P_{y\partial}}{m} \right)_{1/400}$  – удельные потери в стали на

единицу массы при индукции 1 Тл и частоте 400 Гц;  $B$  – амплитудное значение индукции;  $f$  – частота;  $m_c$  – масса сердечника. Уравнение (2.11) основано на упрощенном инженерном подходе, не предполагающем разделение потерь на потери от вихревых токов и гистерезис.

Основанием данной методики являются представленные производителем данные по удельным потерям, полученным в результате

измерения удельных потерь в образце электротехнической стали в аппарате Эпштейна по ГОСТ 12119-80.

Уравнения (2.9) и (2.11) основаны на экспериментальных исследованиях и нуждаются в теоретических обоснованиях. Потери, рассчитанные по (2.9) дают удовлетворительные результаты при значительных допущениях. Расчеты и экспериментальные данные [6, 16, 89] показывают значительное увеличение потерь при несинусоидальном магнитном потоке, значительном насыщении магнитной системы и т.д.

Для учета этих дополнительных факторов, существенно влияющих на результат, уравнение (2.9) дополняется третьим слагаемым – так называемыми дополнительными (избыточными) потерями [6, 11, 16]:

$$\Delta P_{cm} = \Delta P_h + \Delta P_e + \Delta P_{ex} = k_h \cdot f^\beta \cdot B^\alpha + k_e \cdot f^2 \cdot B^2 + k_{ex} \cdot f^{1,5} \cdot B^{1,5} \quad (2.12)$$

где  $k_{ex}$  – поправочный коэффициент добавочных потерь.

В общем случае энергия, расходуемая на перемагничивание, чаще всего определяется по площади квазистатической петли гистерезиса ( $S_h$ ) и за  $f$  циклов при удельной плотности материала  $\gamma$  может быть найдена по [89]:

$$\Delta P_h = \frac{f}{4\pi \cdot \gamma} \oint B dH = \frac{S_h \cdot f}{4\pi \cdot \gamma} \quad (2.13)$$

Поправочный коэффициент потерь на вихревые токи может быть вычислен для материала с удельным электрическим сопротивлением  $\rho$  и толщиной листа  $\Delta_{ст}$  [10, 11]:

$$k_e = \frac{(\pi \cdot \Delta_{cm})^2}{6 \cdot \rho \cdot \gamma} \quad (2.14)$$

Поправочный коэффициент потерь на гистерезис определяется по [54]:

$$k_h = \frac{\Delta p_{cm}}{B^2 \cdot m \cdot f} - \frac{\pi^2 \cdot \Delta_{cm}^2 \cdot f}{6 \cdot \rho \cdot \gamma} \quad (2.15)$$

где  $\Delta p_{ст}$  – удельные потери в стали (Вт/кг).

Магнитные потери на вихревые токи и перемагничивание выделяющиеся в магнитопроводах статора и цапфы АЭМП в традиционных

методиках определяются выражением (2.12). Потери в стали имеют сложную нелинейную зависимость от величины индукции и частоты перемагничивания.

Частота перемагничивания пакета статора зависит от выбранного закона управления и является результатом реакции системы управления на отклонение ротора от заданного положения оси вращения. Так как положение оси ротора при помощи АЭМП невозможно зафиксировать абсолютно точно, то ось ротора постоянно совершает прецессионные колебания в некотором диапазоне. Амплитуда этих колебаний зависит от качества системы АЭМП, а её предельные значения определяются техническими условиями на АЭМП, или, как правило, менее жесткими требованиями ГОСТ (ИСО) [45].

В стандарте ГОСТ Р ИСО14839-2-2011 [45], в соответствии с ИСО 7919-1, установлены зоны вибрационного состояния для контроля вибраций вала в АЭМП:

- зона А: типичные значения вибрации новых машин, вводимых в эксплуатацию;
- зона В: типичные значения вибрации машин, которые считают годными к долговременной работе без ограничений;
- зона С: типичные значения вибрации машин, которые считают непригодными к долговременной работе (обычно работу таких машин допускают в течение ограниченного времени, пока не появится возможность устранения причин, вызвавших изменение состояния машины);
- зона D: типичные значения вибрации машин, которые обычно рассматривают как представляющую опасность с точки зрения вызываемых ею возможных повреждений машины.

Установленные границы перечисленных зон в соответствии со спецификой электромагнитного подвеса представлены в таблице 2.1.

Рекомендуемые значения границ зон вибрационного состояния

Граница зон	Максимально допустимое отклонение
A/B	$< 0,3 \cdot c_{\min}$
B/C	$< 0,4 \cdot c_{\min}$
C/D	$< 0,5 \cdot c_{\min}$
Примечание: $c_{\min}$ – минимальный радиальный или осевой зазор между статором и ротором	

Величина  $C_{\min}$  определена конструктивными особенностями АЭМП и равна зазору между страховочным подшипников и ротором. Таким образом, максимальная амплитуда колебаний ротора, при которой работа АЭМП считается нормальной соответствует границе зон В/С.

В стандарте [45] также приведены примеры оценки состояния машины по измерениям силы тока при использовании разных систем управления (без и с использованием подавления дисбаланса). Из рис.2.4 видно, что в системе управления с подавлением дисбаланса переменная составляющая кривой тока синхронная с вращением ротора отсутствует, уменьшилась максимальная амплитуда и кривая приняла вид близкий к синусоиде, период которой равен  $1/3$  периода оборота ротора.

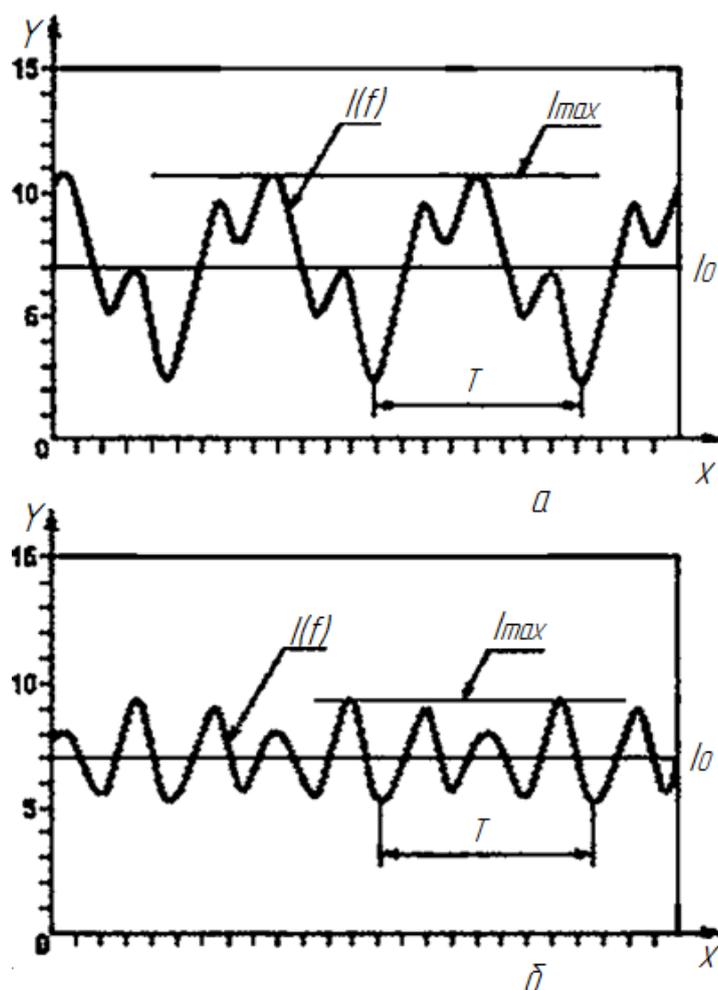


Рисунок 2.4. Сила тока в катушке электромагнита для системы управления (а) без подавления дисбаланса, (б) с подавлением дисбаланса.  $T$  – период оборота ротора

Система управления АЭМП, регистрируя с помощью датчиков положения отклонение ротора, по заданному алгоритму изменяет величину напряжения на катушках электромагнитов таким образом, чтобы вернуть ротор в исходное положение. Регулирование напряжения осуществляется с помощью широтно-импульсного модулирования (ШИМ) выходного сигнала [23, 37, 66]. При питании катушек электромагнитов от импульсного усилителя мощности в обмотках возникают пульсирующие с несущей частотой ШИМ токи, которые вызывают дополнительные потери в стальных участках АЭМП. В [83] подробно описан принцип действия выходного усилителя с двумя уровнями напряжения на обмотках электромагнитов с несущей частотой  $f_{\text{ШИМ}} = 16$  кГц. Подобные источники питания используются в новых разработках ФГУП «НПП ВНИИЭМ» с цифровой (КТМ)

аппаратурой управления [68]. Катушка электромагнита включается в диагональ полупассивной мостовой схемы рис.2.5.

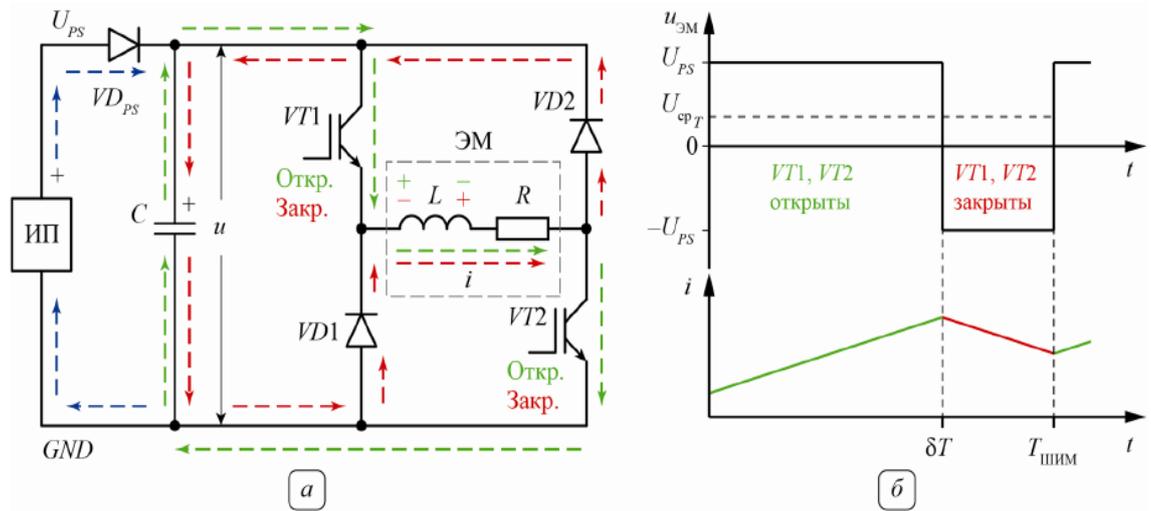


Рисунок 2.5. Упрощенная схема выходного усилителя мощности (а), с эпурами тока и напряжения электромагнита (б)

Транзисторы \$VT1\$ и \$VT2\$ управляются ШИМ сигналом синхронно. Напряжение источника питания, как правило, \$U\_{ин} = 220\$ В. При этом в зависимости от величины коэффициента заполнения (\$\delta\$) среднее значение напряжения, приложенного к катушке электромагнита равно [83]:

$$U_{к} = 2 \cdot U_{ин} \cdot (\delta + 0,5). \quad (2.16)$$

Описанные выше потери в той или иной мере присутствуют как в радиальном, так и в осевом ЭМП, а методика их вычисления аналогична. Магнитные потери в теле цапфы в результате вращения ротора в неравномерном магнитном поле электромагнитов РЭМП являются специфичными и составляют существенную долю от общих потерь.

В [38] на основании опыта проектирования АЭМП предлагаются приближенные зависимости для определения потерь в обмотках электромагнитов и цапфе ротора:

$$\Delta P_{м} \cong 0,4 \cdot \sqrt{F_{н}},$$

$$\Delta P_{ром} = 1,8 \cdot \Delta p_{см} \cdot F_{н}^{1,5} \cdot n^{1,5} \cdot \sqrt{p} \cdot 10^{-11}.$$

В [35] для аналитического определения потерь от вращения ротора в магнитном поле статора предложена следующая зависимость:

$$\Delta P_{пот} = \Delta p_{1/400} \cdot B^2 \cdot \left( \frac{f}{400} \right)^{1,5} \cdot \frac{m}{2}. \quad (2.17)$$

В (2.17) в качестве активной массы стали цапфы учитывается только половина от реальной величины в результате допущения о незначительности выделяемых потерь в секторе цапфы, расположенном у «нижних» полюсов. Частота перемагничивания может быть найдена по известной из теории электрических машин зависимости [35,58, 59]:

$$f = \frac{p \cdot n}{60}, \quad (2.18)$$

где  $n$  – частота вращения ротора (об/мин),  $p$  – число пар полюсов.

Упрощенные аналитические инженерные методики не позволяют с достаточной точностью учесть все особенности несимметричного, несинусоидального в пространстве и времени магнитного поля, вызывающего магнитные потери в сердечнике статора и ротора АЭМП [52, 65].

Задача расчета магнитных потерь в роторе при его вращении адекватно может быть решена только путем численного моделирования поля. Результаты этих расчетов и их анализ приведены в разделе 2.5 настоящей главы.

#### 2.4. Потери на трение о воздух

Потери на трение о воздух, выделяющиеся в виде тепла на вращающихся поверхностях, оказывают существенное влияние на суммарные потери с увеличением частоты вращения ротора. В общем случае потери на трение о воздух зависят от большого количества факторов и аналитически могут быть приближенно определены с использованием критериев подобия. Для определения вентиляционных потерь в АЭМП удобно использовать отношения, полученные для типовых геометрических тел вращения. Например, для поверхности длинного цилиндра рекомендуется использовать отношения [9, 17]:

$$\Delta P_{mp} = \omega \cdot M_{mp} = \pi \cdot C_f \cdot \rho_\epsilon \cdot \omega^3 \cdot R^4 \cdot L. \quad (2.19)$$

где  $M_{mp}$  – момент трения,  $C_f$  – коэффициент сопротивления вращению ротора,  $R$  – радиус вращающегося тела.

Для тонкого диска:

$$\Delta P_{mp} = \omega \cdot M_{mp} = \pi \cdot C_f \cdot \rho_\epsilon \cdot \omega^3 \cdot R^5. \quad (2.20)$$

Для цилиндра с отношением длины к радиусу в диапазоне ( $L/R$ ) от 0,5 до 5 потери могут быть найдены:

$$\Delta P_{mp} = \omega \cdot M_{mp} = \pi \cdot C_f \cdot \rho_\epsilon \cdot \omega^3 \cdot R^5 \left(1 + \frac{L}{R}\right). \quad (2.21)$$

Как видно из уравнений (2.19) – (2.21) потери в значительной степени зависят от частоты вращения и от радиуса тел вращения. Коэффициент сопротивления вращению ротора  $C_f$  – величина, зависящая от характера течения охлаждающей среды вблизи рассматриваемой поверхности. Определяющими критериями для течения воздуха в зазоре являются [9, 28]:

1. Число Рейнольдса по осевой и окружной скорости соответственно,

$$Re = \frac{2 \cdot v \cdot \delta}{\nu}, \quad (2.22)$$

$$Re_\omega = \frac{\omega \cdot R \cdot \delta}{\nu}; \quad (2.23)$$

где  $\nu$  – динамическая вязкость воздуха ( $m^2/c$ ).

2. Число Тейлора, описывающее стабильность профиля потока между двумя вращающимися поверхностями,

$$Ta = Re_\omega \cdot \sqrt{\frac{\delta}{R}} = \frac{\omega \cdot R^{0,5} \cdot \delta^{1,5}}{\nu}. \quad (2.24)$$

По критериям подобия (2.22) – (2.24) определяется вид течения в зазоре, в зависимости от которого может быть оценен коэффициент сопротивления вращению

При чисто ламинарном течении [28]

$$C_f = \frac{2}{\text{Re}_\omega} \cdot \left[ \frac{(1 + \delta/R)^2}{1 + 0,5 \cdot \delta/R} \right], \quad (2.25)$$

при ламинарном течении с макровихрями

$$C_f = \frac{0,46 \cdot (\delta/R)^{0,25}}{\sqrt{\text{Re}_\omega}}, \quad (2.26)$$

при турбулентном течении с макровихрями

$$C_f = \frac{0,106 \cdot \sqrt{\delta/R}}{\sqrt[3]{\text{Ta}}}. \quad (2.27)$$

Для торцевых поверхностей число Рейнольдса рекомендуется определять из отношения [9]:

$$\text{Re}_m = \frac{\omega \cdot R^2}{\nu}, \quad (2.28)$$

а коэффициент сопротивления вращению

$$\begin{cases} C_{fm} = 64 / (3 \cdot \text{Re}_m), & (\text{Re}_m < 30) \\ C_{fm} = 3,87 / \text{Re}_m^{0,5}, & (30 < \text{Re}_m < 3 \cdot 10^5) \\ C_{fm} = 0,146 / \text{Re}_m^{0,2}, & (3 \cdot 10^5 < \text{Re}_m) \end{cases} \quad (2.29)$$

и потери

$$\Delta P_{вр.м} = 0,5 \cdot C_{fm} \cdot \rho \cdot \omega^3 (R_2^5 - R_1^5), \quad (2.30)$$

где  $R_2, R_1$  – внешний и внутренний диаметр цапфы соответственно (м).

Радиальный АЭМП СМП-16 «Волга» газонагнетателя УНЦ 16-76/1.44, предназначенного для магистральных газопроводов высокого давления, имеет независимую систему охлаждения с воздухом в качестве теплоносителя. Охлаждающий тракт включает в себя пространство между полюсами и воздушный зазор. В аэродинамической схеме они включены параллельно, в результате чего ввиду большого сопротивления воздушному потоку со стороны зазора было принято допущение об отсутствии в зазоре осевого движения среды. Раздельно были рассчитаны потери в зазоре и на

торцевых поверхностях цапфы. В результате было определено, что потери в зазоре на трение о воздух составили  $\Delta P_z \approx 65$  Вт, потери на торцевых поверхностях  $\Delta P_m \approx 2 \cdot 43$  Вт, общие потери на трение о воздух в результате вращения цапфы РЭМП –  $\Delta P_g \approx 150$  Вт.

Таким образом, потери на трение о воздух составляют существенную долю от общих потерь радиального АЭМП.

## **2.5. Результаты численного моделирования электромагнитных процессов РЭМП**

Перед тем, как приступить к численному моделированию тепловых полей АЭМП необходимо определить величину всех объемных тепловыделений. Электрические потери рассчитывались по формуле (2.6), а для расчета магнитных потерь в теле статора и ротора была решена электромагнитная задача МКЭ в двумерной постановке, с использованием пакет программ *Ansys Maxwell*.

В общем случае электромагнитное поле описывается известной системой уравнений Максвелла [49, 77, 82, 84, 91]:

$$\begin{cases} \operatorname{rot} \vec{H} = \vec{J}; \operatorname{rot} \vec{E} = -\frac{\partial \vec{B}}{\partial t}; \vec{J} = \sigma \vec{E} + \frac{\partial \vec{D}}{\partial t} + \rho \vec{v}; \\ \vec{D} = \varepsilon \vec{E}; \vec{B} = \mu \vec{H} = \operatorname{rot} \vec{A}; \operatorname{div} \vec{B} = 0; \operatorname{div} \vec{D} = \rho. \end{cases} \quad (2.31)$$

Решением электромагнитной задачи, представляющий наибольший интерес являются: потери в стали на вихревые токи и перемагничивание в результате вращения ферромагнитного ротора в поле электромагнитов статора, потери в стали статора и ротора в результате отклика системы управления на возвращение ротора при его отклонении, подъемная сила развиваемая электромагнитом. Подъемная сила, определяется на этапе постановки задачи, является одним из основных параметров наряду с геометрическими размерами, величины которых при моделировании задавали пользовательские ограничения модели.

Основным инструментом численного моделирования электромагнитных задач являлось специализированное программное обеспечение *Ansys Maxwell*, в основе которого используется метод конечных элементов (МКЭ). Программное обеспечение *Ansys Maxwell* разрешает задачи электромагнитного поля на основании уравнений Максвелла (2.31) конечной области пространства с заданными граничными и начальными условиями. Решатель *Ansys Maxwell* включает в себя несколько типов задач:

1. *Magnetic* (Магнитные поля)

1.1. *Magnetostatic* (магнитостатика)

1.2. *Eddy Current* (вихревые токи)

1.3. *Transient* (переходный процесс)

2. *Electric* (электрические поля)

2.1. *Electrostatic* (электростатика)

2.2. *AC Conduction* (электрическое поле переменных токов)

2.3. *DC Conduction* (электрическое поле постоянных токов)

В соответствии с поставленной задачей был выбран тип решателя *Transient* (переходный процесс), позволяющий учитывать потери в стали на перемагничивание и вихревые токи. В решателе в качестве источников поля задавались сила и плотность тока, напряжение в функции от времени. При решении задачи использовалась возможность определять подвижные домены (поступательное и вращательное движение), подключать внешнюю электрическую схему, составленную из стандартных электротехнических примитивов.

Моделирование потерь в стальном сердечнике в *Ansys Maxwell* возможно двумя способами: заданием проводимости магнитопровода в направлении шихтовки или заданием зависимости удельных потерь от магнитной индукции для одной или семейства частот. Найти проводимость в

направлении шихтовки магнитопровода без значительных допущений достаточно сложно. Поэтому был использован подход, при котором задавались удельные потери в зависимости от магнитной индукции для частоты  $f = 400$  Гц (сталь 2421), обеспечивающий более достоверные результаты. Расчет потерь на гистерезис в программной среде *Ansys Maxwell* позволяет учитывать перемагничивание стали по частичным циклам, исходя из полученной площади петли гистерезиса, а расчет потерь на вихревые токи основывается на определении вихретоковой компоненты уравнения Штейнмеца.

Решатель *Ansys Maxwell* рассчитывает потери на основании формулы (2.12). При этом коэффициенты  $k_h$ ,  $k_e$  и  $k_{ex}$  извлекаются из заданных пользователем зависимостей удельных потерь от магнитной индукции для семейства частот:

$$\begin{aligned} err(k_h, k_e, k_{ex}) = \\ = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^{n_i} \left( \Delta P_{ij} - \left( k_h \cdot f_i \cdot B_{mij}^2 + k_e f_i^2 B_{mij}^2 + k_{ex} f_i^{1,5} B_{mij}^{1,5} \right) \right)^2 = \min, \end{aligned}$$

где  $m$  – номер зависимости из заданного семейства и  $n_i$  – точка на кривой  $m$ .

В свойствах стальных участков модели задавалась кривая намагничивания, удельная плотность, шихтовка (в направлении координаты  $z$ ) и коэффициент заполнения сталью шихтованного пакета.

Объектом исследования являлся радиальный электромагнитный подшипник СМП-16 «Волга» нагнетателя УНЦ 16-76/1.44 газоперекачивающего агрегата. Конструкция РЭМП представляет собой явнополюсный статор с числом полюсов  $2p = 8$ . Основные размеры представлены на рис.2.6.

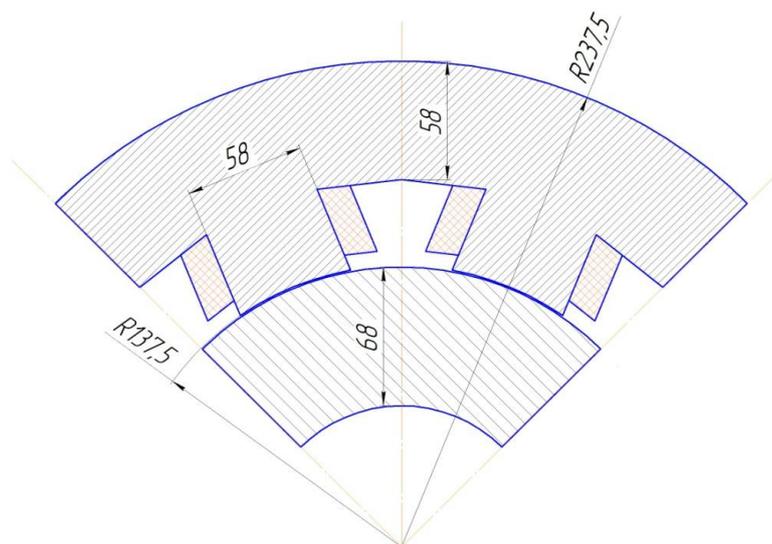


Рисунок 2.6. Геометрическая модель статор РЭМП СМП-16 «Волга» ГПА

Статическая радиальная нагрузка от веса ротора и приводной муфты 13600 Н. Сердечник статора и цапфы ротора набран из листов электротехнической стали марки 2412 и 2421 соответственно [68]. Основные характеристики исследуемых сталей по ГОСТ 21427.2-83 [44] приведены в таблице 2.2 и на рис.2.7.

Таблица 2.2

Основные характеристики стали 2412 и 2421

Марка стали	Толщина, мм	Коэффициент заполнения пакета, $k_{cm}$	Удельные потери, $\Delta p_{1/50}$ , Вт/кг	Удельные потери, $\Delta p_{1,5/50}$ , Вт/кг	Плотность стали, $\gamma_{cm}$ кг/м <sup>3</sup>	Удельное электрическое сопротивление $\rho_{cm}$ , Ом·мм <sup>2</sup> /м
2412	0,35	0,96	1,15	2,7	7650	0,5
2421	0,28	0,94	$\Delta p_{1/400}$ 19,5	$\Delta p_{0,75/400}$ 19,5	7650	0,5
2421	0,18	0,9	$\Delta p_{1/400}$ 12,5	$\Delta p_{0,75/400}$ -	7650	0,5

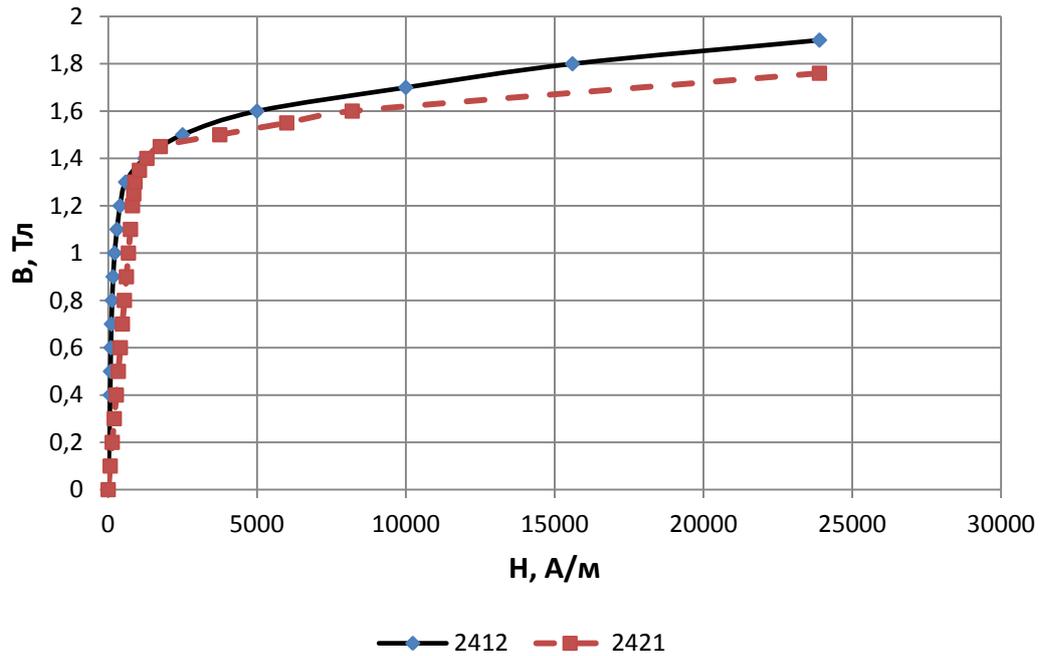


Рисунок 2.7. Кривые намагничивания электротехнических сталей 2412 и 2421

В нормальном режиме работы АЭМП насыщение стали обычно исключено, поэтому потери были определены по (2.11) с учетом коэффициента увеличения потерь по технологическим причинам, принятый равным  $k_{т.рот} = 1,4$  для ротора и  $k_{т.ст} = 1,5$  – для статора. Полученная зависимость представлена на рис. рис.2.8.

