

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра

«Проектирование и эксплуатация автомобилей»

(наименование)

13.04.03 Энергетическое машиностроения

(код и наименование направления подготовки)

Энергетические комплексы и системы управления

(направленность (профиль))

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)**

на тему Разработка системы охлаждения электродвигателя на базе автомобиля lada e-largus

Обучающийся

Е.Ю. Прыганов

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук, доцент П.В. Ивашин

(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Тольятти 2025

Содержание

Введение.....	5
1 Общая структура охладительных систем	8
1.1 Основные задачи и функции системы охлаждения	8
1.2 Поиск и анализ технических параметров аналогичных систем.....	10
1.3 Выбор архитектуры системы охлаждения на основе электродвигателя NVN250-115	16
1.3.1 Подбор двигателя.....	16
1.3.2 Анализ характеристик силовой установки	19
1.3.3 Расчет тепловых потерь	21
1.3.4 Подбор рубашки охлаждения	25
1.3.5 Подбор материала рубашки и типа охлаждающей жидкости	27
1.3.6 Подбор насоса для охлаждающей жидкости.....	28
1.3.7 Подбор радиаторов и вентиляторов	28
1.3.8 Подбор микроконтроллера и датчиков	30
1.4 Ключевые аспекты проектирования системы.....	31
1.5 Задачи научно-квалификационной работы	32
2 Геометрия мотора.....	33
2.1 Разработка геометрической модели.....	33
2.2 Параметры обмотки и пазов статора	34
2.3 Материалы, используемые в сердечниках ротора и статора.....	38
3 Электромагнитный расчет.....	39
3.1 Моделирование при пиковых нагрузках	39
3.2 Результаты моделирования.....	40

4 Тепловая модель электродвигателя.....	51
4.1 Тепловая модель пониженного порядка.....	51
4.2 Применение метода конечных элементов (МКЭ)	57
4.3 Моделирование процессов теплопередачи в программе Ansys Motor-cad	61
4.4 Анализ результатов.....	64
5. Расчет комбинированной системы охлаждения	65
5.1 Расчет жидкостной системы охлаждения	65
5.1.1 Расчет теплового потока.....	65
5.1.2 Выбор хладагента.....	65
5.1.3 Расчет массового расхода хладагента	66
5.1.4 Определение скорости потока хладагента.....	68
5.2 Определение температуры поверхности электродвигателя.....	70
5.3 Расчет воздушного радиатора	74
5.3.1 Расчет температуры основания радиатора	74
5.3.2 Расчет тепловой мощности радиатора	76
5.4 Расчет жидкостного радиатора.....	82
6. Моделирование работы системы охлаждения	92
6.1 Выбор программного обеспечения	92
6.2 Проверка работы системы	93
6.2.1 Основные параметры жидкости.....	95
6.2.2 Результаты моделирования	96
6.2.3 Моделирование переходного процесса.....	98
7. Разработка алгоритмов управления	100

7.1 Описание математической модели	100
7.1.1 Описание объекта управления	101
7.1.2 Связь объекта управления и регулятора	108
7.2 Программная реализация	110
Заключение	116
Список используемых источников	118

Введение

Современное автомобилестроение постепенно движется в сторону электрификации в угоду экологическим преимуществам, по соображению экономических факторов и в силу технологических преимуществ электромобилей. Каждый автопроизводитель пытается представить свою силовую установку, которая будет соответствовать современным требованиям. В ходе постоянной борьбы за лидерство, автоконцерны постоянно модернизируют силовые установки, год за годом устанавливая новые тенденции в машиностроении. Развитие технологий в области электроэнергетики и машиностроения приводит к созданию новых типов электрических машин, которые обладают более высокой эффективностью и надежностью. «Почти все известные производители транспортных средств в настоящее время предлагают в своем модельном ряду автомобили, работающие исключительно от аккумуляторной батареи, или гибридные автомобили» [18]. Одним из таких типов являются синхронные двигатели на постоянных магнитах (СДПМ), которые широко используются в современном автомобилестроении. СДПМ обладают рядом преимуществ по сравнению с традиционными асинхронными двигателями, такими как: высокая эффективность, низкий уровень шума, надежность, простота управления, компактность, возможность регулирования скорости вращения, способность к рекуперации, низкая стоимость. Однако для обеспечения надежной работы СДПМ необходимо обеспечить эффективное охлаждение, которое позволит предотвратить перегрев двигателя и его выход из строя. Система охлаждения синхронных двигателей на постоянных магнитах является важным элементом конструкции, который определяет надежность и долговечность двигателя, позволяя двигателю поддерживать нормальную эффективность даже в режиме пиковых нагрузок и тепловыделения. В связи с этим, актуальным является исследование и разработка эффективных систем охлаждения СДПМ, которые

позволят повысить их надежность и продлить срок службы двигателя. Объектом исследования данной диссертационной работы являются методы и способы охлаждения двигателей, а также их влияние на надежность и эффективность работы двигателя. Предметом исследования диссертационной работы является система охлаждения синхронного двигателя на постоянных магнитах. За основу будет взят синхронный двигатель, который будет устанавливаться на отечественный автомобиль «Lada e-Largus». Основные недостатки современных систем охлаждения:

- сложность конструкции;
- ограничения по температуре;
- сложность технического обслуживания;
- высокое энергопотребление;
- уязвимость к повреждениям;
- связь с единым блоком управления;
- крупные габариты.

В работе будет предпринята попытка снизить энергопотребление всей системы охлаждения путем внедрения программного алгоритма регулирования, который будет основан на использовании метода приоритизации мощности, который, основываясь на входных данных, принимает решение о подключении того или иного исполнительного устройства. Также требуется снизить сложность и габариты конструкции, например, за счет подбора корректного гидравлического канала рубашки охлаждения, а также грамотно подобранной геометрии жидкостного радиатора охлаждения. Комбинируя различные методы охлаждения двигателей можно найти оптимальное сочетание способов, которое позволит наиболее эффективно отводить тепло от мотора. Стоит отметить, что сам объект исследования также имеет ряд недостатков:

- отсутствует единая методика расчета и проектирования систем охлаждения синхронных двигателей;

- недостаточно изучено влияние внешних факторов (нагрузка на валу, температура окружающей среды, скорость вращения) на систему охлаждения;
- отсутствие новых методов и способов охлаждения, которые будут учитывать особенности синхронных двигателей.

Таким образом, целью научно-квалификационной работы является повышение надежности и качества работы синхронных электродвигателей путем разработки эффективной системы охлаждения. Система должна повысить эффективность работы двигателя, его надежность и срок службы.

Научная новизна работы заключается в том, что для оптимизации расхода электроэнергии в системе будут применяться интеллектуальные алгоритмы управления.

1 Общая структура охладительных систем

1.1 Основные задачи и функции системы охлаждения

Прежде всего необходимо разобраться, что представляет из себя современная система охлаждения электродвигателя. Система охлаждения - это комплекс решений и устройств, направленных на обеспечение качественного терморегулирования, а также грамотного отвода тепла от двигателя. Отвод тепла от двигателя является основополагающей задачей, а способов реализации отвода существует огромное количество, начиная от естественного воздушного охлаждения и заканчивая принудительным жидкостным, с обильным количеством теплообменников, рубашками охлаждения и другой всевозможной периферией. Качественный теплоотвод позволит повысить надежность двигателя и его срок службы. Еще одним немаловажным аспектом в системах охлаждения является терморегулирование, которое позволяет устанавливать оптимальную температуру работы двигателя, уменьшая риск перегрева. Для этого применяется совокупность исполнительных устройств, обеспечивающих движения хладагента или воздуха, в качестве таких устройств могут выступать вентиляторы, насосы, компрессоры, термостаты, электронно-управляемые клапаны. При проектировании подобных систем обязательно нужно обращать внимание на их энергоэффективность, ведь не всегда двигатель работает на пиковых оборотах и в режимах повышенных нагрузок, в таких ситуациях часть исполнительных устройств можно не задействовать, а положиться на естественный теплоотвод с помощью пассивных устройств, таких как радиаторы или тепловые трубки. Для осуществления процесса энергосбережения исполнительные устройства должны контролироваться программно, например, с помощью микроконтроллера с загруженной в него программой регулирования. Чтобы отслеживать состояние объекта, в систему

внедряют обильное количество датчиков, таких как датчики температуры охлаждающей жидкости, датчики температуры воздуха, давления, датчики скоростей вращения насосов и вентиляторов, а также датчик расхода среды и состояния термостата. Система должна адаптироваться к изменениям условий окружающей среды или величины нагрузки на валу. Немаловажным фактором является устойчивость к агрессивным условиям среды, система должна быть защищена от попадания пыли, влаги и грязи, которые могут влиять на ее эффективность. Поскольку вся система является одной из частей автомобильного комплекса, она должна интегрироваться с другими автомобильными системами, например, с системой кондиционирования, для повышения производительности и эффективности. Подведем краткий итог и перечислим особенности, которыми должна обладать современная система охлаждения электродвигателя:

- отвод тепла от двигателя;
- поддержание оптимальной температуры;
- адаптация к условиям эксплуатации;
- энергоэффективность;
- устойчивость к внешним воздействиям;
- интеграция с другими системами.

1.2 Поиск и анализ технических параметров аналогичных систем

На рынке представлено достаточное количество систем охлаждения, далее в этом разделе произведем поиск и анализ технических параметров аналогичных устройств. Рассмотрим статью под названием: «Система охлаждения двигателя гибридного электромобиля: проектирование, модель и управление» авторов Джункуй Хуана, Шервин Шоай Наини, Ричарда Миллера, Дениза Риццо, Кэти Себек, Скотта Шурина и Джона Вагнера. В своей работе авторы предлагают несколько важных решений, таких как: гибридная система охлаждения и алгоритм повышения энергоэффективности. Авторы используют ступичный электродвигатель «UQM Power Phase 145», с номинальной мощностью 85КВт. Авторы предлагают использовать несколько способов охлаждения, пассивное и активное, для повышения экономии энергии. Пока температура двигателя находится в пределах заданной работает только пассивное охлаждение, которое представляет из себя наборный пластинчатый радиатор, состоящий из большого числа ребер, который примыкает к двигателю вдоль всего корпуса, обеспечивая непосредственный контакт. Внутри радиатора вдоль всего корпуса располагаются тепловые трубки, заполненные спиртом при очень низком давлении. В качестве активного охлаждения авторы предлагают использовать систему жидкостного охлаждения с рубашкой охлаждения в виде шлангов, которые укладываются в пазы. Охлаждающую жидкость будет прокачивать насос. Вдобавок к этому, для усиления конвекции будет использован вентилятор, который способен эффективно обдувать ребра радиатора холодным воздухом.

На рисунке 1 будут показаны стратегии охлаждения, представленные авторами.

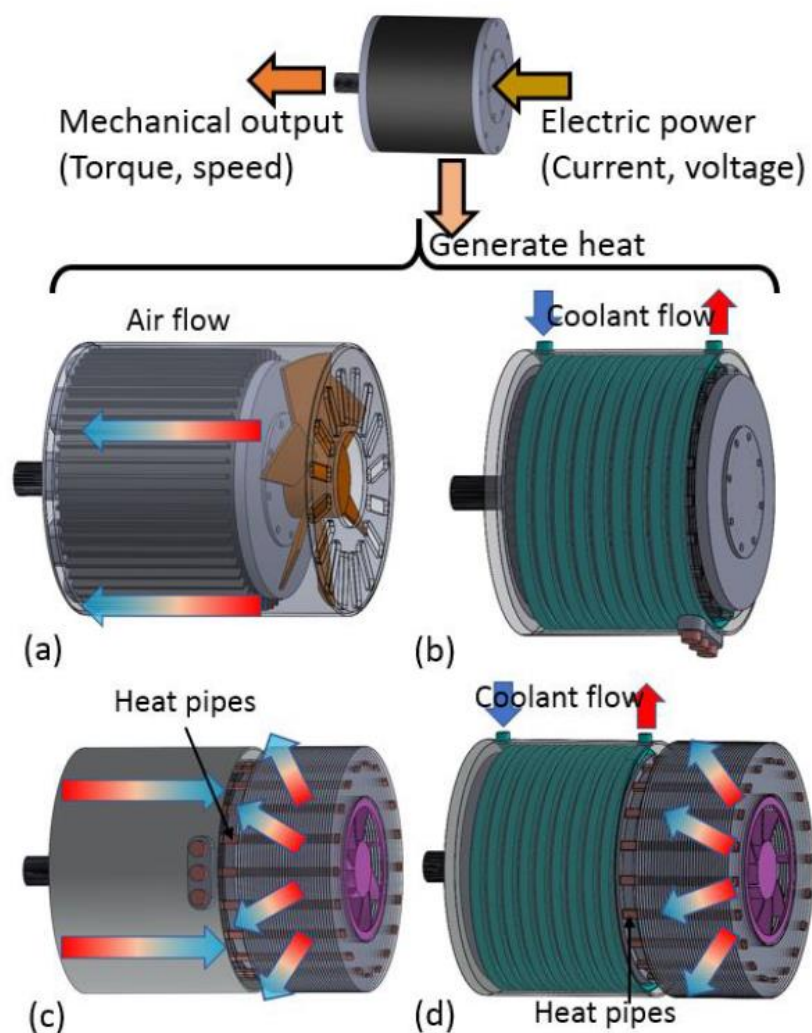


Рисунок 1 – Возможные стратегии охлаждения

Система управления работает по следующей логике, блок управления получает информацию о температуре двигателя, о плотности теплового потока в роторе и статоре, а также о тепловых потоках в местах контакта охлаждающих обвязок, и на основании заданных параметров выбирает, режимы охлаждения: пассивное охлаждение, принудительное воздушное охлаждение, жидкостное охлаждение или комбинированный вариант. Чтобы поддерживать требуемую температуру внутри двигателя используется ПИ алгоритм регулирования. На рисунке 2 будет представлена информационная схема, показывающая процессы регулирования температуры.

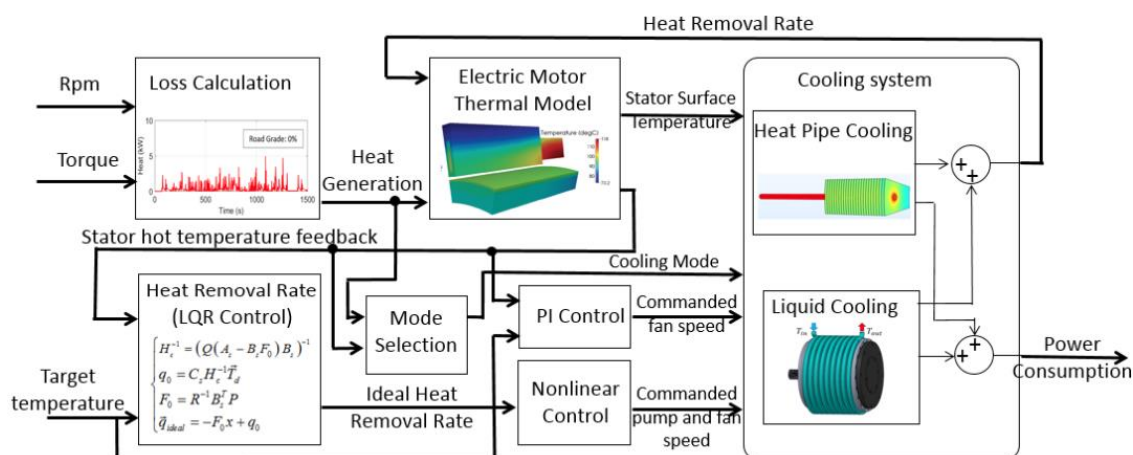


Рисунок 2 – Информационная схема регулирования

Далее рассмотрим статью под названием: «Новая конструкция системы охлаждения электродвигателя BLDC для транспортных средств с использованием вычислительного моделирования в гидродинамике» авторов Дык Туан Ву и Пён Хвана. В данной работе авторы предлагают нам рассмотреть новые конструктивные варианты воздушного охлаждения двигателя. Предполагается пропускать потоки воздуха напрямую через двигатель, для этого был разработан специальный радиатор нестандартной формы. «Воздух поступает через отверстия на вентиляторе. крышку, проходит через вентилятор и попадает в корпус. Ротор, статор, обмотки и изоляция полностью закрыты для защиты от влаги и пыли, которые влияют на долговечность и общую производительность мотора» [30]. Для охлаждения ребер радиатора авторы предлагают пропускать поток вдоль осевого направления от одного конца ребер к другому, используя необычную форму охлаждающего корпуса. На рисунке 3 представлен эскиз охлаждающего корпуса, который перенаправляет входящий воздушный поток.

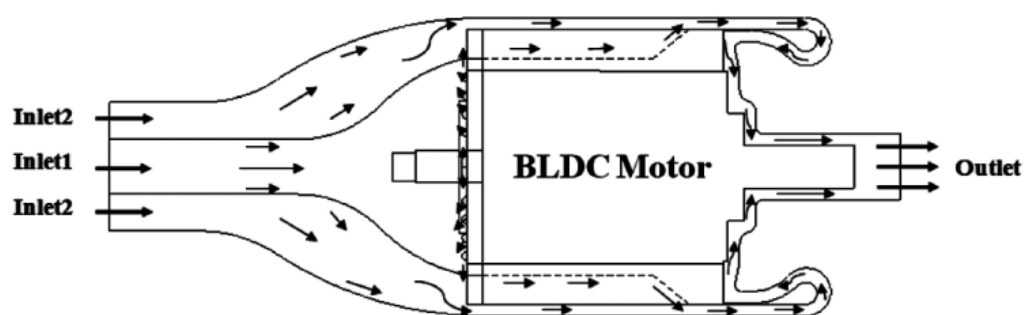


Рисунок 3 – Эскиз охлаждающего корпуса

«Чтобы получить максимальную эффективность охлаждения двигателя, будет правильным направить поток охлаждающего воздуха через всю внешнюю поверхность двигателя, это реализуется путем деления притока на две части так, чтобы передняя крышка также максимально охлаждалась» [29]. В результате работы над изменением конструкции корпуса авторам удалось значительно снизить температуру воздуха в двигателе. На рисунках 4 и 5 представлено сравнение температурных полей до модернизации корпуса и после.

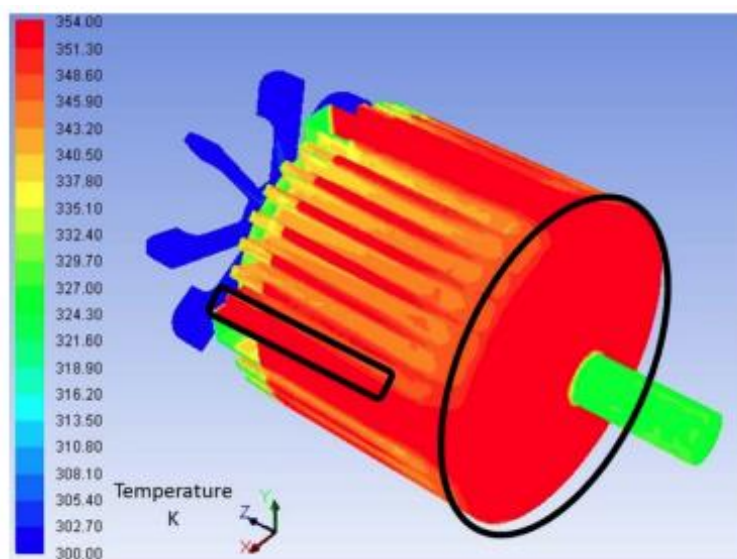


Рисунок 4 – Температурное поле до модернизации корпуса

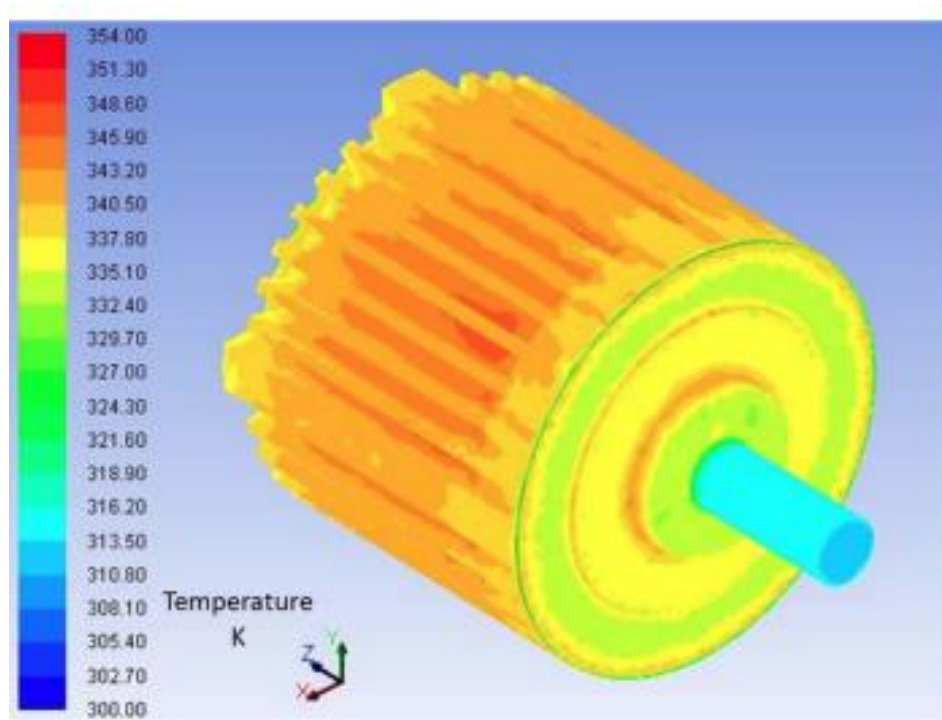


Рисунок 5 – Температурное поле после модернизации корпуса

Оценим статью под названием «Инновационные разработки в топологии охлаждающих систем для электродвигателей» авторов Чжан Зи-Чао, Сон Цяня и Билал Ахмеда. Авторы статьи утверждают, что использование двигателей на постоянных магнитах позволяет повысить скоростные возможности двигателей, а также их КПД, но теплонагруженность таких двигателей сильно возрастает, вследствие чего требуются высокоэффективные системы охлаждения. Основная проблема – повышение температуры ротора двигателя. Чтобы снизить температуру двигателя авторы предлагают использовать масляное охлаждение, маслопровод проходит через двигатель, каналы присутствуют как в роторе, так и в статоре, при протекании в двигателе, часть масла уходит в ротор, а часть в статор, а на выходе эти части соединяются воедино. Ротор имеет инжекционные отверстия, похожие на маслофорсунки, которые разбрызгивают часть масла на статор для дополнительного охлаждения. На рисунке 6 будет представлена схема охлаждения двигателя.