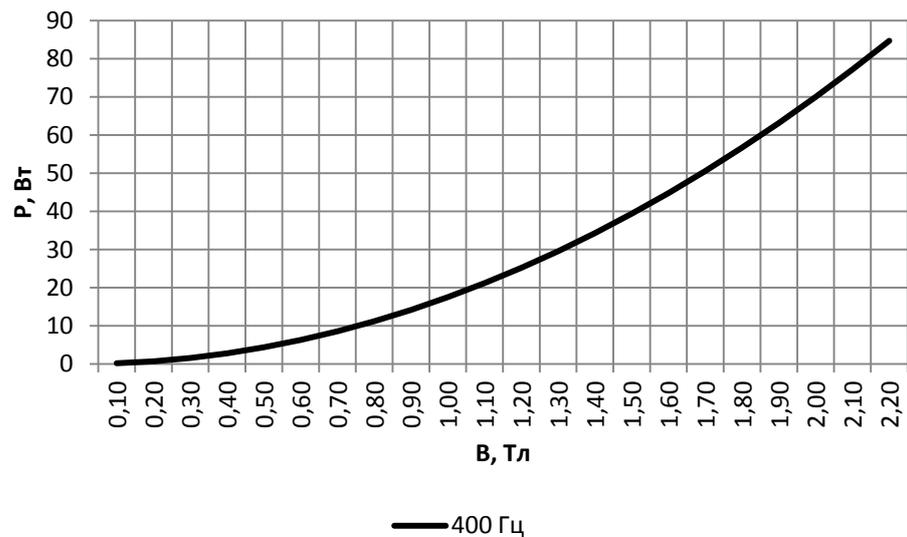


Рисунок 2.8. Зависимость удельных потерь от магнитной индукции для стали 2421

Воздушный зазор между статором и цапфой в моделируемом АЭМП равен  $\delta = 0,75$  мм, а зазор в страховочном подшипнике –  $0,275$  мм. Максимально допустимая амплитуда вибраций ротора в соответствии с таблицей 2.1 равна:

$$\Delta = 0,4 \cdot c_{\min} = 0,4 \cdot \delta_{\text{ст}} = 0,4 \cdot 0,275 = 0,11 \text{ мм.}$$

Согласно регламенту производителя АЭМП эта величина ограничена до  $100$  мкм.

С целью упрощения производства и унификации ряда АЭМП для компрессоров ГПА различной мощности ( $6,3 - 16$  МВт) габаритные размеры АЭМП приведены к единому значению [81]. С увеличением мощности нагнетателей лишь несколько увеличивается диаметр их вала, при этом спинка цапфы АЭМП уменьшается. На рис.2.6 представлено сечение АЭМП нагнетателя наибольшей мощности ( $16$  МВт).

Для определения потерь в стали были решены следующие задачи:

1. Определение величины потерь в стали цапфы от вращения ротора в магнитном поле электромагнитов РЭМП.
2. Определение отклика системы управления (величины тока  $\Delta I$ ) при смещении ротора на величину  $\Delta$ , необходимого для возвращения оси ротора в исходное положение.
3. Определение потерь в стали статора при наложении синусоидального сигнала амплитудой  $\Delta I$  на постоянную составляющую тока  $I_0$ .
4. Определение потерь в стали от несущей частоты ШИМ.

На практике оси электромагнитов повернуты на  $45^\circ$  относительно вертикали. Это позволяет распределить основную силу, действующую на ротор (вес), между двумя соседними электромагнитами ЭМ1 и ЭМ2 (рис.2.9). При этом управление электромагнитами осуществляется попарно (например, ЭМ1 с ЭМ3) посредством ШИМ [23, 37, 66]. Потери в стали цапфы очевидно меньше, если полярности МДС двух соседних полюсов имеют одинаковый

знак [17, 93]. Поэтому на практике реализуются схемы соединения катушек так, чтобы чередование полярности полюсных наконечников имело вид  $NS-SN-NS-SN$  рис.2.9.

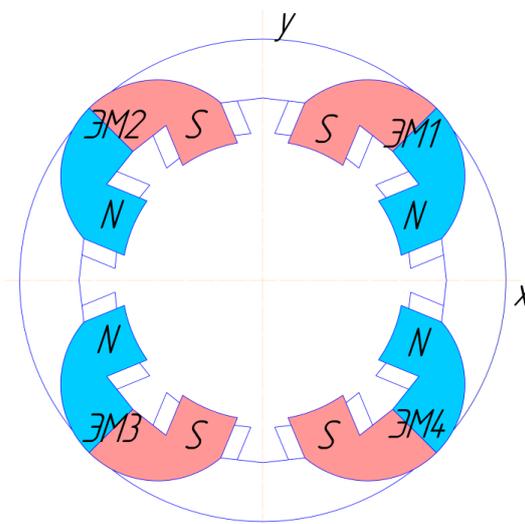


Рисунок 2.9. Схематичное изображение расположения управляющих электромагнитов в РЭМП

Существует несколько законов управления электромагнитами РЭМП. Наибольшее распространение получили СУ, основанные на алгоритме с токами смещения и дифференциальном законе управления. В [66] рассматривается дифференциальный закон управления, который был принят за основу при моделировании электромагнитных процессов РЭМП. Суть процесса регулирования напряжения на катушках электромагнитов одного канала заключается в следующем: скважность сигнала широтно-импульсного модулятора на обмотке ЭМ1 связана со скважностью ЭМ3 соотношением:

$$k_1 = 1 - k_3, \quad (2.32)$$

Аналогично и для другой пары электромагнитов. При моделировании установившихся электромагнитных процессов источниками электромагнитного поля, ввиду больших затрат по времени при моделировании ШИМ, были приняты постоянные токи в катушках электромагнитов, величина которых определялась выражением:

$$\begin{cases} I_1 = I_{\max} \cdot k \\ I_3 = I_{\max} \cdot (1 - k) \end{cases} \quad (2.33)$$

где  $k$  принимает значения от 0 до 1,  $I_{\max}$  – максимальная величина токов электромагнитов. При увеличении скважности  $k$  усилие, создаваемое ЭМ1 увеличивается, а ЭМ3, соответственно уменьшается, поэтому с изменением  $k$  суммарное усилие, создаваемое парой магнитов, изменяется линейно. Токи катушек ЭМ2 и ЭМ4 изменяются по аналогичному закону. Зависимость пондеромоторной силы РЭМП от величины скважности  $k$  в центральном положении ротора и при отклонении на  $\pm 0,1$  мм показана на рис.2.10.

Как видно из рис.2.10 зависимость  $F = f(k)$  не линейная из-за насыщения магнитной цепи. При значении скважности  $k = 0,5$  усилие, развиваемое РЭМП равно нулю. Усилие, развиваемое электромагнитным подшипником в номинальном режиме, достигается при значении скважности  $k_0 = 0,744$ .

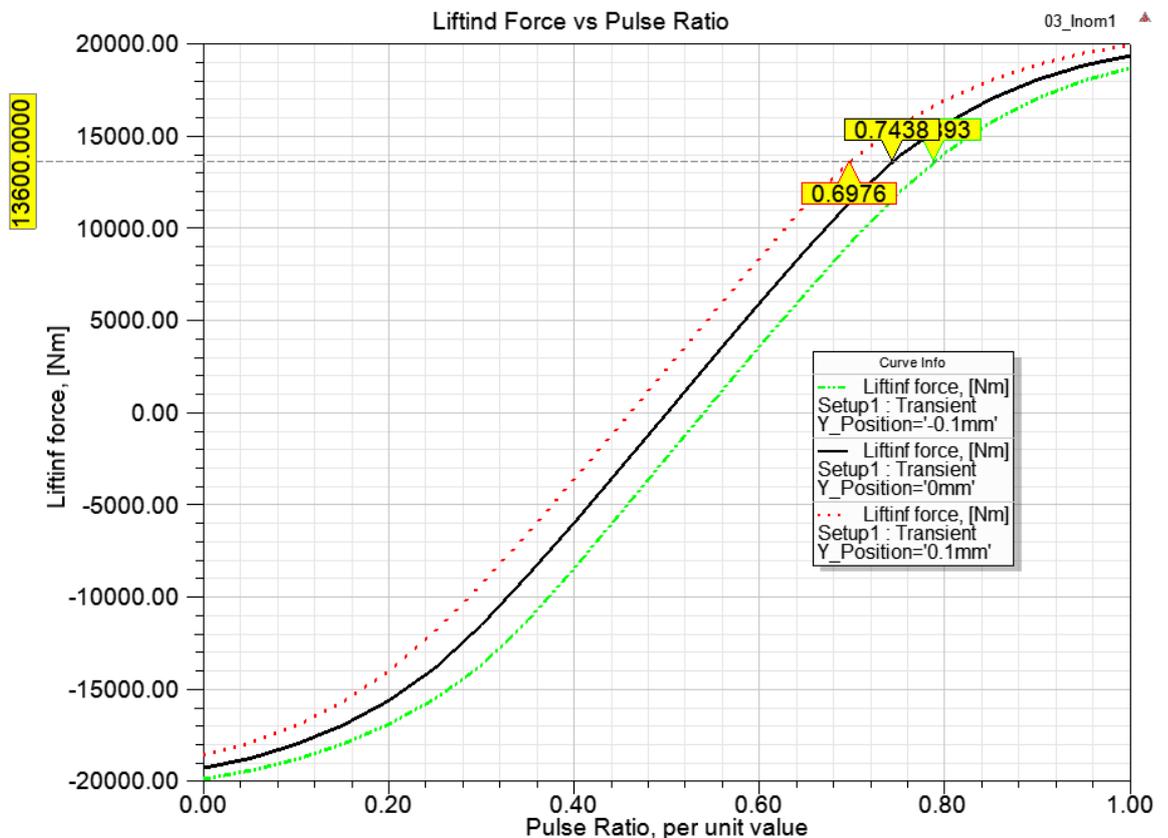


Рисунок 2.10. Зависимость усилия, развиваемого РЭМП от скважности сигнала на катушках электромагнитов

Так как электромагнитный подшипник имеет 4 пары полюсов, то обмотки двух пар полюсов обтекаются током  $I_1 = I_{max} \cdot k$ , а две другие пары, соответственно,  $I_3 = I_{max} \cdot (1 - k)$ . Электрические потери в статическом режиме при номинальной нагрузке, согласно рис.2.9 и 2.5:

$$\Delta P_{эл} = 4 \cdot R \left( (I_{max} \cdot k)^2 + (I_{max} \cdot (1 - k))^2 \right) \quad (2.34)$$

Для рассматриваемого случая в номинальном режиме работы электрические потери составили 211 Вт.

В соответствии с формулой (2.33) при номинальной скважности, найденной из рис.2.10 была рассчитана кривая нормальной составляющей магнитной индукции в зазоре на протяжении половины длины окружности воздушного зазора (рис.2.11).

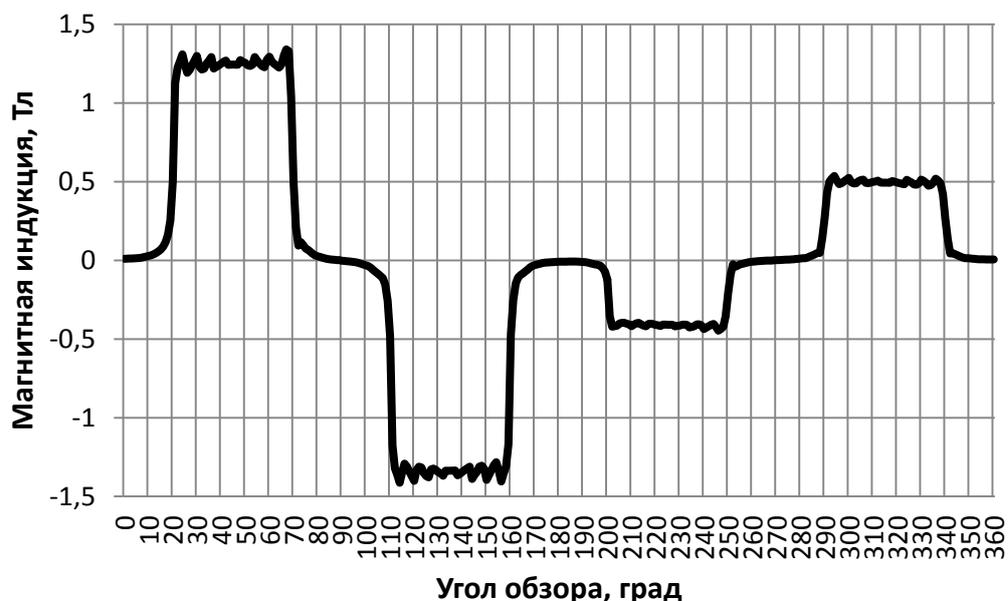


Рисунок 2.11. Нормальная составляющая магнитной индукции в воздушном зазоре

На рис. 2.11 представлена магнитная индукция в воздушном зазоре в зависимости от угла обзора, то есть под полюсами электромагнитов ЭМ2 и ЭМ3. Видно, что цапфа электромагнита находится в разнонаправленном магнитном поле. Гармонический анализ (таблица 2.3), проведенный для верхних и нижних полюсов, показал значительное влияние нечетных гармоник на кривую распределения магнитной индукции в воздушном

зазоре. Кроме того, форма кривой практически не зависит от величины тока в обмотках, поэтому отношение амплитуды  $\nu$ -ой гармоники к основной остается относительно постоянной.

Таблица 2.3

Гармонический анализ нормальной составляющей магнитной индукции в воздушном зазоре

№ гармоники	1	3	5	9	13	15	17	19	23
Верхний магнит, Тл	1,29	0,24	0,29	0,157	0,095	0,039	0,058	0,044	0,042
% от 1 гармоники	100	18,6	22,5	12,2	7,4	3	4,5	3,4	3,3
Нижний магнит, Тл	0,475	0,089	0,108	0,059	0,036	0,014	0,023	0,016	0,015
% от 1 гармоники	100	18,6	22,5	12,2	7,4	3	4,5	3,4	3,3

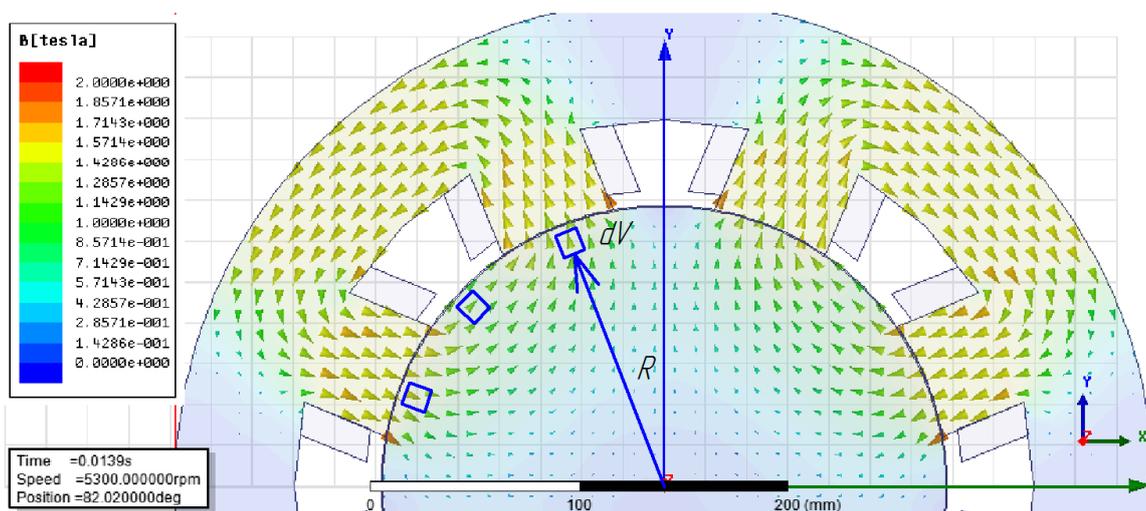


Рисунок 2.12. Вектор магнитной индукции в стали статора и цапфы ротора

На рис.2.12 показаны направление силовых линий магнитной индукции. Элементарный объем цапфы ротора  $dV_{rot}$ , при вращении подвергается перемагничиванию с частотой (2.18). Принимая во внимание

(2.13), очевидно, что потери на гистерезис и вихревые токи зависят от величины и направления магнитной индукции и от частоты перемагничивания. С уменьшением радиуса  $R$  (рис. 2.12, 2.13) уменьшается и магнитная индукция, а её изменение в направлении вращения становится более плавным. Между полюсами направление индукции коллинеарно вектору линейной скорости, а наибольшее её изменение наблюдается непосредственно под полюсами и, особенно, у краев полюса.

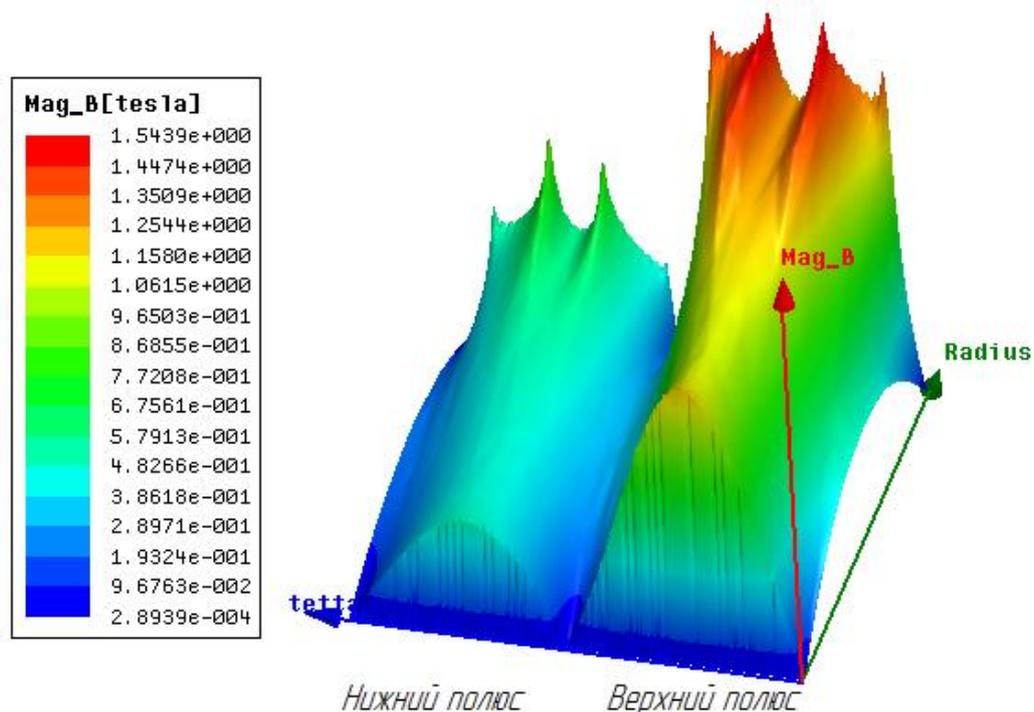


Рисунок 2.13. Величина магнитной индукции под нижнем и верхнем полюсами

На рис.2.13 представлено распределение величины магнитной индукции по сечению цапфы под нижнем и верхнем полюсом. Распределение индукции имеет сложную структуру, достигая максимума под кромками разноименных полюсов.

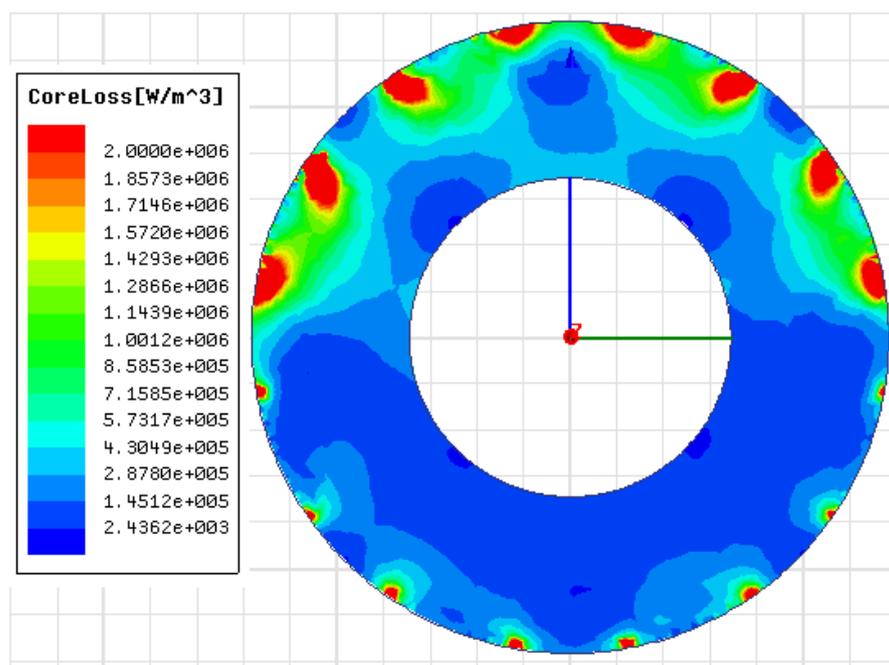


Рисунок 2.14. Удельные потери в теле цапфы на перемагничивание и вихревые токи

Это подтверждаются результатами моделирования, представленными на рис.2.14. Потери выделяются неравномерно по сечению цапфы ротора и увеличиваются при приближении к поверхности, достигая наибольшей величины у кромок полюсов, там, где величина индукции наибольшая, а изменение направления происходит максимально быстро. В этих точках удельные потери достигают величины  $\Delta Q_{вр.бх} = 3 \cdot 10^7$  Вт/м<sup>3</sup>. Более того, в результате компенсирования веса ротора электромагнитами ЭМ1 и ЭМ2 наибольшие потери от вращения ротора соответствуют секторам цапфы именно под полюсами этих магнитов. В абсолютном выражении магнитные потери от вращения ротора составили  $\Delta P_{вр} = 866$  Вт. Воспользовавшись рекомендациями [35] эти потери были также рассчитаны по формуле (2.17) с учетом коэффициента увеличения потерь по технологическим причинам, в результате выделившаяся тепловая мощность составила  $\Delta P_{вр.а} = 647$  Вт, что 1,34 раза меньше величины, полученной по результатам моделирования.

Отметим, что этот вид потерь покрывается за счет механической мощности, отбираемой от вала газотурбинного двигателя (ГТД). Учитывая, что номинальная мощность ГТД составляет 16 МВт, то величина потерь на

«магнитное трение» для двигателя практически не ощутима. Однако, этот вид потерь составляет подавляющую часть в сумме всех потерь радиального АЭМП и, следовательно, именно эти потери оказывают на его тепловое состояние определяющее воздействие.

Расчеты показывают (рис. 2.10), что для возвращения ротора в исходное положение при его отклонении на максимальную величину, допускаемую стандартом [45] необходимо увеличение тока на  $\Delta I = 0,38 \text{ А}$ . Таким образом, для удержания ротора в центральном положении при предельно допустимом уровне вибрации на постоянную составляющую тока должна накладываться переменная с амплитудой  $\Delta I$  и частотой (из рис. 2.4)  $f = 3 \cdot n$  – для закона управления с подавлением дисбаланса.

Для определения потерь в стали магнитопроводов статора и ротора от синусоидальной временной составляющей тока в качестве источников поля были заданы токи катушек:

$$\begin{cases} I_1 = I_{ном} \cdot k_{ном} + \Delta I \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t), \\ I_3 = I_{ном} \cdot (1 - k_{ном}) + \Delta I \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t + \pi). \end{cases} \quad (2.35)$$

Аналогичные законы изменения токов были заданы и для ЭМ2 и ЭМ4. Результаты решения представлены на рис.2.15 в виде диаграммы распределения удельных магнитных потерь в элементах магнитной системы.

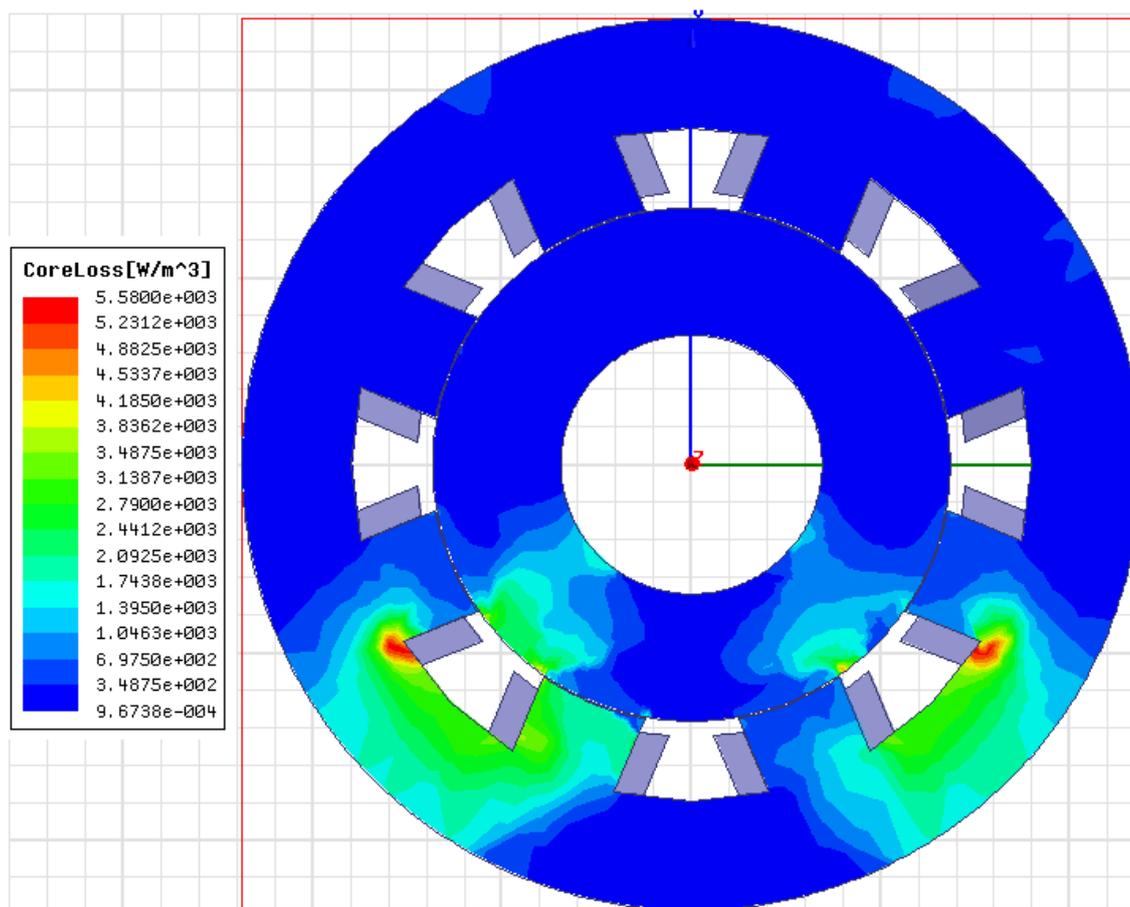


Рисунок 2.15. Потери в стали статора и ротора от временной синусоидальной составляющей тока электромагнитов

Как видно из рис. 2.15 максимальная величина объемной плотности потерь в стали составляет порядка  $Q_{cm} = 5580 \text{ Вт/м}^3$ . Потери распределены неравномерно по сечению магнитопровода. Так величина объемных потерь выше в полюсах и ярме электромагнитов 3 и 4, и практически отсутствует в ярме между электромагнитами. Первое объясняется большим насыщением магнитной системы в магнитопроводах ЭМ1 и ЭМ2, вследствие чего, одинаковое изменение токов в катушках вызывает различное изменение магнитной индукции, а второе – особенностью конструкции РЭМП с независимыми полюсами. Абсолютное значение потерь в стали от действия синусоидальной составляющей составило  $\Delta P_{дин} = 12,7 \text{ Вт}$ . При этом потери в магнитопроводе статора составили  $\Delta P_{статор} = 9,8 \text{ Вт}$ , а в магнитопроводе ротора –  $\Delta P_{ротор} = 2,9 \text{ Вт}$ .

Для моделирования потерь, вызванных несущей частотой ШИМ в редакторе *SchematicEditor* была реализована схема (рис.2.16), представленная на рис.2.5.

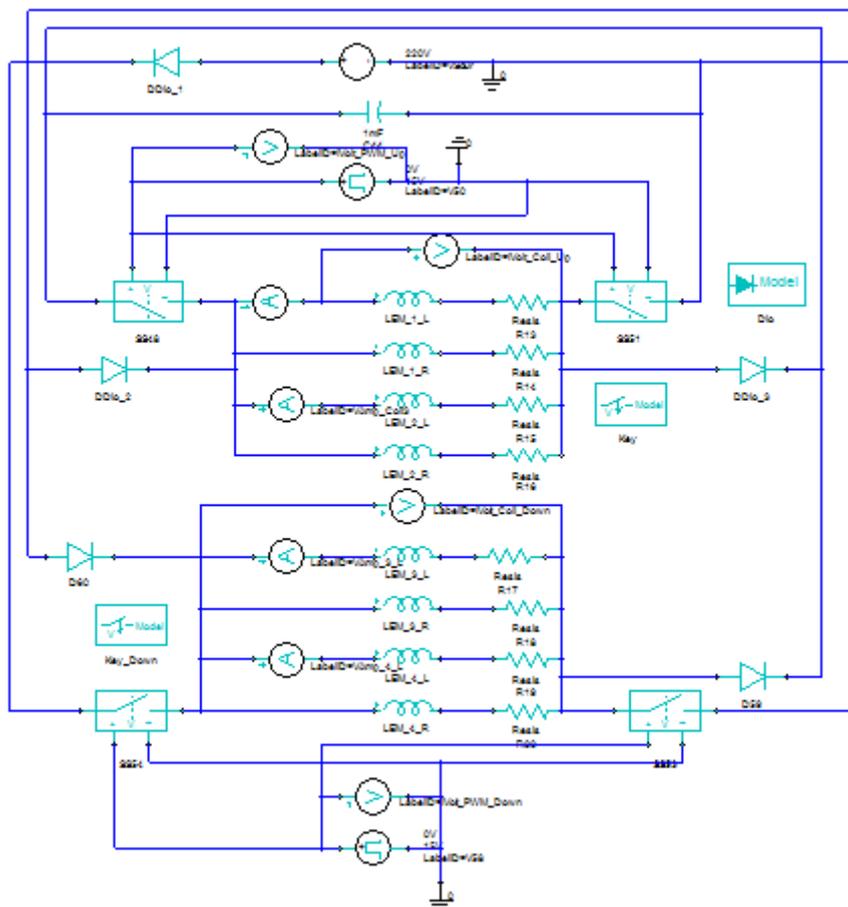


Рисунок 2.16. Внешняя электрическая схема для моделирования ШИМ

Для упрощения моделирования все катушки, соответствующие верхним магнитам подключены параллельно и коммутация тока в них происходит одновременно, аналогично подключены катушки нижних магнитов. Требуемая скважность ШИМ рассчитана по (2.16) и (2.33). Коммутирующие элементы представляют собой идеальные ключи с вертикальными фронтами нарастания и спада напряжения при открытии и закрытии. В результате моделирования найдена величина и распределение потерь по сечению АЭМП, данные сведены в таблицу 2.4, в скобках указана доля от полных потерь радиального АЭМП.

Таблица 2.4

Потери, выделяемые в виде тепла в радиальном АЭМП в номинальном режиме работы

	Статор	Ротор
Потери в меди, Вт	211(16,8%)	0
Потери в стали от вращения ротора, Вт	0	866(69,1%)
Потери в стали от отклика системы управления, Вт	9,8(0,8%)	2,9(0,2%)
Потери в стали от ШИМ, Вт	9,7(0,8%)	2,8(0,2%)
Потери на трение в результате вращения, Вт		150(12%)
Общие потери, Вт	231(18,4%)	1022(81,6%)
Всего, Вт	1253(100%)	

Потери, указанные в таблице 2.4 выделяются в номинальном режиме работы, однако по условиям эксплуатации на ротор нагнетателя могут действовать значительные нагрузки, в результате чего, заложен значительный запас по подъемной силе и току электромагнитов. Поэтому с точки зрения тепловой напряженности целесообразно исследовать режим максимальной нагрузки радиального АЭМП.

Таблица 2.5

Потери, выделяемые в виде тепла в радиальном АЭМП в режиме максимальной нагрузки

	Статор	Ротор
Потери в меди, Вт	810(37,5%)	0
Потери в стали от вращения ротора, Вт	0	1176(54,4%)
Потери в стали от отклика системы управления, Вт	9,8(0,45%)	2,9(0,13%)
Потери в стали от ШИМ, Вт	9,7(0,45%)	2,8(0,13%)
Потери на трение в результате вращения, Вт		150(6,9%)

Общие потери, Вт	830(38,4%)	1332(61,6%)
Всего, Вт	2162(100%)	

Как видно из таблицы 2.5 в режиме максимальной нагрузки значительно увеличиваются потери в обмотках, также существенно увеличены и потери в цапфе на «магнитное трение», которые по-прежнему вносят большой вклад (до 54 %) в общие потери.

Наиболее требовательной частью машины в отношении теплового состояния является обмотка. Её температура в большей мере определяется собственными потерями, а также магнитными потерями стальных участков, непосредственно примыкающих к обмотке. Между статором и ротором радиального ЭМП располагается воздушный зазор, имеющий значительное сопротивление тепловому потоку. Кроме того, через воздушный зазор и межполюсное пространство течет охлаждающий воздух, отводя некоторую часть тепла от ротора. Поэтому, несмотря на то, что потери в стали на гистерезис и вихревые токи в результате отклика системы управления на отклонение ротора и потери от ШИМ по сравнению с общими потерями в стали достаточно малы и в номинальном режиме составляют порядка 2 % (1,2 % в режиме максимальной нагрузки), ими нельзя пренебрегать при расчете теплового поля статора.

При анализе РЭМП как тепловой системы величину общих потерь статора и ротора необходимо рассматривать отдельно, с учетом большого теплового сопротивления воздушного зазора, так как они оказывают различное влияние на нагрев обмотки. Так, потери в стали статора, вызванные откликом системы и ШИМ, по сравнению с общими потерями статора составляют 8,4 %, но эти потери в большинстве своем выделяются в секторах статора, соответствующих верхним электромагнитам и оказывают существенное влияние на нагрев обмоток этих полюсов.

## 2.6. Выводы

По результатам моделирования и анализа электромагнитных процессов радиального электромагнитного подшипника установлено:

1. Упрощенные аналитические методики не позволяют с достаточной точностью учесть все особенности несимметричного, несинусоидального в пространстве и времени магнитного поля, вызывающего магнитные потери. Расхождение с результатами, полученными решением методом численного моделирования, составляет более 34 %.
2. Основную долю потерь (до 69% в номинальном и 54% в режиме максимальной нагрузки) в радиальном АЭМП составляют потери на перемагничивание и вихревые токи в цапфе, вызванные вращением сердечника ротора в неравномерном магнитном поле. Весомый вклад в общие потери вносят потери на трение о воздух в результате вращения ротора (до 12 % в номинальном и 7% – в режиме максимальной нагрузки). Доля потерь, выделяемых в роторе, составляет 81,6 % (62% в режиме максимальной нагрузки). Эти потери покрываются за счет механической мощности газотурбинного двигателя, но оказывают существенное влияние на тепловое состояние машины. При моделировании тепловых процессов в РЭМП влияние потерь в роторе на нагрев обмоток магнитов необходимо рассчитывать с учетом отвода тепла охлаждающим газовым потоком в зазоре.
3. Электрические потери в меди распределены неравномерно между катушками верхних магнитов, несущих основную статическую нагрузку от веса ротора, и нижними, в которых токи значительно ниже. Доля потерь в меди РЭМП составила 16,8 % в номинальном режиме и 37,5% в режиме максимальной нагрузки.

4. Потери в стали статора, вызванные откликом системы управления на возмущающее воздействие, например, от механического или аэродинамического дисбаланса ротора, также распределены неравномерно: в нижних магнитах они значительно больше, чем в верхних.

Следовательно, при численном моделировании теплового поля машины необходимо учитывать реальное распределение источников тепла, полученное в ходе численного моделирования магнитного поля электромагнитного подшипника. Это позволит определить наиболее нагруженные в тепловом отношении точки машины и наметить пути снижения температуры в них.

### **3. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ РАДИАЛЬНОГО АЭМП**

#### **3.1. Математическая модель тепловых процессов радиального АЭМП**

Преобразование электрической энергии в активных электромагнитных подшипниках, как и в любой электрической машине, сопровождается необратимыми потерями, выделяющихся в виде тепла. При этом истоками теплоты являются активные элементы конструкции – обмотки и магнитопроводы ротора и статора, а стоками – внешняя поверхность корпуса машины и, при наличии системы принудительного охлаждения – поверхности межполюсного пространства.

АЭМП с точки зрения тепловых процессов является неоднородной системой. Во-первых, теплопроводности составляющих её элементов различны по абсолютной величине в пределах нескольких порядков (электротехническая сталь и пазовая изоляция). Во-вторых, обмотки электромагнитов с точки зрения сопротивления тепловому потоку являются гетерогенными телами со сложным распределением коэффициента теплопроводности, что затрудняет как аналитические расчеты, так и численное моделирование и может вносить значительные погрешности в результат. Это может, в конечном итоге, привести к появлению неучтенных локальных перегревов обмотки. В-третьих, наличие составных элементов в конструкции на пути прохождения теплового потока вносит дополнительное сопротивление из-за неидеального соприкосновения сопряженных поверхностей вследствие шероховатости, волнистости и микроотклонений. Это приводит к уменьшению площади взаимодействия и «стягиванию» линий теплового потока в область контакта и в конечном итоге к уменьшению теплопроводности. В-четвертых, так как магнитопроводы статора и ротора в радиальном ЭМП выполнены шихтованными, то различен коэффициент теплопроводности в направлениях вдоль и поперек шихтовки.

В-пятых, теплопроводность материалов – величина, зависящая от температуры. Так, например, для стали 2421 при увеличении температуры от 30 до 90°С коэффициент теплопроводности ( $\lambda$ ) уменьшается примерно на 20% [28].

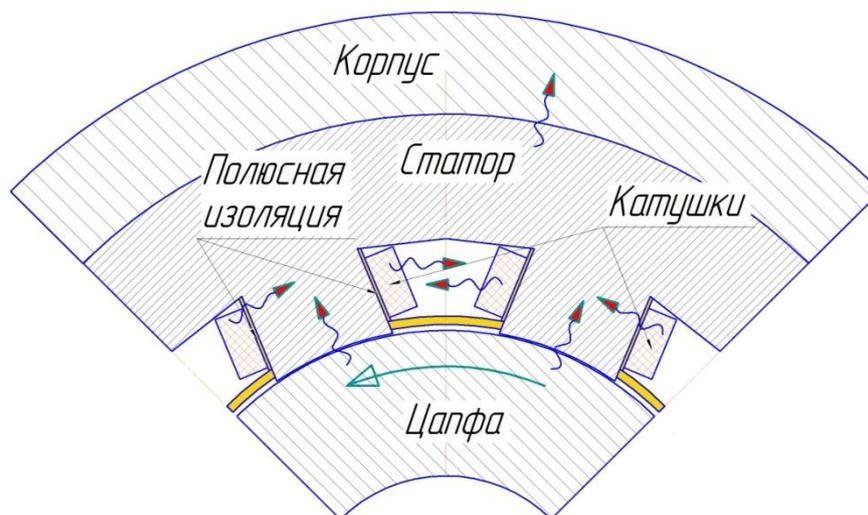


Рис.3.1. Направление тепловых потоков в сечении радиального АЭМП

На рис.3.1. представлено конструктивная схема радиального АЭМП газонагнетателя УНЦ 16-76/1,44, моделирование тепловых процессов которого было проведено. Цапфа ротора набрана из листов электротехнической стали 2421, а магнитопровод статора – из листов электротехнической стали 2412. Катушки электромагнитов располагаются на полюсах и изолированы от них корпусной изоляцией. Межполюсное пространство ограничено со стороны воздушного зазора теплоизолирующей пластиной рис.3.2. Рассматриваемый электромагнитный подшипник СМП-16 «Волга» имеет принудительное воздушное охлаждение за счет забора воздуха от магистралей пневмогазовой установки. Теплоноситель протекает через межполюсное пространство и частично через воздушный зазор.

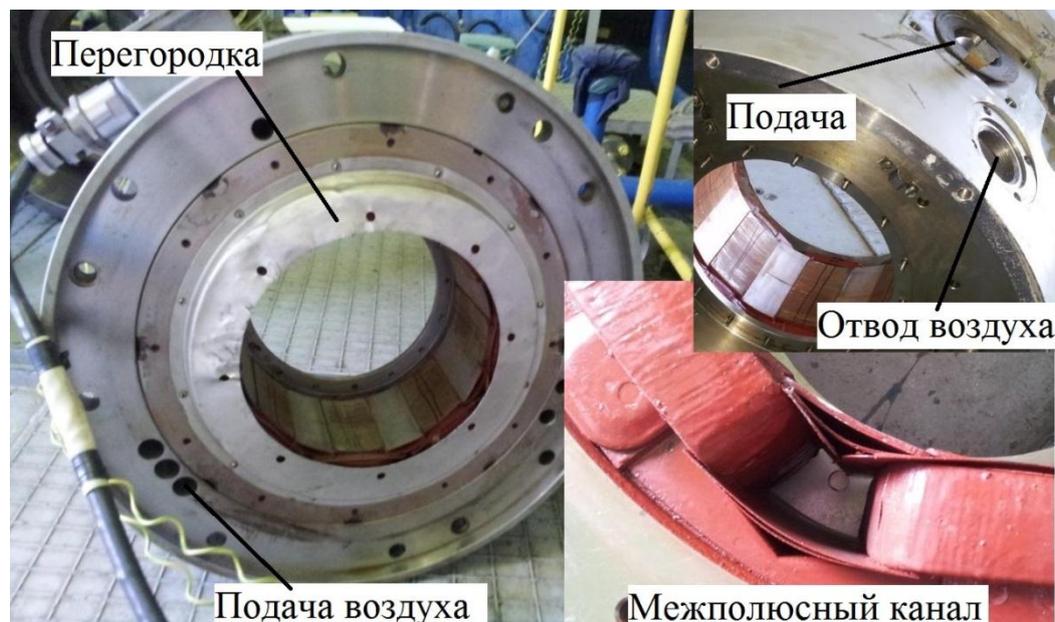


Рисунок 3.2. Радиальный АЭМП СМП-16 «Волга»

Рассмотрим основное направление теплового потока радиального АЭМП. Источниками тепла в статоре являются его обмотка и магнитопровод. Теплоотдача от катушек осуществляется посредством конвекции – в межполюсное пространство и теплопроводностью через полюсную изоляцию, магнитопровод и корпус в окружающее пространство. Тепло, выделяющееся в магнитопроводе статора, дополнительно подогревает его. В результате чего также увеличивается температура обмоток. С другой стороны, как было установлено в главе 2, основные потери в радиальном АЭМП выделяются цапфе ротора и складываются из потерь на «магнитное трение» и на трение о воздух. С тепловой точки зрения ротор находится в более сложных условиях, так как единственным направлением теплоотдачи является внешняя поверхность цапфы и вала ротора. Цапфа с торцевых сторон свободно омывается воздухом, однако в осевом направлении её теплопроводность значительно меньше, чем в радиальном из-за шихтованной конструкции магнитопровода. Относительно малая величина воздушного зазора представляет большое сопротивление для протекания воздуха. В результате чего часть тепла через воздушный зазор передается статору и обмоткам, дополнительно нагревая их.

Отрицательное влияние повышенной температуры на срок службы изоляционных материалов является широко известным фактом [28, 58, 59, 69, 88]. Опыт показывает, что для каждого класса изоляционных материалов существует определенный уровень температуры, превышение которого всего лишь на несколько градусов приводит к существенному сокращению срока службы. Так, например, для материала класса А повышение температуры на  $5 - 10^{\circ}\text{C}$  сверх величины  $105^{\circ}\text{C}$  сокращает срок службы в два раза. Этот закон, называется обычно правилом Монтзингера, распространяется и на зону более высоких значений температуры, причем каждое последующее повышение температуры сокращает срок службы по отношению к каждому исходному состоянию. Математически это правило выражается формулой [69, 88]:

$$A_v = A_0 2^{\frac{-T}{\Delta T}} \text{ [лет]},$$

где  $A_v$  – срок службы при неизменной температуре  $T^{\circ}\text{C}$ , лет;

$A_0$  – срок службы, соответствующий постоянной температуре  $0^{\circ}\text{C}$ , лет;

$\Delta T$  – постоянная величина приращения температуры, при которой срок службы уменьшается в два раза, град.

Правило Монтзингера, справедливое и для некоторых других классов изоляционных материалов, относится к таким условиям эксплуатации, когда повышение температуры происходит при прочих неизменных условиях. На практике, однако, увеличение температуры обычно приводит к одновременному возникновению, либо увеличению механических усилий на изоляцию. Если учесть при этом, что при нагревании изоляционных материалов их сопротивляемость механическим воздействиям ухудшается, то окажется, что износ может наступить даже раньше времени, рассчитанного по формуле Монтзингера.

В общем случае для анализа теплового поля электрической машины используется дифференциальное уравнение теплопроводности [12, 28, 58]:

$$\nabla(\lambda \nabla T) + \frac{\Delta P}{V_a} = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (3.1)$$

где  $\nabla$  – оператор набла;  $\Delta P$  – тепловыделения в теле объемом  $V_a$ ;  $\rho$ ,  $c$  – плотность и теплоемкость материалов. Радиальный АЭМП газоперекачивающего агрегата рассчитывается на продолжительный режим работы. Следовательно, для упрощения рассматриваем задачу в стационарной постановке. В этом случае правая часть уравнения (3.1) обращается в ноль.

В тепловом отношении электромагнитный подшипник представляет собой совокупность твердых тел, контактирующих друг с другом, кроме того, часть этих тел взаимодействует с газообразной внешней средой. Таким образом, для численного моделирования температурного поля АЭМП необходимо использовать граничное условие IV рода, которое описывает изменение теплового потока при контакте двух твердых тел имеющих соответственно теплопроводности  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$ :

$$\lambda_1 \left( \frac{\partial T_1}{\partial n} \right) = \lambda_2 \left( \frac{\partial T_2}{\partial n} \right), \quad (3.2)$$

и граничное условие III рода, описывающее интенсивность теплообмена на границе сред  $\alpha(x, y)_{zp}$ :

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{zp} = \alpha (T_{zp} - T_0). \quad (3.3)$$

Полагаем, что теплоотдача излучением в связи с относительно небольшими рабочими температурами (порядка 130 – 180 °С) вносит незначительный вклад в температурное состояние радиального АЭМП, поэтому при моделировании влияние теплоотдачи с поверхности излучением не учитывалось.

Уравнения (3.1) – (3.3) являются основой для численного моделирования стационарных тепловых процессов. Неизвестными в них остаются коэффициенты теплопроводности и теплоотдачи. Величина и распределение объемных тепловыделений была найдена в главе 2 настоящей работы.

Теплопроводности материалов известны из стандартов и сопроводительной документации на соответствующие изделия. Для корпуса, вала и полюсой изоляции была принята изотропность тепловых свойств и соответствующая теплопроводность. Магнитопроводы статора и ротора, а также катушки электромагнитов представляют собой гетерогенные тела. Стальные пакеты набраны из изолированных листов электротехнической стали, в результате чего они обладают выраженной анизотропией теплопроводности вдоль и перпендикулярно шихтовке.

При расчете поперечных перепадов температуры в обмотках её гетерогенность как правило не учитывают, описывая обмотку эквивалентным коэффициентом теплопроводности  $\lambda_{экв}$  в направлении теплового потока [28].

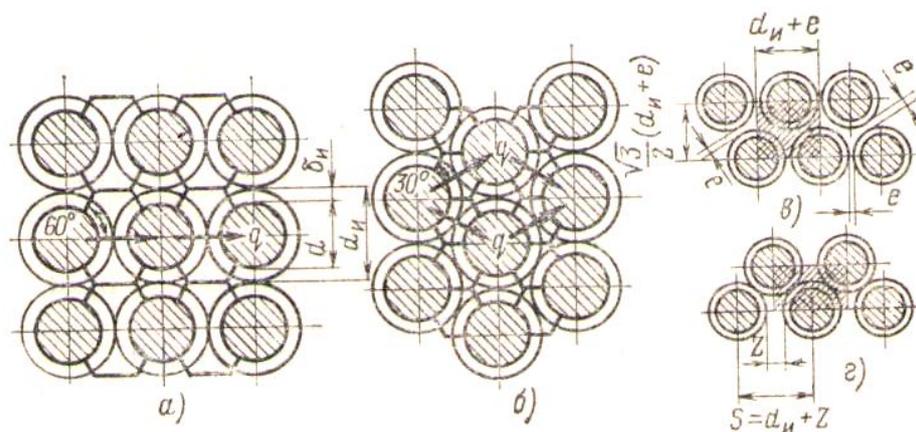


Рисунок 3.3. Укладка проводов круглого сечения: а – рядная; б и в – шахматная плотная и свободная; г – шахматная со смещением из-за вытяжки проводов

Эквивалентный коэффициент теплопроводности обмоток зависит от типа укладки, коэффициента заполнения  $k_{уз}$ , коэффициента пропитки  $k_n$ , коэффициента теплопроводности изоляции провода  $\lambda_u$ , коэффициента теплопроводности пропиточного состава  $\lambda_n$ , диаметра провода  $d_u$  и средней температуры обмотки  $T_{cp}$ . Определяется сравнением термических сопротивлений элементарной ячейки сечения обмотки, выраженных через истинные и эквивалентные  $\lambda$ . Поскольку коэффициенты теплопроводности изоляции и меди отличаются на три порядка, можно принять, что температура по сечению жилы провода не меняется. Эквивалентная

теплопроводность упорядоченной обмотки при шахматной укладке проводом круглого сечения (см. рис.3.2):

$$\lambda_{\text{экв}} = \lambda_u^l \cdot \left[ \arcsin \frac{0,89 \left(\frac{d}{d_u}\right) \sqrt{k_{uz}} - 0,82}{0,95 - 0,77 \left(\frac{d}{d_u}\right) \sqrt{k_{uz}}} + 1,57 \right] \cdot \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{1 - 0,86 \left(\frac{d}{d_u}\right)^2 k_{uz}}} - 0,9 \quad (3.4)$$

здесь  $d$  и  $d_u$  – диаметры голого и изолированного провода);  $k_{uz}$  – коэффициент заполнения «по квадратам»;  $\lambda_u^l$  – эквивалентный коэффициент теплопроводности промежутков между жилами:

$$\lambda_u^l = \frac{\delta_u - \delta_g - \delta_{np}}{\frac{\delta_u}{\lambda_u} + \frac{\delta_g}{\lambda_{\text{в.экв}}} + \frac{\delta_{np}}{\lambda_{np}}} \quad (3.5)$$

где  $\delta_u$  – двусторонняя толщина изоляции провода;  $\delta_g$  – толщина воздушных промежутков между проводами;  $\delta_{np}$  – толщина изоляционной прокладки между рядами обмотки;  $\lambda_u$ ,  $\lambda_{\text{в.экв}}$ ,  $\lambda_{np}$  – коэффициенты теплопроводности соответствующих слоев. В формуле (3.5) не известно значение  $\lambda_{\text{в.экв}}$ . В простейшем случае воздушными промежутками пренебрегают, но вводят эмпирический коэффициент ухудшения  $\lambda_{\text{экв}}$  из-за некачественной пропитки.

### 3.2. Теплоотдача с поверхности активных частей АЭМП

Неизвестным в уравнениях (3.1) – (3.3) остается коэффициент теплоотдачи с поверхности ( $\alpha$ ) активных частей, для определения которого существуют аналитические решения с использованием критериев подобия. Подобные решения основаны на экспериментальных данных и дают удовлетворительные результаты только для ограниченного типа задач (например, теплоотдача в канале, на оребренной поверхности при обдуве вентилятором и т.д.) [28, 12].

Нестационарное течение сжимаемой вязкой жидкости (газа) может быть описано известной [2, 12, 94] системой уравнений, в которую входит уравнения Навье-Стокса, уравнения неразрывности и состояния

(связывающее между собой давление, плотность и температуру), а также эмпирической зависимостью между коэффициентом вязкости ( $\mu$ ) и температурой ( $T$ ). В общем виде эта система уравнений не может быть решена аналитически, так как не могут быть определены граничные условия в неустановившемся движении вязкой жидкости [12, 60].

В общем случае теплоотдача с поверхности является функцией множества переменных. Таких как: природа возникновения конвекции (свободная или вынужденная), режим течения (ламинарный, переходный или турбулентный), теплофизические свойства теплоносителя (плотность ( $\rho$ ), теплопроводность ( $\lambda$ ), кинематическая вязкость ( $\nu$ ), теплоемкость ( $c$ )), геометрические размеры и форма обтекаемой поверхности и т.п.