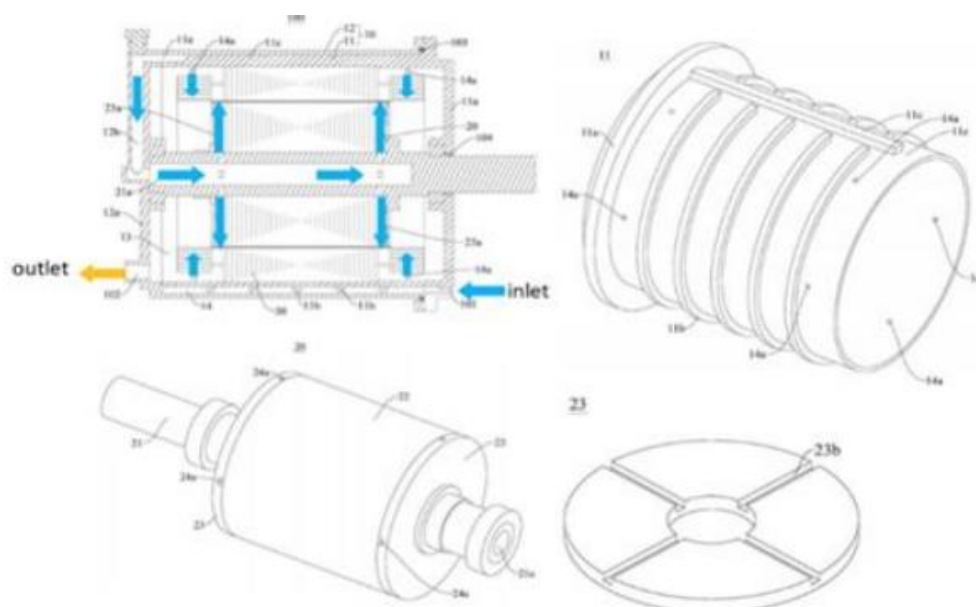


Рисунок 6 – Схема охлаждения

«Сердечник статора охлаждается через рубашку охлаждения. Прямое внутреннее охлаждение маслом применяется и к обмотке статора посредством впрыска в фиксированную точку охлаждающей рубашки через вращающиеся магнитные изолирующие пластины, что означает, что обмотка статора охлаждается принудительной конвекцией» [30]. Исходя из анализа статей можно сделать вывод, что основной проблемой при работе СДПМ является сильный нагрев статорных обмоток и нагрев магнитов в роторе. Для борьбы с этой проблемой разрабатываются различные технологии охлаждения моторов, такие как:

- жидкостное охлаждение с помощью внешних рубашек;
- внутреннее жидкостное охлаждение;
- комбинированное охлаждение;
- системы с принудительной вентиляцией.

1.3 Выбор архитектуры системы охлаждения на основе электродвигателя HVH250-115

1.3.1 Подбор двигателя

За основу для разработки архитектуры системы охлаждения выбран синхронный двигатель на постоянных магнитах HVH250-115 от BorgWarner.

«Принцип действия синхронного двигателя основан на взаимодействии магнитного потока ротора с вращающимся полем статора» [14].

Данный двигатель имеет высочайший КПД, который достигает 95%, поэтому он прекрасно подходит для использования в качестве силовой установки для современного электромобиля. «HVH в названии расшифровывается как высоковольтная шпилька, которая по сути представляет собой технологию намотки катушки и способ охлаждения для достижения максимальной эффективности и плотности мощности» [1]. «Самым большим и очевидным преимуществом такого рода установок является тот факт, что они экономят место и являются очень компактными» [1]. «Машины семейства HVH представляют собой трехфазные синхронные двигатели с постоянными магнитами, в которых используются распределенные обмотки полюсов статора для более плавной работы, двигатель имеет шпильковые обмотки прямоугольного сечения для увеличения заполнения медью (для повышения электрического, механического и термического КПД)» [2]. «Статор двигателя состоит из стальных пластин, медных проводников и изоляции» [2]. «Ротор состоит из пластин углеродистой стали, которые обеспечивают значительное снижение потерь по сравнению с обычной сталью путем ограничения магнитного потока перпендикулярно желаемому направлению» [2]. На рисунке 7 представлена конструкция статора двигателя HVH250-115.



Рисунок 7 – Конструкция статора двигателя

В таблице 1 приведены основные характеристики установки.

Таблица 1 – Технические характеристики электродвигателя NVH250-115

Тип двигателя	Синхронный с постоянными магнитами
Мощность на выходном валу, кВт	60
Пиковая мощность на выходном валу, кВт	82
Крутящий момент на выходном валу, н·м	200
Пиковый крутящий момент, н·м	325
Количество фаз напряжения	3
Максимальный входной пиковый/постоянный ток, А	300 - 600
Максимальные обороты, об/мин	10600
Постоянное рабочее напряжение, В	До 700
Количество полюсов	8

В семействе двигателей NVH250 используется 8 полюсный ротор с постоянными магнитами. На рисунке 8 представлено реальное изображение ротора двигателя.



Рисунок 8 – Конструкция ротора двигателя

В роторе двигателя используются высококачественные редкоземельные магниты, которые устойчивы к размагничиванию при допустимых рабочих температурах.

В таблице 2 приведены основные характеристики установки.

Таблица 2 – Технические характеристики электродвигателя NVH250-115

Тип двигателя	Синхронный с постоянными магнитами
Пиковый КПД, %	93
Тип охлаждающей жидкости	Вода, EGW, Dexron
Требуемый расход охлаждающей жидкости, л/мин	От 5
Тип магнитов ротора	N30UH
Способы охлаждения	Сухой картер/ мокрый картер
Тип стали статора/ротора	M250 – 35A
Максимальные обороты, об/мин	10600
Постоянное рабочее напряжение, В	до 700

1.3.2 Анализ характеристик силовой установки

Рассмотрим основные графики зависимостей, которые предоставляет производитель и проанализируем их. На рисунке 9 представлена внешняя характеристика электродвигателя HVH250-115.

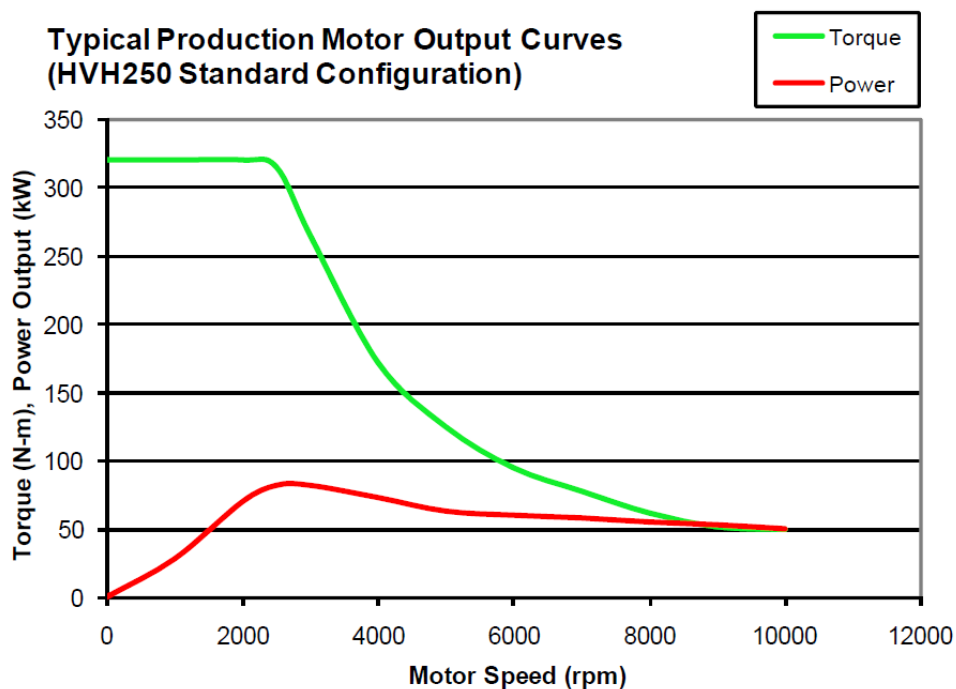


Рисунок 9 – Внешняя характеристика электродвигателя

Как можно видеть из графиков, крутящий момент двигателя и его мощность являются нелинейными функциями. Одним из преимуществ синхронного электродвигателя является доступность крутящего момента, мы можем видеть, что максимальный крутящий момент доступен со старта вплоть до 3000 об/мин. Мощность двигателя линейно нарастает и достигает пиковых значений при 2500 об/мин. На высоких оборотах крутящий момент двигателя заметно снижается, а мощность двигателя падает незначительно, так как падение крутящего момента компенсируется увеличением частоты оборотов двигателя. На рисунках 10 и 11 будут представлены дополнительные внешние

характеристики двигателя с учетом питающего напряжения обмоток статора и типа обмотки статора, так как производитель предусматривает последовательное и параллельное исполнение навивки обмоток. «У синхронных двигателей вращающий момент пропорционален напряжению сети в первой степени, у асинхронных – квадрату напряжения» [6].]

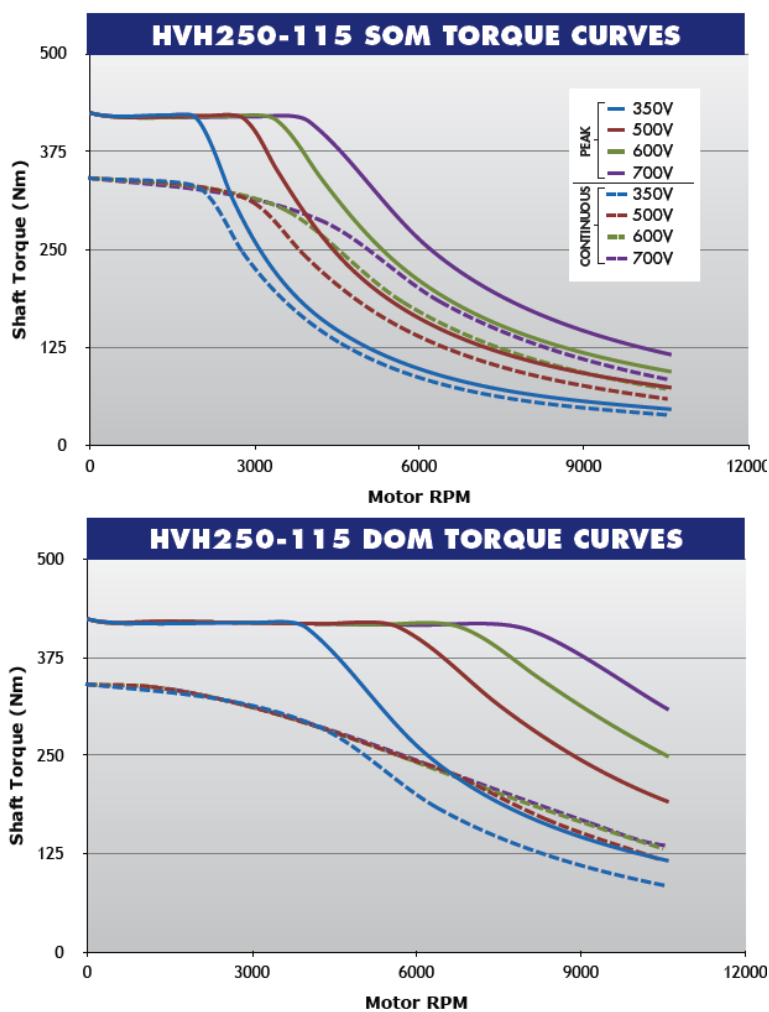


Рисунок 10 – График зависимости крутящего момента от числа оборотов двигателя

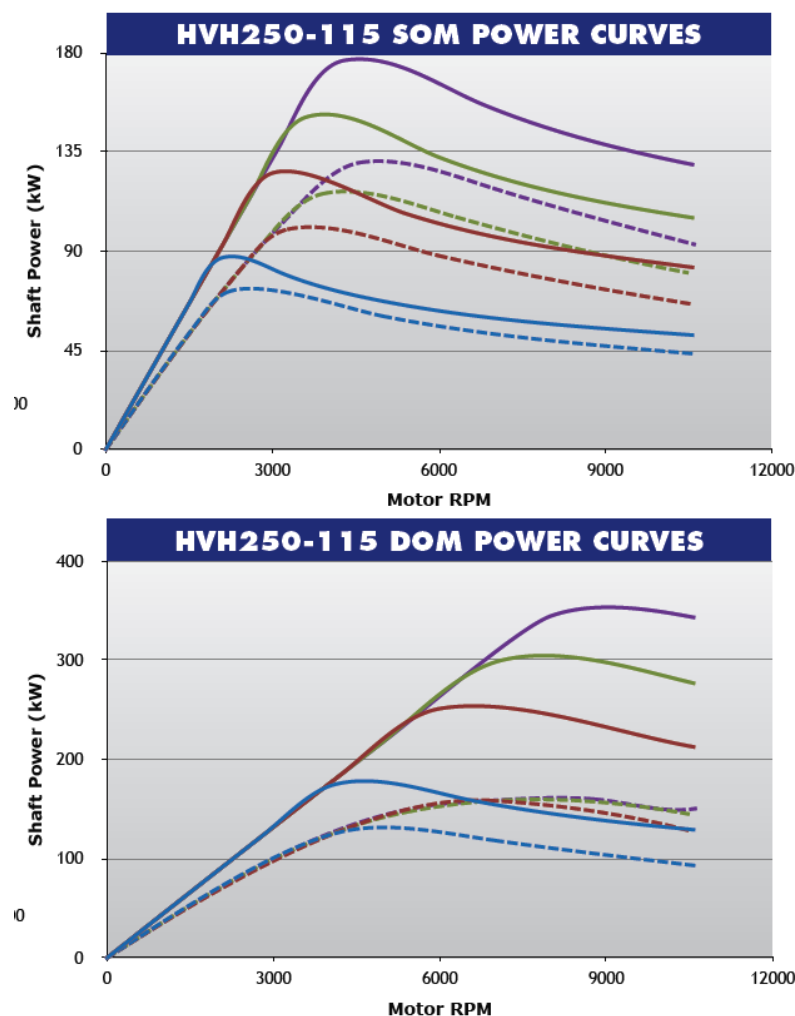


Рисунок 11 – График зависимости мощности от числа оборотов двигателя

Как мы можем видеть из графиков, величина крутящего момента зависит не только от числа оборотов двигателя, но и от величины напряжения на фазных обмотках статора, чем оно больше, тем выше крутящий момент. Мы будем использовать бюджетную конфигурацию двигателя с последовательной намоткой статора и фазным напряжением до 350В.

1.3.3 Расчет тепловых потерь

Для того, чтобы грамотно разработать конструкцию системы охлаждения необходимо произвести базовый расчет тепловых потерь. Тепловые потери двигателя - это то тепло, которое выделяется в результате его работы. Перечислим основные составляющие потерь в СДПМ:

- потери в обмотках статора (потери в меди);
- потери в сердечнике статора;
- потери в сердечнике ротора;
- магнитные потери (потери в постоянных магнитах);
- механические потери (трение в подшипниках валов).

Потери в меди вызваны наличием сопротивления в обмотках статора, потери стали вызваны наличием гистерезиса и вихревых токов в сердечнике статора, потери в постоянных магнитах создаются вихревыми токами и гистерезисом, а механические потери вызваны непосредственным контактом трущихся друг об друга частей.

Произведем грубый расчет тепловых потерь, по рисунку 12 определим, на каких оборотах двигатель развивает пиковую мощность.

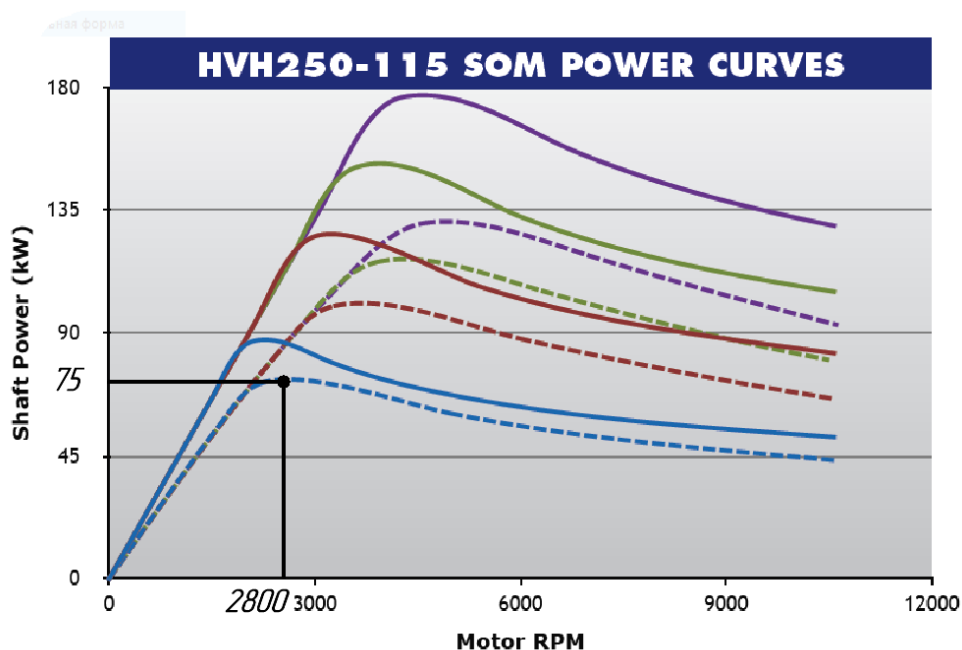


Рисунок 12 – Максимальное значение мощности двигателя

Определим полную электрическую мощность, потребляемую обмотками статора двигателя по формуле:

$$\eta = \frac{P_{\text{макс}}}{S} \quad (1)$$

где η – КПД двигателя, %;

$P_{\text{макс}}$ – максимальная механическая мощность на валу, Вт;

S – электрическая мощность, потребляемая обмотками статора, Вт.

Чтобы определить КПД двигателя в рассматриваемой точке нам потребуется график эффективности работы двигателя, который представлен на рисунке 13.

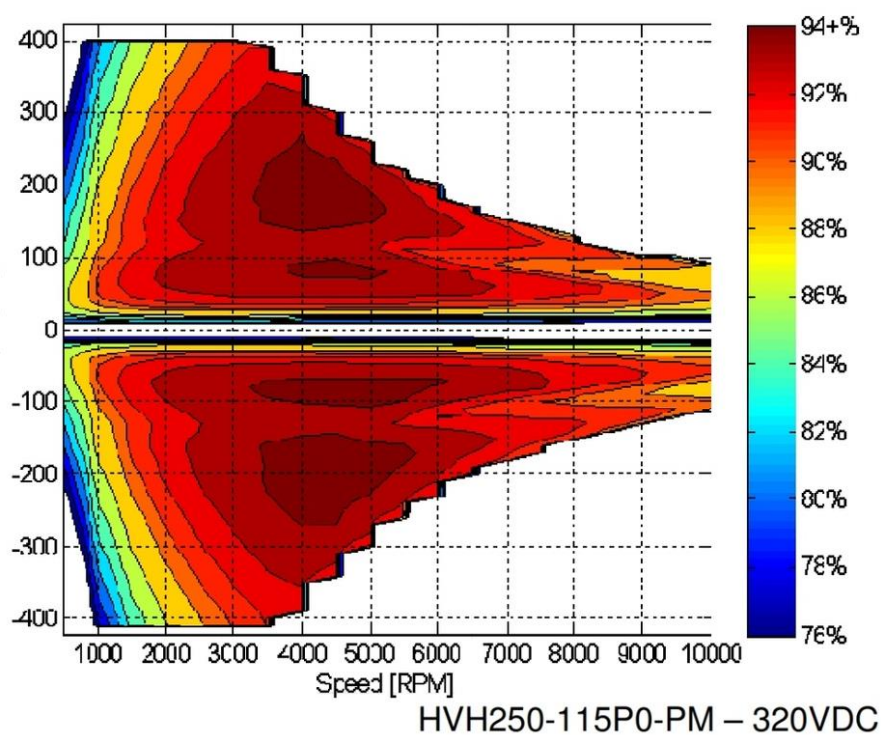


Рисунок 13 – График эффективности работы двигателя

По графику определим КПД, который при данных оборотах достигает 92%.

$$S = (75 \cdot 10^3) / 0,92 = 81,5 \text{ кВт.}$$

Чтобы найти тепловые потери воспользуемся следующей формулой:

$$Q_{\text{потерь}} = S - P_{\text{макс}} \quad (2)$$

где $Q_{\text{потерь}}$ – общие тепловые потери в двигателе, Вт.

$$Q_{\text{потерь}} = 81,5 - 75 = 6,5 \text{ кВт.}$$

Оценив мощность тепловых потерь, мы можем перейти к выбору архитектуры системы охлаждения.

Выбор типа системы охлаждения электродвигателя для отвода 6,5 кВт тепла зависит от нескольких факторов, включая:

- условия окружающей среды, температура воздуха, влажность, наличие пыли и других загрязнений;
- требования к эффективности, необходимая температура двигателя, допустимый перепад температур;
- габариты и вес, допустимые размеры и вес системы охлаждения;
- стоимость и сложность обслуживания, бюджет на систему охлаждения и доступность запчастей.

К силовой установке предъявляются особые требования, так как в некоторых регионах России окружающая температура может достигать 40°C, поэтому даже при такой температуре необходимо обеспечить высокую эффективность работы двигателя, хорошую надежность и низкий уровень шума. Для работы в таких условиях подойдет комбинированное охлаждение (воздух-жидкость) преимущества которого в высокой эффективности, возможности отвода больших мощностей, низкого уровня шума. «Электродвигатели в основном охлаждаются воздухом, но в настоящее время все более распространенным становится жидкостное охлаждение, позволяющее достичь более высокой плотности мощности» [28].

Данный тип охлаждения сочетает в себе все преимущества жидкостного и воздушного охлаждения и имеет большую гибкость в настройке. Такая

система подходит для средних и высоких мощностей и может быть оптимальным вариантом для отвода 6,5КВт тепла и более, если есть необходимость в высокой эффективности и контроле температуры. Архитектура такой системы обязана включать рубашку охлаждения, по которой будет протекать охлаждающая жидкость, радиатор для охлаждающей жидкости, насос, обеспечивающий циркуляцию жидкости по каналам, вентилятор, повышающий интенсивность теплоотдачи, трубопроводы и расширительный бак, компенсирующий изменение объема жидкости в системе. Также необходима система управления, состоящая из микроконтроллера, датчиков температуры и датчиков давления.

1.3.4 Подбор рубашки охлаждения

Главным конструктивным элементом системы является рубашка охлаждения, она предназначена для отвода максимального количества избыточного тепла, основная задача рубашки поддерживать оптимальную температуру статора двигателя. Перечислим основные виды рубашек и постараемся подобрать оптимальный вариант:

- рубашки, встроенные в статор, это наиболее распространенный тип, каналы для охлаждающей жидкости интегрированы в конструкцию статора, непосредственно окружая обмотки, это обеспечивает максимально эффективный отвод тепла от наиболее нагреваемых частей двигателя;

- рубашки, встроенные в ротор, в некоторых конструкциях, особенно в двигателях с высокой мощностью, каналы охлаждения могут быть интегрированы и в ротор, это позволяет охлаждать ротор непосредственно, что особенно важно для двигателей с высокими скоростями вращения;

- комбинированные рубашки, некоторые конструкции используют комбинацию встроенных рубашек в статоре и роторе;

- наружные рубашки в этом случае, охлаждающая жидкость циркулирует в канале, который расположен на внешней поверхности корпуса двигателя. Этот тип рубашки обычно используется для двигателей меньшей

мощности или в тех случаях, когда интеграция каналов в статор или ротор затруднена.

По типу охлаждающих каналов рубашки можно разделить на внешние и интегрированные. Для внешних характерно циркулирование жидкости в каналах, которые расположены на внешней поверхности корпуса двигателя. Этот тип рубашки обычно используется для двигателей меньшей мощности или в тех случаях, когда интеграция каналов в статор или ротор затруднена. Интегрированные системы предполагают наличие охлаждающих каналов непосредственно в статоре, такая конструкция является более эффективной, но значительно повышает сложность конструкции. Исходя из объема выделяемого тепла, нам может подойти змеевиковая система, которая обеспечивает большую площадь поверхности для теплообмена, что делает ее подходящей для двигателей с большим и средним тепловыделением. На рисунках 14 и 15 представлены внешние рубашки охлаждения со змеевиковой структурой.