Для сложной геометрии со значительным градиентом давления и наличием множества вихреобразующих элементов (например, внезапное сужение, расширение канала) задача многократно усложняется и поле скоростей в пространстве (и коэффициент теплоотдачи с прилегающих поверхностей) может быть найдено только численным моделированием процессов. В подобных инженерных расчетах часто используется специализированное программное обеспечение (*AnsysFluent*, *Comsol* и т.п.), в основе которого лежит система уравнений, включающая в себя уравнение Навье-Стокса (3.6), неразрывности среды (3.7) и состояния (3.8).

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \frac{Du}{Dt} = X - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \mathfrak{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial \vartheta}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right], \\ \rho \frac{D\vartheta}{Dt} = Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial \vartheta}{\partial y} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \mathfrak{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial \vartheta}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial \vartheta}{\partial x} \right) \right], \\ \rho \frac{Dw}{Dt} = Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \mathfrak{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial \vartheta}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \end{array} \right. \quad (3.6)$$

где  $\mathfrak{V} = \mathbf{i}u + \mathbf{j}\vartheta + \mathbf{k}w$  – вектор скорости;  $u, v, w$  – проекции вектора скорости на оси прямоугольной системы координат;  $\frac{D}{Dt}$  – субстанциональная производная, которая складывается из локальной производной,

учитывающий нестационарный характер течения и конвективной производной, учитывающей перемещение частицы [94];  $X, Y, Z$  – проекции массовых сил на оси прямоугольной системы координат.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.7)$$

$$p - \rho RT = 0 \quad (3.8)$$

где  $R$  – газовая постоянная,  $T$  – абсолютная температура.

На сегодняшний день не существует универсальной математической модели для разрешения всего многообразия существующих задач газо- и гидродинамики [2]. Выбор модели течения среды зависит от множества факторов: общепринятых методик для определенного класса задач, геометрии потока, требуемого уровня точности, вычислительных мощностей и т.д.

Рассмотрим систему теплоотвода радиального АЭМП СМП-16 «Волга» газонагнетателя УНЦ 16-76/1.44, предназначенного для магистральных газопроводов высокого давления (рис.3.2).

Из рис.3.2 можно проследить путь, который проходит воздух при охлаждении радиального АЭМП. Пройдя через отверстие «подача», теплоноситель попадает в камеру, которая образуется из-за наличия перфорированной перегородки, установленной на пути следования потока. Перегородка представляет собой металлическую пластину с отверстиями напротив межполюсных каналов и образующая в радиальном направлении зазор с валом нагнетателя (по величине этот зазор больше, чем рабочий зазор в радиального АЭМП). Из камеры охлаждающий воздух течет через воздушный зазор перегородки, и частично через отверстия. Затем – через межполюсное пространство и воздушный зазор электромагнитного подшипника, попадает в торцевую камеру радиального АЭМП. После чего через «отвод воздуха» теплоноситель отводится в атмосферу.

Уравнения движения текучей среды могут быть значительно упрощены, если принять допущение, что текучая среда несжимаема. Для

охлаждения активных частей в качестве теплоносителя используется воздух, у которого модуль объемной упругости относительно мал. При определенных условиях, когда динамическое давление мало по отношению к модулю объемной упругости, газообразную среду можно рассматривать как несжимаемую [94]. Основанием для допущения о несжимаемости среды является условие:

$$\frac{1}{2} Ma^2 \ll 1 \quad (3.9)$$

где  $Ma$  – число Маха. В инженерных расчетах, с достаточной степенью точности число Маха, при котором воздух можно рассматривать как несжимаемую среду, можно принять равным  $Ma = 0,303$  [94]. В электромагнитном подшипнике нагнетателя не известна скорость воздушного потока в зазоре и межполюсных каналах. Источником вынужденного течения воздуха является избыточное давление пневмогазовой магистрали  $P_{nom}$  и вращение ротора с частотой  $n_{nom} = 5300$  об/мин. Расчеты показывают, что с учетом геометрии каналов, величины давления и частоты вращения скорость течения воздуха в РЭМП не превышает 80 м/с. Руководствуясь неравенством (3.6) принимаем, что теплоноситель радиального АЭМП – среда несжимаемая.

Таким образом, уравнения, описывающие движение текучей среды могут быть упрощены:

$$\begin{cases} \frac{\partial \mathfrak{V}}{\partial t} + (\mathfrak{V} \text{grad}) \mathfrak{V} = \mathbf{K} - \frac{1}{\rho} \text{grad}(p) + \nu \cdot \text{div grad} (\mathfrak{V}), \\ \text{div} (\mathfrak{V}) = 0. \end{cases} \quad (3.10)$$

где  $\mathbf{K} = \mathbf{i}X + \mathbf{j}Y + \mathbf{k}Z$  – вектор напряженности массовых сил.

По данным технической документации на электромагнитный подвес СМП-16 «Волга» была создана трехмерная геометрическая модель (см. рис.3.4) узла электромагнитного подвеса свободного конца вала компрессора, включающая в себя комплект ОЭМП и комплект радиального

электромагнитного подшипников. Согласно схеме пневмогазовой установки РЭМП и ОЭМП имеют раздельное воздушное охлаждение с давлением в магистралях, равным  $P_{ном}$ . Поэтому для упрощения сеточной модели аэродинамические процессы, происходящие в РЭМП и ОЭМП, считаем независимыми друг от друга. Особенностью модели является наличие вращающихся частей – вала с упорным диском в ОЭМП и цапфой в РЭМП. Частота вращения ротора нагнетателя  $n_{ном}$ . После прохода воздуха по каналам РЭМП и ОЭМП осуществляется сброс теплоносителя в атмосферу.

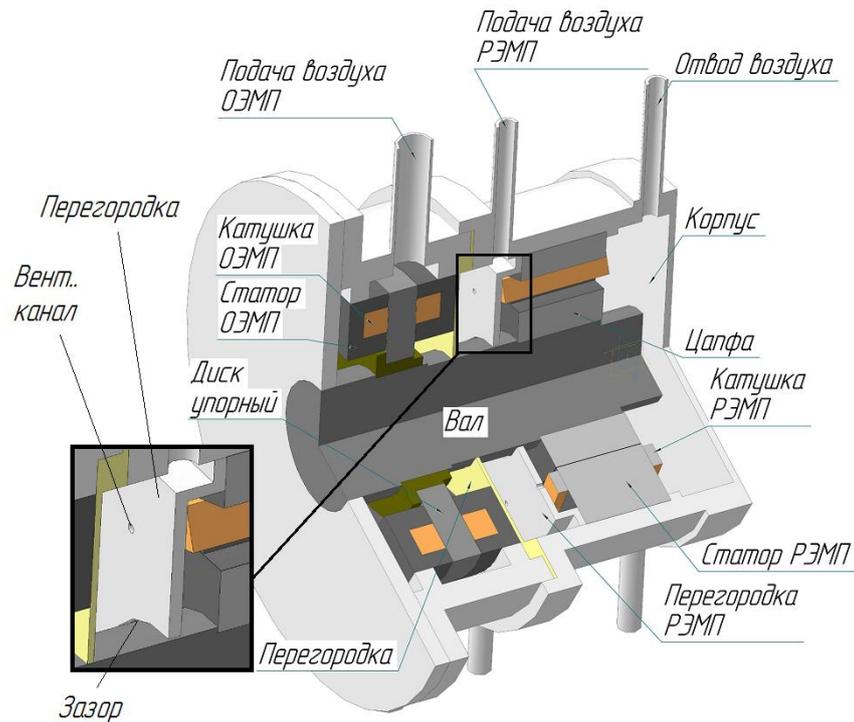


Рисунок 3.4. Трехмерная геометрическая модель радиального АЭМП ГПА

При определении коэффициента теплоотдачи с поверхности наибольший интерес представляет поле скоростей теплоносителя вблизи твердой стенки. Пристеночное моделирование значительно влияет на точность численных расчетов, поскольку стенки являются основным источником турбулентности [2]. Именно в пристеночной области переменные уравнений переноса имеют большие градиенты. Поэтому правильное представление характера течения потока в пристеночной области в значительной степени определяет точность определения коэффициента теплоотдачи.

Пограничный слой принято делить на две области: внутренний (*inner layer*) и внешний слои (*outer layer*) [2, 12]. Внутренняя область составляет около 20% толщины пограничного слоя и содержит около 80% энергии турбулентных пульсаций. Многочисленные эксперименты показали, что для повышения точности расчета пристеночная область может быть разделена на три слоя [2, 12]. Для ближайшего к стенке слоя (*viscous sublayer*) характерно преобладание молекулярного переноса над турбулентным, поток здесь практически ламинарный. Наиболее отдаленная область внутреннего слоя (*fully turbulent* или *log-law region*) – турбулентная или логарифмическая область, здесь преобладает турбулентный перенос. И, наконец, средняя область (*buffer layer*) где одинаково важны эффекты молекулярного и турбулентного переноса.

Известные модели течений [2]  $k-\varepsilon$ , *RSM* и *LES* в первую очередь предназначены для моделирования ядра потока, то есть потока на некотором отдалении от стенки. В свою очередь для моделирования пристеночных течений были разработаны модели *Spalart-Allmaras* и  $k-\omega$ , которые рационально использовать при условии достаточно разрешенной сетки.

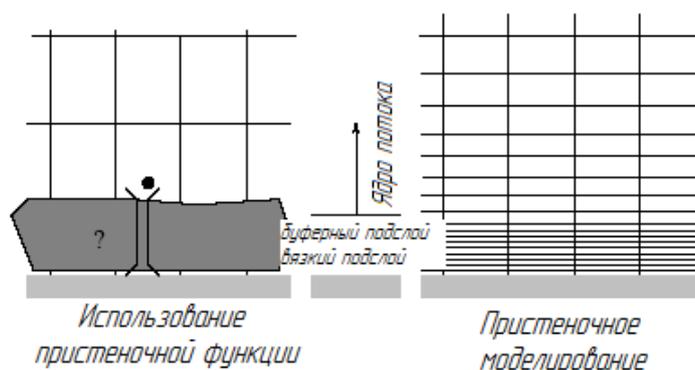


Рисунок 3.5. Наиболее распространенные подходы для моделирования пристеночных областей

Рассмотрим два подхода (рис. 3.5) к моделированию процессов, протекающих в пристеночных областях.

В первом подходе (*Wall Function Approach*) область, в которой преобладает молекулярный перенос, не разрешена. Вместо этого

используются так называемые пристеночные функции (*wall function*) – это полуэмпирические уравнения, позволяющие связать области с преобладанием вязкости с областью, в которой преобладает турбулентность. Применение пристеночных функций позволяет учесть влияние стенок на основной поток без непосредственного моделирования пристеночных областей, что значительно экономит вычислительные ресурсы и время.

Второй подход (*Near-Wall Model* – пристеночное моделирование) основан на непосредственном численном моделировании процессов, происходящих вблизи стенки. Для этого в модели турбулентности, описывающей основной поток, вносятся дополнительные уравнения. Здесь основное внимание уделяется качеству сетки в пристеночных областях, от которого непосредственно зависит точность решения. Этот подход более ресурсоемок, однако он позволяет непосредственное моделирование процессов вблизи стенки.

Точность решения задачи во многом определяется реальным видом течения среды и выбранной моделью турбулентности. Поэтому при выборе модели необходимо руководствоваться наличием в геометрической модели следующих вихреобразующих элементов: градиента давления, внезапных сужений и расширений канала, температурной неоднородности, шероховатости, вращающейся стенки и т.п. Значительно влияет на возникновение турбулентных течений наличие острых кромок при внезапном сужении или расширении канала. Из рис.3.4 видно, что перфорированная перегородка является подобным источником турбулентности.

Вращающийся ротор с точки зрения его воздействия на поток, также является источником турбулентности. Экспериментальные исследования [94] двух коаксиально расположенных цилиндров, один из которых (внутренний) вращается, показывают, что в результате центробежной силы происходит отрыв и турбулизация потока в пограничном слое.

Существенное влияние на процессы, происходящие в пограничном слое, оказывает температура. С точки зрения турбулизации пограничного

слоя эта зависимость неоднозначна. Так в случае, когда температура потока превышает температуру стенки – внешний поток оказывает стабилизирующее воздействие на пограничный слой. С другой стороны, когда температура стенки превышает температуру потока – пограничный слой дестабилизируется. Так, для нагретой пластины, обдуваемой воздухом, критическое число Рейнольдса снижается примерно в два раза при изменении температуры стенки от  $40^{\circ}\text{C}$  до  $120^{\circ}\text{C}$  [94]. В электромагнитном подшипнике имеет место ситуация при которой воздух охлаждает активные части электромагнитного подшипника, отводя избыточное тепло за пределы корпуса РЭМП. С этой точки зрения поверхности катушек и в особенности цапфы ротора оказывают возмущающее действие на устойчивость пограничного слоя.

На основании анализа геометрии подшипника и условий течения теплоносителя допускаем, что поток воздуха в зазоре и межполюсных каналах РЭМП имеет турбулентную природу.

Отводя тепло от нагретых поверхностей, воздух подогревается, что значительно влияет на его теплофизические свойства и, в особенности на плотность и коэффициент вязкости, которые входят в уравнение (3.10). Таким образом, при решении задачи необходимо учитывать повышение температуры теплоносителя. Пакет программ *Ansys Fluent* позволяет производить подобный междисциплинарный расчет. В свойствах блоков геометрической модели есть возможность задать объемное тепловыделение и теплофизические свойства соответствующего материала.

Турбулентность значительно влияет на толщину пограничного слоя. С увеличением величины турбулентности, как правило, увеличивается и толщина пограничного слоя. На рис.3.6 показан вид пограничного слоя. Величина  $U_{\infty}$  представляет собой скорость ядра потока (на большом расстоянии от стенки  $BC$ ). Толщина пограничного слоя ( $h$ ) не постоянна в направлении потока и увеличивается от переднего края стенки (точка  $B$ ) к

заднему краю (точка  $C$ ). Обычно на переднем крае в пограничном слое течение ламинарное.

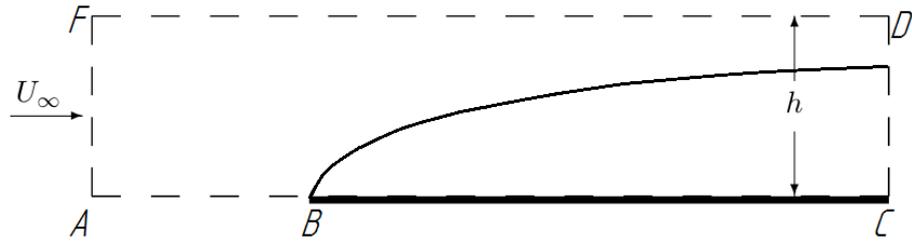


Рисунок 3.6. Толщина пограничного слоя

Для удовлетворительного разрешения течения в пограничном слое толщина первой ячейки сетки может быть найдена из уравнения:

$$y^+ = \frac{\Delta y}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.11)$$

где  $y^+$  – безразмерная величина, характеризующая расстояние до стенки. В модели  $k-\omega$  рекомендуется принять её  $y^+ < 1$ ;  $\Delta y$  – расстояние от середины первой ячейки до стенки;  $\tau_w$  – касательное напряжение на стенке

$$\tau_w = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \Big|_{y=0}$$

Поскольку турбулентность играет важнейшую роль в переносе среднего импульса и остальных величин потока, то для повышения точности необходимо генерировать сеточную модель таким образом, чтобы мелкие завихрения (в пределах заданной точности) сложного турбулентного потока были разрешены. В связи с сильным взаимодействием осредненного течения с турбулентностью численное моделирование турбулентных потоков более чувствительно к качеству сеточной модели, нежели ламинарные потоки.

Такие факторы как подача – отвод сжатого воздуха, градиент давления, шероховатости стенки, вращение ротора и температура стенки существенно влияют на уровень турбулентности (в пограничном слое) и форму профиля скорости потока. Особенностью течений в каналах по сравнению с внешними

течениями является ограниченность размеров пограничного слоя размерами канала.

Геометрическая модель радиального АЭМП имеет следующие особенности:

1. Течение теплоносителя осуществляется в замкнутом пространстве.
2. Теплоноситель подается под повышенным давлением.
3. Модель имеет внезапные сужения и расширения каналов.
4. В модели присутствуют вращающиеся и нагретые стенки.
5. В качестве теплоносителя используется воздух.

Следовательно, для моделирования потока воздуха в электромагнитном подшипнике из известных моделей рационально выбрать модель турбулентности *Standard k- $\omega$*  в нестационарной постановке. Так как коэффициент теплоотдачи с поверхности зависит от скорости потока теплоносителя, омывающего эту поверхность, то предпочтителен подход пристеночного моделирования потока (*Near-Wall Model*).

Наличие перегородки на входе в каналы электромагнитного подшипника существенно влияет на форму потока, следовательно, более предпочтительным является трехмерное моделирование процессов течения теплоносителя.

Особенностью моделей  $k - \omega$  является постепенный переход от модели  $k - \varepsilon$  во внешнем слое с высоким числом Рейнолдса к стандартной модели  $k - \omega$  – во внутреннем слое. Модель *standard k -  $\omega$*  основана на так называемой высокорейнолдсовой модели Уилкокса (*Wilcox k -  $\omega$  model*), которая соединяет в себе преобразования для учета низкорейнолдсовых эффектов, сжимаемости и наличия поперечного градиента скорости. Модель Уилкокса прогнозирует распространение свободных сдвиговых течений. Модель дает хорошее совпадение с измерениями в дальнем турбулентном следе, зоне смешения в плоских, круглых и лучевидных струях. В связи с этим, модель

применима для пристеночных и свободных сдвиговых течений. Модель *standard k – ω* является эмпирической моделью, основанной на уравнениях переноса кинетической энергии турбулентности ( $k$ ) и удельной скорости диссипации ( $\omega$ ). Как правило, удельная диссипация связана с кинетической энергией турбулентности и изотропной диссипацией соотношением:

$$\varepsilon = C_{\mu} \cdot k \cdot \omega \quad (3.12)$$

Кинетическая энергия турбулентности ( $k$ ) и удельная скорость диссипации получена из следующих уравнений переноса [2]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot k \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot \omega \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_{\omega} - Y_{\omega} + S_{\omega} \quad (3.14)$$

где  $G_k$  – генерация кинетической энергии турбулентности за счет градиентов средней скорости,  $G_{\omega}$  – генерация удельной скорости диссипации;  $\Gamma_k, \Gamma_{\omega}$  – эффективная диффузия для  $k$  и  $\omega$  соответственно;  $Y_k$  и  $Y_{\omega}$  – диссипация  $k$  и  $\omega$  за счет турбулентности;  $S_k$  и  $S_{\omega}$  – член уравнения, задаваемый пользователем.

Эффективная диффузия определяется соотношениями:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.15)$$

$$\Gamma_{\omega} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \quad (3.16)$$

$\sigma_k$  и  $\sigma_{\omega}$  – турбулентное число Прандля для  $k$  и  $\omega$  соответственно,  $\mu_t$  – турбулентная вязкость, определяемая уравнением:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho \cdot k}{\omega} \quad (3.17)$$

Коэффициент  $\alpha^*$  – ослабляет турбулентную вязкость, корректируя низкорейнольдсовые течения:

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \frac{\alpha_0^* + \text{Re}_t / \text{Re}_k}{1 + \text{Re}_t / \text{Re}_k} \quad (3.18)$$

$$\text{Re}_t = \frac{\rho \cdot k}{\mu \cdot \omega}, \quad \text{Re}_k = 6, \quad \alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3}, \quad \beta_i = 0,072 \quad (3.19)$$

Для течений с высоким числом Рейнолдса в модели  $k - \omega$ :

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1$$

Генерация кинетической энергии турбулентности ( $G_k$ ), строго определяется выражением:

$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.20)$$

Однако в соответствии с гипотезой Буссинеска преобразуется в выражение:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.21)$$

Где  $S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$  – модуль тензора средней скорости деформации, определяемы так же, как и в модели  $k - \varepsilon$ .

Генерация удельной скорости диссипации:

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (3.22)$$

Коэффициент  $\alpha$  рассчитывается по формуле:

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left( \frac{\alpha_0 + \text{Re}_t / \text{Re}_\omega}{1 + \text{Re}_t / \text{Re}_\omega} \right) \quad (3.23)$$

Где  $\text{Re}_\omega = 2,95$ , а  $\alpha^*$  и  $\text{Re}_t$  могут быть найдены из уравнений (3.19) и (3.18) соответственно.

Диссипация кинетической энергии турбулентности:

$$Y_k = \rho \cdot \beta^* \cdot f_{\beta^*} \cdot k \cdot \omega \quad (3.24)$$

Где

$$f_{\beta}^* = \begin{cases} 1, & \chi_k \leq 0, \\ \frac{1 + 680 \cdot \chi_k^2}{1 + 400 \cdot \chi_k^2}, & \chi_k > 0. \end{cases} \quad (3.25)$$

$$\chi_k = \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.26)$$

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \zeta^* F(M_t)] \quad (3.27)$$

$$\beta_i^* = \beta_{\infty}^* \left( \frac{4/15 + \left( \frac{\text{Re}_t}{\text{Re}_{\beta}} \right)^4}{1 + \left( \frac{\text{Re}_t}{\text{Re}_{\beta}} \right)^4} \right) \quad (3.28)$$

$$\zeta^* = 1,5 \quad (3.29)$$

$$\text{Re}_{\beta} = 8 \quad (3.30)$$

$$\beta_{\beta}^* = 0,09 \quad (3.31)$$

Диссипация  $\omega$ :

$$Y_{\omega} = \rho \cdot \beta \cdot f_{\beta} \cdot \omega^2 \quad (3.32)$$

где

$$f_{\beta} = \frac{1 + 70\chi_{\omega}}{1 + 80\chi_{\omega}} \quad (3.33)$$

$$\chi_{\omega} = \frac{\Omega_{ij} \Omega_{jk} S_{ki}}{(\beta_{\infty}^* \cdot \omega)^3} \quad (3.34)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.35)$$

$$\beta = \beta_i \left[ 1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_t) \right] \quad (3.36)$$

Зависимость  $F(M_t)$  в уравнениях (3.25), (3.36) представляет собой поправку на сжимаемость среды, определяемая неравенством:

$$F(M_t) = \begin{cases} 0, & M_t < M_{t0} \\ M_t^2 - M_{t0}^2, & M_t \geq M_{t0} \end{cases} \quad (3.37)$$

где

$$M_t^2 = \frac{2k}{a^2} \quad (3.38)$$

$$M_{t0} = 0,25 \quad (3.39)$$

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (3.40)$$

Константы модели:

$$\alpha_\infty^* = 1; \alpha_\infty = 0,52; \alpha_0 = \frac{1}{9}; \beta_\infty^* = 0,09; \beta_i = 0,072; R_\beta = 8$$

$$R_k = 6; R_\omega = 2,95; \zeta^* = 1,5; M_{t0} = 0,25; \sigma_k = 2,0; \sigma_\omega = 2,0.$$

Перед решением задачи газодинамики необходимо определить начальные и граничные условия. Так как течение реальной жидкости характеризуется «прилипанием» к стенке, то в качестве граничных условий необходимо задать отсутствие нормальной и касательной составляющей скорости потока на стенке:

$$u_n = 0; u_\tau = 0.$$

В *Ansys Fluent* это условие может быть задано во вкладке *Shear Condition* установкой значение *NoSlip*.

В качестве источников течения потока задаем: избыточное давление (*pressure-inlet*) на поверхностях, соответствующих подаче воздуха (рис.3.4), атмосферное давление на выходе (*pressure-outlet*), частоту вращения ротора (*Moving Wall*).

На основании анализа расположения основных источников тепловыделения и стоков теплового потока следует уделять особое внимание качеству сетки в воздушном зазоре и межполюсном пространстве. Сетку конечных элементов необходимо сгущать вблизи стенки для разрешения мельчайших вихрей в пределах вычислительных возможностей ЭВМ. Для генерации сетки вблизи стенки следует воспользоваться инструментом

*Inflation*, размер первой ячейки может быть найден по формуле (3.11), избегая при этом слишком быстрого роста величины ячейки в направлении, перпендикулярном поверхности (*expansion ratio* < 1,2).

Вычислительные возможности имеющихся ЭВМ из-за большого количества элементов модели и значительного числа элементов сетки ограничивают точность решения. Поэтому в геометрической модели рассматривалось только воздушное пространство радиального АЭМП. На поверхностях активных частей подшипника была задана величина теплового потока, рассчитанная на основании известных значений объемных тепловыделений и соответствующих площадей теплоотдающих поверхностей. Температура потока на входе –  $T_{in}$ , температура поверхностей обмоток –  $T_{coil}$ , температура цапфы ротора –  $T_{rot}$ .

Результаты численного моделирования послужили начальными условиями для расчета температурного поля электромагнитного подшипника газонагнетателя.

### **3.3. Результаты численного моделирования газодинамической и тепловой задачи**

В результате решения газодинамической задачи было получено распределение поля скоростей воздушного потока внутри тракта охлаждения радиального АЭМП. Задача была поставлена и решена в 3D постановке.

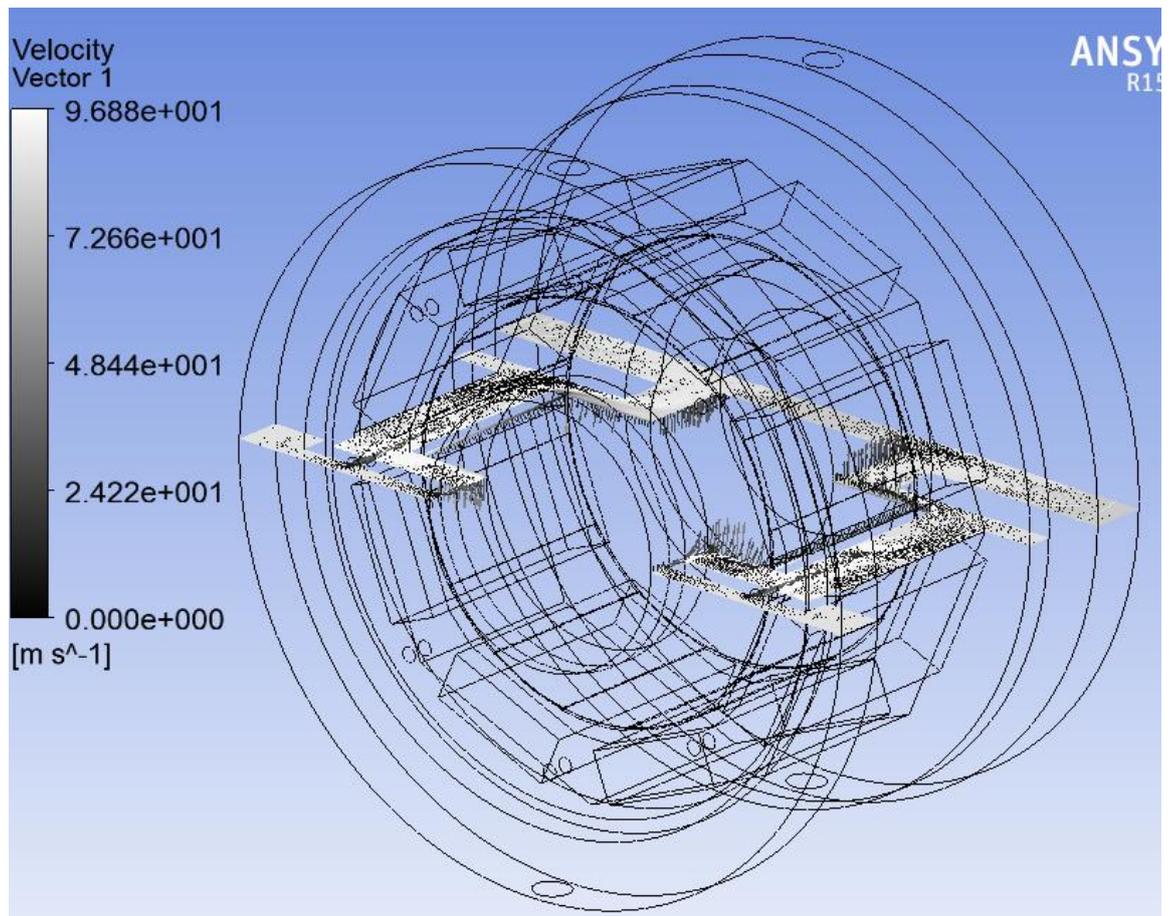


Рисунок 3.7. Сечение для визуализации поля скоростей

На рис.3.7 представлено сечение, соответствующее пространству внутри радиального АЭМП, заполненное охлаждающей средой, а на рис.3.8 – векторное поле охлаждающего потока, проходящего по этому сечению. Стрелкой указано направление движения воздуха.