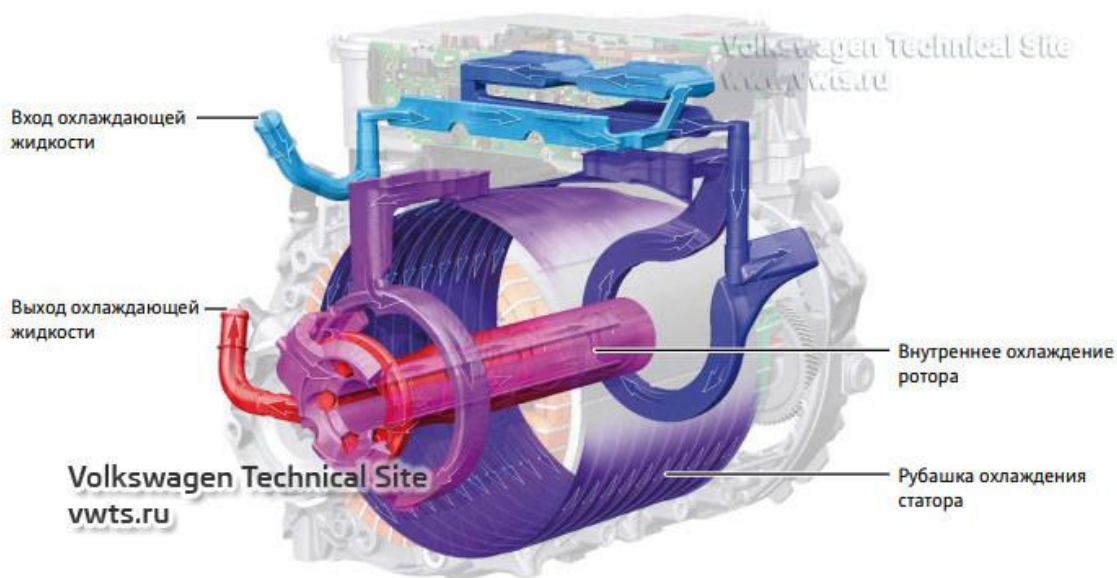


Рисунок 14 – Внешняя рубашка охлаждения

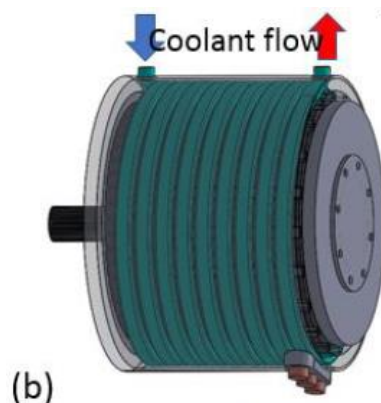


Рисунок 15 – Внешняя рубашка охлаждения со змеевиковой структурой

1.3.5 Подбор материала рубашки и типа охлаждающей жидкости

Виды материалов для внешней рубашки охлаждения:

- медь, обладает высокой теплопроводностью, что делает ее идеальным выбором для рубашек охлаждения;
- алюминий, более легкий и дешевый материал, но имеет меньшую теплопроводность, чем медь;
- нержавеющая сталь, используется в агрессивных средах, где требуется высокая коррозионная стойкость.

Виды охлаждающей жидкости:

- вода, наиболее распространенный и доступный вариант, обеспечивает хорошую теплоемкость и эффективность охлаждения;
- масло, используется в случаях, когда требуется более высокая вязкость и лучшая смазка;
- синтетические жидкости, имеют высокую теплоемкость, низкую вязкость, широкий диапазон рабочих температур, не подвержены коррозии и окислению.

Для отвода тепла до 10КВт отлично подойдет медная рубашка с водяным охлаждением, так как медь имеет самую высокую теплопроводность, а вода хорошую теплоемкость и доступность.

1.3.6 Подбор насоса для охлаждающей жидкости

Выбор насоса для жидкостной системы охлаждения электродвигателя, отводящего 7 КВт тепла, зависит от нескольких факторов, включая:

- тип охлаждающей жидкости, вода, масло, синтетическая жидкость;
- температура охлаждающей жидкости, влияет на вязкость и, следовательно, на требуемое давление и производительность насоса;
- давление в системе, определяется длиной и диаметром трубопровода, а также высотой подъема жидкости;
- требуемый расход жидкости, зависит от тепловой мощности, которую нужно отвести, и характеристик теплообменника;

Для отвода 7 КВт тепла подойдет центробежный насос, обладающий рядом преимуществ, таких как:

- высокая производительность, центробежные насосы способны обеспечить необходимый расход охлаждающей жидкости для эффективного отвода тепла;
- хорошая адаптивность, они могут работать с различными типами жидкостей и давлениями;
- относительно низкая стоимость по сравнению с другими типами насосов (например, винтовыми или шестеренными).

Для отвода 7 кВт тепла, при использовании воды в качестве охлаждающей жидкости, потребуется расход около 10-15 л/мин. Это значение может варьироваться в зависимости от разницы температур между входящей и выходящей водой, а также от характеристик теплообменника.

1.3.7 Подбор радиаторов и вентиляторов

Перечислим основные критерии выбора радиатора:

- тепловая мощность, радиатор должен быть способен рассеять 7 кВт тепла при заданной разнице температур между охлаждающей жидкостью и окружающей средой;
- размер и форма радиатора;
- материал, алюминий наиболее распространенный материал для радиаторов благодаря хорошей теплопроводности и легкости, медь обеспечивает еще лучшую теплопроводность, но он дороже;
- тип конструкции, радиаторы могут быть с различными типами ребер (пластинчатые, оребренные трубки), что влияет на эффективность теплообмена;
- охлаждающая среда, воздух является наиболее распространенной охлаждающей средой;
- скорость воздушного потока, чем выше скорость воздушного потока, тем эффективнее охлаждение;
- стоимость, необходимо найти оптимальное соотношение цены и качества.

Для подобной системы подойдет алюминиевый круглый радиатор. Такие радиаторы обеспечивают большую площадь поверхности теплообмена, что важно для отвода 6,5 кВт тепла. Радиатор должен иметь вентилятор для повышения эффективности охлаждения, рекомендуется использовать вентиляторы, которые создают поток воздуха через радиатор. Размер радиатора также является важным аспектом, необходимо рассчитать площадь поверхности радиатора для отвода 6,5 кВт тепла.

Для обдува радиатора подойдет осевой вентилятор высокой производительности. Диаметр вентилятора должен быть сопоставим с размером радиатора, для больших радиаторов можно использовать несколько вентиляторов меньшего диаметра. Необходимо выбрать вентилятор с достаточной производительностью для обеспечения требуемого воздушного потока через радиатор. Для отвода 6,5 кВт тепла, потребуется вентилятор с

большим объемом воздуха (например, 1000-2000 м³/ч). Скорость вращения вентилятора влияет на производительность и уровень шума. Необходимо найти оптимальный баланс между этими параметрами.

1.3.8 Подбор микроконтроллера и датчиков

Выбор микроконтроллера для управления жидкостной системой охлаждения электродвигателя зависит от сложности системы и требуемых функций. В качестве управляющего устройства можно рассмотреть микроконтроллер Arduino uno, который имеет множество библиотек для различных датчиков и исполнительных механизмов, контроллер имеет ограниченную вычислительную мощность, которой может быть недостаточно для сложных систем с большим количеством датчиков и управляющих элементов. Контроллер esp32 имеет встроенный Wi-Fi, более мощный процессор, больше памяти, возможность подключения к облачным сервисам для удаленного мониторинга и управления, подходит для более сложных систем с возможностью удаленного мониторинга, управления через интернет, интеграции с другими устройствами. Для первоначальных базовых расчетов и тестов будем использовать МК Arduino, который является наиболее интуитивно понятным и простым в работе. «Успех платформы Arduino в значительной мере обусловлен наличием для нее широкого диапазона подключаемых плат расширения, по терминологии Arduino шилдов, которые добавляют дополнительные возможности к базовой плате Arduino» [12]. Наличие дополнительных плат подключений позволяет надежно и безопасно интегрировать систему охлаждения с отдельным МК в общую систему ECU, используя CAN шину для обмена основными данными. Отдельный контроллер может быть специально разработан и оптимизирован для задач терморегулирования. Это позволяет использовать специализированные алгоритмы, более быстрые циклы управления и точнее реагировать на изменения температуры.

1.4 Ключевые аспекты проектирования системы

При проектировании системы возникает несколько проблем, одна из которых заключается в увеличении массы и габаритов системы при попытке достигнуть оптимального уровня охлаждения. Система должна обеспечивать максимальную эффективность и низкое энергопотребление при достаточно сложной навесной периферии. Анализируя возникшие проблемы, можно предположить, что внедрение пассивных охлаждающих элементов, например, тепловых трубок, или других элементов с возможностью фазового перехода рабочего тела, позволит уменьшить конструкцию системы. Внедрение интеллектуального алгоритма управления позволит сократить энергопотребление всей системы, в нужное время отключая активные исполнительные устройства, распределяя нагрузку между пассивными устройствами.

1.5 Задачи научно-квалификационной работы

Подводя итоги первого раздела, можно сделать вывод, что в настоящее время разработка системы охлаждения, повышающей надежность и качество работы синхронных электродвигателей является актуальной научной темой. Разработка системы позволит повысить эффективность работы двигателя, а интеллектуальный алгоритм управления поможет снизить ее энергопотребление. Важно правильно определить баланс между оптимальным методом охлаждения и количеством энергии, которое будет затрачено на работу всей системы.

Для достижения цели диссертации необходимо решить следующие задачи:

- разработать математическую модель теплопередачи в двигателе;
- разработать и рассчитать математическую модель системы охлаждения;
- разработать конструкцию системы охлаждения электродвигателя;
- разработать программный алгоритм управления системой.

2 Геометрия мотора

2.1 Разработка геометрической модели

Разработать и реализовать модель, позволяющую исследовать электромагнитные процессы в синхронном электродвигателе с целью анализа его характеристик и оптимизации конструкции в системе проектирования «Ansys motor-CAD».

«Ansys Motor-CAD» – это программное обеспечение от компании Motor Design Limited для проектирования электродвигателей и оценки электромагнитных, тепловых и прочностных характеристик электродвигателей во всех режимах эксплуатации с учетом различной топологии. Motor-CAD позволяет оценивать топологии и концепции двигателей во всем рабочем диапазоне, разрабатывать конструкции, оптимизированные для производительности, эффективности и размеров, используя метод конечных элементов при расчете.

Первым шагом в работе будет являться создание 2D и 3D модели ротора и статора электродвигателя с установлением геометрических параметров. Рассматриваемый двигатель является синхронным с постоянными магнитами в роторе. В автомобилестроении все чаще и чаще применяют BLDC моторы, так как ими значительно проще управлять, они имеют меньшие габариты, более равномерное поле и самый высокий КПД в классе, в сравнении с другими типами моторов. Магнитный ротор не требует источника питания, что также позволяет дополнительно сэкономить электроэнергию и повысить КПД мотора. Данный тип двигателя имеет большую долговечность за счет отсутствия щеток и полуколец, что приводит к более длительному сроку службы. Ниже будет представлена таблица с основными геометрическими параметрами двигателя.

Таблица 3 – Основные геометрические параметры двигателя

Тип двигателя	Синхронный с постоянными магнитами
Количество пазов	48
Количество полюсов	8
Воздушный зазор, мм	1
Внешний диаметр сердечника статора, мм	198
Внутренний диаметр статора, мм	132
Диаметр ротора, мм	130
Длина сердечника статора, мм	160
Длина сердечника ротора, мм	150

На рисунке 16 изображен исследуемый электродвигатель с заданными геометрическими параметрами

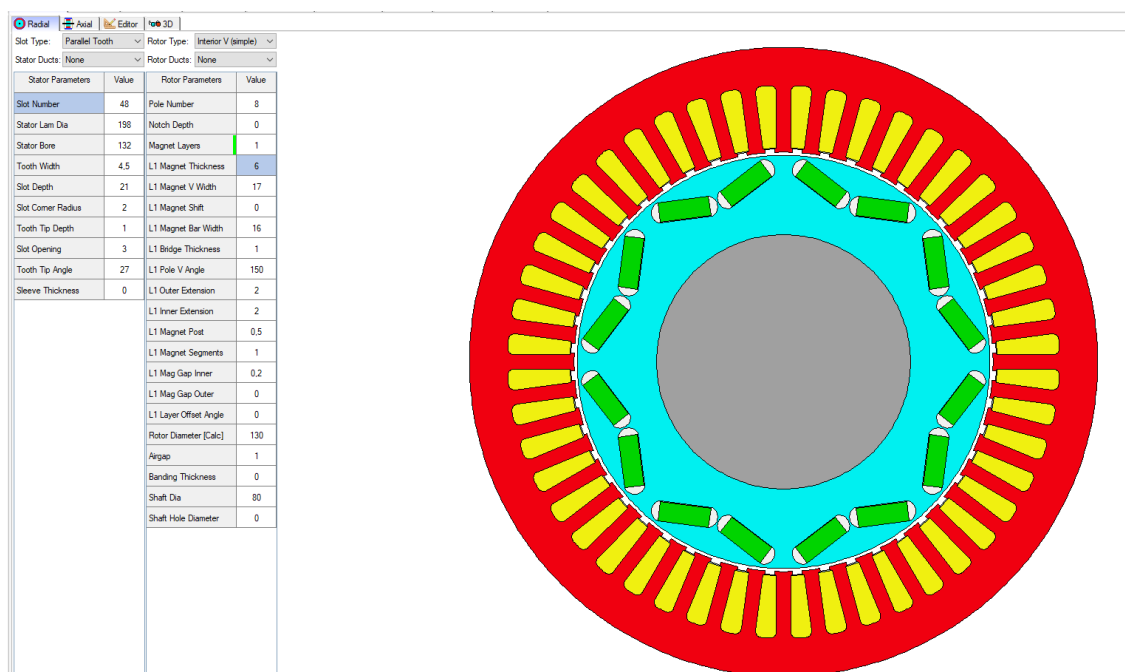


Рисунок 16 – Геометрические параметры двигателя

2.2 Параметры обмотки и пазов статора

Будем использовать стандартную скрученную распределенную обмотку, это является одним из стандартных решений для электродвигателей

данного типа. На рисунке 17 будет представлен статор с распределенной обмоткой.



Распределенная обмотка

Рисунок 17 – Распределенная обмотка

В таблице 4 будут представлены основные параметры паза статора

Таблица 4 – Основные параметры паза статора

Тип паза статора	Параллельный
Глубина паза, мм	21
Толщина изоляции, мм	0,25
Количество проводников в пазе	108

В ходе предварительных тепловых расчетов был подобран оптимальный диаметр проводников, который составил 0,8 мм. На рисунке 18 изображена геометрия паза статора и его основные параметры

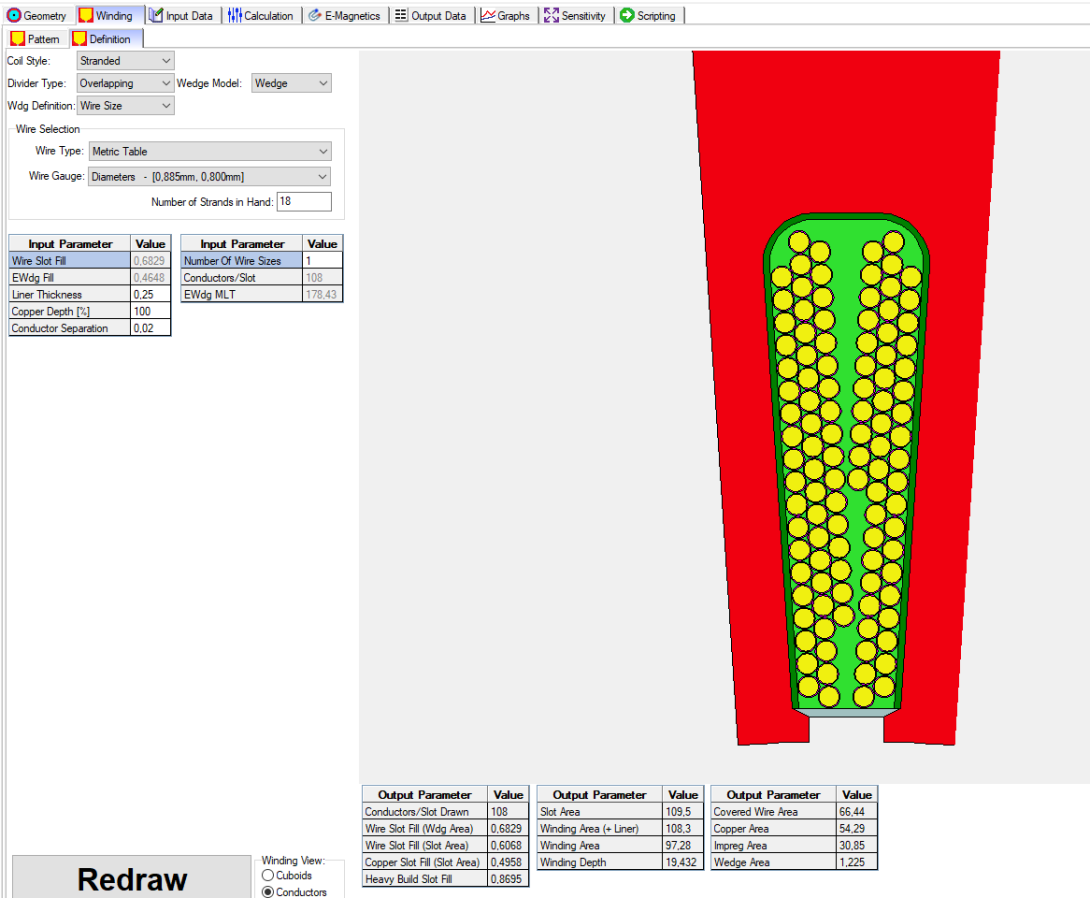


Рисунок 18 – Геометрия паза статора

В таблице 5 будут представлены основные параметры статорной обмотки

Таблица 5 – Основные параметры статорной обмотки

Тип обмотки	Концентрическая
Число фаз	3
Число витков в катушке	6
Полюсный шаг	5
Количество параллельных путей	2

На рисунках 19 и 20 изображена статорная обмотка и ее основные параметры

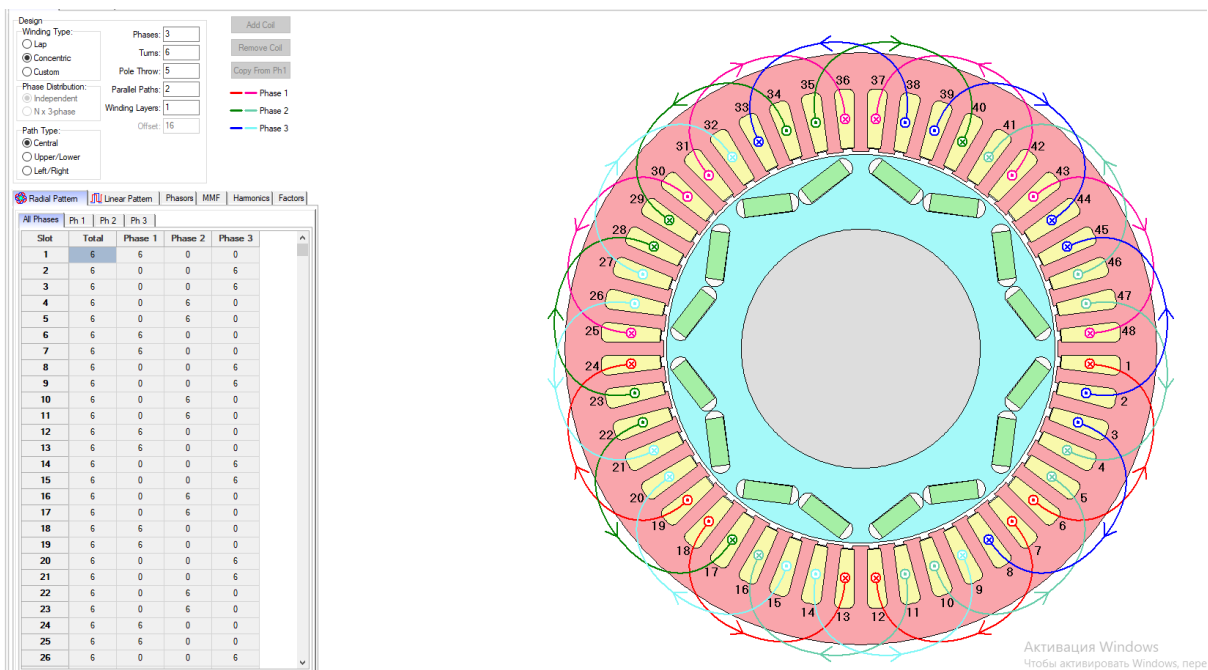


Рисунок 19 – Геометрия обмотки статора

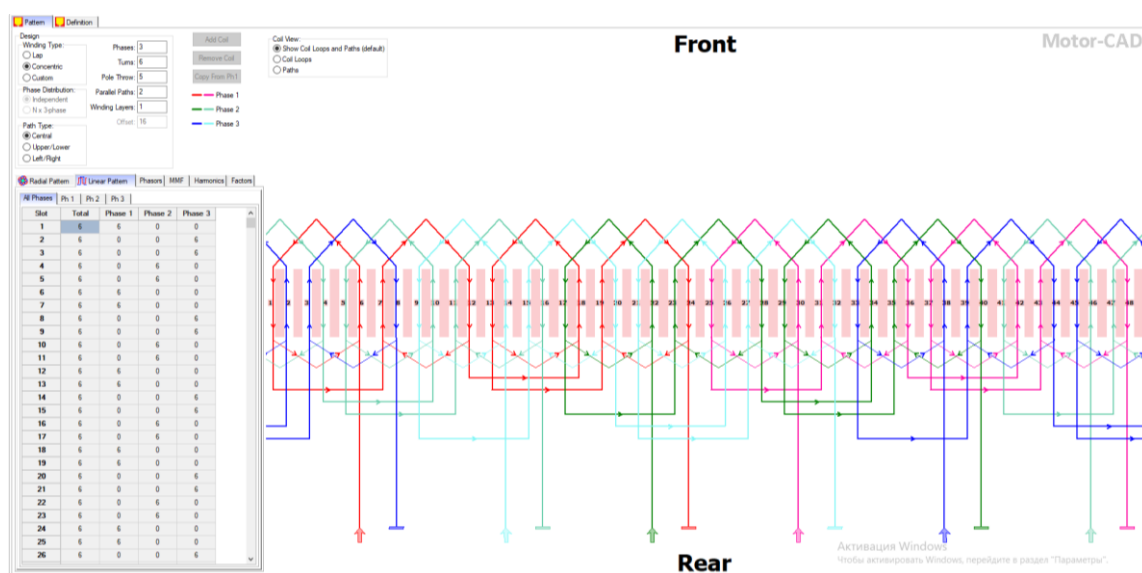


Рисунок 20 – Геометрия обмотки статора

2.3 Материалы, используемые в сердечниках ротора и статора

На рисунке 21 показаны основные материалы, используемые в двигателе

Materials

Settings

Material database

Component	Material from Database	Electrical Resistivity	Temp Coef Electrical Resistivity	Magnet Br at 20°C	Magnet Relative Permeability	Temp Coef Br	Density	Weight
Units		Ohm.m		Tesla			kg/m³	kg
Stator Lam (Back Iron)	M250-35A	5.9E-07	0				7650	8.325
Stator Lam (Tooth)	M250-35A	5.9E-07	0				7650	5.575
Stator Lamination [Total]								13.9
Amature Winding [Active]	Copper (Pure)	1,724E-08	0.003862				8933	3.724
Amature EWdg [Front]	Copper (Pure)	1,724E-08	0.003862				8933	1.038
Amature EWdg [Rear]	Copper (Pure)	1,724E-08	0.003862				8933	1.038
Amature Winding [Total]								5.801
Slot Wedge							1000	0.009409
Rotor Lam (Back Iron)	M250-35A	5.9E-07	0				7650	3.492
Rotor Lam (IPM Magnet Pole)	M250-35A	5.9E-07	0				7650	3.143
Rotor Lam (Inter Magnet Gap)	M250-35A	5.9E-07	0				7650	0.3492
Rotor Lamination [Total]								6.984
Magnet	N30UH	1.8E-06	0	1.125	1.05	-0.12	7500	1.728
Shaft [Active]							7800	6.273
Shaft [Front]							7800	0.2083
Shaft [Rear]							7800	0.1348
Shaft [Total]								6.616
Total Weight								35.04

Рисунок 21 – Материалы сердечника ротора и статора

В сердечнике статора и ротора используется сталь M250-35A – это конструкционная углеродистая сталь, предназначенная для использования в конструкциях, где требуется повышенная прочность и износостойкость. Обмотки статора изготовлены из меди, а в качестве полюсов магнита используется материал N30UH. Магнитный материал N30UH – это стандартная марка (класс) спеченных неодимовых (NdFeB) магнитов. В данном разделе мы провели разработку геометрической модели мотора под заданные параметры, выбор основных геометрических размеров был обоснован и аргументирован.

3 Электромагнитный расчет

3.1 Моделирование при пиковых нагрузках

Электромагнитный расчет будем проводить в рабочем режиме двигателя при $n = 3000$ об/мин. Управление двигателем осуществляется от инвертора, который подает синусоидальный сигнал на обмотки статора. Амплитудное значение тока $I_{peak} = 480$ А, питание инвертора осуществляется от шины постоянного напряжения $U_{dc} = 400$ В, угол сдвига фазы тока статора относительно фазы напряжения составил 45 градусов по предварительным расчетам. Температуру обмоток и магнитов в начальный момент времени зададим равной 65 °С.

The screenshot displays the software interface for electromagnetic calculation, showing various input parameters and settings. The interface is organized into several sections:

- Drive:** Shaft Speed: 3000. Line Current Definition: ☒ Peak, ☐ RMS, ☐ RMS Current Density. Peak Current: 480. RMS Current: 339.4. RMS Current Density: 18.76. DC Bus Voltage: 400. Phase Advance [elec deg]: 45. Drive Type: ☒ Defined Currents (Default), ☐ Calculated Currents. Drive Mode: ☒ Sine, ☐ Square, ☐ Custom, ☐ Passive Generator. Winding Connection: ☒ Star Connection (default), ☐ Delta Connection. Magnetisation: ☒ Parallel, ☐ Radial, ☐ Halbach.
- Temperatures:** Amature Winding Temperature: 65. Magnet Temperature: 65. Stator Lamination Temperature: 20. Rotor Lamination Temperature: 20. Shaft Temperature: 20. Airgap Temperature: 20. Bearing Temperature [F]: 20. Bearing Temperature [R]: 20.
- E-Magnetic ↔ Thermal Coupling:** ☒ No coupling (default), ☐ E-Magnetic Losses → Thermal, ☐ E-Magnetic ← Thermal Temperatures, ☐ Iterate to Converged Solution.
- Skew:** Skew Type: ☒ None (default), ☐ Stator, ☐ Rotor. Stator Skew: 0. Rotor slices: 1.
- Performance Tests:** Single operating points: ☐ Open Circuit, ☒ Q axis current only, ☒ On Load. Open Circuit: ☒ Back EMF, ☒ Cogging Torque, ☐ Electromagnetic Forces. On Load: ☒ Torque, ☐ Torque Speed Curve, ☐ Demagnetization, ☐ Electromagnetic Forces. Parameters: ☐ Self and Mutual Inductances. Transient: ☐ Sudden short-circuit. Rotor Stresses: ☐ Centrifugal Forces.

Buttons at the bottom: **Solve E-Magnetic Model** and **Cancel Solving**.

Рисунок 22 – Входные параметры

3.2 Результаты моделирования

На рисунках 23 и 24 будет показана форма поля внутри ротора и статора двигателя в нагрузочном режиме, а также точки с максимальным значением индукции.

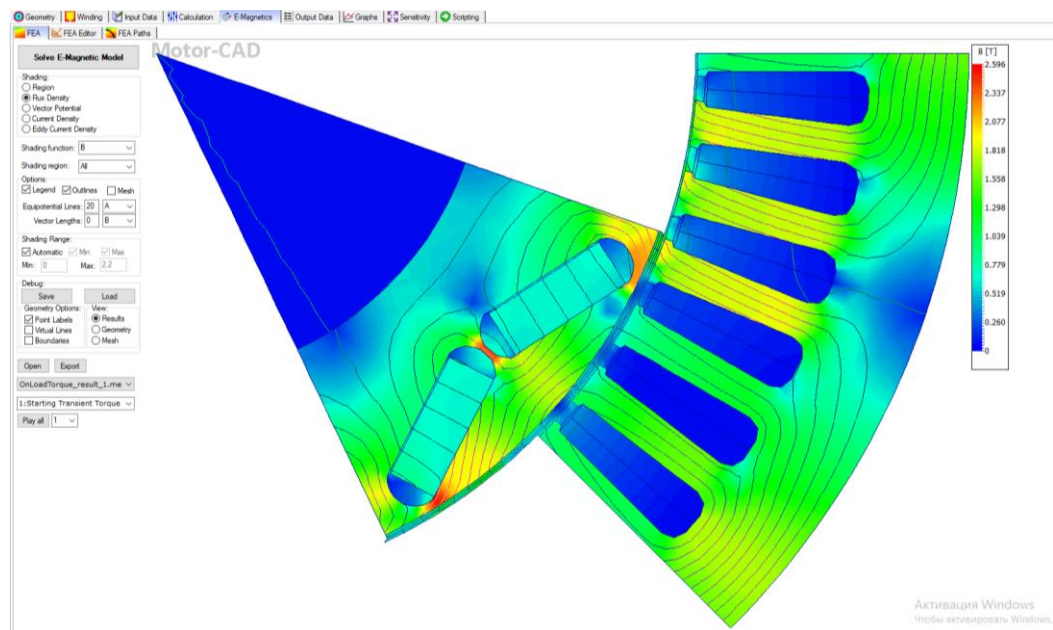


Рисунок 23 – Распределение магнитного поля и величина индукции в режиме с нагрузкой на валу в начальный момент времени

Программа проводит анализ нестационарного режима, время моделирования 38 секунд, как видно из рисунка, максимальные значения индукции наблюдаются вблизи краев полюсов магнита в роторе и составляют 2,5 Тл, в данных точках должны наблюдаться максимальные магнитные потери.

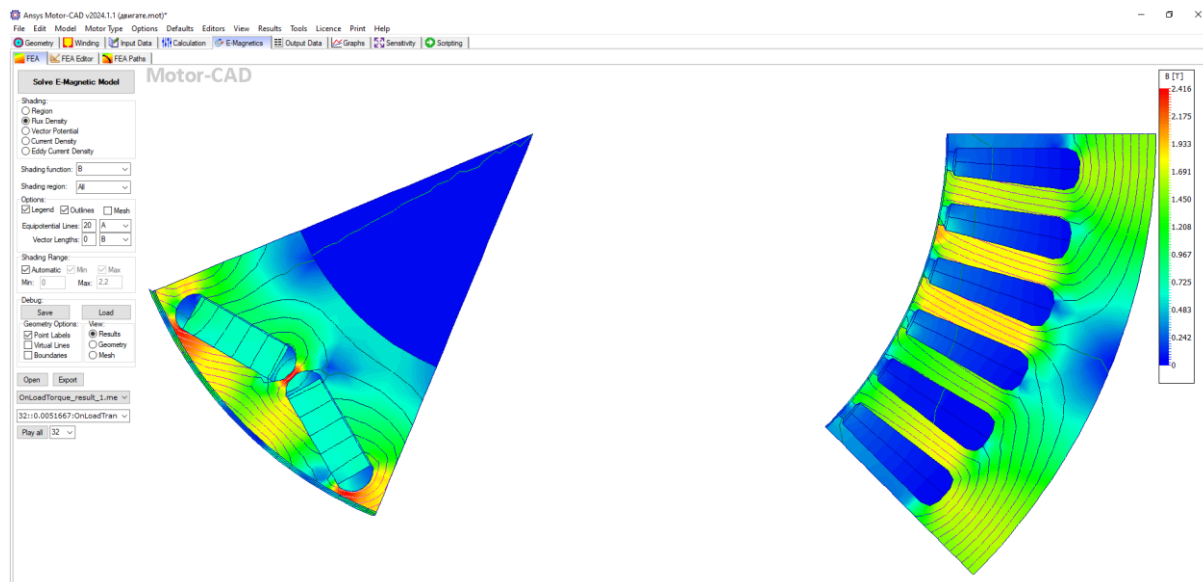


Рисунок 24 – Распределение магнитного поля и величина индукции в режиме с нагрузкой на валу в конечный момент времени

Из рисунка можно видеть, что площадь с максимальной индукцией возросла, особенно вблизи пазов статора. В процессе работы двигателя, особенно при перегрузках или несимметричных режимах, в зубцах ротора может накапливаться остаточная намагниченность. Это приводит к увеличению магнитного потока в области зубцов и, соответственно, к росту индукции.

На рисунке 25 показаны удельные мощностные потери в двигателе.

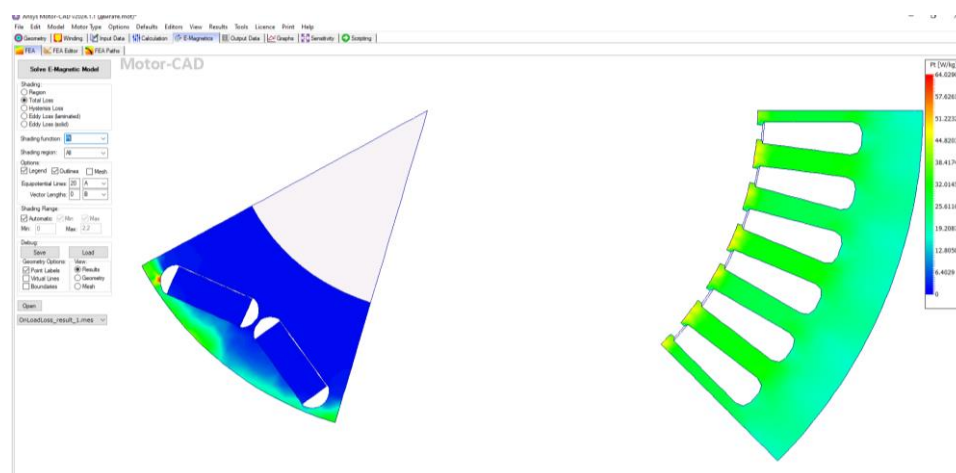


Рисунок 25 – Удельные мощностные потери в режиме под нагрузкой

Эта величина показывает, сколько ватт мощности теряется на каждый килограмм массы электродвигателя. Чем меньше значение P_t , тем меньше потери мощности в двигателе при заданной массе. Максимальные потери, очевидно, наблюдаются в сердечнике статора за счет влияния вихревых токов, паразитных магнитных потоков и обратных эдс. В среднем по площади сердечника статора потери составили около 38 Вт/кг, что является средним показателем для мощного двигателя.

Рассмотрим расчетные выходные электрические параметры, представленные на рисунке 26

File Edit Model Motor Type Options Defaults Editors View Results Tools Licence Print Help		
Geometry Winding Input Data Calculation E-Magnetics Output Data Graphs Sensitivity Scripting Drive E-Magnetics Phasor Diagram Equivalent Circuit Flux Densities Losses Winding Miscellaneous Materials		
Variable	Value	Units
DC Bus Voltage	400	Volts
Line-Line Supply Voltage (rms)	282.8	Volts
Phase Supply Voltage (rms)	163.3	Volts
Line-Line Terminal Voltage (peak)	297.9	Volts
Line-Line Terminal Voltage (rms)	203.3	Volts
Phase Terminal Voltage (peak)	154	Volts
Phase Terminal Voltage (rms)	119.3	Volts
Harmonic Distortion Line-Line Terminal Voltage	6.428	%
Harmonic Distortion Phase Terminal Voltage	19.06	%
Back EMF Line-Line Voltage (peak)	190.9	Volts
Back EMF Line-Line Voltage (peak) (fundamental)	165.6	Volts
Back EMF Phase Voltage (peak)	95.48	Volts
Back EMF Line-Line Voltage (rms)	117.5	Volts
Back EMF Phase Voltage (rms)	68.12	Volts
Harmonic Distortion Back EMF Line-Line Voltage	8.203	%
Harmonic Distortion Back EMF Phase Voltage	12.59	%
Max Line-Line / Phase Voltage Ratio	1.732	

DC Supply Current (mean)	225.8	Amps
Line Current (peak)	480	Amps
Line Current (rms)	339.4	Amps
Phase Current (peak)	480	Amps
Phase Current (rms)	339.4	Amps

Phase Advance	45	EDeg
Drive Offset Angle (Open Circuit)	180	EDeg
Drive Offset Angle (On load)	180	EDeg
Phase Advance to give maximum torque	33.85	EDeg

Phasor Offset Angle	165	EDeg
Phasor Angle (Ph1)	0	EDeg
Phasor Angle (Ph2)	120	EDeg
Phasor Angle (Ph3)	240	EDeg
Max Angle Between Phasors	120	EDeg

Рисунок 26 – Расчетные электрические параметры

В таблице 6 будут представлены наиболее важные из них

Таблица 6 – Основные расчетные параметры

Линейное пиковое напряжение на обмотках, В	297,9
Фазное пиковое напряжение в обмотках, В	154
Пиковая линейная обратная эдс в обмотках, В	190,9
Пиковая фазная обратная эдс в обмотках, В	95,4
Фазные пульсации обратной эдс, %	8,2

В этой группе находятся несколько важных параметров, величина обратной эдс в обмотках статора и ее гармоническое искажение. Гармонические искажения линейной и фазной обратной эдс достигают 8 и 12%, что является достаточно высоким показателем, так как и дополнительные гармоники, искажающие форму сигнала, негативно сказываются на работе двигателя, создавая паразитные токи и ухудшая форму магнитного поля.

Рассмотрим основные электромагнитные параметры двигателя, которые представлены на рисунке 27.

Ansys Motor-CAD v2024.1.1 (двигатель.mot)*

File Edit Model Motor Type Options Defaults Editors View Results Tools Licence Print Help

Geometry Winding Input Data Calculation E-Magnetics Output Data Graphs Sensitivity Scripting

Drive E-Magnetics Phasor Diagram Equivalent Circuit Flux Densities Losses Winding Miscellaneous Materials

Variable	Value	Units
Maximum torque possible (DQ) (For Phase Advance of 33.85 EDeg)	286.59	Nm
Average torque (virtual work)	273.47	Nm
Average torque (loop torque)	271.59	Nm
Torque Ripple (MsVw)	20.827	Nm
Torque Ripple (MsVw) [%]	7.6368	%
Cogging Torque Ripple (Vw)	9.5782	Nm
Speed limit for constant torque (For Phase Advance of 45 EDeg)	4208.9	rpm
No load speed	6284.7	rpm
Speed limit for zero q axis current	31345	rpm

Electromagnetic Power	85678	Watts
Input Power	90301	Watts
Total Losses (on load)	5011.5	Watts
Output Power	85290	Watts
System Efficiency	94.45	%

Shaft Torque	271.49	Nm

Power Factor [Waveform] (leading)	0.75775	
Power Factor Angle [Waveform]	40.734	EDeg
Power Factor [THD]	0.74435	
Power Factor [Phasor] (leading)	0.80902	
Power Factor Angle [Phasor]	36	EDeg
Load Angle [Phasor]	81.115	EDeg
Phase Terminal Voltage (rms) [Phasor]	118.48	Volts

Rotor Inertia	0.025375	kg.m ²
Shaft Inertia	0.0050357	kg.m ²
Total Inertia	0.030411	kg.m ²
Torque per rotor volume	136.98	kNm/m ³
Rotor peripheral velocity (on load)	20.42	m/s

Рисунок 27 – Расчетные электромагнитные параметры

В таблице 5 будут представлены наиболее важные из них.

Таблица 5 – Основные расчетные электромагнитные параметры

Средний момент на валу, нм	271,4
Электромагнитная мощность, Вт	90301
Мощность на валу, Вт	85678
КПД, %	94,4

Пульсации крутящего момента на валу составили 7,4%, а общие потери 5011Вт, что явно сообщает нам о необходимости разработки жидкостной системы охлаждения для мотора.

Далее обратим внимание на тепловые потери внутри двигателя, значения которых представлены на рисунке 28.

Variable			Value		Units	
Amature DC Copper Loss (on load)			4623		Watts	
Magnet Loss (on load)			0,3507		Watts	
Stator iron Loss [total] (on load)			358,2		Watts	
Rotor iron Loss [total] (on load)			29,78		Watts	
Wedge Loss (on load)			0		Watts	
Windage Loss (user input)			0		Watts	
Friction Loss (user input)			0		Watts	
Shaft Loss [total] (on load)			0		Watts	
Total Losses (on load)			5012		Watts	
Magnet Block Width			16		mm	
Magnet Loss Factor			0,16			
Magnet Loss (on load)			0,3507		Watts	
Stator back iron Loss [hysteresis - fundamental] (on load)			126,7		Watts	
Stator back iron Loss [hysteresis - minor loops] (on load)			1,161		Watts	
Stator back iron Loss [hysteresis] (on load)			127,9		Watts	
Stator back iron Loss [eddy] (on load)			51,92		Watts	
Stator back iron Loss [excess] (on load)			0		Watts	
Stator back iron Loss [total] (on load)			179,8		Watts	
Stator tooth Loss [hysteresis - fundamental] (on load)			99,37		Watts	
Stator tooth Loss [hysteresis - minor loops] (on load)			7,378		Watts	
Stator tooth Loss [hysteresis] (on load)			106,7		Watts	
Stator tooth Loss [eddy] (on load)			71,65		Watts	
Stator tooth Loss [excess] (on load)			0		Watts	
Stator tooth Loss [total] (on load)			178,4		Watts	
Stator iron Loss [total] (on load)			358,2		Watts	
Rotor back iron Loss [hysteresis] (on load)			0,4506		Watts	
Rotor back iron Loss [eddy] (on load)			0,02582		Watts	
Rotor back iron Loss [excess] (on load)			0		Watts	
Rotor back iron Loss [total] (on load)			0,4764		Watts	
Rotor magnet pole Loss [hysteresis] (on load)			18,52		Watts	
Rotor magnet pole Loss [eddy] (on load)			10,79		Watts	
Rotor magnet pole Loss [excess] (on load)			0		Watts	
Rotor magnet pole Loss [total] (on load)			29,31		Watts	
Rotor iron Loss [total] (on load)			29,78		Watts	
Shaft Loss [eddy] (on load)			0		Watts	

Рисунок 28 – Расчетные тепловые потери

Как можно видеть из рисунка, максимальные потери наблюдаются в медных обмотках статора и составляют 4623Вт в нагруженном режиме, а суммарные тепловые потери в рабочем режиме составили 5012Вт, что явно сообщает нам о том, что данному двигателю требуется серьезная жидкостная система охлаждения.

Рассмотрим графики основных параметров электромотора. На рисунке 29 представлен график линейных напряжений в обмотке статора

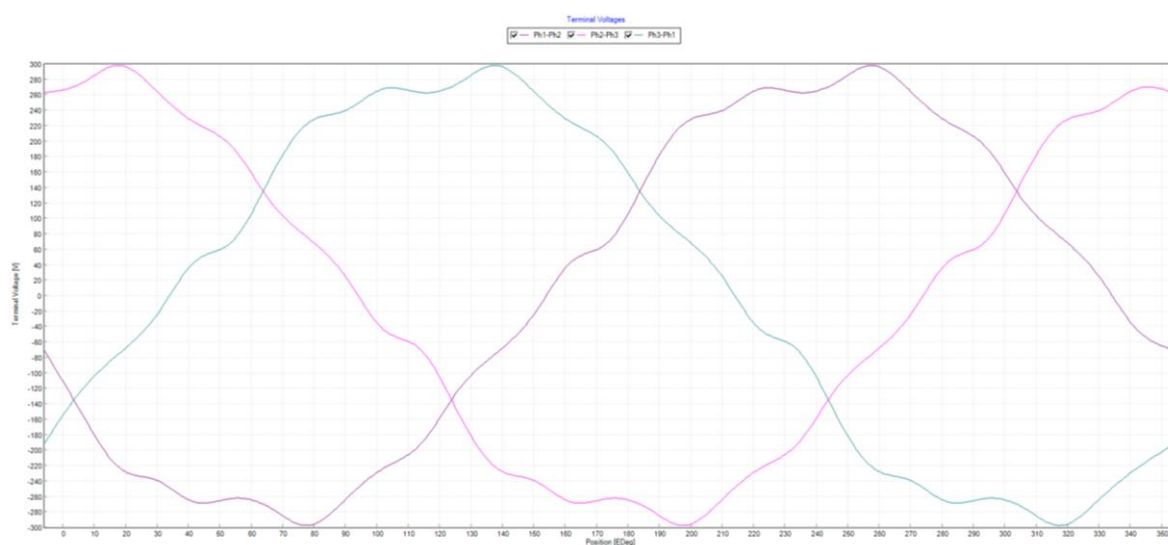


Рисунок 29 – График зависимости линейных напряжений в обмотке от электромагнитного угла

Мы можем видеть, что искажения напряжений значительны и достигают 7%. На искажение влияет множество причин, ШИМ модуляция, ЭДС самоиндукции в обмотках, обратная ЭДС, создаваемая ротором, изменение нагрузки на валу.

На рисунке 30 показан график зависимости линейных обратных ЭДС в обмотке статора.

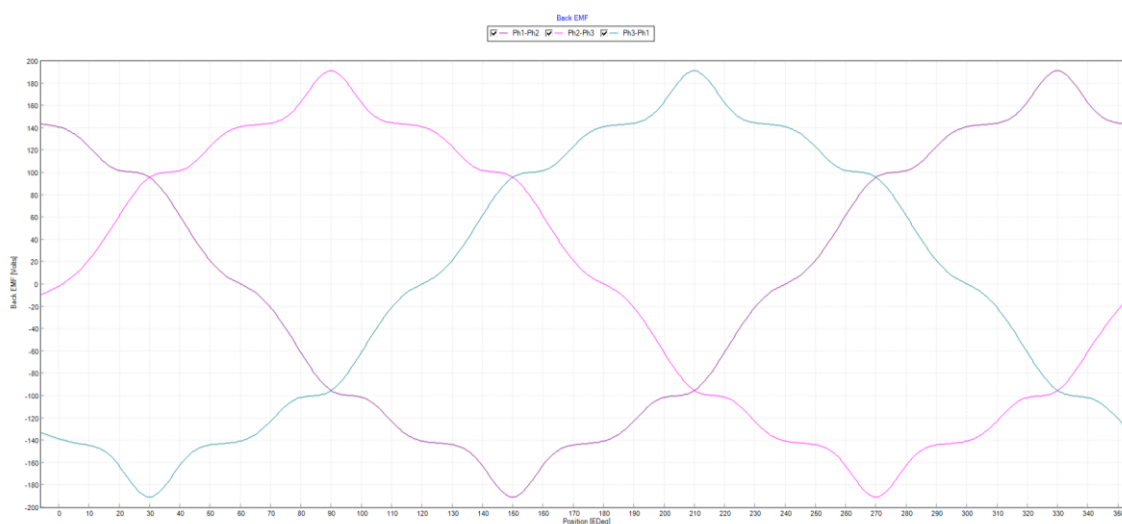


Рисунок 30 – График зависимости обратной ЭДС в обмотке от электромагнитного угла

На рисунке 31 показан график зависимости крутящего момента от электромагнитного угла.