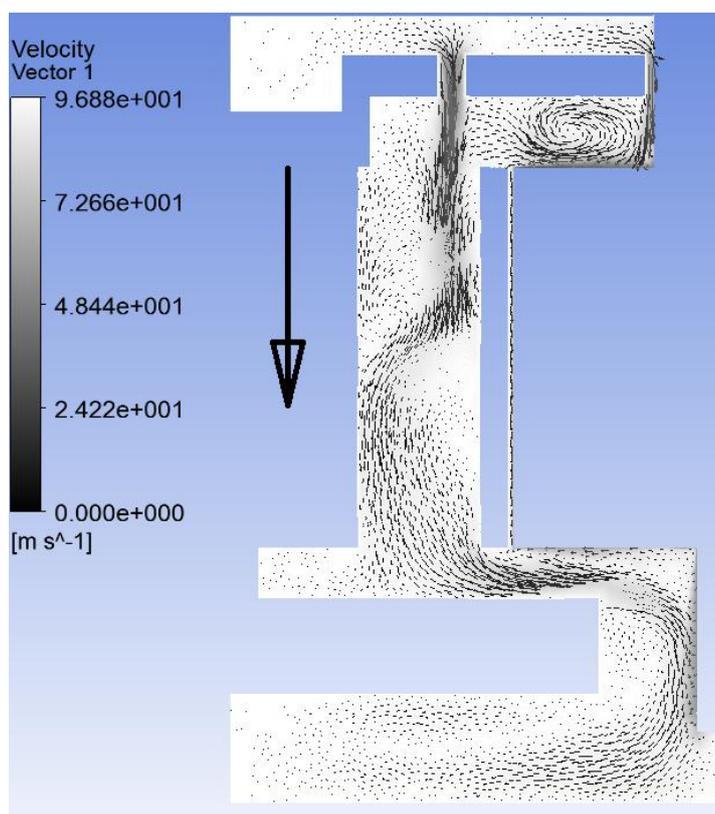


Рисунок 3.8. Векторное поле скоростей охлаждающего потока

Из рис.3.8 видно, что на входах в канал после области местных сужений (перфорированная перегородка) образуются завихрения, способствующие перемешиванию охлаждающей среды, кроме того в области контакта потока с вращающейся цапфой воздух, увлекаясь за последней, оказывает дестабилизирующее воздействие на основной поток. На рис.3.8 показана нормальная составляющая потока к выделенному сечению.

Решение газодинамической задачи было экспортировано в тепловую задачу в виде коэффициентов теплоотдачи на поверхности. Далее для оценки влияния температуры цапфы на температурное состояние обмоток электромагнитов было проведено моделирование температурных полей с пренебрежением потерями, выделяющимися в цапфе и с учетом тепловыделений в цапфе. Моделирование проводилось для предельно допустимого по величине тока режима работы радиального АЭМП.

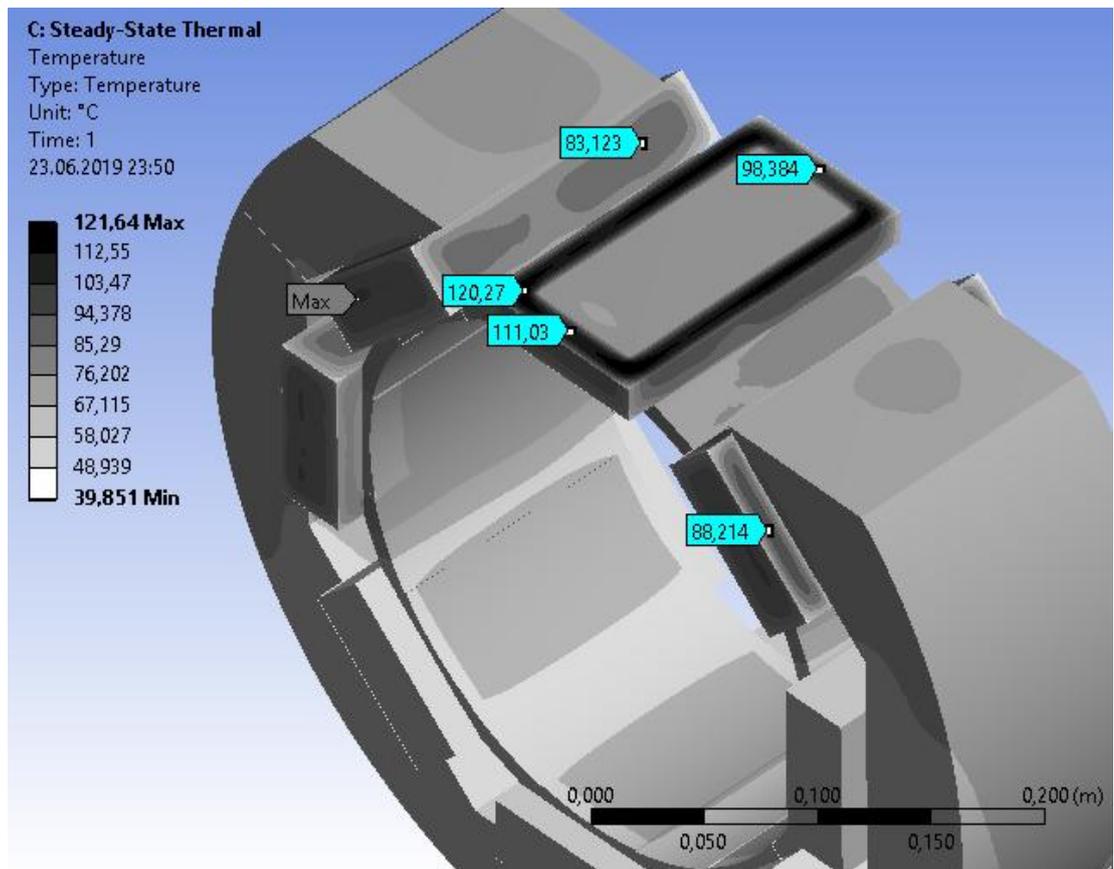


Рисунок 3.9. Картина теплового поля радиального АЭМП без учета тепловыделений в роторе

Из рис.3.9 видно, что максимальная температура соответствует внутренним виткам обмоток «верхних» электромагнитов, при этом максимальная температура равна  $T_{max} = 121,6^{\circ}\text{C}$ . Полученная температура с запасом удовлетворяет требованиям для обмотки класса нагревостойкости  $F$  ( $155^{\circ}\text{C}$ ).

Далее была решена задача с учетом тепловыделений в роторе, при этом объемные тепловыделения в катушках и массовый расход воздуха в системе охлаждения оставался прежним.

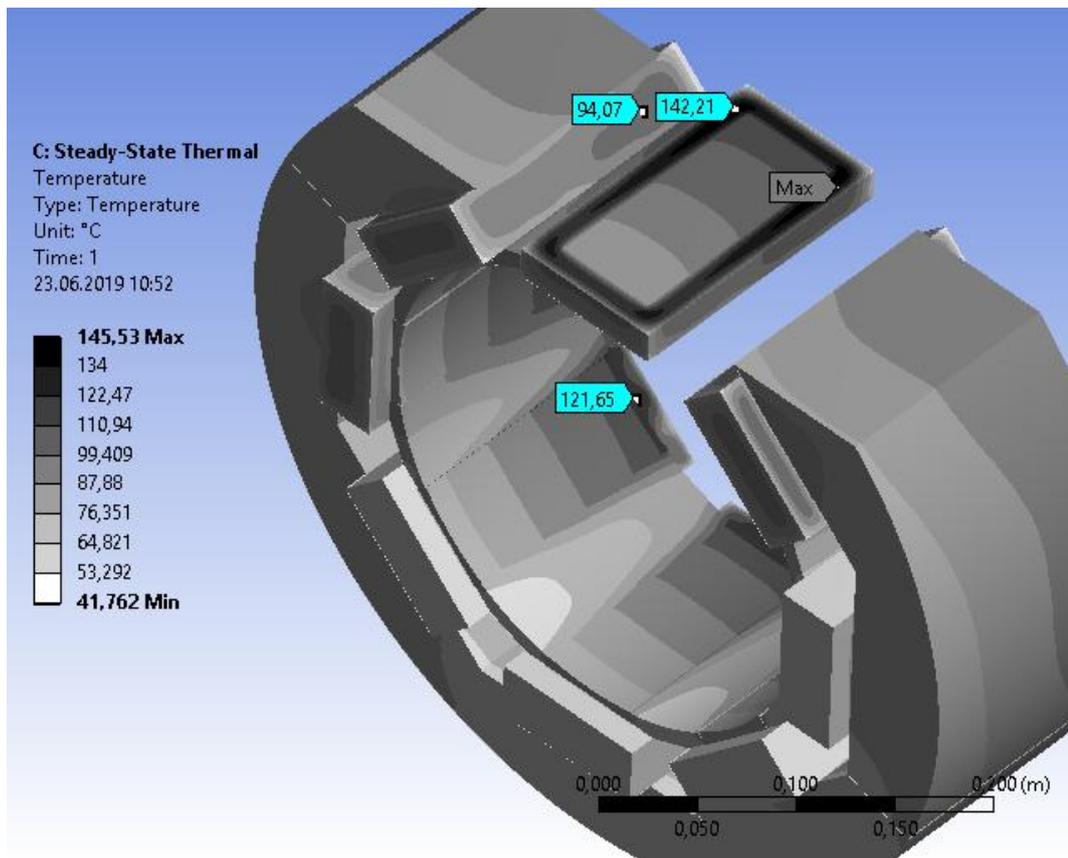


Рисунок 3.10. Картина теплового поля радиального АЭМП с учетом тепловыделений в роторе

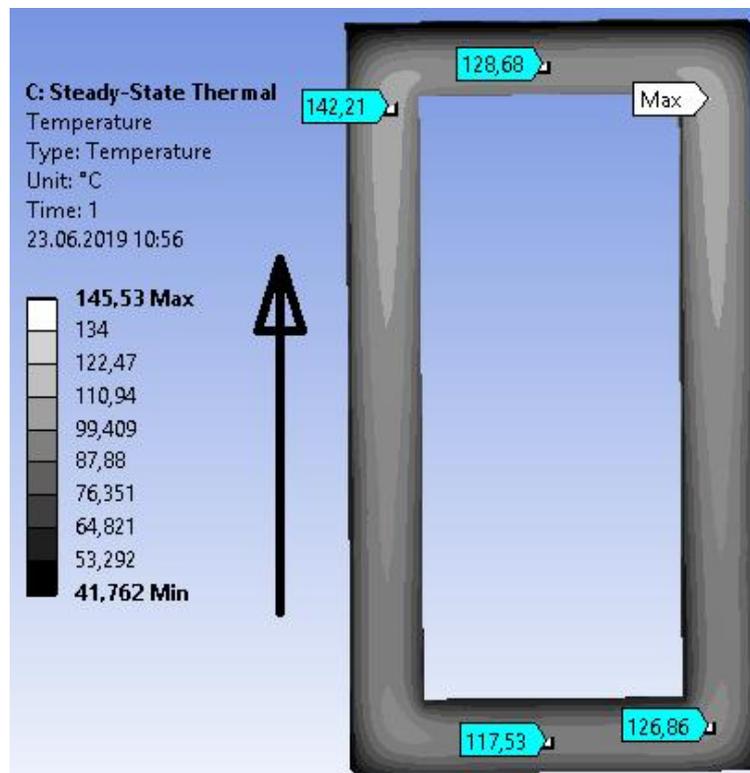


Рисунок 3.11. Картина теплового поля в середине катушки с учетом тепловыделений в роторе

На рис.3.10, 3.11 представлены картины температурного поля радиального АЭМП с учетом тепловыделений в роторе. На рис.3.11 стрелкой указано направление движения охлаждающей среды. Максимальное значение температуры обмотки составило  $T_{max} = 145,5^{\circ}\text{C}$ , что соответствует классу нагревостойкости  $F$ . В результате анализа полученных результатов установлено сильное влияние тепловыделений в цапфе на температурное состояние катушек электромагнитов. Разница максимальных температур с учетом и без учета потерь в стали цапфы составила  $\Delta T = 23,9^{\circ}\text{C}$ .

### 3.4. Выводы

1. В качестве теоретической основы анализа теплового поля радиального АЭМП принята система дифференциальных уравнений теплопроводности в статической постановке. Основная сложность решения этой задачи заключается в расчет коэффициентов теплопроводности и теплоотдачи активных частей электромагнитов. Эта задача была решена численным моделированием газодинамических процессов, происходящих при принудительном воздушном охлаждении радиального АЭМП.
2. Математическая модель газодинамических процессов, происходящих в радиальном АЭМП строится на основе уравнений Навье-Стокса с допущениями о несжимаемости охлаждающей среды и стационарности процесса во времени. Модель отличается учетом турбулентности потока в пристеночной области и местах изменения профиля каналов.
3. Результаты численного  $3D$  моделирования газодинамических процессов послужили начальными условиями для расчета трехмерного температурного поля электромагнитного подшипника.
4. Математическая модель тепловой задачи, поставленная в трехмерной постановке, показала, что учет подогрева обмоток электромагнитов за счет потерь, выделяющихся в роторе, является

обязательным. В противном случае, погрешность по температуре в наиболее нагретых катушках может достигать значительных величин (в рассматриваемом случае  $24^{\circ}\text{C}$ ), что недопустимо.

## **4. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОТВОДА РАДИАЛЬНОГО АЭМП**

Общеизвестно [28, 58, 59, 69, 88, 95], что наиболее уязвимым местом электромеханических преобразователей от воздействия температурных напряжений является изоляция обмоток. В соответствии с законом Монтзингера превышение температуры сверх установленной классом нагревостойкости негативно сказывается на надежности обмотки и, следовательно, электрической машины в целом. Кроме того, наиболее нагретые места обмоток являются функцией множества переменных и остаются, как правило, неустановленными на этапе проектирования. Погрешности возникают из-за представления тепловых свойств катушки эквивалентной изотропной теплопроводностью, не учитывающей реальную геометрию обмотки и все пути распространения тепловых потоков. В результате аналитически не удастся определить точки максимального перегрева и значение температуры в них. Совершенствование радиального АЭМП и повышение их надежности за счет исключения перегревов локальных областей с максимальными температурами, превышающими допустимые, возможно двумя взаимодополняющими способами:

- снижением наиболее значимых потерь,
- интенсификацией отвода теплоты от активных частей.

### **4.1. Уточнение аналитической зависимости для потерь на «магнитное трение»**

В результате численного моделирования установлено, что потери в стали цапфы от вращения в магнитном поле управляющих магнитов в 1,37 раза больше, чем эти же потери, рассчитанные по традиционной «инженерной» методике (2.17) (866 и 647 Вт соответственно). Это объясняется тем, что выражение (2.17) справедливо только для синусоидального распределения поля в зазоре. Кривая поля в зазоре

радиального АЭМП далека от синусоиды и содержит большое количество высших гармоник со значимыми амплитудами. Кроме того в (2.17) не учитывается эффект вытеснения вихревых токов на поверхность магнитопровода от высших гармоник.

Рассмотрим процессы, происходящие при вращении цапфы в поле АЭМП для уточнения аналитической зависимости (2.17). Это может быть полезно при предварительных и оптимизационных расчетах АЭМП. Геометрия полюсов и специфика работы накладывают ограничения на вид кривой магнитной индукции в зазоре рис.2.11, форма которой представляет собой в первом приближении равнобокую трапецию. Из гармонического анализа кривой индукции для верхних полюсов (таблица 2.3) видно существенное влияние нечетных гармоник. Кроме того, сохраняется пропорциональный вклад  $\nu$ -ых гармоник относительно 1-ой и для нижних полюсов. Очевидно, что для выявления полных потерь необходимо определить по (2.17) вклад наиболее существенных гармоник в нагрев ротора. Так как частота высших гармоник значительно превышает частоту первой гармоники, имеет место скин-эффект, оказывающий заметное влияние на распределение потерь. Вытеснение потока приводит к уменьшению потерь на вихревые токи пропорционально величине:

$$\xi_{\nu} = \frac{3 \cdot \Delta_{\nu} \operatorname{sh}\left(\frac{\Delta_{cm}}{\Delta_{\nu}}\right) - \sin\left(\frac{\Delta_{cm}}{\Delta_{\nu}}\right)}{\Delta_{cm} \operatorname{ch}\left(\frac{\Delta_{cm}}{\Delta_{\nu}}\right) - \cos\left(\frac{\Delta_{cm}}{\Delta_{\nu}}\right)} \quad (4.1)$$

где  $\Delta_{\nu}$  – глубина проникновения  $\nu$ -ой гармоники в стальной лист (м),  $\Delta_{ст}$  – толщина листа (м):

$$\Delta_{\nu} = 503 \cdot \sqrt{\frac{\rho_{cm}}{\mu_{cm} \cdot f_1 \cdot \nu}} \quad (4.2)$$

$\mu_{ст}$  – статическая магнитная проницаемость стали, определенная для 1-ой гармоники.

Из рис.2.13 видно, что по сечению цапфы магнитная индукция распределяется неравномерно, а ее средняя величина несколько ниже, чем в зазоре за счет большего сечения цапфы по сравнению с полюсом. Для приближенного расчета можно принять значение индукции в сердечнике цапфы равное:

$$B_{ц} = \frac{S_n}{S_{ц}} \cdot B_з \quad (4.3)$$

где  $S_n$  – площадь полюса, определяющая магнитный поток,  $S_{ц}$  – площадь сектора цапфы под парой полюсов,  $B_з$  – величина магнитной индукции в зазоре.

В качестве активного объема в (2.17) принята половина от объема цапфы, однако учитывая рис.2.12, 2.13, 2.14 в первом приближении можно допустить, что потери равномерно распределены по сечению  $S_n$  на рис.4.1.

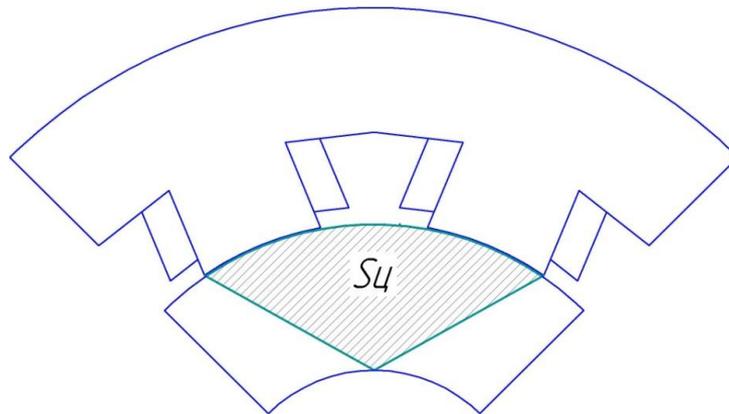


Рисунок 4.1. Площадь сектора цапфы с равномерно распределенными потерями

Тогда формула, рекомендуемая для оценки потерь в цапфе ротора от вращения в магнитном поле электромагнитов, принимает вид:

$$\Delta P_{en} = \Delta p_{1/400} \cdot m_a \cdot \sum_{v=1}^N \left( B_{ц,v}^2 \cdot \left( \frac{f_1 \cdot v}{f_{ном}} \right)^{1,5} \cdot \xi_v \right) \quad (4.4)$$

Так как магнитная индукция в верхних и нижних полюсах значительно отличается также необходимо по формуле (4.4) найти значения потерь в цапфе от нижних полюсов. Для сравнения потери в цапфе были рассчитаны

по формуле (2.17), (4.4) и найдены в результате численного моделирования для различных типов сталей. Полученные данные сведены в таблицу 4.1.

Таблица 4.1

Потери в цапфе ротора в результате вращения в магнитном поле  
электромагнитов

Тип стали (толщина листа)	Моделирование		Рассчитанные по (2.17)		Рассчитанные по (4.4)	
	Вт	Погрешность %	Вт	Погрешность %	Вт	Погрешность %
2421(0,18)	885	0	647	-26,9	897	1,3
2421(0,27)	1260	0	1010	-19,8	1306	3,7
2412(0,35)	2059	0	1376	-33,7	1993	-3,2

Из таблицы 4.1 видно, что по сравнению с моделированием формула (2.17) дает заниженную на 20 – 33 % величину потерь, что может быть объяснено неучетом потерь от вихревых токов высших гармоник. Рассчитанные по (4.4) потери для заданной конструкции радиального АЭМП в пределах 5% согласуются с данными моделирования. Поэтому для более точного определения потерь на этапе проектирования для магнитной системы с двумя зубцами на полюс может быть рекомендована формула (4.4).

#### 4.2. Конструктивные предложения по снижению потерь на «магнитное трение»

Снижение тепловой напряженности электромагнитов радиального АЭМП может быть обеспечено за счет уменьшения наиболее значимых потерь – магнитных потерь в цапфе ротора. Из рис.2.11, 2.12, 2.13, 2.14 видно, что наибольшая плотность потерь на перемагничивание и вихревые токи в цапфе ротора значительно зависит от формы кривой магнитной индукции в зазоре. В конструкции с сосредоточенными полюсами кривая магнитной индукции в зазоре имеет практически прямоугольную форму с

сильным влиянием нечетных гармоник. Очевидно, что изменение формы кривой на синусоидальную позволит несколько снизить эти потери. Как показали предыдущие исследования доля высших гармонических в потерях 20 – 25 %. Изменение кривой индукции в воздушном зазоре возможно за счет придания полюсу соответствующей формы. Подобные конструктивные решения известны из общей теории электрических машин [95], в частности в синхронных машинах воздушный зазор по ширине полюсного наконечника неодинаков. В [58] для синусоидального распределения магнитной индукции в зазоре рекомендуется увеличить зазор под краями полюса примерно в 1,5 раза по сравнению с серединой. Тогда радиус полюсного наконечника может быть определен:

$$R_p = \frac{D_c}{2 + 8 \cdot D_c \frac{\delta_k - \delta}{b_p^2}}$$

где  $D_c$  – диаметр расточки статора (м),  $\delta_m$  – величина воздушного зазора под краем полюса (м) рис.4.2,  $b_p$  – длина полюсной дуги (м):

$$b_p = \alpha \cdot \tau$$

$\alpha$  – коэффициент полюсного перекрытия,  $\tau$  – полюсное деление (м).

При этом среднее значение зазора увеличивается и может быть определено:

$$\delta' = \delta + \frac{1}{3}(\delta_m - \delta).$$

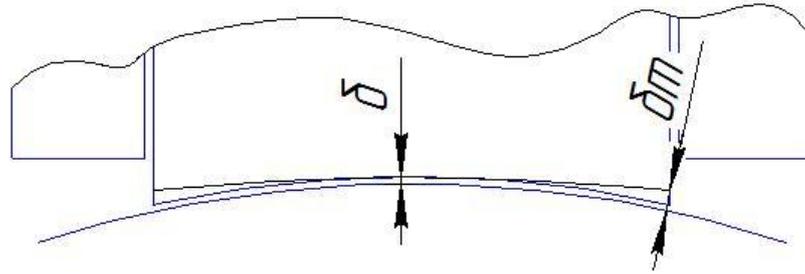


Рисунок 4.2. Увеличение зазора под краями полюса

Так как величина подъемной силы зависит от квадрата средней индукции в зазоре, а при увеличении зазора под краем полюса среднее значение зазора также увеличится, ожидается, что при прочих равных уменьшится подъемная сила на полюс АЭМП. Для оценки влияния неравномерности воздушного зазора на форму магнитной индукции, величину потерь и подъемной силы было выполнено численное моделирование, результаты которого представлены ниже.