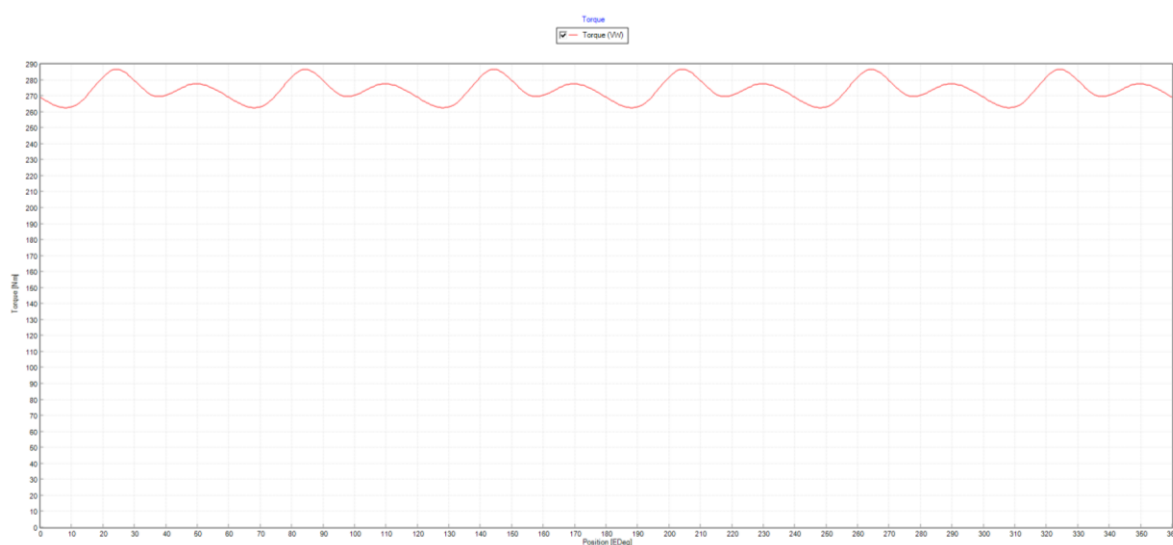


Рисунок 31 – График зависимости крутящего момента от электромагнитного угла

На графике мы можем наблюдать, что среднее значение крутящего момента составляет около 270Н·м, наблюдаются явные пульсации, которые из предыдущих расчетов составили 7,6%.

На рисунке 32 показан график зависимости крутящего момента от оборотов двигателя, из рисунка видно, что пиковое значение момента приходится примерно на 5000 об/мин.



Рисунок 32 – График зависимости крутящего момента от частоты оборотов вала

Для уменьшения пульсаций добавим небольшой скос статора и ротора, который позволит снизить пульсации обратной эдс и крутящего момента.

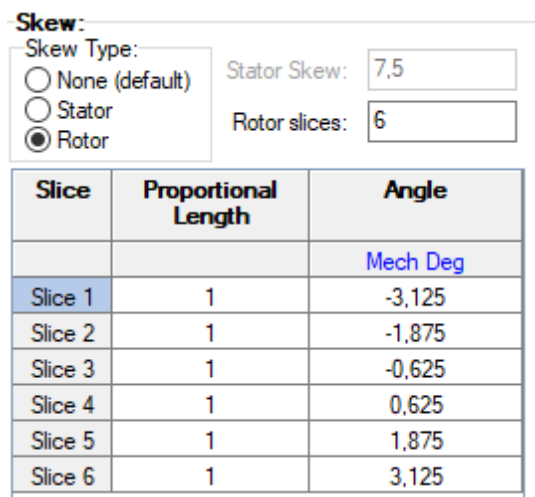


Рисунок 33 – Внедрение скоса статора и ротора

На рисунке 34 показана обратная эдс при введении скоса ротора и статора

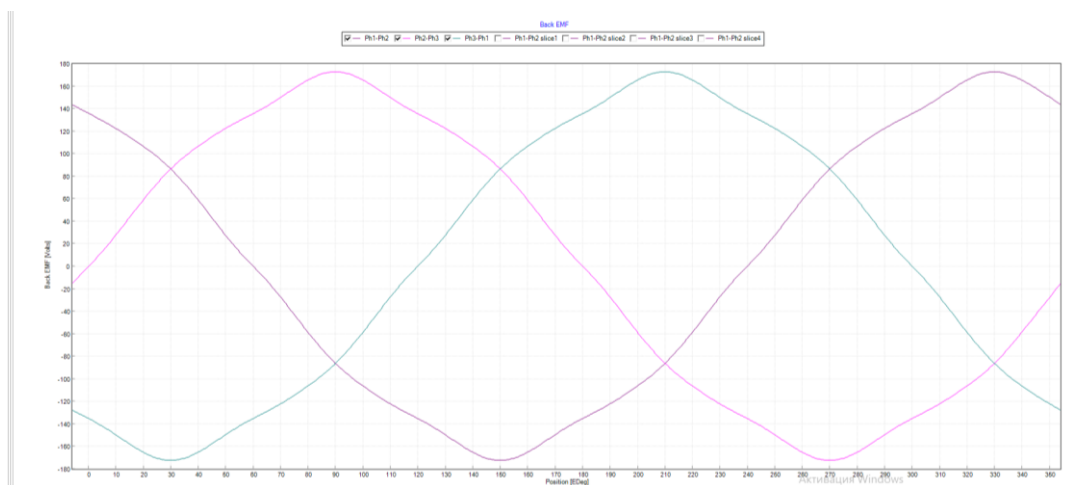


Рисунок 34 – График зависимости обратной ЭДС в обмотке от электромагнитного угла при введении скоса

На рисунке 35 показан график крутящего момента при введении скоса

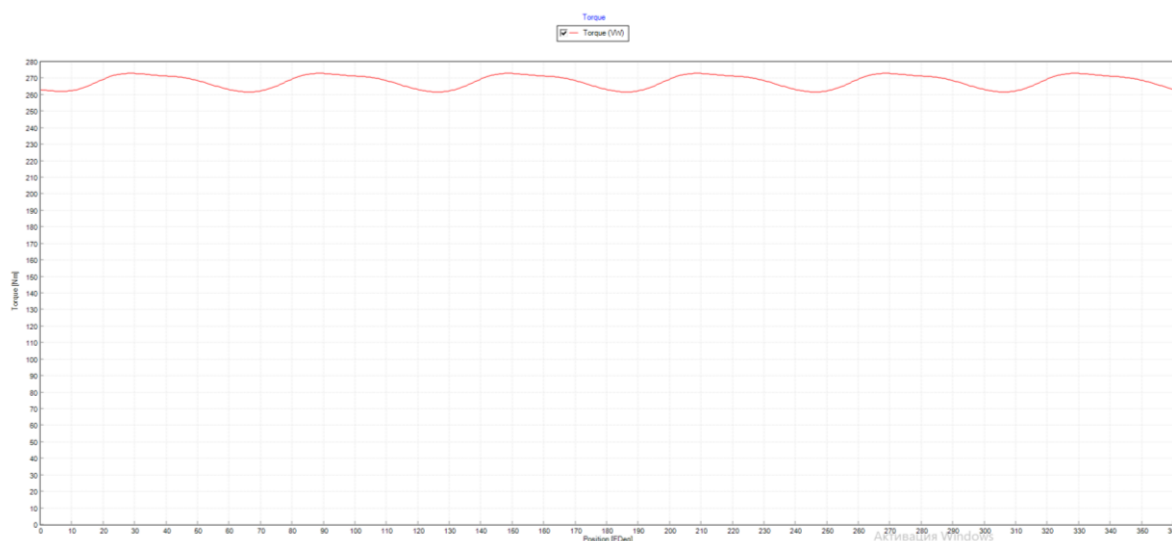


Рисунок 35 – График зависимости крутящего момента от электромагнитного угла при введении скоса

В данном разделе мы рассмотрели процесс электромагнитного моделирования в пиковом режиме, при максимальном рабочем токе 480А. В результате моделирования мы выяснили, что средний крутящий момент составил 270 Н·м, а средняя мощность мотора составила 85678 Вт, что соответствует заявленным техническим характеристикам разработчика. Внедрение скоса в статоре и роторе позволило снизить пульсации обратных ЭДС в обмотках и повысить стабильность работы. Рассмотрев характер тепловых потерь, мы можем сказать, что максимальное тепловыделение в пиковом режиме составило 6 кВт. Основной вклад в тепловыделение внесла постоянная составляющая в обмотках статорной обмотки, из чего мы можем предположить, что именно эта часть мотора будет оказывать максимальное тепловое воздействие на двигатель.

4 Тепловая модель электродвигателя

4.1 Тепловая модель пониженного порядка

Целью разработки моделей является получение данных о распределении температур внутри двигателя для разработки системы охлаждения.

«При составлении математической модели необходимо ввести ряд допущений:

- термические контактные сопротивления не учитываются;
- корпус мотора теплоизолирован;
- параметры модели усреднены» [26].

Тепловая модель пониженного порядка – это упрощенная математическая модель, которая аппроксимирует поведение более сложной, высокоразмерной тепловой системы с меньшим количеством переменных и уравнений. Цель – снизить вычислительную сложность и время моделирования, сохраняя при этом достаточную точность для решения поставленной задачи. Двигатель состоит из статора с обмотками, ротора с постоянными магнитами и корпуса. Когда двигатель работает, тепловая модель должна точно предсказывать его внутренние температуры в разных местах. Для первого описания будем использовать упрощенную модель, представляющую двигатель как однородную среду. При описании тепловых процессов используется закон теплопроводности Фурье, представляющий из себя набор дифференциальных уравнений, разрешимых относительно температуры объекта.

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k \cdot \nabla T) + Q \quad (3)$$

где ρ – плотность тела, кг/м³;

c_p – удельная теплоемкость тела, Дж/(кг· K);

T – температура тела, K;

t – время, сек;

∇ – оператор набла;

k – коэффициент теплопроводности материала, Вт/ (м·K)

Q – объемный источник тепла внутри тела, Вт/м³.

Данное уравнение описывает пространственно-временное распределение температуры в теле, а его решением является функция температуры, зависящая от координат и времени. Член уравнения Q описывает внутренние источники энергии в теле, например, протекающий ток в обмотках статора, вихревые токи и гистерезис в сердечнике статора. Потери в обмотках статора вызваны протеканием тока и их можно оценить по закону Джоуля-Ленца:

$$P = 3 \cdot I^2 \cdot R \quad (4)$$

где I – величина эффективного тока в обмотке статора, А;

R – сопротивление одной фазы статорной обмотки, Ом.

P – мощность потерь в обмотках, Вт

Сопротивление обмотки зависит от температуры, его необходимо определять при рабочей температуре двигателя. Ток статора зависит от нагрузки двигателя, его можно определить из паспортных данных двигателя при заданной мощности.

Расчет потерь в сердечнике статора должен учитывать несколько видов потерь. Потери на гистерезис возникают из-за перемагничивания стали при изменении магнитного потока. Они пропорциональны частоте вращения и

площади петли гистерезиса материала. Приблизительно потери на гистерезис можно оценить по следующей формуле:

$$P_h = K_h \cdot f \cdot B_m^n \cdot V \quad (5)$$

где P_h – потери на гистерезис, Вт;

K_h – коэффициент гистерезиса;

f – частота магнитного поля, Гц;

B_m – максимальная магнитная индукция в сердечнике, Тл;

n – показатель степени, зависит от материала стали;

V – объем сердечника, м³.

Коэффициент гистерезиса K_h и показатель степени n определяются из кривых намагничивания стали. Поле ротора является причиной перемагничивания сердечника статора, потери являются следствием переориентации доменов в статоре.

Потери на вихревые токи являются следствием изменения магнитного поля внутри статора. Изменяющееся поле внутри статора создает эдс, которая в свою очередь порождает вихревой ток. Приблизительно оценить потери на вихревые токи можно по следующей формуле:

$$P_e = K_e \cdot f^2 \cdot B_m^2 \cdot V \quad (6)$$

где P_e – потери на вихревые токи, Вт;

K_e – коэффициент вихревых токов;

f – частота магнитного поля, Гц;

B_m – максимальная магнитная индукция в сердечнике, Тл;

V – объем сердечника, м³.

Коэффициент вихревых токов зависит от материала стали, толщины пластин и их электропроводности.

Потери в сердечнике ротора описываются аналогичным способом.

Также потери присутствуют в постоянных магнитах ротора, преобладающие из которых вихревые. Для грубой оценки потерь на вихревые токи в магнитах можно использовать следующую формулу:

$$P_{\text{вихр}} = k_{\text{пм}} \cdot f^2 \cdot B_m^2 \cdot V \cdot \sigma \quad (7)$$

где $P_{\text{вихр}}$ – потери на вихревые токи, Вт;

$k_{\text{пм}}$ – коэффициент потерь в магнитах;

f – частота магнитного поля, Гц;

B_m – максимальная магнитная индукция в сердечнике, Тл;

V – объем сердечника, м³;

σ – проводимость материала магнита, См/м.

Коэффициент $k_{\text{пм}}$ сильно зависит от геометрии магнита. B_m сложно определить без использования метода конечных элементов, так как распределение поля внутри магнита неоднородно.

Рассмотрим общее упрощенное дифференциальное уравнение Фурье отдельно для обмотки статора без учета взаимодействия обмотки с сердечником статора и без учета конвективного теплообмена

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = a_w \cdot \left(\frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} \right) + \frac{Q_w(x, y, z)}{c_{pw} \cdot \rho_w} \quad (8)$$

где a_w – температуропроводность меди;

T_w – температура обмотки, К;

Q_w – внутренние объемные источники тепла в меди, Вт/м³;

c_{pw} – удельная теплоемкость меди, Дж/(кг·К);

ρ_w – плотность меди, кг/м³.

«Чтобы из бесчисленного количества этих явлений выделить рассматриваемый процесс и дать его полное математическое описание, к дифференциальному уравнению необходимо присоединить математическое описание всех частных особенностей рассматриваемого процесса» [13].

Данный тип уравнения решается численными методами, для расчета также необходимо задать граничные и начальные условия

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T_w}{\partial t} = a_w \cdot \left(\frac{\partial T_w^2}{\partial x^2} + \frac{\partial T_w^2}{\partial y^2} + \frac{\partial T_w^2}{\partial z^2} \right) + \frac{Q_w(x, y, z)}{c_{pw} \cdot \rho_w} \\ T_{\text{пов}}(x, y, z) = T_1 \\ -a_w \cdot \nabla T_w(x_1, y_1, z_1) = q \\ T(x, y, z, 0) = f(x, y, z) = T_{\text{amb}} \end{array} \right. \quad (9)$$

где $T_{\text{пов}}$ – функция температуры поверхности обмотки, К;

T_{amb} – начальная температура обмоток, К.

К основному уравнению, описывающему теплопередачу внутри обмотки были добавлены граничные и начальные условия. Граничное условие первого рода задает температуру на поверхности обмотки, а второе задает тепловой поток через начало обмотки. Начальное условие определяет температуру обмотки в начальный момент времени. Внутренним источником тепловыделения в нашем случае будет являться

Так как между обмоткой статора и сердечником происходит теплообмен, а также конвективный теплообмен с охлаждающей жидкостью, в систему уравнений необходимо внести следующие изменения

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T_w}{\partial t} = a_w \cdot \left(\frac{\partial T_w^2}{\partial x^2} + \frac{\partial T_w^2}{\partial y^2} + \frac{\partial T_w^2}{\partial z^2} \right) + \frac{Q_w(x, y, z)}{c_{pw} \cdot \rho_w} \\ \frac{\partial T_s}{\partial t} = a_s \cdot \left(\frac{\partial T_s^2}{\partial x^2} + \frac{\partial T_s^2}{\partial y^2} + \frac{\partial T_s^2}{\partial z^2} \right) + \frac{Q_s(x, y, z)}{c_{ps} \cdot \rho_s} + h_v(T_0 - T) \\ -a_w \cdot \nabla T_w(x_{out}, y_{out}, z_{out}) = -a_s \cdot \nabla T_s(x_{out}, y_{out}, z_{out}) \\ T_w(x_{out}, y_{out}, z_{out}) = T_s(x_{out}, y_{out}, z_{out}) \\ T_w(x, y, z, 0) = T_{amb} \\ T_w(x, y, z, 0) = T_{amb} \\ T_{pov.w} = T_1 \\ T_{pov.s} = T_1 \end{array} \right. \quad (10)$$

где T_s – температура сердечника статора, К;

a_s – температуропроводность стали; m^2/c ;

x_{out} – координата границы контакта, м;

y_{out} – координата границы контакта, м;

z_{out} – координата границы контакта, м;

$T_{pov.w}$ – температура поверхности обмотки, К;

$T_{pov.s}$ – температура поверхности сердечника статора, К;

h_v – коэффициент теплоотдачи окружающей среды, $Вт/(м^2 \cdot К)$;

T_0 – температура охлаждающей среды, К.

Здесь были добавлены дополнительные условия, учитывающие теплопередачу от одного объекта к другому с учетом непрерывности теплового потока и температуры на границе раздела.

Аналогичная система дифференциальных уравнений составляется для описания теплопередачи между магнитами ротора и его сердечником.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T_r}{\partial t} = a_r \cdot \left(\frac{\partial T_r^2}{\partial x^2} + \frac{\partial T_r^2}{\partial y^2} + \frac{\partial T_r^2}{\partial z^2} \right) + \frac{Q_r(x, y, z)}{c_{pr} \cdot \rho_r} \\ \frac{\partial T_m}{\partial t} = a_m \cdot \left(\frac{\partial T_m^2}{\partial x^2} + \frac{\partial T_m^2}{\partial y^2} + \frac{\partial T_m^2}{\partial z^2} \right) + \frac{Q_m(x, y, z)}{c_{pm} \cdot \rho_m} \\ -a_r \cdot \nabla T_r(x_{out}, y_{out}, z_{out}) = -a_m \cdot \nabla T_m(x_{out}, y_{out}, z_{out}) \\ T_r(x_{out}, y_{out}, z_{out}) = T_m(x_{out}, y_{out}, z_{out}) \\ T_r(x, y, z, 0) = T_{amb} \\ T_m(x, y, z, 0) = T_{amb} \\ T_{pov.r} = T_1 \\ T_{pov.m} = T_1 \end{array} \right. \quad (11)$$

где T_r – температура сердечника ротора, К;

T_m – температура магнита, К;

a_r – температуропроводность стали ротора, $\text{м}^2/\text{с}$;

a_m – температуропроводность магнита, $\text{м}^2/\text{с}$;

x_{out} – координата границы контакта, м;

y_{out} – координата границы контакта, м;

z_{out} – координата границы контакта, м;

$T_{pov.r}$ – температура поверхности сердечника ротора, К;

$T_{pov.m}$ – температура поверхности магнита, К.

«Существует множество методов решения задачи Фурье, большая часть которых громоздка и почти потеряла актуальность в связи с развитием численных методов» [20].

4.2 Применение метода конечных элементов (МКЭ)

Все системы уравнений невозможно решить аналитически, для этого используются численные методы. Общее уравнение теплопроводности (1) дискретизируется методом конечных элементов и представляется в виде:

$$D \cdot \vec{T} + K \cdot \vec{T} = \vec{q} \quad (12)$$

где $\vec{T}$ – узловый вектор температуры (матрица скаляров) сетки конечных элементов;

D – матрица конечных элементов, характеризующая удельную теплоемкость тела;

K – матрица конечных элементов, характеризующая теплопроводность тела;

$\vec{q}$ – узловый вектор внутренних источников тепла.

С изменением базиса и уменьшением порядка модели уравнение (9) может быть записано в форме пространства-состояний с использованием векторов статора и ротора двигателя

$$\begin{cases} \dot{\vec{x}}_s = A_s \cdot \vec{x}_s + B_s \cdot \vec{q}_s \\ \dot{\vec{t}}_s = C_s \cdot \vec{x}_s + D_s \cdot \vec{q}_s \\ \dot{\vec{x}}_r = A_r \cdot \vec{x}_r + B_r \cdot \vec{q}_r \\ \dot{\vec{t}}_r = C_r \cdot \vec{x}_r + D_r \cdot \vec{q}_r \end{cases} \quad (13)$$

где $\vec{x}_s, \vec{x}_r, \vec{q}_s, \vec{q}_r, \dot{\vec{t}}_r, \dot{\vec{t}}_s$ – векторы пространства состояний.

Используя МКЭ (метод конечных элементов), можно получить распределение температуры электродвигателя с учетом векторов объемных источников тепла

Проектирование системы охлаждения автомобиля начинается с выявления самого теплонагруженного режима для двигателя, например, резкие ускорения или полная нагрузка. В эти моменты двигатель развивает наибольший крутящий момент и обороты, что обеспечивает выход на пиковую мощность. Проведем моделирование режима, при котором будет достигнуто пиковое тепловыделение. На рисунке 1 представлен график зависимости

механической мощности на валу от числа оборотов двигателя при заданных параметрах напряжения.

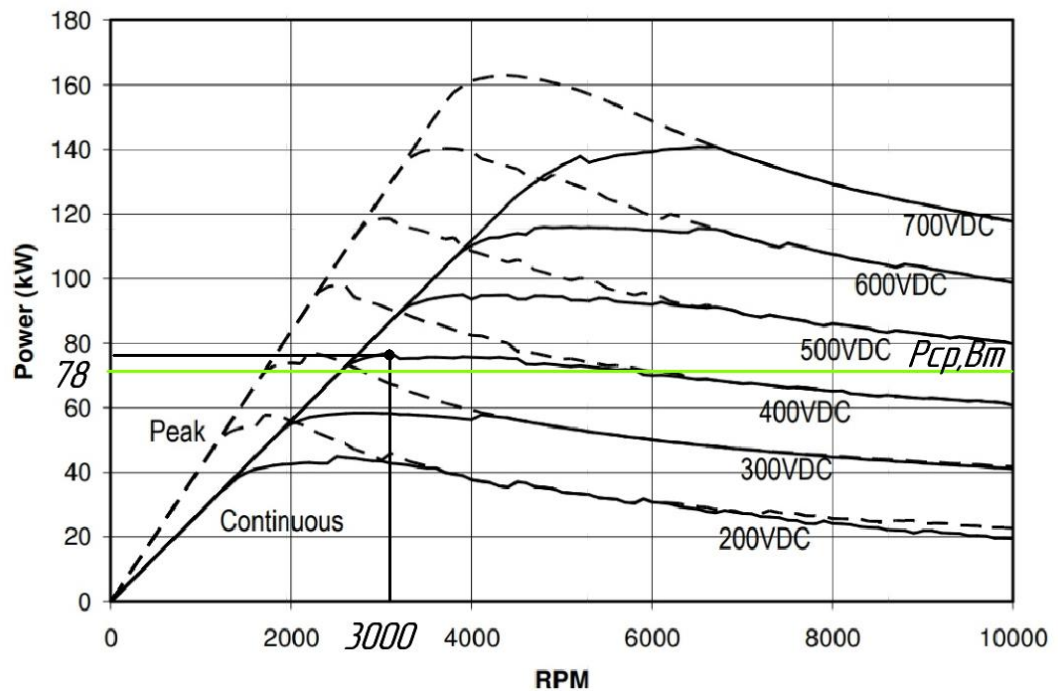


Рисунок 36 – График зависимости мощности электродвигателя от оборотов

Моделирование будем проводить в режиме максимального выделения мощности, которое будет достигаться при достижении 6500 об/мин. Амплитуду тока определим по формуле

$$i_m = \frac{2 \cdot P}{U_m} \quad (14)$$

где i_m – амплитуда тока в обмотках, А;

P – электрическая мощность в обмотках, Вт;

U_m – амплитуда напряжения на обмотках, В.

$$i_m = \frac{2 \cdot 80 \cdot 10^3}{350} = 457 \text{ A.}$$

Рассматриваемый режим является самым теплонагруженным, с учетом максимальной нагрузки на валу электромотора, фазовый сдвиг между током и напряжением составит около 30-40 градусов. В текущем разделе описаны математические модели теплопередачи между различными частями мотора с учетом влияния внутренних источников тепла и взаимодействия с окружающей средой. Модели позволяют более точно понимать распределение тепла в разных участках мотора. Также модели могут быть достаточно полезны для описания методики расчета систем охлаждения, так как позволяют установить связь между основными величинами. В следующем разделе будет произведено тепловое моделирование рассматриваемого ранее электродвигателя без системы охлаждения, чтобы в дальнейшем оценить вклад системы охлаждения и зафиксировать явное снижение различных частей электромотора.

4.3 Моделирование процессов теплопередачи в программе Ansys Motor-cad

Проведем моделирование режима с помощью программного обеспечения Ansys Motor-cad, которое использует метод конечно – элементного анализа для расчета системы. На рисунке 37 представлено распределение температуры в двигателе без системы охлаждения

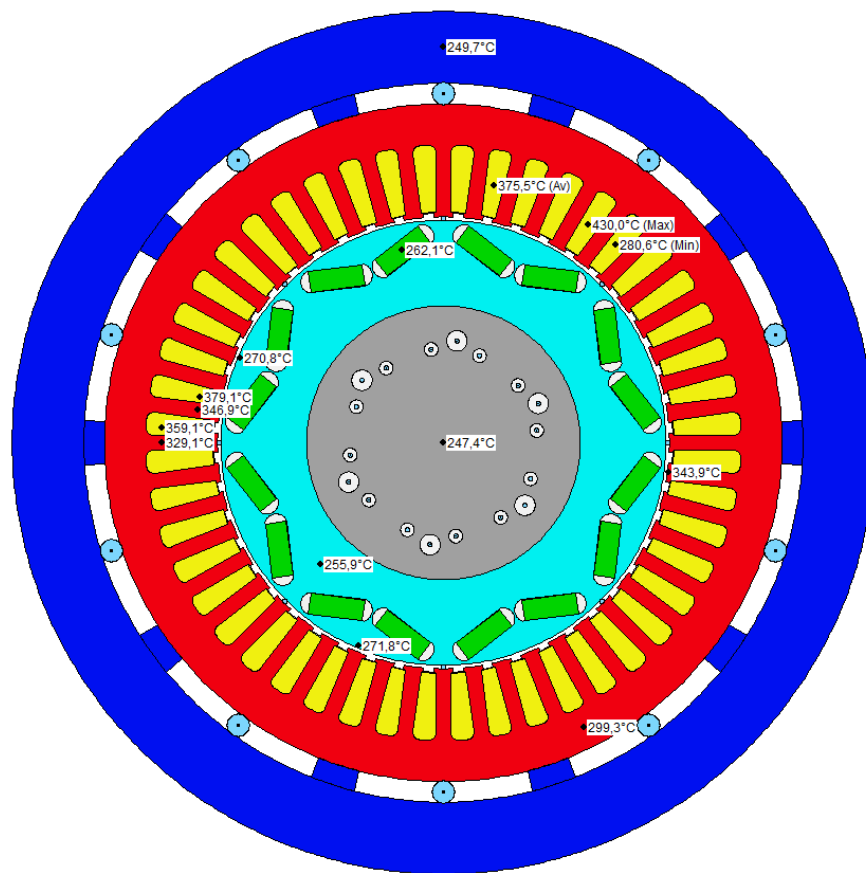


Рисунок 37 – Распределение температуры в двигателе без системы охлаждения

Как видно из распределения температуры, двигатель нуждается в системе охлаждения. Очевидно, что участком с самой высокой температурой стал участок с обмоткой, в которой протекает ток, температура там достигла

480 °C. На рисунках 38 и 39 показано распределение температурного поля в обмотках мотора.

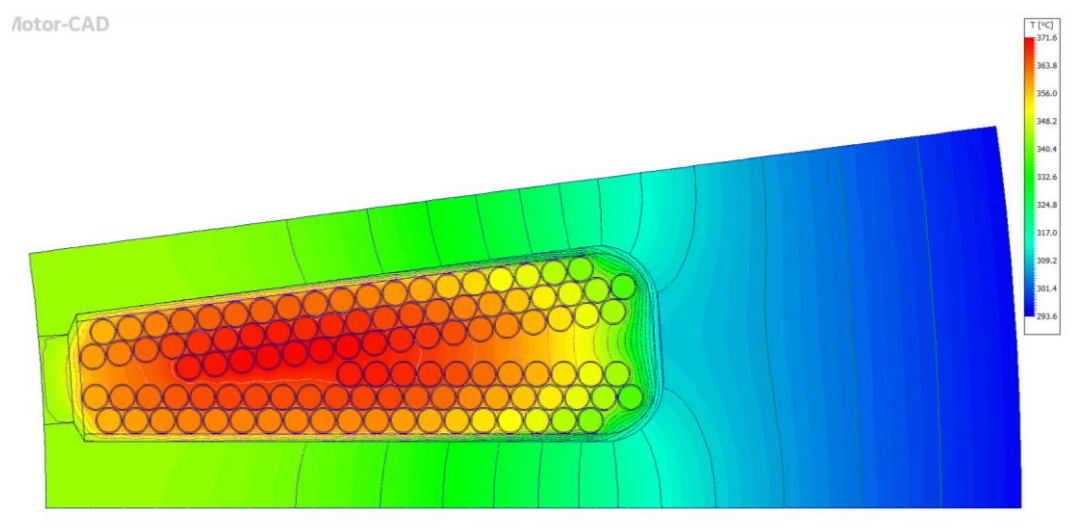


Рисунок 38 – Распределение температурного поля в статоре

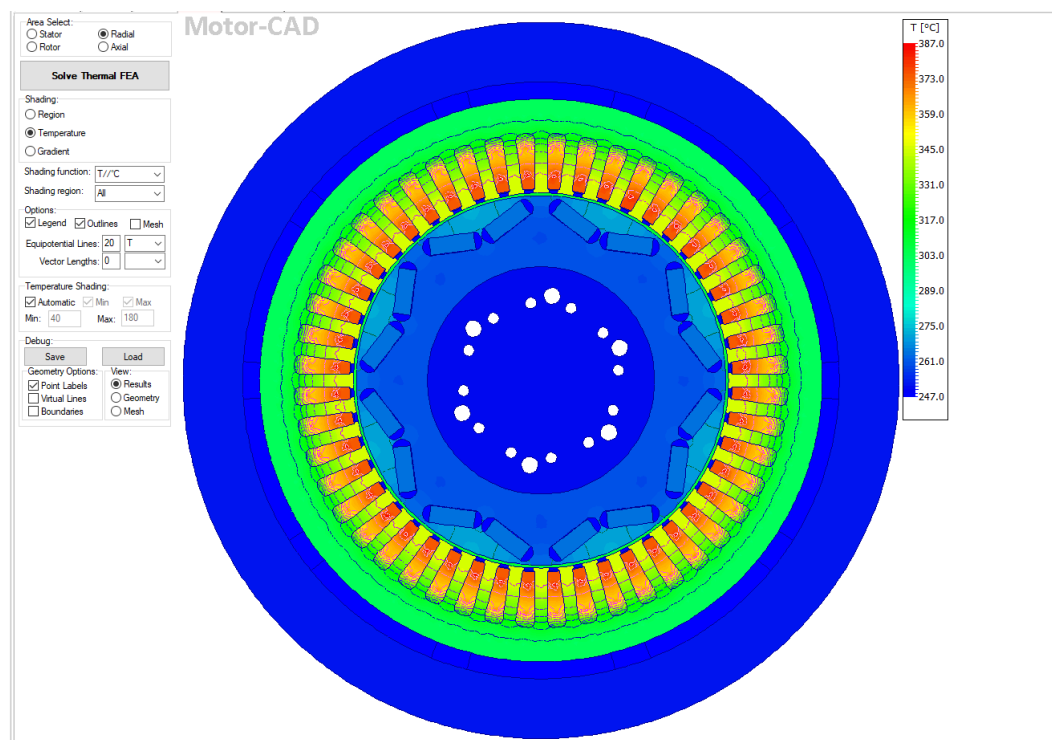


Рисунок 39 – Распределение температурного поля во всем двигателе

На рисунке 40 представлена зависимость мощности тепловыделения в двигателе от времени.

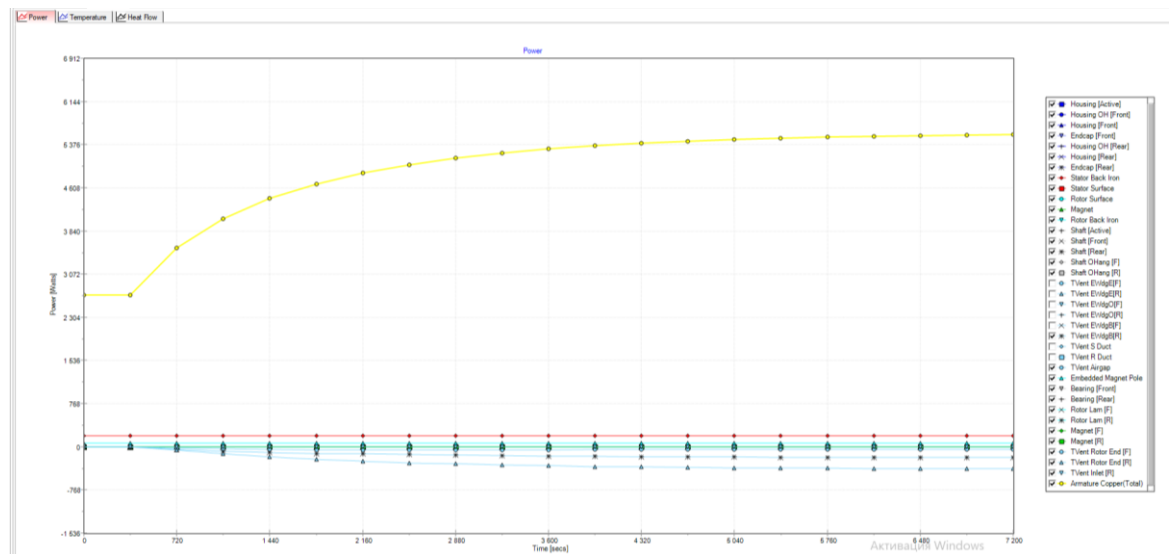


Рисунок 40 – Зависимость мощности тепловыделения в частях двигателя от времени

Установление стационарного режима тепловыделения наблюдается примерно через 60 минут непрерывной работы, а основной вклад в тепловыделение вносят обмотки статора, особенно постоянная составляющая. В ходе моделирования без системы охлаждения мы выяснили, что перегрев мотора достигает катастрофических значений, что явно свидетельствует о необходимости добавления продвинутой комбинированной системы охлаждения.

4.4 Анализ результатов

В ходе работы были описаны основные принципы распространения тепла внутри двигателя. Принципы основывались на системах дифференциальных уравнений теплопроводности Фурье, которые в дальнейшем могут преобразовываться в матрицы пространства состояний для машинного расчета. С помощью программного пакета Ansys Motor-cad были исследованы тепловые процессы внутри двигателя без системы охлаждения, было выявлено, что максимальная температура достигалась в районе обмоток статора двигателя и составила $370\text{ }^{\circ}\text{C}$, а тепловые потери в пиковом режиме составили 5048 Вт, это говорит нам о том, что двигателю такой мощности необходима жидкостная система охлаждения для эффективного устранения перегрева мотора.

В данной работе была разработана математическая модель процессов теплопередачи в синхронном двигателе. Модель учитывает тепловыделение в обмотках статора и ротора, теплопроводность активных и пассивных элементов, конвективный теплообмен с окружающей средой, внутренние тепловые потоки, модель решена методом конечных элементов. Модель адекватно описывает температурное поле двигателя в стационарном режиме работы, но требует дальнейшего развития для учета нестационарных процессов.

5 Расчет комбинированной системы охлаждения

5.1 Расчет жидкостной системы охлаждения

В ходе предыдущих расчетов было установлено, что в режиме пиковых нагрузок электродвигатель выделяет 6,5 КВт тепловой энергии. Для отвода такого объема тепла понадобится комбинированная система охлаждения, состоящая из жидкостной спиральной рубашки охлаждения, воздушного радиатора с вентилятором и общего жидкостного радиатора.

5.1.1 Расчет теплового потока

Электродвигатель выделяет 6,5КВт тепла в режиме максимальных нагрузок, так как система является комбинированной, целесообразно распределить количество отводимого тепла по системе охлаждения. Так как жидкостная система играет ключевую роль в отводе тепла, она будет отводить наибольшее его количество. Чтобы не делать систему слишком громоздкой, достаточно произвести расчет для 6КВт отводимого тепла, а остальную часть передать воздушному радиатору. «Процесс отдачи теплоты от поверхности тела к омывающей её жидкости или наоборот называется теплоотдачей, обычно сопровождается перемещением жидкой среды, является одним из видов конвективного теплообмена, носит название конвективной теплоотдачи» [1].

5.1.2 Выбор хладагента

Поскольку эксплуатация автомобиля будет осуществляться в различных регионах с различными температурными условиями, важно правильно подойти к выбору хладагента. «Для обеспечения надежной работы системы охлаждения охлаждающая жидкость не должна быть токсичной, а также не должна образовывать на омываемых поверхностях отложений, уменьшающих площади проходных сечений каналов и затрудняющих отвод тепла, и вызывать коррозию деталей системы.» [8].

Свой выбор остановим на 50% смеси этиленгликоля и воды, такой хладагент обладает рядом существенных преимуществ:

- Низкая температура замерзания. Смесь EGW 50/50 замерзает при значительно более низких температурах, чем вода, температура замерзания составляет -40°C , это будет особенно важно для регионов с холодным климатом;
- Высокая температура кипения. По сравнению с водой такая смесь закипает при 100°C , что снижает риск ее закипания;
- Хорошая теплоемкость. Смесь EGW 50/50 хорошо поглощает тепло и эффективно переносит его к радиатору рассеивания.
- Защита от коррозии. Этиленгликоль содержит ингибиторы коррозии, которые защищают металлические части системы от ржавчины и других видов коррозии.

5.1.3 Расчет массового расхода хладагента

Для расчета массового расхода хладагента будем использовать уравнение теплопередачи

$$Q = c_p \cdot m \cdot \Delta T \quad (35)$$

где m – массовый расход хладагента кг/с;

ΔT – допустимое изменение температуры хладагента, $^{\circ}\text{C}$;

c_p – удельная теплоемкость хладагента при постоянном давлении, Дж/Кг/ $^{\circ}\text{C}$.

Чтобы рассчитать массовый расход необходимо задать допустимое изменение температуры хладагента на входе и выходе системы. Обычно стараются обеспечить небольшой перепад в пределах 10°C , чтобы избежать сильного повышения температуры хладагента и обеспечить эффективное охлаждение

$$m = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{5000}{3504 \cdot 10} = 0,142 \text{ кг/с.}$$

Объемный расход можно рассчитать по следующей формуле:

$$q = \frac{m}{\rho} \quad (46)$$

где q – объемный расход хладагента, м³/с;

ρ – плотность хладагента при определяющей температуре, К.

Определяющей температурой в канале или трубе является средняя температура на входе и выходе системы. В реальных радиаторах приемлемым перепадом считается величина в пределах 6-12°C, температуру окружающей среды примем равной 40°C.

$$t_m = \frac{t_{\text{ж.вых}} + t_{\text{ж.вх}}}{2} \quad (17)$$

где $t_{\text{ж.вх}}$ – температура на входе рубашки охлаждения, °C;

$t_{\text{ж.вых}}$ – температура на выходе рубашки охлаждения, °C;

t_m – определяющая температура, °C.

$$t_m = \frac{75+65}{2} = 70 \text{ °C.}$$

На рисунке 41 изображена схема протекания жидкости в рубашке и размеры сечения трубки

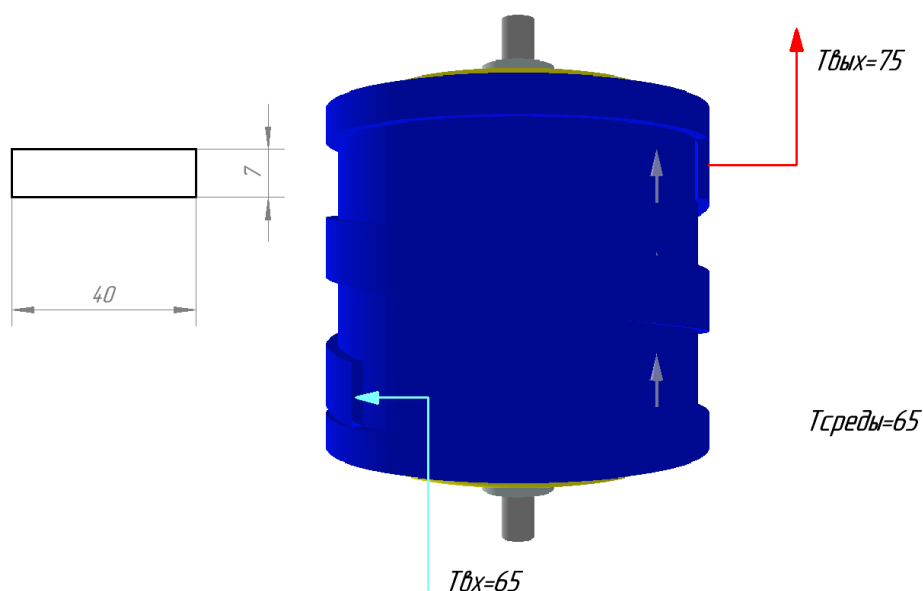


Рисунок 41 – схема протекания жидкости в рубашке охлаждения и размеры ее сечения

В таблице 8 будут представлены основные физические параметры хладагента при определяющей температуре.

Таблица 8 – Основные физические параметры жидкости при заданной температуре

$T_m, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{Вт/м/}^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{Дж/Кг/}^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^2/\text{сек}$	$\mu, \text{кг/м/сек}$	P_r
70	0,413	1048	3533	$1,19 \cdot 10^{-6}$	0,001248	10,67

$$q = \frac{m}{\rho} \cdot 1000 \cdot 60 = 8,1 \text{ л/мин.}$$

5.1.4 Определение скорости потока хладагента

Чтобы упростить расчет, примем, что поток хладагента является постоянным и непрерывным. Из формулы для определения потока жидкости определим скорость потока

$$q = S_{\text{сеч}} \cdot v_{\text{потока}} \quad (18)$$

где $S_{\text{сеч}}$ – площадь сечения канала рубашки, м^2 ;

$v_{\text{потока}}$ – скорость потока хладагента в канале, м/с

На рисунке 41 указаны размеры канала рубашки охлаждения, рассчитаем площадь сечения канала

$$S_{\text{сеч}} = 40 \cdot 10^{-3} \cdot 7 \cdot 10^{-3} = 280 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

$$v_{\text{потока}} = q / S_{\text{сеч}} = 0,48 \text{ м/с}.$$

Рассчитанная скорость жидкости является приемлемой, ее могут обеспечить большинство насосов с ШИМ управлением.

5.2 Определение температуры поверхности электродвигателя

Для определения температуры поверхности двигателя воспользуемся уравнением теплопередачи Ньютона, которое применяется для описания теплопередачи между телом и охлаждающей средой. Для упрощения будем считать, что все 5КВт тепла передаются путем конвекции.

$$P_k = \alpha_k \cdot S_{\text{пов}} \cdot (t_{\text{пов}} - t_{\text{среды}}) \quad (19)$$

где P_k – количество тепла, отводимое за счет конвекции, Вт;

α_k – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/м²·°С;

$S_{\text{пов}}$ – площадь поверхности охлаждения нагретого тела, м²;

$t_{\text{пов}}$ – температура поверхности нагретого тела, °С;

$t_{\text{среды}}$ – температура охлаждающей среды, °С.

Для стали М250-35А критической температурой является величина 110-120°С, необходимо не допустить перегрева сердечника статора. В режиме пиковых нагрузок приемлемой является температура порядка 90°С, которую мы возьмем в качестве отправной точки. «При расчете теплоотдачи конвекцией, как правило, решают одну из двух задач – прямую или обратную. При решении прямой задачи известной является мощность тепловых потерь, выделяемых в теле, а определяется температура нагрева этого тела. Расчет ведется чаще всего методом последовательных приближений. Порядок расчета следующий:

- задаются температурой нагрева тела $t_{\text{пов}}$;
- по таблицам в справочниках выбирают физические параметры, необходимые для расчета критериев подобия;
- выбирают критериальное уравнение, описывающее общий случай, к которому сводится данный конкретный случай теплообмена, и находят критерий Нуссельта;

- рассчитывают коэффициент теплоотдачи конвекцией;
- по формуле Ньютона определяют температуру нагрева тела.

Если рассчитанная и заданная температуры нагрева тела примерно одинаковые, то расчет заканчивают. Если заданная и рассчитанная температуры нагрева тела сильно отличаются друг от друга, то задаются следующим значением температуры нагрева тела и повторяют расчет.

При решении обратной задачи по известной температуре нагрева тела, используя уравнение Ньютона и необходимые критериальные уравнения, рассчитывают тепловую мощность, отдаваемую конвекцией от нагретого тела в охлаждающую среду» [10].

Исходные данные:

$$P_k = 5 \text{ кВт}$$

$$S_{\text{пов}} = 0,142 \text{ м}^2$$

$$t_{\text{пов}} = 90^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{среды}} = T_m = 70^\circ\text{C}$$

Для решения задачи требуется найти коэффициент теплоотдачи конвекцией, который можно рассчитать по следующей формуле:

$$\alpha_k = \frac{N_u \cdot \lambda}{l} \quad (20)$$

где N_u – критерий Нуссельта;

λ – коэффициент теплопроводности среды, Вт/м/°C;

l – определяющий размер, характерный для тела данной геометрии, м.

В нашем случае определяющим размером будем считаться диаметр канала, по которому протекает жидкость. Для труб прямоугольного сечения требуется рассчитать гидравлический диаметр, который можно вычислить по следующей формуле:

$$d_{\Gamma} = \frac{4 \cdot S_{\text{сечения}}}{P} \quad (21)$$

где d_{Γ} – гидравлический диаметр канала, м;

P – периметр канала, м.

$$d_{\Gamma} = (4 \cdot 280 \cdot 10^{-6}) / (2 \cdot (40 \cdot 10^{-3} + 7 \cdot 10^{-3})) = 0,0119 \text{ м.}$$

Чтобы определиться с выбором критериального уравнения Нуссельта потребуется рассчитать критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{v_{\text{потока}} \cdot d_{\Gamma}}{\nu} \quad (22)$$

где Re – критерий Рейнольдса;

ν – кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$.

$$Re = \frac{0,48 \cdot 0,0119}{1,305 \cdot 10^{-6}} = 4377.$$

«Развитый турбулентный режим движения в технических трубопроводах устанавливается при значениях числа Рейнольдса $Re = 1 \cdot 10^4$ и выше» [23].

При вынужденном движении охлаждающей среды в трубах или каналах $Re_{\text{кр}} = 2000 \dots 2300$. При подсчете критерия Рейнольдса в качестве определяющей скорости принимается средняя по сечению скорость потока v .

При переходных режимах течения охлаждающей среды ($2000 < Re < 10\,000$) для расчета теплоотдачи в трубах и каналах рекомендуется следующее критериальное уравнение:

$$N_u = k \cdot E \quad (23)$$

где k – табличный безразмерный коэффициент;

E – безразмерный параметр.

$$E = Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (24)$$

где Pr – критерий Прандтля при определяющей температуре;

Pr_s – критерий Прандтля при температуре поверхности охлаждаемого тела.