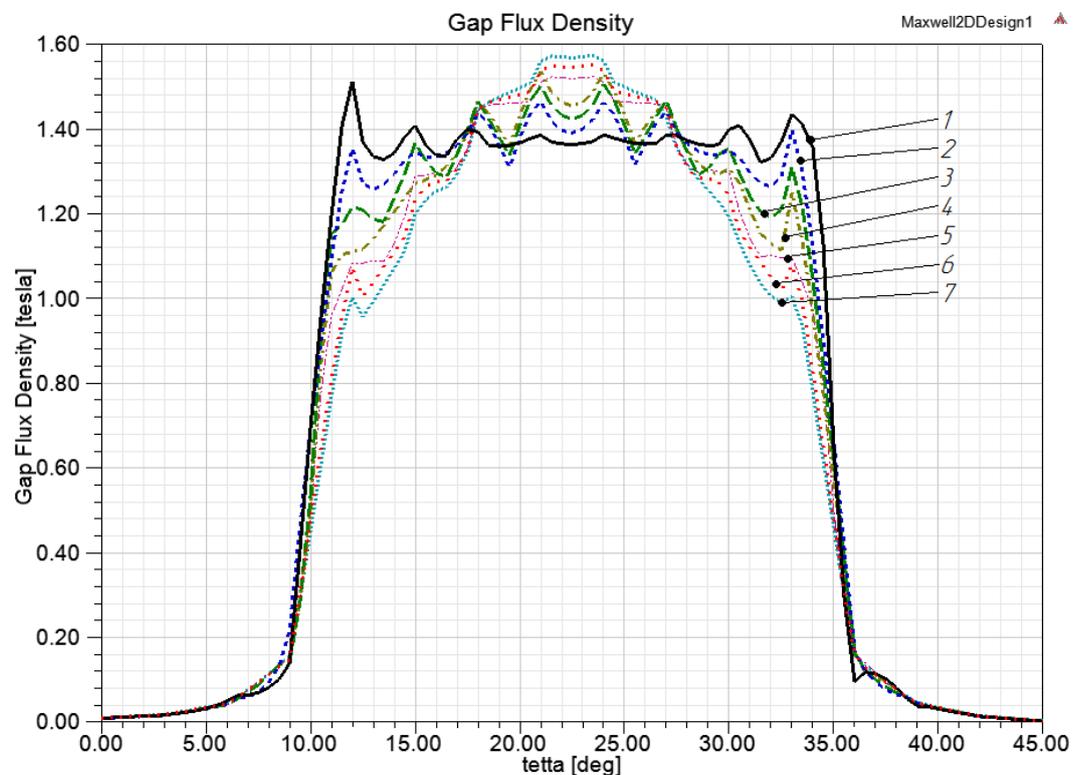


Рисунок 4.3. Кривая магнитной индукции в зазоре в зависимости от угла обзора для различной величины воздушного зазора под краем полюса: (1)  $\delta_m = \delta_{ном} = 0,75$  мм

(равномерный зазор); (2) –  $1,17 \delta_{ном}$ ; (3) –  $1,33 \delta_{ном}$ ; (4) –  $1,5 \delta_{ном}$ ; (5) –  $1,67 \delta_{ном}$ ; (6) –  $1,77 \delta_{ном}$ ; (7) –  $2 \delta_{ном}$

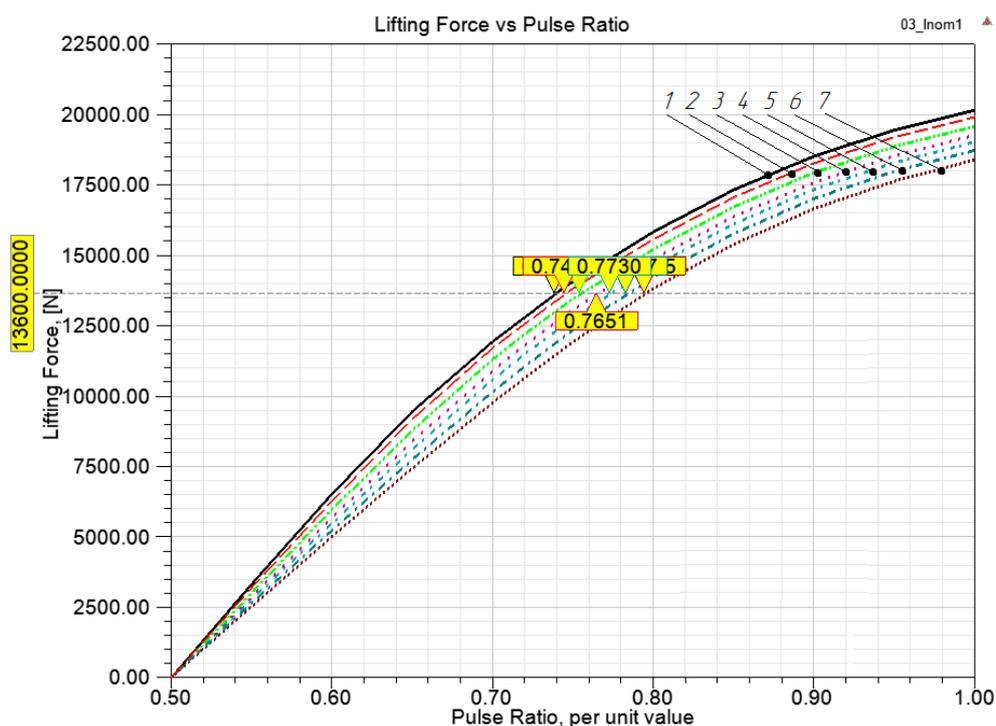


Рисунок 4.4. Зависимость подъемной силы от величины напряжения на катушке (о.е.) для различной величины воздушного зазора под краем полюса: (1)  $\delta_m = \delta_{ном} = 0,75$  мм (равномерный зазор); (2) –  $1,17 \delta_{ном}$ ; (3) –  $1,33 \delta_{ном}$ ; (4) –  $1,5 \delta_{ном}$ ; (5) –  $1,67 \delta_{ном}$ ; (6) –  $1,77 \delta_{ном}$ ; (7) –  $2 \delta_{ном}$

Из рис.4.3 видно, что форма кривой магнитной индукции с увеличением зазора под краем полюса приближается к синусоидальной, при этом возрастает максимальное значение под серединой полюса. На рис.4.4 представлена зависимость подъемной силы от относительного значения напряжения на обмотке для различных значений величины воздушного зазора под краем полюса. Из рис.4.4 видно, что с увеличением величины воздушного зазора под краем полюса уменьшается максимальное значение подъемной силы при прочих равных. Для сохранения номинального значения подъемной силы необходимо увеличивать величину тока в катушках.

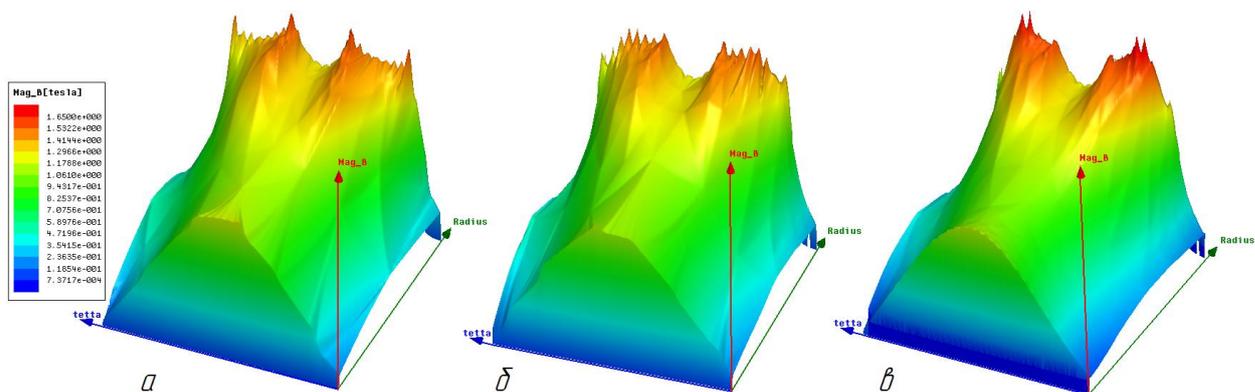


Рисунок 4.5. Перераспределение магнитной индукции по сечению цапфы в зависимости от величины воздушного зазора под краем полюса (а) –  $\delta_m = \delta_{ном}$ ; (б) –  $1,5 \delta_{ном}$ ; (в) –  $2 \delta_{ном}$

На рис.4.5 представлена картина распределения магнитной индукции по сечению цапфы. Из рис.4.5 видно, что магнитная индукция в теле цапфы под полюсом повторяет форму индукции в зазоре. С увеличением величины воздушного зазора под краем полюса фронт магнитной индукции в цапфе по направлению вращения становится более плавным.

Далее был проведен гармонический анализ кривых магнитной индукции в воздушном зазоре (на рис.4.3 представлена половина периода). Зависимость амплитуд наиболее значимых гармоник от величины воздушного зазора под краем полюса представлены на рис.4.6.

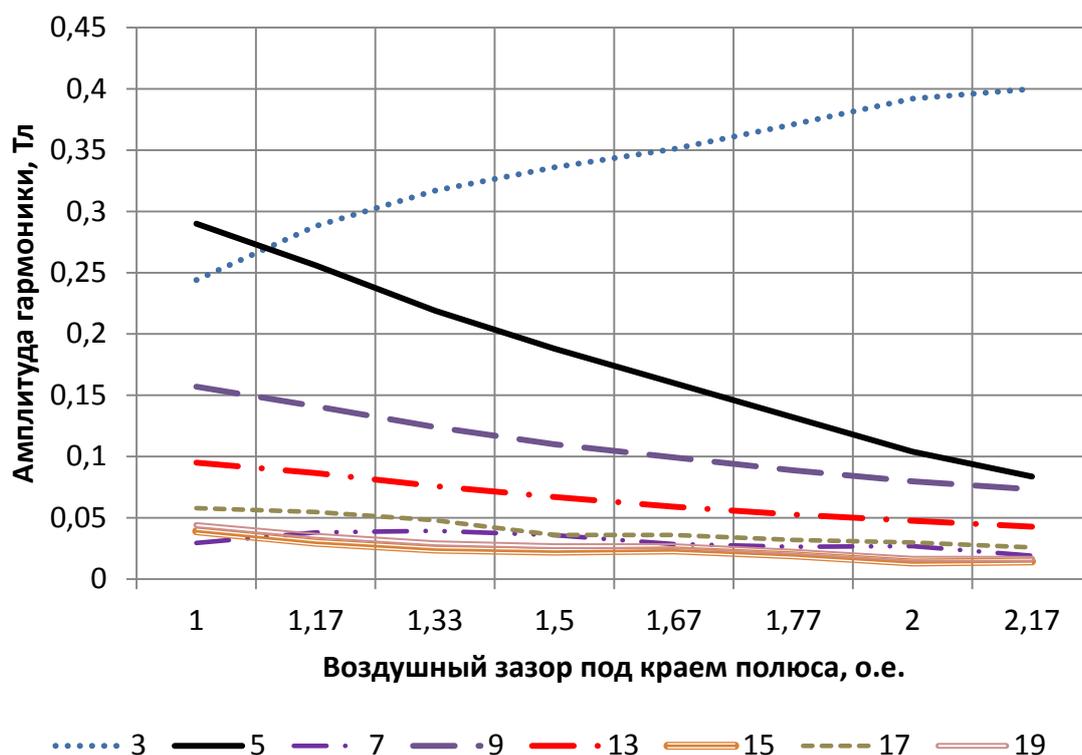


Рисунок 4.6. Амплитуда наиболее значимых высших гармоник в зависимости от величины воздушного зазора под краем полюса

Таблица 4.2

Зазор под краем полюса, о.е.	Амплитуда высшей гармоники, Тл								
	1	3	5	7	9	13	15	17	19
1	1,288	0,244	0,29	0,0294	0,157	0,095	0,039	0,0579	0,044
1,17	1,3027	0,288	0,256	0,038	0,141	0,0865	0,0297	0,0547	0,0353
1,33	1,29	0,317	0,219	0,0393	0,124	0,0758	0,024	0,048	0,0292
1,5	1,266	0,336	0,188	0,0358	0,11	0,067	0,0223	0,036	0,0268
1,67	1,266	0,351	0,16	0,0286	0,0993	0,0591	0,0234	0,036	0,0268
1,77	1,256	0,371	0,132	0,0264	0,0887	0,0526	0,0194	0,032	0,0223
2	1,237	0,392	0,104	0,0269	0,0797	0,0476	0,0135	0,0298	0,0166
2,17	1,226	0,4	0,0837	0,019	0,0732	0,0427	0,0144	0,0258	0,0166

Из рис.4.6 и таблицы 4.2 видно, что амплитуда третьей гармоники возрастает, а амплитуды остальных высших гармоник уменьшаются. Кроме

того несколько уменьшается значение первой гармоники (не показана на рис.4.6).

Далее была найдена зависимость потерь на «магнитное трение» в зависимости от величины воздушного зазора под краем полюса в результате численного моделирования и по формулам 4.4 и 2.17.

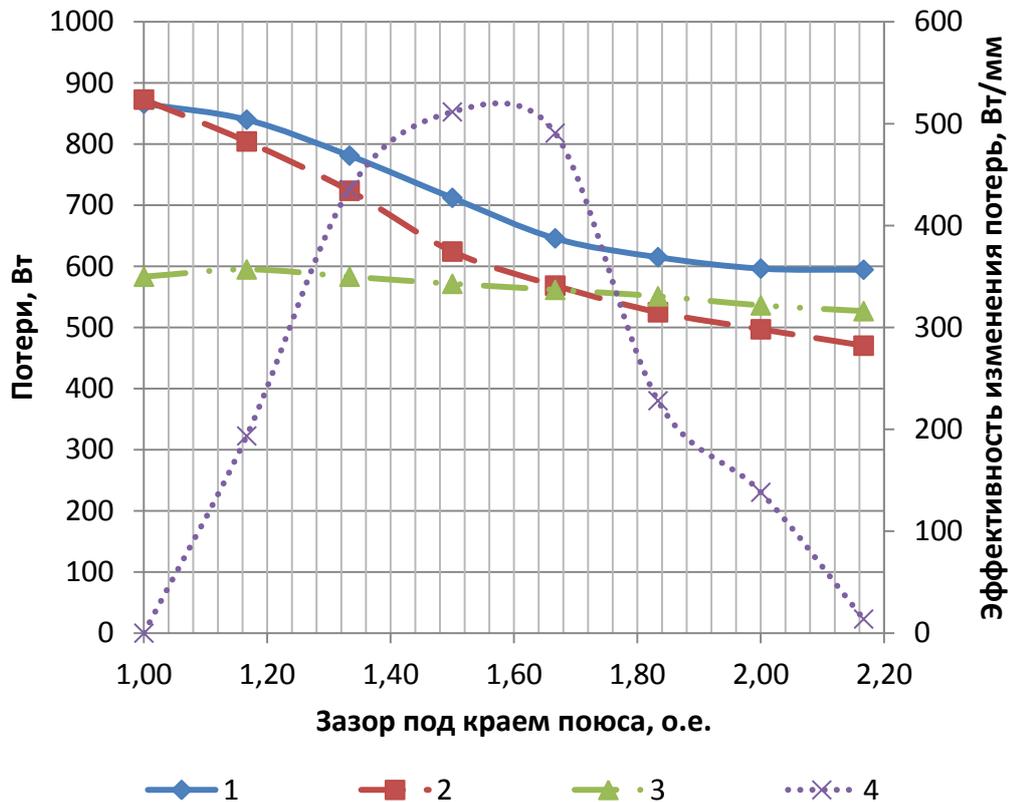


Рисунок 4.7. Зависимость потерь на магнитное трение от величины воздушного зазора под краем полюса 1 – численное моделирование; 2 – по формуле 4.4; 3 – по формуле 2.17; 4 – эффективность изменения потерь.

Таблица 4.3

Потери в радиальном АЭМП в зависимости от величины воздушного зазора под краем полюса при сохранении расчетной подъемной силы

Зазор под краем полюса, о.е.	Магнитные потери (по формуле 4.4), Вт	Магнитные потери (по формуле 2.17), Вт	Магнитные потери (численное моделирование), Вт	Электрические потери на одну катушку, Вт	Суммарные потери, Вт	%
1	873	583	866	49,1	915,14	100,0
1,17	804	595	840	50,0	889,95	97,2
1,33	724	583	781	51,2	832,23	90,9
1,5	624	571	712	52,7	764,68	83,6
1,67	569	562	646	53,8	699,78	76,5
1,77	525	551	615	55,3	670,28	73,2
2	497	536	596	56,8	652,81	71,3
2,17	470	527	595	57,7	652,74	71,3

Из анализа результатов видно, что с увеличением величины зазора под краем полюса потери в цапфе уменьшаются. Аналогичные результаты получены по 4.4, однако здесь уменьшение оказалось более существенным, что может быть объяснено повышением потерь при насыщении, чего не учитывает 4.4. Уменьшение потерь останавливается при зазоре под краем полюса  $\delta_m = 2,17\delta_{ном}$  ( $\delta_m = 1,625$  мм), следовательно, дальнейшее его увеличение бессмысленно. Потери, рассчитанные по 2.17 не учитывают увеличение потерь от высших гармоник, поэтому они практически не изменяются. Эффективность увеличения величины зазора под краем полюса может быть оценена по кривой (4) на рис.4.7, которая показывает относительное изменение потерь в зависимости от зазора (Вт/мм):

$$\xi_i = \frac{P_{i-1} - P_i}{\delta_i - \delta_{i-1}}$$

где  $i = 2, 3 \dots 8$  – номер строки в таблице 4.3. График имеет максимум при

величине зазора под краем полюса равной  $\delta_m = (1,5 \dots 1,67)\delta_{ном}$ , дальнейшая эффективность от изменения зазора снижается. Учитывая увеличение потерь в катушках за счет увеличения тока для поддержания требуемой подъемной силы, имеет смысл увеличивать зазор под краем полюса для заданной конструкции до максимума графика 4 рис.4.7. При увеличении зазора под краем полюса до  $\delta_m = 1,67 \delta_{ном}$ , потери в цапфе ротора уменьшаются на 25,4 % (от потерь на «магнитное трение» при равномерном зазоре), а потери в катушках радиального АЭМП возрастают лишь на 5,7 % (от потерь в катушках при равномерном зазоре). В процентном отношении от величины общих потерь снижение составило 18,7 %.

Далее для четырех наиболее оптимальных с точки зрения потерь на «магнитное трение» вариантов РЭМП, отличающихся величиной зазора под краем полюса было проведено параметрическое моделирование. Целью и результатом моделирования стало определение скорректированной активной длины подшипника, при которой обеспечивается номинальное тяговое усилие без изменения токов в катушках.

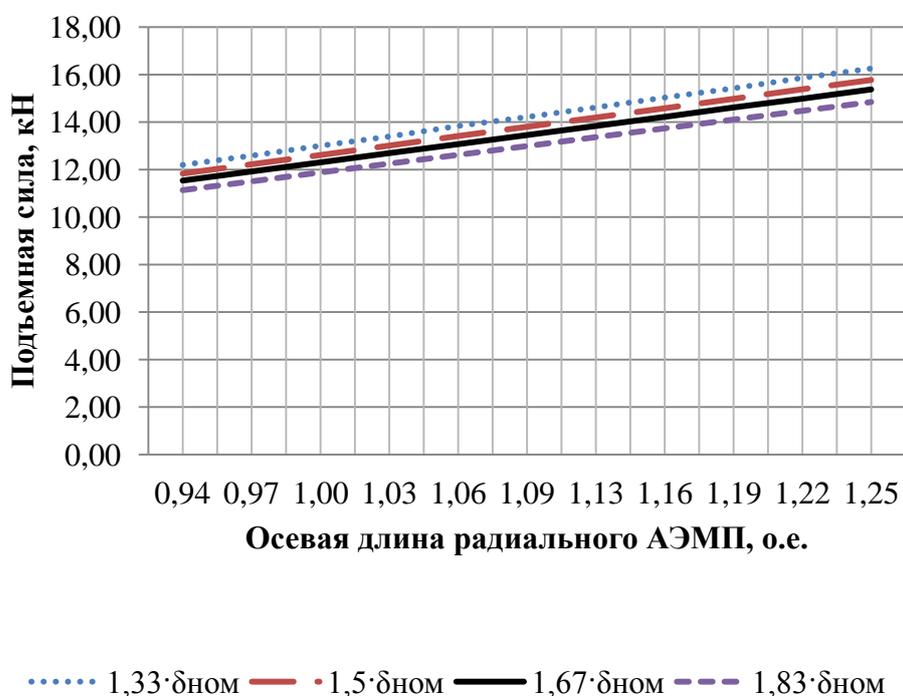


Рисунок 4.8. Зависимость подъемной силы подшипника от осевой длины при различной величине зазора под краем полюса

Из рис.4.8 и таблицы 4.4 видно, что при увеличении воздушного зазора под краем полюса для сохранения номинальной токовой нагрузки катушек и подъемной силы радиального АЭМП необходимо соответственно корректировать осевую длину подшипника.

Таблица 4.4

Потери на «магнитное трение» в зависимости от осевой длины радиального АЭМП

Зазор под краем полюса, мм	$1,33 \cdot \delta_{\text{НОМ}}$	$1,5 \cdot \delta_{\text{НОМ}}$	$1,67 \cdot \delta_{\text{НОМ}}$	$1,83 \cdot \delta_{\text{НОМ}}$
Относительное увеличение длины РЭМП, %	4,6	7,9	10,6	14,4
Потери на магнитное трение, Вт	806,4	754,1	698,1	681,3
Уменьшение потерь на магнитное трение по сравнению с равномерным зазором, %	6,9	12,9	19,4	21,3

Проведенные исследования показывают, выигрыш от увеличения величины зазора под краем полюса остается значительным от 6,9 % до 21,3 %. Для конструкции радиального АЭМП с зазором под краем полюса  $\delta_m = 1,67 \cdot \delta_{\text{НОМ}}$  осевую длину необходимо увеличить на 10,6 %, при этом уменьшение потерь на «магнитное трение» по сравнению с равномерным зазором составит порядка 19,4 %. Что при равных условиях по охлаждению подшипника позволяет существенно снизить тепловую напряженность АЭМП.

На рис.4.9 представлена диаграмма изменения потерь радиального АЭМП в результате профилирования полюса. За основу взята конструкция с равномерным зазором, вклад наиболее значимых потерь оценивался как отношение к общим потерям, выделяющимся в номинальном режиме. В конструкции с профилированием полюса моделирование проводилось в модели со скорректированной осевой длиной подшипника.

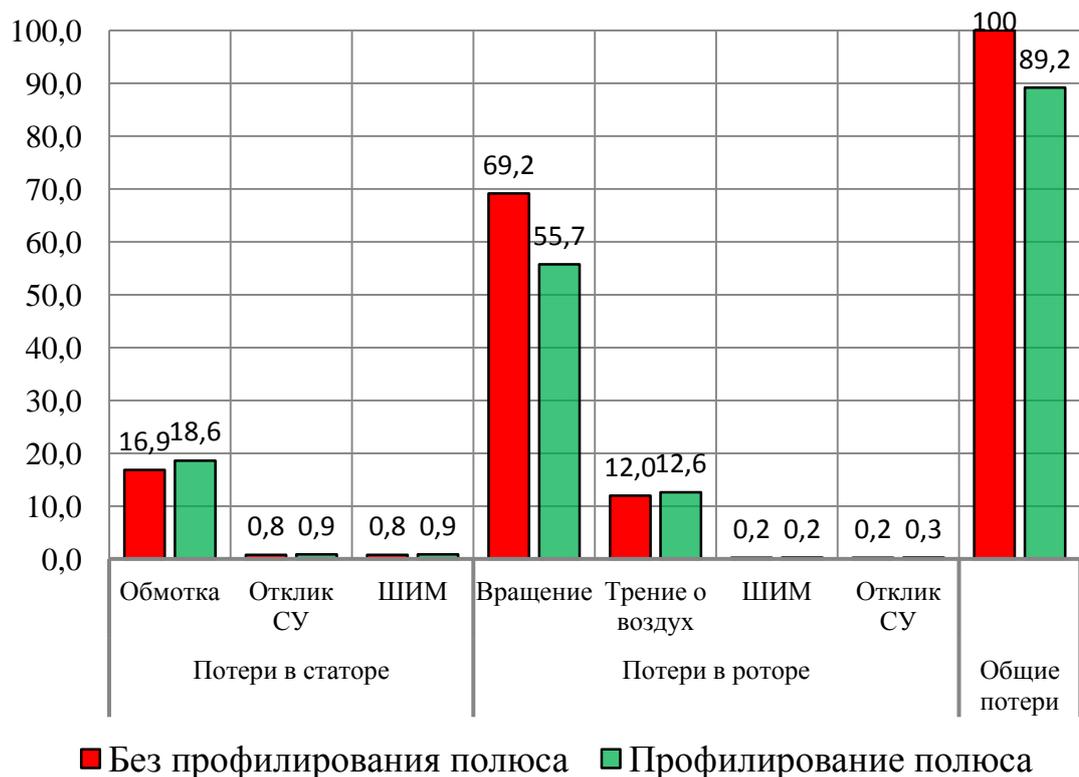


Рисунок 4.9. Изменение наиболее значимых потерь в результате профилирования полюса

Из рис.4.9 видно, что за счет увеличенной осевой длины подшипника возрастают потери в меди (на 1,7 %) и на трение о воздух (на 0,6 %), магнитные потери в роторе снижаются на 13,5 %. В результате предложенных мер уменьшение полных потерь радиального АЭМП в результате профилирования полюса составило 10,8 %.

Для оценки влияния уменьшения потерь в цапфе на температурное поле радиального АЭМП в результате профилирования полюса была решена тепловая задача, в которой величина потерь в цапфе задавалась для случая  $\delta_m = 1,67 \cdot \delta_{ном}$ , расход воздуха и объемное тепловыделение задавались прежними.

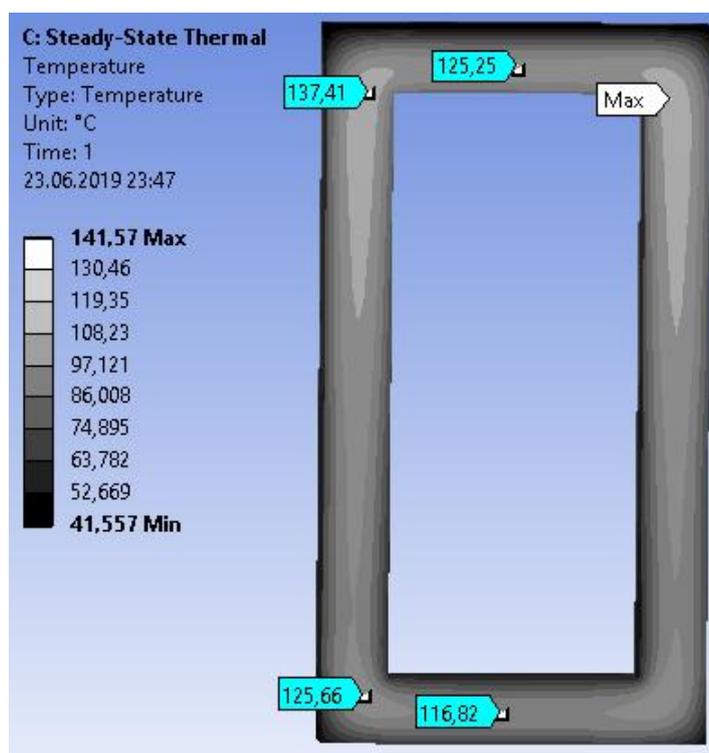


Рисунок. 4.10. Картина теплового поля в середине катушки с учетом тепловыделений в роторе

На рис.4.10 представлена картина теплового поля катушки «верхнего» электромагнита. Максимальная температура составляет  $T_{max} = 141,5^{\circ}\text{C}$ . По сравнению с равномерным зазором под полюсом максимальная температура катушки снизилась на  $\Delta T = 4^{\circ}\text{C}$ .

Таким образом, профилирование полюса за счет снижения наиболее значимых потерь позволило снизить превышение максимальной температуры на 3,8%.

### 4.3. Интенсификация охлаждения цапфы ротора

Так как наибольшая величина потерь (до 80 %) сосредоточена в роторе, а наиболее уязвимой в тепловом отношении является обмотка электромагнитов, то наиболее оптимальной схемой охлаждения является такая, в которой основной тепловой поток был бы направлен от внешней поверхности ротора внутрь или в осевом направлении, не подогревая при этом обмотки. Одним из возможных решений этой задачи является применение испарительно-конденсаторной системы охлаждения

реализованной в виде термосифона в полости вращающегося ротора [5, 7, 28, 48] рис.4.11.