Критерий Прандтля рассчитаем по формуле:

$$Pr = \frac{\mu \cdot g \cdot Cp}{\lambda} \quad (25)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости среды кг/м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с².

$$Pr = \frac{0,00124 \cdot 9,8 \cdot 3532}{0,413} = 10,67$$

$$Pr_s = \frac{0,0009 \cdot 9,8 \cdot 3644}{0,418} = 7,86$$

$$E = 10,67^{0,43} \cdot \left(\frac{10,67}{7,86} \right)^{0,25} = 2,99$$

$$N_u = 11,7 \cdot 2,99 = 35,02$$

Из формулы 20 определим коэффициент теплоотдачи конвекцией

$$\alpha_k = \frac{35,02 \cdot 0,413}{0,0119} = 1215$$

Из формулы 19 определим температуру поверхности тела

$$T_{\text{пов}} = \frac{5000}{1215 \cdot 0,142} + 70 = 94^{\circ}\text{C}$$

В ходе вычислений мы выяснили, что расчетные параметры системы охлаждения и параметры охлаждающей жидкости удовлетворяют изначального заданным условиям.

5.3 Расчет воздушного радиатора

Система охлаждения является комбинированной, основную часть тепла, выделяемую мотором, отводит жидкость, но, чтобы облегчить работу системы, необходим воздушный радиатор, который будет располагаться на корпусе мотора и охлаждаться набегающими потоками воздуха.

5.3.1 Расчет температуры основания радиатора

В таблице 9 представлены исходные данные для расчета

Таблица 9 – Исходные данные для расчета

Тепловая мощность Q, Вт	Температура двигателя T _{мот} , °C	Температура воздуха T _{возд} , °C
1000	90	50

В таблице 10 задана геометрия радиатора

Таблица 10 – Геометрия радиатора

Ширина, Н, м	Высота, D, м	Длина, М	Толщина ребра, s, м	Расстояние между ребрами, b, м	Длина ребра, h, м	Высота основания радиатора, S, м	Материал
0,2	0,2	0,2	$0,8 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$	0,17	0,03	Алюминий

Радиатор своим основанием контактирует с корпусом мотора, контактную площадь вычислим по формуле:

$$S_{\text{конт}} = H \cdot D \quad (26)$$

где $S_{\text{конт}}$ – площадь контактной поверхности, м^2 .

$$S_{\text{конт}} = 0,2 \cdot 0,2 = 0,04 \text{ м}^2.$$

Тепло передается от двигателя к воздуху через последовательную цепочку:

– термическое сопротивление контакта между двигателем и основанием радиатора ($R_{\text{конт}}$);

– термическое сопротивление самого радиатора (от основания и ребер к воздуху) ($R_{\text{рад}}$).

Общее тепловое сопротивление рассчитаем по формуле:

$$R_{\text{сум}} = R_{\text{конт}} + R_{\text{рад}} \cdot \quad (27)$$

где $R_{\text{сум}}$ – общее тепловое сопротивление, $^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$.

Рассчитаем общее тепловое сопротивление $R_{\text{сум}}$

$$R_{\text{сум}} = 1000 / (90 - 50) = 0,04 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Тепловое сопротивление контакта сильно зависит от качества обработки поверхностей, силы прижима и наличия термопасты.

Контактное сопротивление рассчитаем по формуле:

$$R_{\text{конт}} = \frac{1}{h_{\text{конт}} \cdot S_{\text{конт}}} \cdot \quad (28)$$

где $h_{\text{конт}}$ – коэффициент термической проводимости контакта, Вт/(м²·К).

Для поверхности с термопастой и хорошим контактом примем $h_{\text{конт}} = 2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

$$R_{\text{конт}} = 1 / (2000 \cdot 0,04) = 0,0125 \text{ К}/\text{Вт}$$

Температуру основания радиатора рассчитаем по следующей формуле:

$$T_{\text{осн}} = T_{\text{мот}} - Q \cdot R_{\text{конт}} \cdot \quad (29)$$

где $T_{\text{осн}}$ – температура основания радиатора, °С.

$$T_{\text{осн}} = 90 - 1000 \cdot 0,0125 = 77,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.3.2 Расчет тепловой мощности радиатора

На рисунке 42 представлен эскиз радиатора с указанием направления протекания воздуха

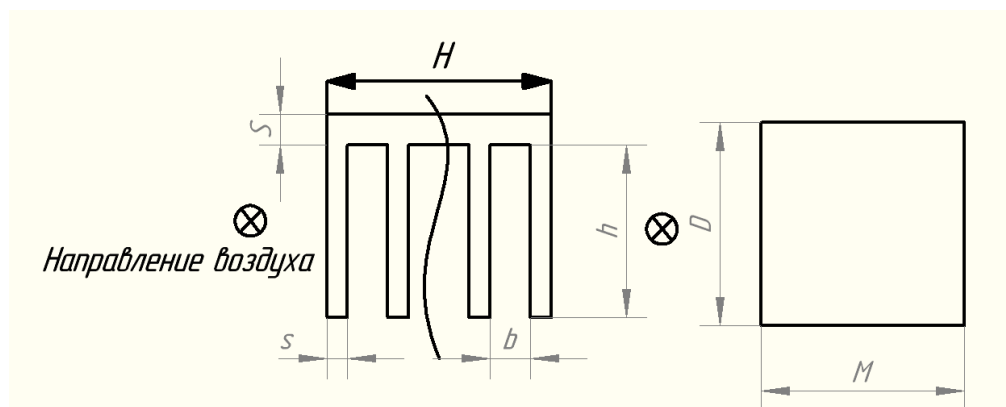


Рисунок 42 – эскиз радиатора с указанием направления протекания воздуха

Воздух в радиаторе протекает в нескольких направлениях, между ребрами, снаружи вдоль боковой поверхности, поперек торцевой поверхности. В таблице 11 представлены площади поверхностей радиатора

Таблица 11 – Площади поверхностей радиатора

Площадь боковой поверхности $S1, \text{м}^2$	Площадь внутренней поверхности $S2, \text{м}^2$	Площадь торцевой поверхности $S3, \text{м}^2$
0,131	4,78	0,032

При протекании воздушного потока между ребер, можно рассматривать данный тип движения как протекание в канале. Рассчитаем определяющую температуру, как среднюю температуру среды в канале.

$$t_m = (54 + 50) / 2 = 52 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{\text{возд}} = 1,08 \text{ кг/м}^3$$

$$\nu_{\text{возд}} = 18,32 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$v_{\text{возд}} = 28 \text{ м/с}$$

$$\lambda_{\text{возд}} = 0,028 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$$

$$\lambda_{\text{алюм}} = 200 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$$

$$\text{Pr} = 0,698$$

$$\text{Prs} = 0,697$$

Рассчитаем гидравлический диаметр канала

$$d_r = (2 \cdot b \cdot h) / (b + h) = 3,95 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Рассчитаем критерий Рейнольдса

$$\text{Re}_2 = (28 \cdot 3,95 \cdot 10^{-3}) / 18,32 \cdot 10^{-6} = 6037.$$

Значение критерия Рейнольдса свидетельствует о переходном режиме течения воздуха в канале. Для определения критерия Нуссельта будем использовать формулу 23

$$k = 10,3$$

$$E = 0,857$$

$$\text{Nu}_2 = 8,82$$

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda}{d_r} = \frac{8,82 \cdot 0,028}{3,95 \cdot 10^{-3}} = 62,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Расчет эффективности ребер.

Эффективность ребра зависит от его геометрии, теплопроводности материала и коэффициента теплоотдачи. Для прямого прямоугольного ребра с учетом теплоотдачи с торца используется формула:

$$\eta_{\text{ребра}} = \frac{\tanh(m \cdot H_c)}{m \cdot H_c}. \quad (30)$$

где H_c – скорректированная высота ребра, м;

m – параметр ребра, м.

$$H_c = 0,17 + (8 \cdot 10^{-3}) / 2 = 0,1704 \text{ м.}$$

$$m = \sqrt{\frac{(2 \cdot 62,5)}{200 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}} = 35,16.$$

$$\eta_{\text{ребра}} = \tanh(35,16 \cdot 0,1704) / (35,16 \cdot 0,1704) = 0,6.$$

Расчет эффективной площади теплообмена произведем по следующей формуле:

$$S_{\text{эфф}} = S_2 \cdot \eta_{\text{ребра}} \quad (31)$$

где $S_{\text{эфф}}$ — эффективная площадь теплоотдачи, м^2 .

$$S_{\text{эфф}} = 4,78 \cdot 0,6 = 2,86 \text{ м}^2$$

Расчет мощности теплоотдачи с поверхности между ребер

$$P_2 = 62,5 \cdot 2,86 \cdot 4 = 700 \text{ Вт}.$$

Также набегающий воздух протекает вдоль боковых поверхностей радиатора S_1 , в этом случае будут использовать иные уравнения для критериев. Так как радиатор присоединен основанием к электродвигателю, то продольно обдуваются 3 стенки радиатора.

$$S_{11} = 0,091 \text{ м}^2.$$

В качестве определяющей температуры, при которой выбираются все физические параметры охлаждающей среды, принимается температура набегающего потока, а в качестве определяющего размера — длина стенки l по направлению потока.

$$\nu_{\text{возд}} = 17,96 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$v_{\text{возд}} = 20 \text{ м/с}$$

$$\lambda_{\text{возд}} = 0,029 \text{ Вт/(м·К)}$$

$$\lambda_{\text{алюм}} = 200 \text{ Вт/(м·К)}$$

$$Pr = 0,696$$

$$Re_1 = (20 \cdot 0,2) / 17,96 \cdot 10^{-6} = 226110$$

Критическое число Рейнольдса для перехода к турбулентному течению над плоской стенкой обычно составляет около 5×10^5 . Наше Re ($\approx 2,2 \times 10^5$) находится ниже этого значения, что формально соответствует ламинарному течению. Однако при таких высоких скоростях и на реальной поверхности с возможными неровностями течение может перейти в турбулентное раньше. Воспользуемся корреляцией числа Нуссельта для турбулентного режима по формуле

$$Nu_1 = 0,032 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \quad (32)$$

где Re_1 – критерий Рейнольдса при течении вдоль стенки;

Nu_1 – критерий Нуссельта при течении вдоль стенки;

$$Nu_1 = 0,032 \cdot 226110^{0,8} \cdot 0,696^{0,33} = 545,3.$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = \frac{545,3 \cdot 0,029}{0,2} = 76,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Расчет мощности теплоотдачи с поверхности

$$P_1 = 76,3 \cdot 0,131 \cdot 32 = 319,8 \text{ Вт}.$$

Часть воздушного потока поперечно набегает на радиатор, для определения критерия Нуссельта будем использовать следующее уравнение

$$Nu_3 = 0,226 \cdot Re_3^{0,6} \cdot Pr^{0,4} \quad (33)$$

где Re_3 – критерий Рейнольдса при поперечном течении;

Nu_3 – критерий Нуссельта при поперечном течении.

$$Re_3 = (20 \cdot 0,2) / 17,96 \cdot 10^{-6} = 226110$$

$$Nu_3 = 0,226 \cdot 226110^{0,6} \cdot 0,696^{0,4} = 318,9$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_3 = \frac{318,9 \cdot 0,029}{0,2} = 44,6 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Расчет мощности теплоотдачи с поверхности

$$P_3 = 44,6 \cdot 0,032 \cdot 32 = 46,2 \text{ Вт}$$

Суммарная мощность теплоотвода составит

$$P_{\text{сум}} = 700 + 319,8 + 46,2 = 1066 \text{ Вт}.$$

По расчетам можно сделать вывод, что радиатор данных габаритов способен отводить мощность более 1 кВт, что является достаточным для рассматриваемой системы. Для большинства электромоторов, особенно тех, что работают под значительной нагрузкой (как в электромобилях), наличие эффективной системы охлаждения абсолютно необходимо. Чаще всего эта

система включает в себя алюминиевый корпус с ребрами, выполняющий функцию пассивного радиатора, который может быть дополнен принудительным обдувом или жидкостным охлаждением для повышения эффективности.

5.4 Расчет жидкостного радиатора

Радиатор фактически представляет собой теплообменный аппарат для воздушного охлаждения жидкости, поступающей от нагретых деталей двигателя. За основу конструкции примем трубчато-пластинчатый радиатор, представленный на рисунке 43. «Теплообменными аппаратами называются устройства, предназначенные для обмена теплотой между теплоносителями.» [4]. «Характеристика «пластинчато-ребристый» описывает тип теплообменной поверхности, из которой образуется теплообменник. Например, трубчатый теплообменник создается с помощью системы труб; трубчато - ребристый ТА – из системы труб, «покрытых» для увеличения поверхности специальными ребрами» [25]. «Таким образом, добавление ребра к объекту увеличивает площадь поверхности и иногда может быть экономичным решением проблем теплопередачи» [27].

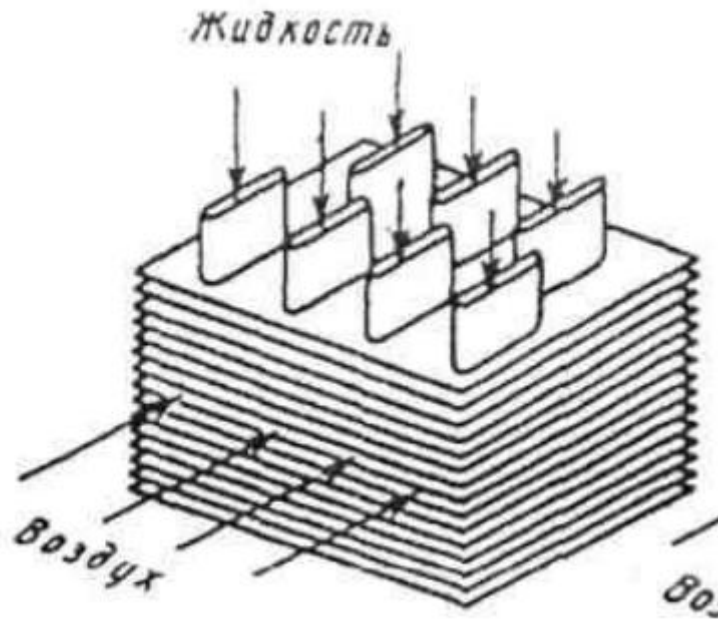


Рисунок 43 – Трубчато-пластинчатый радиатор

Рассчитаем суммарное проходное сечение трубок радиатора по формуле:

$$F_{\text{ж}} = \frac{Q}{c_p \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot \Delta t_{\text{ж}} \cdot v_{\text{ж}}} \quad (34)$$

где $F_{\text{ж}}$ – суммарное проходное сечение трубок радиатора, м^2 .

$$F_{\text{ж}} = \frac{5000}{3500 \cdot 1050 \cdot 10 \cdot 0,5} = 2,721 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 272,1 \text{ мм}^2$$

Живое сечение одной трубки рассчитаем по формуле:

$$f_{\text{ж}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{внутр}}^2}{4} \quad (35)$$

где $f_{\text{ж}}$ – проходное сечение трубки радиатора, мм^2 ;

$d_{\text{внутр}}$ – внутренний диаметр трубки, мм.

Примем внутренний диаметр $d_{\text{внутр}}$ равным 6 мм

$$f_{\text{ж}} = (3,14 \cdot 6^2)/4 = 28,3 \text{ мм.}$$

Рассчитаем суммарное число трубок по формуле:

$$n_{\text{труб.сум}} = \frac{F_{\text{ж}}}{f_{\text{ж}}} \quad (36)$$

Где $n_{\text{труб.сум}}$ – суммарное число трубок в радиаторе.

$$n_{\text{труб.сум}} = 272,1/28,3 \approx 10.$$

Так как количество трубок получилось большим, расположим их в 2 ряда по 5 трубок в каждом ряду.

При принудительной конвекции температурный перепад жидкости в радиаторе находится в пределах 5 – 15 °С, примем перепад $\Delta t_{\text{ж}} = 10$ °С.

Так как жидкость протекает в трубках, необходимо рассчитать коэффициент теплоотдачи жидкости к трубкам, используя критериальные зависимости.

Определим число Рейнольдса для жидкости в трубках

$$Re_{\text{ж}} = (0,5 \cdot 0,006)/(1,29 \cdot 10^{-6}) = 2521$$

Это значение больше 2300 указывает на то, что поток в канале, находится в турбулентном режиме.

Рассчитаем критерий Нуссельта для турбулентного режима

Критерий Нуссельта для данного режима через корреляцию Гнелинского по формуле:

$$N_{\text{ж}} = \left(\left(\frac{f}{8} \cdot (Re_{\text{ж}} - 1000) \cdot Pr_{\text{ж}} \right) / \left(1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8} \cdot \left(Pr_{\text{ж}}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \right) \right) \quad (37)$$

где f – коэффициент гидравлического сопротивления.

Коэффициент гидравлического сопротивления определим по формуле:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,8 \cdot \log\left(\frac{6,9}{Re_{\text{ж}}}\right)$$

$$f = 0,04076$$

$$N_{\text{ж}} = \left(\left(\frac{0,04076}{8} \cdot (2521 - 1000) \cdot 5,7 \right) / \left(1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{0,04076}{8} \cdot \left(5,7^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \right) \right) = 28,1.$$

Вычислим коэффициент теплоотдачи жидкости к стенке трубки

$$\alpha_{\text{ж}} = (28,1 \cdot 0,47) / (0,006) = 2204 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Вычислим эквивалентный диаметр канала между трубками и пластинами оребрения в просветах на входе по формуле

$$d_{\text{г.яч}} = \frac{4 \cdot f_{\text{яч}}}{P_{\text{яч}}} \quad (38)$$

где $d_{\text{г.яч}}$ – гидравлический диаметр канала между трубками и пластинами, м;

$f_{\text{яч}}$ – площадь сечения канала, м^2 ;

$P_{\text{яч}}$ – периметр канала, м.

На рисунке 44 будут представлены эскизы геометрии радиатора

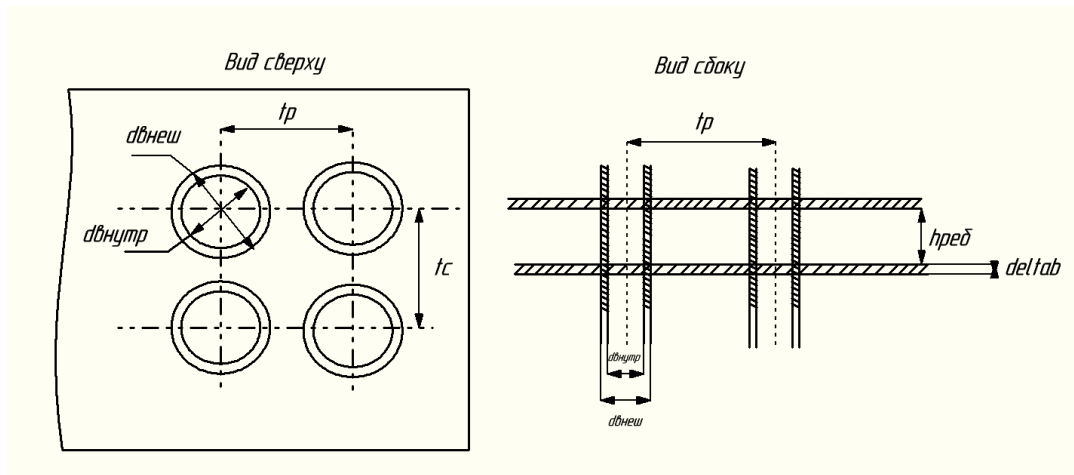


Рисунок 44 – Эскиз геометрии радиатора

Примем типичную толщину трубки $\delta_{ст}$ 0,5 мм, тогда внешний диаметр трубки составит $d_{внеш} = 7$ мм, шаг пластин оребрения $h_{реб}$ примем равным 1,85 мм, толщину пластины оребрения примем равной $\delta_{реб} = 0,15$ мм, поперечный шаг – это расстояние между центрами трубок в одном ряду (перпендикулярно потоку воздуха) $t_p = 10,5$ мм, продольный шаг t_c – это расстояние между центрами трубок в соседних рядах (параллельно потоку воздуха) $t_c = 8,4$ мм.

$$f_{яч} = (t_p - d_{внеш}) h_{реб} = (10,5 - 7) \cdot 1,85 = 6,47 \text{ мм}^2.$$

$$P_{яч} = 2 \cdot ((t_p - d_{внеш}) + h_{реб}) = 2 \cdot ((10,5 - 7) + 1,85) = 11 \text{ мм}.$$

$$d_{г.яч} = (4 \cdot 6,47) / 11 = 3,7 \text{ мм}.$$

Определим температурный перепад воздуха в решетке, который в большинстве случаев не превышает 30°C. Температуру воздуха на входе $t_{возд.вх}$ примем равной 40°C, перепад температуры примем равным $\Delta t_{возд} = 25^\circ\text{C}$.

Рассчитаем среднюю определяющую температуру охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор по формуле:

$$t_{\text{ср.возд}} = \frac{t_{\text{возд.вх}} + (t_{\text{возд.вх}} + \Delta t_{\text{возд}})}{2} \quad (39)$$

где $t_{\text{ср.возд}}$ – средняя определяющая температура воздуха, °С.

$$t_{\text{ср.возд}} = (40 + (40 + 25)) / 2 = 52,5 \text{ °С.}$$

Рассчитаем критерий Рейнольдса, примем скорость набегающего потока воздуха $v_{\text{возд}} = 20 \text{ м/с}$

$$Re_v = (20 \cdot 3,7 \cdot 10^{-3}) / (18,32 \cdot 10^{-6}) = 4295.$$

Значение $Re = 4295$ находится выше критического числа, что указывает на турбулентный режим течения воздуха в каналах радиатора.

Для определения критерия Нуссельта воспользуемся корреляцией Гнелинского по формуле N

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,8 \cdot \log\left(\frac{6,9}{4295}\right)$$

$$f = 0,0404.$$

$$N_{\text{ж}} = \left(\left(\frac{0,0404}{8} \cdot (4295 - 1000) \cdot 0,7 \right) / \left(1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{0,0404}{8} \cdot \left(0,7^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \right) \right) = 14,35.$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи от трубки к воздуху

$$\alpha_v = (14,35 \cdot 0,028) / (0,0037) = 108,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определим полный коэффициент теплопередачи радиатора по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{ор}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ж}} \cdot f_{\text{ор}}}} \quad (40)$$

где K – полный коэффициент теплопередачи радиатора (Вт/м²·К);

$\eta_{\text{ор}}$ – коэффициент эффективности оребрения;

$f_{\text{ор}}$ – коэффициент оребрения трубок решетки;

$\lambda_{\text{ст}}$ – теплопроводность алюминия, Вт/м·К.

$\eta_{\text{ор}}$ примем равным 0,9. Коэффициент оребрения рассчитаем по следующей формуле:

$$f_{\text{ор}} = \frac{F_2}{F_1} \quad (41)$$

где F_2 – суммарная поверхность трубки и ребра, припаянного к ней, м²;

F_1 – площадь внешней поверхности трубки, м².

Площадь наружной поверхности гладкой трубки на длине, равной шагу ребра

$$F_{\text{тр}} = \pi \cdot d_{\text{внеш}} \cdot h_{\text{реб}} = 3,14 \cdot 7 \cdot 2 = 43,96 \text{ мм}^2.$$

Площадь трубки между ребрами

$$F_{\text{тр.межд.ребр}} = \pi \cdot d_{\text{внеш}} \cdot (h_{\text{реб}} - \delta_{\text{реб}}) = 3,14 \cdot 7 \cdot (2 - 0,15) = 40,66 \text{ мм}^2.$$

Полная площадь поверхности одного ребра

$$F_{\text{ребра}} = 2 \cdot (t_{\text{р}} \cdot t_{\text{с}} - (3,14 \cdot d_{\text{внеш}}^2)/4) = 2 \cdot (10,5 \cdot 8,4 - (3,14 \cdot 7^2)/4) = 99,47 \text{ мм}^2.$$

Полная наружная площадь на длине, равной шагу ребра

$$F_{\text{полн}} = F_{\text{ребра}} + F_{\text{тр.межд.ребр}} = 140,13 \text{ мм}^2$$

$$f_{\text{ор}} = 140,13/43,96 = 3,1$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{108,9 \cdot 0,9} + \frac{0,005}{187} + \frac{1}{2204 \cdot 3}} = 89,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Рассчитаем общую поверхность радиатора по формуле

$$H_{\text{рад}} = \frac{Q}{K \cdot \left((t_{\text{ж.вх}} + \frac{\Delta t_{\text{ж}}}{2}) - (t_{\text{возд.вх}} + \frac{\Delta t_{\text{возд}}}{2}) \right)} \quad (42)$$

где $H_{\text{рад}}$ – общая поверхность охлаждения радиатора, м^2 .

$$H_{\text{рад}} = \frac{5000}{89,1 \cdot \left((70 + \frac{10}{2}) - (40 + \frac{25}{2}) \right)} = 5,67 \text{ м}^2.$$

Определим основные геометрические параметры радиатора, в качестве исходного параметра примем площадь фронта радиатора, определяемую следующим соотношением

$$S_{\text{фр}} = L_{\text{г}} \cdot L_{\text{х}} \cong 0,1 \cdot 0,6 \text{ м}^2 \quad (43)$$

где $S_{\text{фр}}$ – площадь фронта, м^2 ;

$L_{\text{г}}$ – высота радиатора, м;

$L_{\text{х}}$ – ширина радиатора, м.