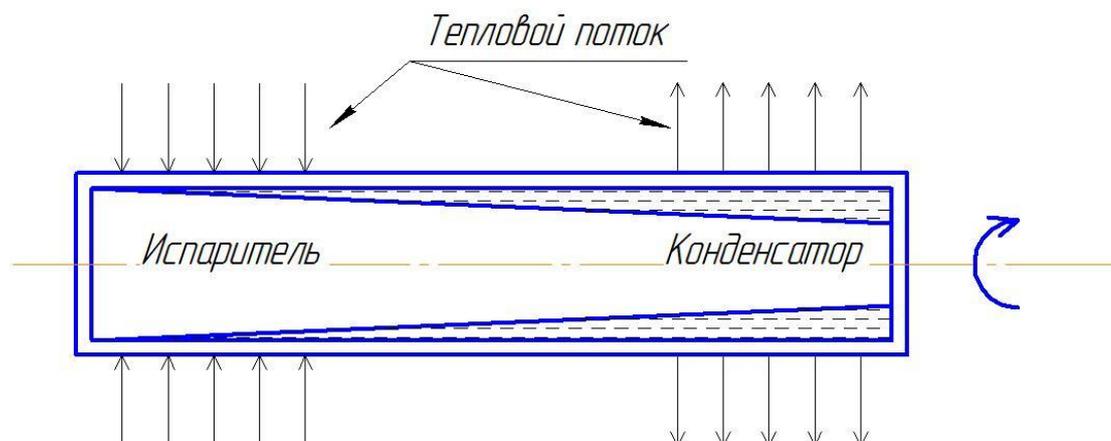


Рисунок 4.11. Схема центробежно-осевого испарительно-конденсационного теплопровода

Такие преимущества тепловых труб и термосифонов как высокая интенсивность внутренних процессов теплопереноса, возможность реализации тепловых труб различной геометрической формы и т.п. позволяет успешно использовать испарительные системы охлаждения в электротехнике, повышая надежность и массогабаритные показатели устройств [24].

В общем случае испарительно-конденсационный теплопровод представляет собой циркуляционный контур, в котором теплоноситель в паровой фазе переносит теплоту от места подвода (испаритель) к месту сброса (конденсатор), а образовавшийся здесь конденсат возвращается в испаритель массовыми силами (гравитационный термосифон) или капиллярными силами (тепловая труба) [24, 28, 48, 85]. Центробежные термосифоны применяются для отвода теплоты от активных частей ротора электрической машины через полый вал. Пленка жидкости в таком термосифоне перемещается из конденсатора в испаритель под действием перепада давления, возникающего из-за переменной её толщины по длине.

Такие системы охлаждения показали свою эффективность при использовании в асинхронных электродвигателях. Так в двигателе с повышенным скольжением 4АС160М4 удалось снизить нагрев обмотки

статора на 20 – 25 К, а ротора – 72 – 83 К благодаря тому, что до 70 % потерь отводилось термосифоном через вал. При этом эффективность применения центробежно-осевых термосифонов возрастает с увеличением потерь в роторе и улучшением отвода теплоты от конденсатора [28].

Известен ряд патентов и публикаций [1, 5, 74, 75], в которых достигается цель по интенсификации охлаждения ротора электрической машины (в основном асинхронного двигателя) с использованием термосифонов и тепловых труб для отвода теплоты. Термосифон или тепловая труба размещена внутри полого вала, на свободном конце которого установлен вентилятор – радиатор [5, 75]. Кроме того, существуют конструкции электрических машин [1, 74], в которых тепловые трубы располагаются в теле ротора. Например, в [74] тепловые трубы (медные) впресованы в ротор асинхронного двигателя ниже стержней короткозамкнутой обмотки. Рассмотрим две эти конструкции охлаждения применительно к ротору РЭМП, в которой они могут эффективно работать из-за специфики распределения потерь.

Первая конструкция – термосифон, расположенный к полости вала радиального АЭМП (нагнетателя) рис.4.12.

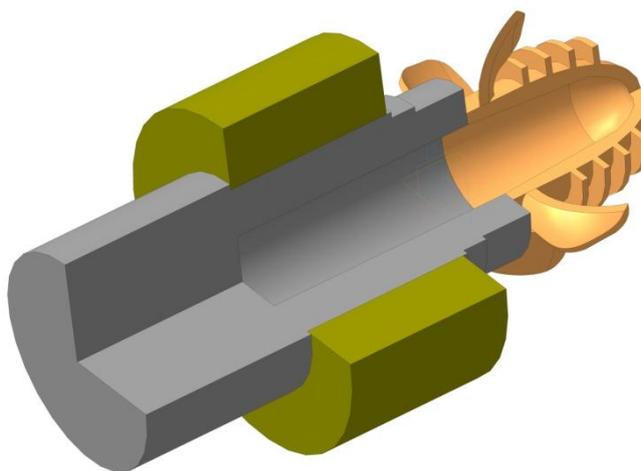


Рисунок 4.12. Схематичное изображение термосифона полом вала РЭМП

При расчете термосифона РЭМП необходимо выбрать диаметр полости вала по условиям механической прочности и тепловой проводимости. С

точки зрения тепловой проводимости, чем меньше диаметр стенок вала, тем меньшее сопротивление будет испытывать тепловой поток на своем пути. С другой стороны увеличение диаметра полости негативно сказывается на механической прочности и жесткости вала, что является недостатком такой конструкции. Кроме того, изменение конструкции вала нагнетателя, как правило, сопряжено с трудностями согласования этих изменений с производителями компрессоров и надзорными органами технического контроля.

Вторая конструкция, схематичное изображение которой показано на рис.4.13 более проста в изготовлении и монтаже на установку нагнетателя ГПА, так как не требует изменения конструкции вала компрессора. Все вносимые изменения с целью интенсификации охлаждения могут быть выполнены со снятием комплекта радиального АЭМП. Кроме того, плюсом такой конструкции является расположение стоков теплоты цапфы (испарителей термосифонов) в теле самой цапфы, что уменьшает протяженность путей потоков теплоты.

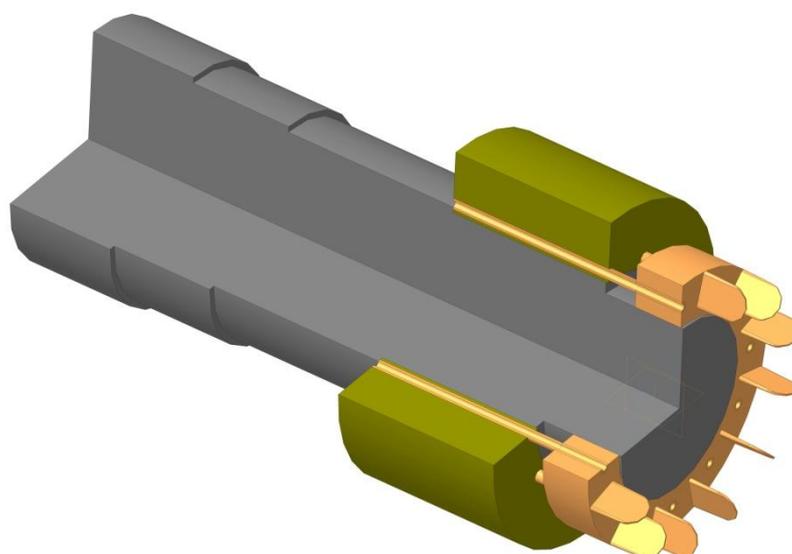


Рисунок 4.13. Центробежные термосифоны в цапфе ротора АЭМП (отстающие от оси вращения)

С целью определения возможности и эффективности применения центробежных термосифонов для охлаждения цапфы радиального АЭМП

было проведено численное моделирование электромагнитных и тепловых процессов в роторе и параметрическое исследование для определения наиболее эффективного варианта конструкции. Целью численного моделирования в первую очередь служило определение влияния, оказываемого термосифоном на электромагнитные процессы в АЭМП и определение наиболее оптимальной конструкции термосифона с точки зрения минимизации вносимых изменений в существующую конструкцию нагнетателя ГПА и АЭМП. Коэффициент теплоотдачи в испарительной части термосифона задавался на основании данных отечественных и зарубежных авторов [28, 48, 72]. Детальные гидравлические и тепловые расчеты термосифонов в рамках диссертационной работы не проводились, так как накоплен достаточный опыт применения подобных технических решений в области электромеханики [1, 5, 74, 75].

Исходными данными для численного моделирования являлись геометрические размеры ротора радиального АЭМП, электромагнитные нагрузки машины, полученные из электромагнитного расчета (см. главу 2 и 3). Численное моделирование тепловых полей проводилось с использованием специализированного программного обеспечения *Elcut*. Основные допущения, принятые в ходе численного моделирования традиционны:

- радиальный АЭМП представлен двумерной геометрической моделью;
- параметры теплоотвода постоянны и изотропны (коэффициент теплопроводности  $\lambda_x = \lambda_y = const$ , коэффициент теплоотдачи  $\alpha = const$ );
- теплопередача через воздушный зазор и торцевые поверхности цапфы отсутствует;
- исследуется установившееся тепловое состояние электромагнитов.

Абсолютная мощность потерь  $\Delta P_{ep} = 866$  Вт. В качестве источников тепловыделения задавались объемная мощность тепловыделения, равномерно распределенная в поверхностном слое цапфы глубиной 15 мм. Теплопроводность цапфы была принята равной  $\lambda_{ц} = 21$  Вт/(К·м) (сталь 2421), теплопроводность вала –  $\lambda_{в} = 45$  Вт/(К·м). Коэффициент теплоотдачи с внешней поверхности отсутствует (все тепло отводится термосифоном или тепловой трубой) – то есть предельный случай по условиям теплоотдачи. Для схемы охлаждения рис.4.12 была исследована зависимость максимальной температуры от диаметра термосифона. Для схемы охлаждения рис.4.13 рассмотрена зависимость максимальной температуры ротора от количества тепловых трубок диаметром 10 мм, вмонтированных в цапфу в области её контакта с валом.

Коэффициенты теплоотдачи при кипении и конденсации достаточно велики для жидкостей, имеющих большую величину удельной теплоты парообразования. Поэтому при теплоотдаче с изменением агрегатного состояния вещества даже при малой разнице температур между концами термосифона (тепловой трубы) может передаваться значительное количество теплоты [24, 28, 48, 72, 85]. Коэффициент теплоотдачи с поверхности при испарении является функцией множества переменных: температурного напора, подачи (расхода) теплоносителя, механизма кипения (пузырьковое, пленочное), величины поверхности теплообмена, турбулизации слоя теплоносителя на поверхности [28, 48, 72]. В [72] проведен анализ основных видов охлаждения авиационных электрических машин, при этом для испарительного охлаждения со струйной подачей теплоносителя на поверхность решетчатых обмоток коэффициент теплоотдачи варьируется в широких пределах:

$$\alpha = 2000 - 12000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

В [28] при толщине слоя теплоносителя в термосифоне  $\delta_{т.с.} > 0,2 - 0,3$  мм или давлении насыщения  $p = (10^{-1} - 1) \cdot 10^5$  Па и плотности теплового

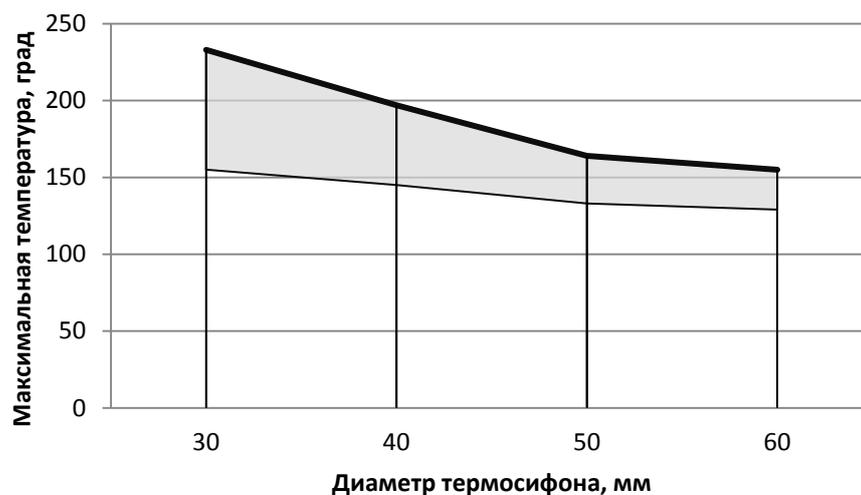
потока на поверхности испарителя  $q_u = (2 - 8) \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup> коэффициент теплоотдачи предлагается рассчитывать по выражению:

$$\alpha_u = 2,9 \cdot \sqrt[3]{1 + \lg p q_u^{0,7}} \quad (4.5)$$

В [48] описываются факторы, ограничивающие теплопередающую способность вращающихся тепловых труб. Радиальные центробежные силы в термосифоне препятствует образованию ряби на поверхности теплоносителя, что препятствует срыву капель, увеличивая максимальный тепловой поток, а в зоне конденсации вращение способствует удалению конденсата с поверхности стенок, интенсифицируя теплообмен.

Для предварительной оценки выбранных схем охлаждения цапфы ротора на поверхностях теплоотдачи значение коэффициента теплоотдачи варьировалось в широком диапазоне  $\alpha_{г.у.} = 1000 - 10000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Температура стенки задавалась на 5 К выше температуры кипения рабочей жидкости, в качестве рабочей жидкости использовался ацетон, имеющий температуру кипения  $T_{к.ац} = 56,1^\circ\text{C}$ .

Результаты моделирования приведены на рис.4.14. Верхняя границы получившихся областей соответствует режиму при коэффициенте теплоотдачи с поверхности равному  $\alpha_{г.у.} = 1000$ , а нижняя, соответственно –  $\alpha_{г.у.} = 10000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).



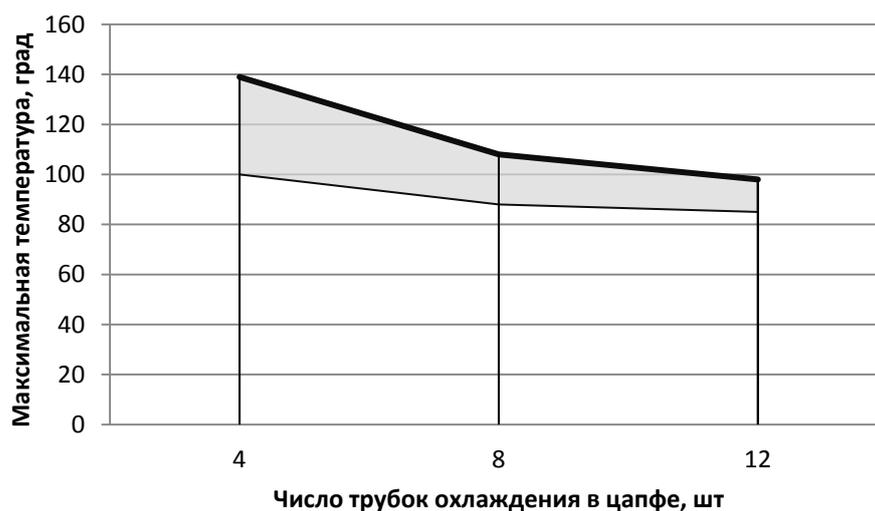


Рисунок 4.14. Зависимость максимальной температуры цапфы ротора РЭМП от 1 – диаметра термосифона, 2 – количества трубок охлаждения в цапфе

Как видно из рис.4.14 (1) при уменьшении диаметра термосифона в полом вала увеличивается максимальная температура. Поэтому для этого варианта решающим является расчет вала на механическую прочность при введении полости под цапфой РЭМП. Снижение температуры при этом может быть достигнуто использованием жидкости с меньшей температурой кипения, например ацетон, метиловый спирт и т.д.

Установка охлаждающих трубок в цапфу ротора позволяет более эффективно отводить тепло, так как уменьшаются пути между местами тепловыделений в цапфе и испарителем системы охлаждения.

При проектировании термосифонов и тепловых труб важным критерием их работоспособности является совместимость материалов рабочей жидкости и корпуса термосифона. В таблице 4.5 на основании [48] приведены данные о совместимости некоторых материалов для низкотемпературных тепловых труб.

Таблица 4.5

Совместимость материалов корпуса и рабочей жидкости  
(низкотемпературные трубы)

Материал корпуса,	Рабочая жидкость
-------------------	------------------

фитиля	Вода	Ацетон	Аммиак	Метиловый спирт
Медь	РИ	РИ	НР	РИ
Алюминий	ВГЛТ	РЛ	РИ	НР
Нержавеющая сталь	ВГПТ	ВС	РИ	ВГПТ
Никель	ВС	ВС	РИ	РЛ

В таблице 4.5: РИ – рекомендуется на основе осуществленного успешного применения; РЛ – рекомендуется на основе литературных данных; ВС – вероятная совместимость; НР – не рекомендуется; ВГЛТ – выделение газа при любых температурах; ВГПТ – выделение газа при повышенных температурах, приводящие к окислению материала.

Введение в конструкцию ротора немагнитных элементов в виде трубок с теплоносителем ухудшает магнитные свойства цапфы и может отрицательно сказаться характеристиках АЭМП.

Влияние введения термосифонов в тело цапфы ротора на величину и характер кривой подъемной силы радиального АЭМП было исследовано для трех конструкций охладителя:

1. Медные трубки с внешним диаметром 8 мм, расположенные в теле цапфы в области ее сопряжения с валом нагнетателя. Количество трубок – 12 шт рис.4.15(а);
2. Рубашка из немагнитной стали, в теле которой выполнено 12 отверстий диаметром 8 мм. Рубашка располагается между валом и цапфой, образована за счет сокращения высоты спинки ротора рис.4.15(в).
3. Рубашка как в пункте 2, но для сохранения толщины цапфы была уменьшены высота полюсов рис.4.15(б).

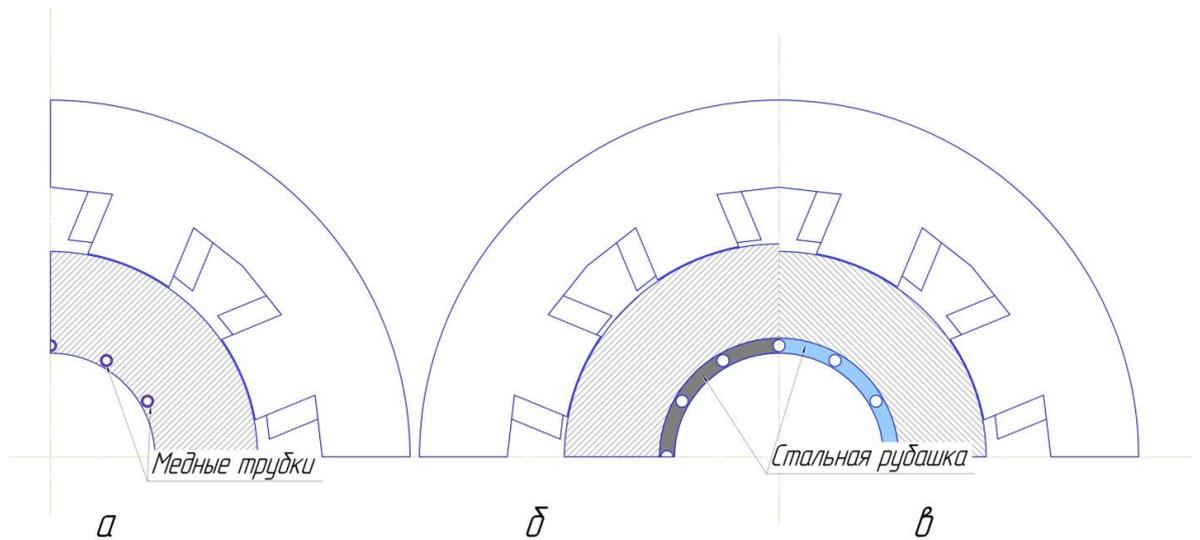


Рисунок 4.15. Модели охлаждения ротора РЭМП

На рис.4.16 представлена зависимость подъемной силы от времени. Видно, что для модели (а) – при внесении медных трубок в тело цапфы РЭМП возникают значительные пульсации подъемной силы, отрицательно сказывающиеся на вибрационные характеристики машины.

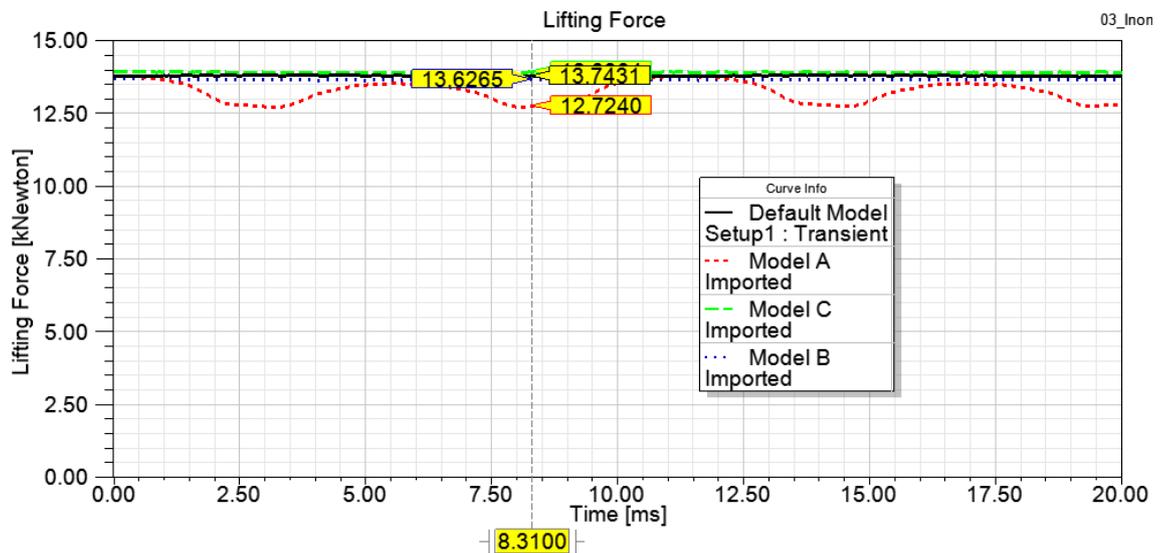


Рисунок 4.16. Подъемная сила в рассматриваемых моделях

Кроме того при введении медных трубок в тело цапфы потери в стали увеличиваются за счет увеличения магнитной индукции в стали из-за уменьшения сечения цапфы. Еще большее увеличение потерь в стали наблюдается в модели со стальной немагнитной рубашкой (модель в), в которой уменьшению сечения цапфы со стороны вала не компенсировалось

увеличением наружного диаметра цапфы. Кроме того, в этой модели потребовалось увеличить ток в катушке для поддержания требуемого значения подъемной силы.

В модели с сохранением величины спинки (б) цапфы магнитные потери незначительно снизились.

Так как диаметр тепловых трубок уменьшает эффективное сечение цапфы ротора и, как следствие, подъемную силу подшипника при прочих равных условиях, было исследовано влияние диаметра трубок на эффективность охлаждения цапфы при допущениях, принятых ранее и количестве трубок – 12 шт.

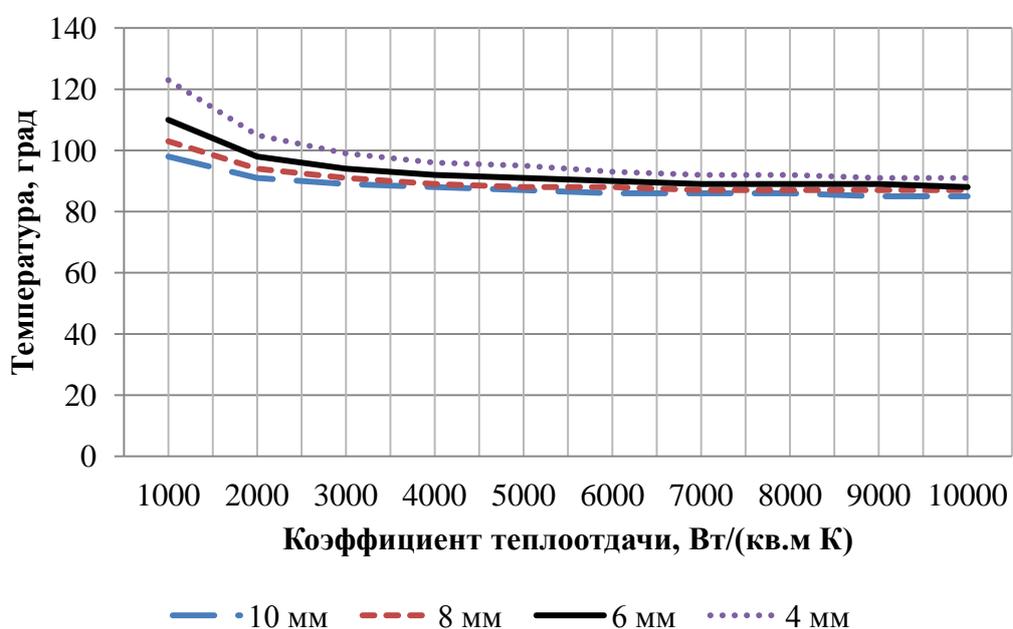


Рисунок 4.17. Зависимость температуры ротора от коэффициента теплоотдачи термосифона для различных диаметров

Из рис.4.17 видно, что влияние диаметра тепловых трубок на эффективность охлаждения увеличивается для низких значений коэффициента теплоотдачи. Следовательно, диаметр тепловых трубок следует выбирать минимальным, обеспечивающим требуемы теплоотвод. Это снизит негативное влияние охлаждающей рубашки на электромагнитные процессы АЭМП.

На рис.4.18 представлена диаграмма максимальной температуры катушки электромагнитов для исходной задачи, при использовании профилирования полюса для снижения потерь на «магнитное трение» и в случае применения центробежного термосифона в теле цапфы ротора. На диаграмме для случая с применением термосифона указана температура для предельного случая, когда вся мощность тепловыделений отведена от активной стали ротора посредством термосифона. При этом достигается значительное снижение температуры (на 23,9 °С) наиболее нагретой зоны АЭМП.

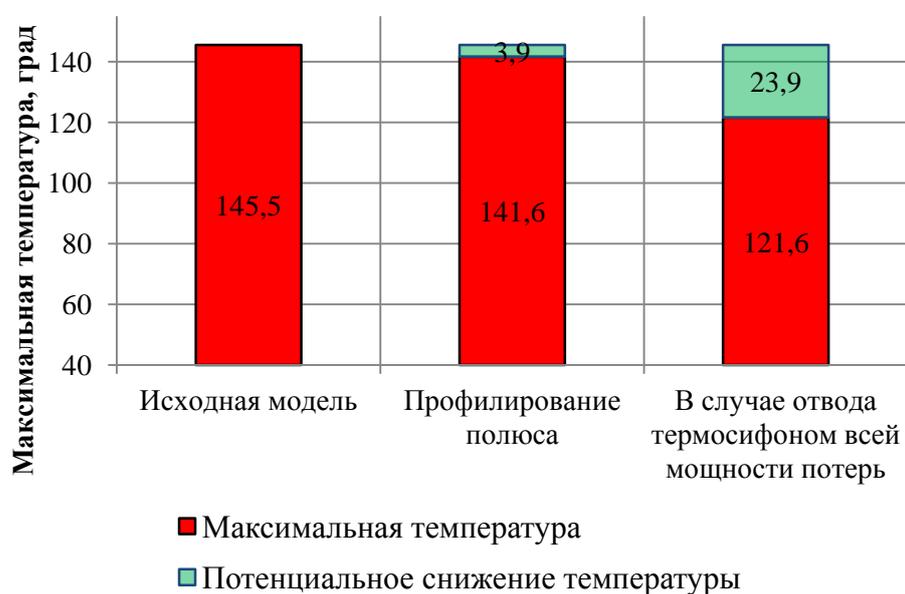


Рисунок 4.18. Влияние профилирования полюса и применения испарительной системы охлаждения на максимальную температуру катушек электромагнитов

На основании проведенного анализа можно заключить, что применение термосифонов для охлаждения цапфы ротора радиального АЭМП наиболее эффективно в конструкции с применением стальной рубашки, выполненной из немагнитной стали. Использование медных трубок, установленных непосредственно в тело цапфы не желательно из-за возникающих при этом пульсаций подъемной силы. Желательно применение рабочей жидкости с низкой температурой кипения.

#### 4.4. Выводы

1. Аналитический расчет потерь на «магнитное трение» должен дополняться учетом потерь, возникающих от высших гармонических в АЭМП с несинусоидальной кривой магнитного поля в зазоре.
2. Для снижения добавочных магнитных потерь в цапфе ротора целесообразно профилирование полюсов (увеличение воздушного зазора под краем полюса) с целью приближения формы кривой магнитной индукции в зазоре к синусоидальной.
3. Для интенсификации теплоотвода от ротора радиального АЭМП с целью уменьшения подогрева обмоток электромагнитов от радиальных тепловых потоков целесообразно использовать активные испарительные системы охлаждения в виде тепловых трубок и термосифонов.
4. Наиболее рациональной испарительной системой теплоотвода следует признать конструкцию с использованием стальной рубашки из нержавеющей стали с аксиальными отверстиями под теплоноситель. Такая конструкция обеспечивает необходимый теплоотвод и не требует изменения геометрии вала турбоагнетателя.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В результате проведенных исследований установлено, что упрощенные аналитические методики не позволяют с достаточной точностью учесть все особенности несинусоидального в пространстве и времени магнитного поля, вызывающего магнитные потери в роторе радиально АЭМП. Предложена уточненная методика аналитического расчета потерь в электромагнитах АЭМП, отличающаяся учетом потерь от высших пространственных и временных гармоник поля, а также добавочных магнитных потерь, вызванных откликом системы на возмущающее воздействие от вибраций ротора.
2. В результате численного моделирования электромагнитного и теплового полей установлено, что основную долю потерь (до 69% в номинальном и 54% в режиме максимальной нагрузки) в радиальном АЭМП составляют потери на перемагничивание и вихревые токи в цапфе, вызванные вращением сердечника ротора в неравномерном магнитном поле.
3. Трехмерная математическая модель тепловых и газодинамических процессов в радиальном АЭМП, отличающаяся учетом турбулентности потоков охлаждающего агента, разработанная автором, позволила установить наиболее нагретые точки электромагнитов и наметить пути снижения температуры в них.
4. Автором предложено производить профилирование полюсов (увеличение воздушного зазора под краем полюса) с целью приближения формы кривой магнитной индукции в зазоре к синусоидальной, что позволило снизить величину основных и добавочных магнитных потерь на 19,4 %.
5. В результате проведенных исследований и предложенных рекомендаций расчетная энергетическая эффективность радиального АЭМП газонагнетателя повышена на 10,8%

(потребляемая мощность системы снижена на 0,135 кВт на один подшипник).

6. Для интенсификации теплоотвода от ротора радиального АЭМП газонагнетателя с целью уменьшения подогрева обмоток электромагнитов от радиальных тепловых потоков предложено использовать активные испарительные системы охлаждения в виде тепловых трубок и термосифонов. Показано, что наиболее рациональной испарительной системой теплоотвода является конструкция с использованием стальной рубашки из нержавеющей стали и аксиальными отверстиями под теплоноситель. Такая конструкция обеспечивает необходимый теплоотвод и не требует вмешательства в конструкцию вала турбонагнетателя.
7. Интенсификация теплоотвода позволяет снизить температуру наиболее нагретых зон и, следовательно, уменьшить массу и габариты АЭМП, или повысить их грузоподъемность при той же потребляемой мощности.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Analysis and design of cooling system in high temperature superconducting synchronous machines / B. Chen [et al] // IEEE Transactions on applied superconductivity, vol. 17, No. 2, 2007, pp.1557-1560.
2. AnsysFluent 12.0 TheoryGuide [Электронный ресурс]. – режим доступа:  
[http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/main\\_pre.htm](http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/main_pre.htm), свободный. – (дата обращения: 20.11.2018).
3. Braunbek W. Frieschwebende Korper im elektrischen und magnetischen Feld.Z / fur Pfysik. 112, 1939, s. 753-763.
4. Burdet L. Thermal model for a high temperature active magnetic bearing / L. Burdet, B. Aeschlimann, R. Siegwart // [Электронный ресурс]. – режим доступа: <https://www.researchgate.net/publication/37441254>, свободный. – (дата обращения: 23.06.2016).
5. Chalmers B.J. Induction-motor fan drive with unlaminated rotor and heat-pipe cooling / B.J. Chalmers, C. Eng, J. Herman // PROC. IEE, vol124, No 5, May 1977, pp. 449-453.
6. Choi W. Core Loss Estimation of High Speed Electric Machines: An Assessment / W. Choi, S. Li // IECON 2013 - 39th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. – Vienna, Austria. – 2013. DOI: 10.1109/IECON.2013.6699556.
7. Correlations of critical Froude number for annular-rimming flow in rotating heat pipes / J. Baker [at al] // Journal of fluids engineering, vol. 123, 2001. pp.909-913.  
DOI: 10.1115/1.1411967
8. Design and testing of a high speed rotating heat pipe / M.A. Streby [et al] // Energy Conversion Engineering Conference, 1996, pp.1453-1458  
DOI: 10.1109/IECEC.1996.553939

9. Huang Z. Loss Calculation and Thermal Analysis of Rotor Supported by Active Magnetic Bearings for High-Speed Permanent Magnet Electrical Machines / Z. Huang, J. Fang // IEEE Transaction on Industrial Electronics, 2015. DOI:10.1109/TIE.2015.2500188
10. Ionel D.M. Computation of Core Losses in Electrical Machines Using Improved Models for Laminated Steel / D.M. Ionel, M. Popescu, M.I. McGillp [et el] // IEEE Transport and Industry Application, vol. 43, no.6. – 2007. – 1554-1564. DOI: 10.1109/TIA.2007.908159
11. Ionel D.M. On the variation with flux and frequency of the core loss coefficients in electrical machines / D.M. Ionel, M. Popescu, S. J. Dellinger [et al] // IEEE Transport and Industry Application, vol. 42, no.3. – 2006. – p.658-667. DOI: 10.1109/TIA.2006.872941
12. Lienhard J.H. A heat transfer textbook / J.H. Lienhard IV, J.H. Lienhard V. – Cambridge, Massachusetts, USA, 2001.
13. Liu G. The analysis of eddy current loss in HSPMSM with improved experimental method based in drag system / G. Liu, X.Liu // IEEE Xplore digital library, Sydney, NSW, Australia. – 2017. DOI: 10.1109/ICEMS.2017.8055951
14. Pai C.N. Fault-tolerant strategies for an implantable centrifugal blood pump using a radially controlled magnetic bearing / C.N. Pai, T. Shinshi // Medical engineering & physics 33, 2011. – pp.906-915.
15. Pollanen R. Transient thermal model for radial active magnetic bearing / R. Pollanen, J. Nerg, M. Rilla [et al]. In: Proceeding of the 10th International Symposium on Magnetic Bearings, At Martigny, Switzerland. – 2006.
16. Reinert J. Calculation of Losses in Ferro- and Ferrimagnetic Materials Based on the Modified Steinmetz Equation / J. Reinert, A. Brockmeyer,

- R.W.De Doncker // IEEE Xplore Industry Applications Conference, 1999. Thirty-Fourth IAS Annual Meeting. Conference Record of the 1999 IEEE, Volume: 3.  
DOI: 10.1109/IAS.1999.806023
- 17.Schweitzer G. Magnetic bearings: theory, design, and application to rotating machinery/G. Schweitzer, E.H. Maslen, H. Bleuler [et al] // Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009. – 535 pp.
- 18.Steinmetz C.P. On the law of hysteresis (originally published in 1892) / C.P. Steinmetz // Proc. IEEE, vol. 72, no. 2. – 1984 pp. 196–221.
- 19.Swann M. The design of high reliability magnetic bearing systems for helium cooled reactor machinery / M. Swann, N. Davies, R. Gao [et al] //In: Proceeding of the HTR 2014, Weihai, China. – 2014.
- 20.Wajnert D. Analysis of spatial thermal field in a magnetic bearing / D. Wajnert, B. Tomczuk // Open physics formerly Central European Journal of Physics. – 2017.  
DOI: <https://doi.org/10.1515/phys-2018-0010>
- 21.Yang G. Technical design and engineering prototype experiment of active magnetic bearing for helium blower of HTR-PM / G. Yang, Z. Shi, N. Mo // Annals of nuclear energy 71, 2014. – pp. 103-110.
- 22.Абдурагимов А.С. Идентификация динамических свойств ротора в системе магнитного подвеса / А.С. Абдурагимов, В.П. Верещагин, А.В. Рогоза [и др.] // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.143, 2014. – с. 7-10.
- 23.Абдурагимов А.С. Особенности цифровой аппаратуры управления электромагнитными подшипниками газоперекачивающих агрегатов / А.С. Абдурагимов, В.П. Верещагин // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие

- и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.115, 2010. – с. 19-26.
- 24.Безродный М.К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика / М.К. Безродный, И.Л. Пиоро, Т.О. Костюк. – 2-е издание, дополненное и переработанное. – Киев.: Факт, 2005. – 704 с.
- 25.Бимс Д., Спитцер Р., Уэйд К. Роторный вакуумметр с магнитным подвесом // Приборы для науч. исслед. – 1962. – №2. – С.3-7.
- 26.Богданов Д.Н. Структура системы управления электромагнитными подшипниками / Д.Н. Богданов, В.П. Верещагин // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.114, 2010. – с. 9-14.
- 27.Богданова Ю.В. Моделирование динамики ротора электрошпинделя на магнитных подшипниках / Ю.В. Богданова, А.М. Гуськов // Наука и образование. МГТУ им. Баумана. Электрон. Журн. №01, 2015. – с. 201-220.
- 28.Борисенко А.И. Охлаждение промышленных электрических машин / А.И. Борисенко, О.Н. Костиков, А.И. Яковлев. – М.: Энергоатомиздат, 1983. 296 с.
- 29.Борисков К. Ф., Плотников П. Н. Комплексный анализ аварийных остановов газоперекачивающих агрегатов на компрессорных станциях. Труды второй научно-технической конференции молодых ученых Уральского энергетического института. Екатеринбург: ФГАОУ ВО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н.Ельцина», 2017. – с. 410.
- 30.Васютинский С.Б. Вопросы теории и расчета трансформаторов. – Л.: Энергия, 1970. – 430 с.

- 31.Верещагин В.П. Анализ динамических процессов системы магнитного подвеса / В.П. Верещагин, А.А. Михаленко, А.В. Рогоза [и др.] // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.142, 2014. – с. 13-23.
- 32.Верещагин В.П. Исследование влияния упругих свойств ротора на динамические процессы системы магнитного подвеса / В.П. Верещагин, А.А. Михаленко, А.В. Рогоза [и др.] // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.147, 2015. – с. 3-9.
- 33.Верещагин В.П. Математическая модель магнитного подшипника / В.П. Верещагин, В.А. Клабуков // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.112, 2009. – с. 17-22.
- 34.Верещагин В.П. Математическая модель осевого магнитного подшипника с учетом вихревых токов / В.П. Верещагин, В.А. Клабуков // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.123, 2011. – с. 3-8.
- 35.Верещагин В.П. Методика поверочного расчета электромагнитных подшипников / В.П. Верещагин, А.В. Рогоза, Т.Н. Савинова // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга,

информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.117, 2010. – с. 3-12.

- 36.Верещагин В.П. Методика проектирования электромагнитных подшипников / В.П. Верещагин, А.В. Рогоза, Т.Н. Савинова // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.113, 2009. – с. 3-12.
- 37.Верещагин В.П. Моделирование процессов управления электромагнитами в системах магнитного подвеса / В.П. Верещагин, А.В. Рогоза // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.136, 2013. – с. 3-8.
- 38.Верещагин В.П. Особенности проектирования магнитных подшипников для крупных машин / В.П. Верещагин, А.В. Рогоза // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.106, 2008. – с. 15-18.
- 39.Верещагин В.П. Особенности управления электромагнитными подшипниками с обратной связью по магнитному потоку / В.П. Верещагин, И.В. Гурова, А.В. Рогоза // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.157, 2017. – с. 3-11.
- 40.Верещагин В.П. Сравнение различных типов электромагнитных подшипников / В.П. Верещагин, А.В. Рогоза // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная

корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.122, 2011. – с. 11-16.

- 41.Верещагин В.П. Управление осевыми электромагнитными подшипниками с вычислением магнитного потока / В.П. Верещагин, И.В. Гурова, А.В. Рогоза [и др.] // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.159, 2017. – с. 3-8.
- 42.Верещагин В.П. Управление электромагнитными подшипниками с обратной связью по магнитному потоку / В.П. Верещагин, В.А. Клабуков, А.В. Рогоза // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.131, 2012. – с. 3-10.
- 43.Верещагин В.П. Учет вихревых токов в осевом магнитном подшипнике / В.П. Верещагин, В.А. Клабуков // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.119, 2010. – с. 3-8.
- 44.ГОСТ 21427.2-83. Сталь электротехническая холоднокатаная изотропная тонколистовая. Технические условия (с Изменениями N 1-5, с Поправкой). – М.: ИПК Издательство стандартов, 1984. – 10 с.
- 45.ГОСТ Р ИСО14839-2-2011. Вибрация машин вращательного действия с активными магнитными подшипниками. – Москва: Стандартиформ, 2012. – 19 с.

- 46.Гузельбаев Я.З. Конструкторская проработка ряда радиальных и радиально-осевых комбинированных подшипников с электромагнитной разгрузкой/Я.З. Гузельбаев, А.В. Андрианов, А.М. Ахметзянов [и др.]//Вестник Казанского технологического университета. – 2013. – т.6. – с. 151-153.
- 47.Гурова И.В. Усовершенствование цифрового регулятора системы управления магнитным подвесом / И.В. Гурова, В.П. Верещагин // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно-производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.153, 2016. – с. 3-10.
- 48.Дан П. Д., Рей Д. А. Тепловые трубы: Пер. с англ. М.: Энергия, 1979 г. – 272 с.
- 49.Домбровский В.В. Справочное пособие по расчету электромагнитного поля в электрических машинах. – Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. Отд-ние, 1983, - 256 с., ил.
- 50.Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники: теория, расчет, применение. – СПб.: Политехника, 2003. – 206 с.
- 51.Зубков Ю.В., Иванников Ю.Н. Расчет максимальных превышений температуры обмоток вентильного двухкаскадного генератора с электромагнитным возбуждением // Труды 6-ой межд.науч.-техн.конф. «Электроэнергетика глазами молодежи», Иваново 2015., с.367-370.
- 52.Иванников Ю.Н. Постановка задачи численного моделирования газодинамических процессов охлаждения электромагнитных подшипников ГПА / Ю.Н. Иванников, Ю.А. Макаричев // Вестник СамГТУ. Серия «Технические науки» №4(60) – 2018. С.102-112.
- 53.Исмагилов Ф.Р. Электрические системы с высококоэрцитивными постоянными магнитами / Ф.Р. Исмагилов, А.А. Герасин, И.Х. Хайруллин [и др.] //М.: Машиностроение, 2014. – 267 с.

54. Казаков Ю.Б. Расчетный анализ потерь в стали асинхронных двигателей при питании от преобразователей частоты с несинусоидальным выходным напряжением / Ю.Б. Казаков, Н.К. Швецов // «Вестник ИГЭУ» Вып.5 – 2015. С.1-5.
55. Казаков Ю.Б. Расчетный анализ потерь в стали асинхронных двигателей при питании от преобразователей частоты с несинусоидальным выходным напряжением / Ю.Б. Казаков, Н.К. Швецов // Вестник ИГЭУ Вып.5 – 2015. С. 1-5.
56. Кальценсон О. Г., Эдельштейн А. С. Автоматические измерительные приборы с магнитной подвеской. — М.: Энергия, 1970. — С. 216.
57. Козорез В. В. Динамические системы магнитно взаимодействующих свободных тел / В. В. Козорез. – Киев: Наукова думка, 1981. – 140 с.
58. Копылов И.П. Проектирование электрических машин: Учеб. Пособие для вузов / И.П. Копылов, Ф.А. Горяинов, Б.К. Клоков [и др.]; Под ред. И.П. Копылова. – М.: Энергия, 1980. – 496 с.
59. Копылов И.П. Электрические машины: Учебник для вузов / И.П. Копылов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 360 с.: ил.
60. Коротких А.Г., Шаманин И.В. Основы гидродинамики и теплообмена в ядерных реакторах: Учебное пособие. – Томск: Томский государственный университет, 2007. – 117 с.
61. Крюков О.В. Перспективы электромагнитного подвеса роторов газоперекачивающих агрегатов / О.В. Крюков // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.154, 2016. – с.12-19.
62. Крюков О.В. Практическая реализация технологий электромагнитного подвеса роторов электроприводных газоперекачивающих агрегатов / О.В. Крюков // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная

корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.153, 2016. – с.11-22.

- 63.Магин В.В. Высокооборотный генератор на электромагнитных подшипниках для энергетических установок космического назначения / В.В. Магин, В.А. Клабуков, А.В. Рогоза // Электронный журнал «Труды МАИ». Выпуск №45 – 2011. – с. 1-16.
- 64.Макаричев Ю.А., Зубков Ю.В., Иванников Ю.Н. Исследование тепловых процессов автономного генератора совмещенного типа методом моделирования температурных полей // Вестник СамГТУ. Серия «Технические науки». 2015. №4(48) . С.93-100.
- 65.Макаричев Ю.А., Иванников Ю.Н. Моделирование температурных полей радиального электромагнитного подшипника // Вестник СамГТУ. Серия «Технические науки» №3(43) – 2014. С.139-145.
- 66.Макаричев Ю.А., Стариков А.В. Теоретические основы расчета и проектирования радиальных электромагнитных подшипников. М.,: Энергоатомиздат, 2009. – 150с.
- 67.Макриденко Л.А. Методы проектирования систем электромагнитных подшипников в АО «Корпорация «ВНИИЭМ» / Л.А. Макриденко, А.П. Сарычев, А.С. Абдурагимов [и др.] // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.152, 2016. – с. 3-14.
- 68.Макриденко Л.А. Состояние и перспективы развития электромагнитных подшипников в ФГУП «НПП ВНИИЭМ» / Л.А. Макриденко, А.П. Сарычев, В.П. Верещагин [и др.] // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-

- управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, 2011. С.3 – 12.
- 69.Мартко Е.О. Модели надежности и технического состояния изоляции электродвигателей, используемые для прогнозирования выхода из строя / Е.О. Мартко // Ползуновский вестник №4-2 – 2013. С. 138-142.
- 70.Метлин В. Б. Магнитные и магнитогидродинамические опоры / В. Б. Метлин; под ред. А. И. Бертинова. – М.: Энергия, 1968. – 192 с.: ил.
- 71.Морковин А.В. Теплоносители для тепловых труб и наружных гидравлических контуров систем терморегулирования автоматических и пилотируемых космических аппаратов / А.В. Морковин, А.Д. Плотников, Т.Б. Борисенко // Космическая техника и технологии. – 2015, №3(10), с.89-99.
- 72.Науменко В.И., Клочков О.Г. Авиационные электрические машины с интенсивным охлаждением. М., «Машиностроение», 1977, 128 с.
- 73.Патент России №2540215 С1. Гибридный магнитный подшипник с осевым управлением / А.А. Герасин, Г.А. Чуянов, Ф.Р. Исмагилов [и др.] // Оpubл. 10.02.2015. Бюл. № 4.
- 74.Патент РФ № 2536805, 10.09.2010. Охлаждение асинхронного ротора // Патент России №2536805. / Бюттнер К., Кирхнер К.
- 75.Патент СССР № 1721725 А1, 29.08.1988. Ротор электрической машины // Патент СССР №1721725 А1. 23.03.02 Бюл.№11. / Азархов А.Э., Песюков В.Н., Севостьянов В.А.
- 76.Подшипник.ру. Магнитные подшипники SKF от S2M займется газом [Электронный ресурс]. – режим доступа: <http://www.podshipnik.ru/news/6130.html>, свободный. – (дата обращения: 01.05.2016)
- 77.Сабоннадьер Ж.-К. Метод конечных элементов и САПР: Пер. с франц. – М.: Мир, 1989 – 12л.: ил.

- 78.Сарычев А.П. Математическая модель ротора для анализа управления магнитными подшипниками / А.П. Сарычев, И.Г. Руковицын // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.107, 2008. – с. 11-15.
- 79.Сарычев А.П. Особенности и опыт создания электромагнитных подшипников для серии компрессоров газоперекачивающих агрегатов / А.П. Сарычев // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.112, 2009. – с. 3-10.
- 80.Сарычев А.П. Особенности управления активными электромагнитными подшипниками газоперекачивающих агрегатов с гибкими роторами / А.П. Сарычев, И.Г. Руковицын // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.113, 2009. – с. 13-18.
- 81.Сарычев А.П. Разработка электромагнитных подшипников для серии компрессоров газоперекачивающих агрегатов / А.П. Сарычев // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.110, 2009. – с. 3-10.
- 82.Саттаров Р.Р. Основы математического моделирования электрических машин: учебное пособие / Уфимск. Гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2014. – 142 с.

83. Смирнов Н.Н. Моделирование импульсного усилителя мощности системы активного магнитного подвеса / Н.Н. Смирнов, В.П. Верещагин // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. М.: Научно производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, т.154, 2016. – с. 3-11.
84. Тамм И. Е. Основы теории электричества / И. Е. Тамм. – 10-е изд., испр. – М.: Наука, 1989. – 504 с.
85. Термосифоны и тепловые трубы. Различия, особенности и способы применения / Е.С. Швинденкова [и др.] // Международный научно-технический журнал «Теория. Практика. Инновации», 2017.
86. Транспорт России. Информационно-статистический бюллетень. Январь-июнь 2018 года. Доступ из статистики – Министерство транспорта Российской Федерации. [Электронный ресурс]. – режим доступа: <https://www.mintrans.ru/ministry/results/180/documents>, свободный. – (дата обращения: 01.11.2018).
87. Ульянов А.В. Разработка и исследование электротехнического комплекса газоманитных опор высокоскоростного электрооборудования: диссертация [Текст]: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук (05.09.01) / Ульянов Александр Владимирович; Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет. – Комсомольск-на-Амуре, 2016. – 161 с.
88. Филиппов И.Ф. Вопросы охлаждения электрических машин / И.Ф. Филиппов. – М. – Л.: «Энергия», 1964. – 334 с.
89. Ченчевой В.В. Природа аномального роста потерь в электромеханической стали в режиме глубокого насыщения / В.В. Ченчевой, Д.И. Родькин, В.О. Огарь // Электромеханические и электросберегающие системы 1 (25). – 2014. – с.76-93.

90. Черменский О.Н. Подшипники качения . Справочник-каталог / О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.
91. Численные методы анализа электрических машин / Ответственный редактор Я.Б. Данилевич. –Л.: «Наука», Ленингр. Отд-ние, 1988, - 220 с., ил.
92. Шаров В. С. Сверхвысокоскоростные асинхронные электродвигатели. – М.-Л: Госэнергоиздат, 1963. — С. 152.
93. Шеклеина И.Л. К теории расчета радиального активного магнитного подшипника / И.Л. Шеклеина, А.В. Угольников // Известия УГГУ, вып. 2(42), 2016. – с.59-62.
94. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г.Шлихтинг. – М.: «Наука», 1974. – 712 с.
95. Шуйский В.П. Расчет электрических машин (перевод с немецкого) / В.П. Шуйский. – Л.: «Энергия», ленингр. Отд-ние, 1968, - 732 с. ил.

## **ПРИЛОЖЕНИЯ**



С.В. Сальников

«УТВЕРЖДАЮ»



по научной работе  
«СамГТУ»

М.В. Ненашев

15» 06 2013г.

### АКТ

#### внедрения результатов НИР

«Математическое обеспечение системы управления электромагнитными подшипниками ротора нагнетателя газоперекачивающего агрегата»

Комиссия в составе: главного инженера ООО «Фирма «КГПА» Сальникова С.В., заместителя начальника ТО ООО «Фирма «КГПА» Москалев А.В. составила настоящий акт о том, что при создании, наладке и эксплуатации системы магнитного подвеса СУМП-М «Неман-100» ротора нагнетателя ГПА-16 «Волга» на КС-22 «ГАЗПРОМ ТРАНСГАЗ НИЖНИЙ НОВГОРОД» были использованы следующие результаты НИР: математическая модель электромагнитного подшипника, структура регуляторов СУЭМП, математическая модель цифровой системы управления и методика выбора коэффициентов и постоянных времени регулирования, методика настройки регуляторов. Указанные результаты позволили повысить точность позиционирования ротора, уменьшить его виброперемещения до 20 мкм, и за счет этого увеличить надежность агрегата и сократить число плановых и аварийных простоев ГПА.

#### Исполнители НИР:

Руководитель - к.т.н., доцент

Ответственный исполнитель – к.т.н., доцент

Исполнители – аспирант  
магистрант

Макаричев Ю.А.

Стариков А.В.

Стариков С.В.

Иванников Ю.Н.

Заместитель начальника ТО  
ООО Фирма «КГПА»

Москалев А.В.

**МИНОБРНАУКИ РОССИИ**  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Самарский государственный технический университет»  
(ФГБОУ ВО «СамГТУ»)

« 03 » 09 2019 г.

№ 8/н

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе СамГТУ

д.п.н., профессор

О.В. Юсупова



« 03 » 09 2019 г.

**АКТ**

Использования результатов диссертационной работы Иванникова Ю.Н.

“Повышение энергетической эффективности электромагнитных подшипников нагнетателя газоперекачивающего агрегата ” в учебном процессе.

Мы, нижеподписавшиеся, декан электротехнического факультета А.С. Ведерников, заведующий кафедрой ЭПА А.В. Стариков составили настоящий акт о том, что

Методика и программа математического моделирования электромагнитных, газодинамических и тепловых процессов в электромагнитных подшипниках нагнетателей ГПА, разработанная Ю.Н. Иванниковым, используются в курсовом и дипломном проектировании студентов направления подготовки 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника».

Макетный образец ЭМП (авторы разработки д.т.н. Ю.А. Макаричев и аспирант Ю.Н. Иванников) используется в лабораторных работах по курсу «Специальные электрические машины».

Названные программы и макетный образец, способствуют более полному усвоению передовых технологий в области электромашиностроения студентами старших курсов электротехнического факультета.

Декан ЭТФ

К.т.н., доцент

Заведующий кафедрой ЭПА

Д.т.н., доцент

А.С. Ведерников

А.В. Стариков