Также задаются соотношением высоты радиатора к его ширине $L_{\Gamma}/L_x = 1,2$

Получим $L_{\Gamma} = 0,37\text{ м}$, $L_x = 0,31\text{ м}$.

Определим число пластин по формуле 43

$$i_{\text{пл}} = \frac{L_{\Gamma}}{h} \quad (44)$$

где $i_{\text{пл}}$ – число пластин.

$$i_{\text{пл}} = 0,37/(2 \cdot 10^{-3}) = 185.$$

Зададимся глубиной остова радиатора L равной 5 см, вычислим геометрическую площадь пластины по формуле:

$$F_{\text{пл}} = L_x \cdot L - n_{\text{труб.сумм}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{\text{нар}}^2}{4} \right) \quad (45)$$

где $F_{\text{пл}}$ – площадь пластины, м^2 .

$$F_{\text{пл}} = 0,31 \cdot 0,05 - 10 \left(\frac{3,14 \cdot 0,007^2}{4} \right) = 0,015\text{ м}^2.$$

Далее определим длину трубки радиатора по формуле:

$$l_{\text{тр}} = \frac{H_{\text{рад}} - 2 \cdot F_{\text{пл}} \cdot i_{\text{пл}}}{n_{\text{труб.сумм}} \cdot \pi \cdot d_{\text{нар}}} \quad (46)$$

$$l_{\text{тр}} = (5,67 - 2 \cdot 0,015 \cdot 185) / (10 \cdot 3,14 \cdot 0,007) = 0,35\text{ м}.$$

Оценим коэффициент полезного действия радиатора по формуле:

$$\eta_{\text{рад}} = \frac{t_{\text{вых.возд}} - t_{\text{вх.возд}}}{t_{\text{ж.ср}} - t_{\text{вх.возд}}} \quad (47)$$

где $\eta_{\text{рад}}$ – тепловая эффективность радиатора.

$$\eta_{\text{рад}} = (65 - 40) / (75 - 40) = 0,71.$$

71% КПД для жидкостного радиатора считается нормальным показателем. Это не выдающееся, но и не низкое значение. Радиатор с такой эффективностью будет эффективно выполнять свою функцию при правильном подборе по мощности. Пластины (ребра) создают огромную площадь поверхности для контакта с воздухом. Это позволяет эффективно рассеивать большое количество тепла даже при относительно небольших размерах самого радиатора. Можно варьировать количество трубок, плотность и форму пластин, размер и форму радиатора, чтобы оптимизировать его под конкретные требования по теплоотводу и доступному пространству.

6 Моделирование работы системы охлаждения

6.1 Выбор программного обеспечения

Модуль Thermal в ANSYS Motor-CAD используется для анализа тепловых характеристик электродвигателей. Он позволяет предсказывать распределение температуры внутри двигателя при различных рабочих условиях и выявлять потенциальные проблемы с перегревом. Это критически важно для проектирования надежных и долговечных двигателей. «Создание компьютерной модели для приложений цифрового машиностроения включает разработку математической модели анализируемых процессов вместе с нагрузками, граничными и начальными условиями; выбор моделей поведения материалов и измерение свойств, обоснование опций решателя и расчетной сетки» [24].

Основные задачи, которые решает модуль:

- Прогнозирование температурного поля, модуль рассчитывает распределение температуры по всему объему двигателя, включая обмотки, магниты, сердечник, вал и другие компоненты. Это позволяет идентифицировать "горячие точки" – участки с наиболее высокой температурой;
- Оценка влияния различных факторов на температуру, нагрузка на двигатель, скорость вращения, температура окружающей среды, конструкция охлаждения, материалы;
- Определение критических температур: Модуль помогает определить максимальные температуры в различных частях двигателя и сравнить их с допустимыми значениями для используемых материалов. Это позволяет оценить риск перегрева и преждевременного выхода из строя;
- Оптимизация конструкции: Результаты теплового анализа могут быть использованы для оптимизации конструкции двигателя, например, для

улучшения системы охлаждения или выбора материалов с лучшими тепловыми характеристиками.

При разработке тепловой модели всегда необходимо учитывать тип материалов, используемых в электродвигателе, в особенности их тепловые параметры. На рисунке 45 представлена таблица основных физических параметров материалов электродвигателя.

Material Name	Thermal Conductivity	Specific Heat	Density	Material Type
Units	W/m/°C	J/kg/°C	kg/m³	
Aluminium (Alloy 195 Cast)	168	833	2790	General v
Copper (Pure)	401	385	8933	General v
M250-35A	30	460	7650	Steel v
N30UH	7,6	460	7500	Magnet v

Рисунок 45 – Основные физические параметры материалов

Для медной обмотки выбран класс изоляции Н, выдерживающий нагревание медных проводов до 180 °С, рабочая температура для класса Н обычно рекомендуется значительно ниже максимальной, обычно в районе 150-160°С. Это значение зависит от условий эксплуатации и срока службы, который требуется от двигателя. Для сердечника статора и ротора используется высокопрочная сталь M250-35A.

6.2 Проверка работы системы

Для проектирования жидкостной системы охлаждения в первую очередь необходимо выбрать геометрию рубашки охлаждения. Выберем спиральную рубашку, жидкость внутри которой движется по спирали вдоль корпуса мотора. Спиральная конструкция обеспечивает более равномерное распределение охлаждающей жидкости по поверхности охлаждаемого

элемента, увеличивает площадь теплообмена, а также снижается гидравлическое сопротивление при протекании жидкости. На рисунках 46 и 47 будет показана конструкция жидкостной рубашки охлаждения.

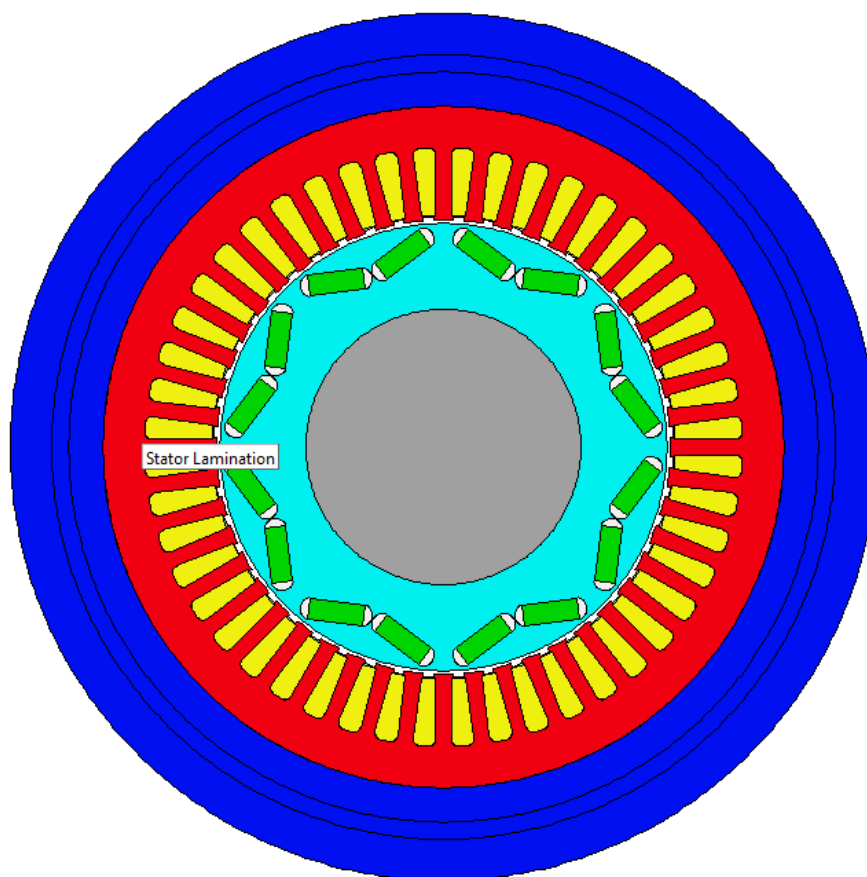


Рисунок 46 – Конструкция жидкостной рубашки охлаждения

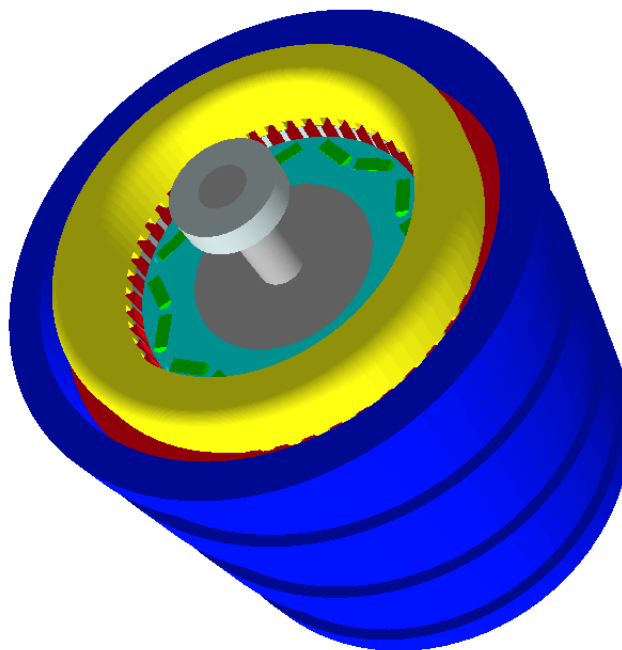


Рисунок 47 – Конструкция жидкостной рубашки охлаждения

По предварительным расчетам были получены геометрические размеры рубашки и ее пазов, которые представлены в таблице 2.

Таблица 12 – Геометрические размеры пазов рубашки охлаждения

Расстояние между сердечником статора и спиральной канавкой, мм	10
Высота спиральной канавки, мм	5
Ширина спиральной канавки, мм	30
Шаг спирали, мм	35

6.2.1 Основные параметры жидкости

В таблице 13 будут представлены основные параметры жидкости, используемой для охлаждения двигателя.

Таблица 13 – Основные параметры жидкости

Тип жидкости	Этиленгликоль/вода, 50/50
Расход жидкости, л/мин	9
Входная температура жидкости, °C	65
Поток жидкости	Постоянный

6.2.2 Результаты моделирования

На рисунке 48 будет показано распределение температур внутри двигателя в стационарном режиме

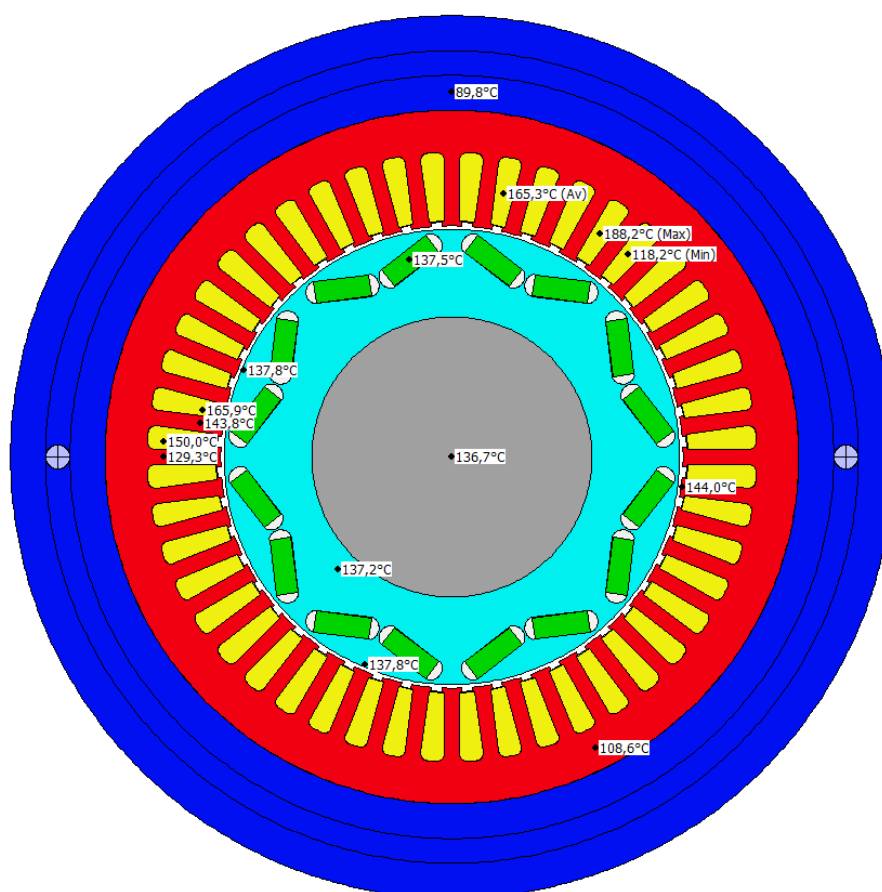


Рисунок 48 – Распределение температур в стационарном режиме

Как мы можем видеть, температура внутри двигателя существенно снизилась в каждом его участке, как и предполагалось, максимальной

температуры достигла обмотка статора и составила 188°C, самая же холодная точка мотора – сердечник статора.

На рисунке 48 будет показана тепловая схема замещения двигателя

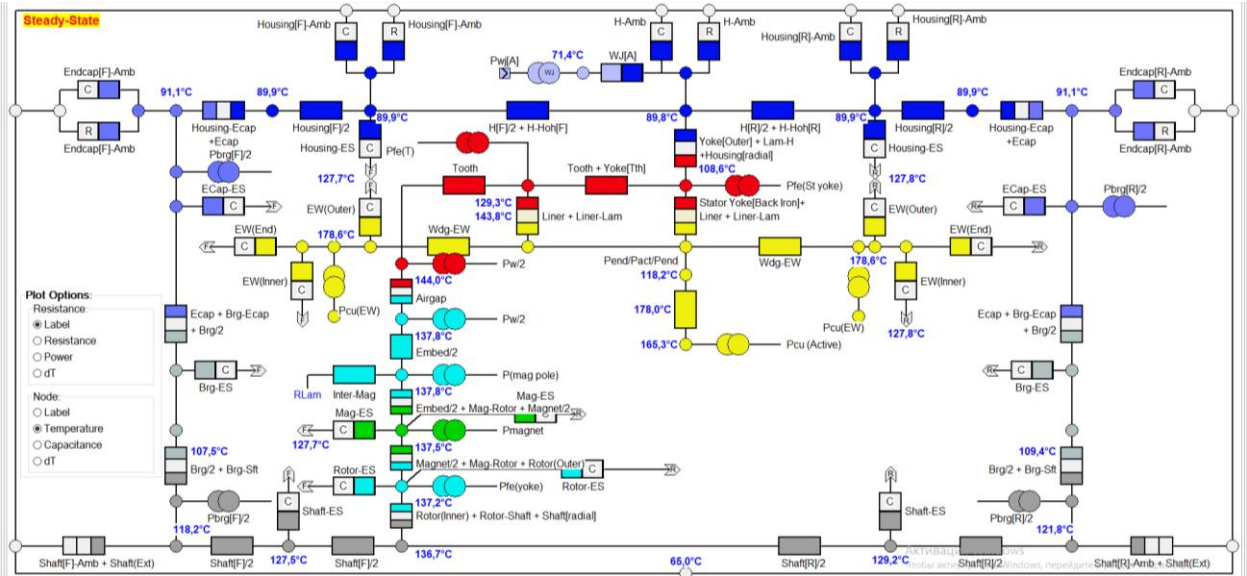


Рисунок 48 – Тепловая схема замещения

На рисунке 49 будет показана таблица тепловых потерь в двигателе

Variable	Value	Units	Variable	Value	Units
Loss [Armature Copper (R)]	3178	Watts	Main Winding Copper Loss Multiplier	1	
Loss [Armature Copper (Active)]	2040	Watts	Stall Operation Copper Loss Multiplier	1	
Loss [Armature Copper (EWdg Front)]	568.9	Watts	Fault Operation Copper Loss Multiplier	1	
Loss [Armature Copper (EWdg Rear)]	568.9	Watts	Loss [Stator Back Iron] Schematic Addition	0	Watts
Loss [Armature Copper (Total)]	3178	Watts	---	---	---
---	---	---	Dispation - Housing - Active [Con]	25.14	Watts
Loss [Stator Back Iron]	39.34	Watts	Dispation - Housing - Active [Rad]	27.66	Watts
Loss [Stator Tooth]	40.48	Watts	Dispation - Front Housing OH [Con]	2.363	Watts
---	---	---	Dispation - Front Housing OH [Rad]	3.468	Watts
Loss [Magnet]	0.02892	Watts	Dispation - Rear Housing OH [Con]	2.363	Watts
Loss [Rotor Back Iron]	0.1545	Watts	Dispation - Rear Housing OH [Rad]	3.469	Watts
Loss [Embedded Magnet Pole]	6.293	Watts	Dispation - Front Endcap [Con]	11.49	Watts
---	---	---	Dispation - Front Endcap [Rad]	16.96	Watts
Loss [Windage]	0	Watts	Dispation - Rear Endcap [Con]	11.55	Watts
Loss [Windage] (Ext Fan)	0	Watts	Dispation - Rear Endcap [Rad]	17.05	Watts
Loss [Friction - F Bearing]	0	Watts	---	---	---
Loss [Friction - R Bearing]	0	Watts	Total Dispation to model ambient node	123.82	Watts
---	---	---	---	---	---
Loss [Total]	3264	Watts	---	---	---

Рисунок 49 – Таблица тепловых потерь

6.2.3 Моделирование переходного процесса

Далее проведем анализ переходного процесса, чтобы оценить динамику изменения температур.

На рисунке 50 представлены графики мощностных потерь, зависящие от времени

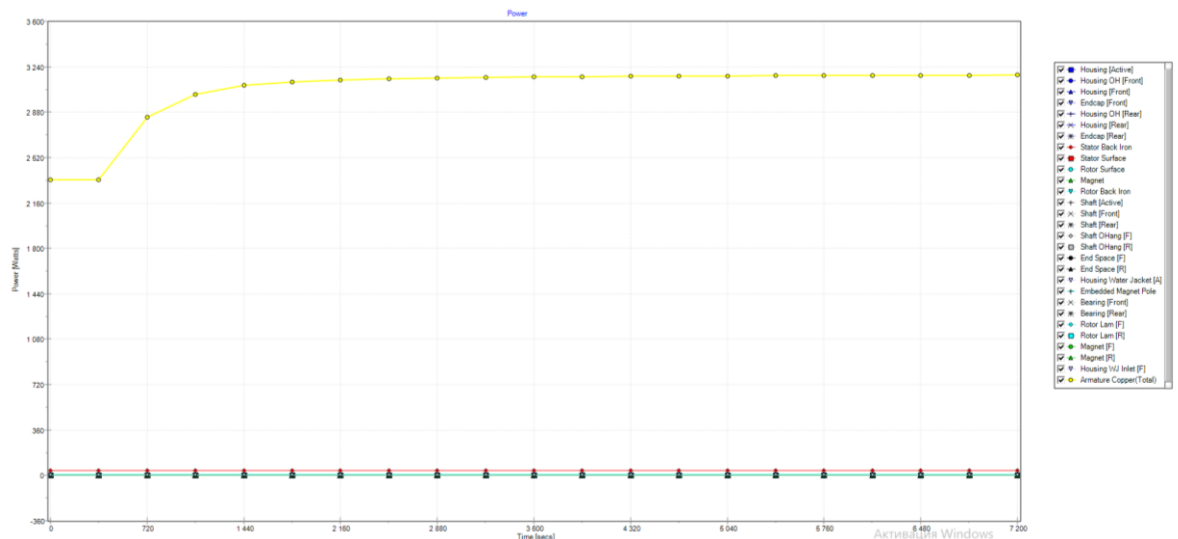


Рисунок 50 – Графики тепловых потерь в двигателе

Из графика видно, что основную долю в нагрев вносят статорные обмотки, выход на установившейся процесс происходит спустя примерно 3600 сек.

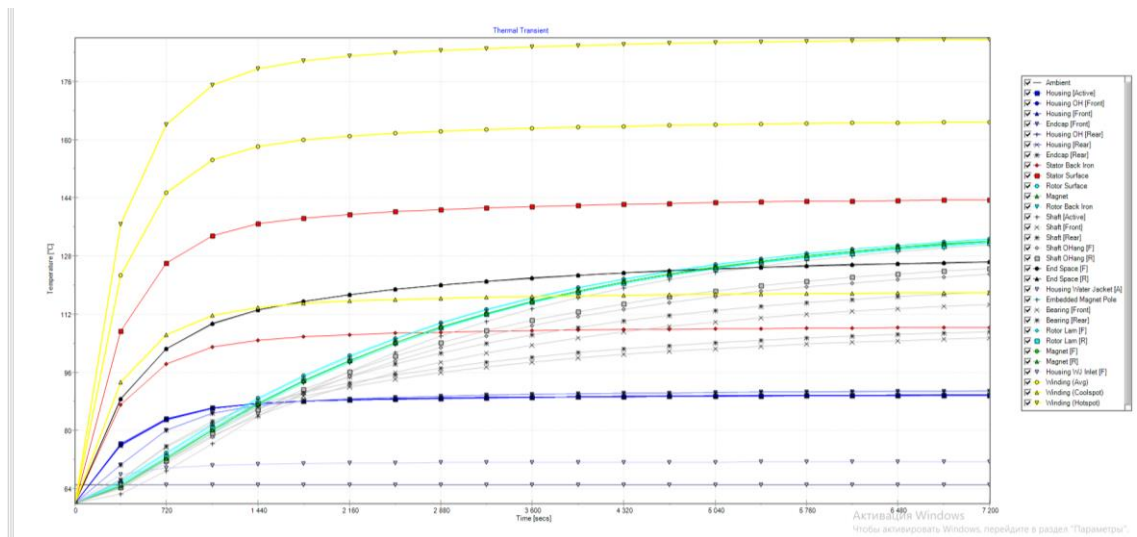


Рисунок 51 – Графики изменения температур различных частей двигателя

На графиках видно, что нарастание температуры имеет экспоненциальный характер, существенный рост температуры наблюдается в обмотках статора, а наименьший рост наблюдается в сердечнике статора.

7 Разработка алгоритмов управления

7.1 Описание математической модели

Главная задача управляющего алгоритма заключается в поддержании температуры охлаждающей жидкости в пределах заданных значений. Для разработки алгоритма потребуется описать объект управления, то есть процесс, поведение которого не удовлетворяет оператора. В качестве объекта управления будем рассматривать температуру охлаждающей жидкости, а в качестве входного воздействия – скорость потока жидкости в канале. Для создания системы нам потребуются следующие компоненты: микроконтроллер, датчик температуры, регулятор напряжения, насос и сам объект управления. «Состояние системы — это совокупность таких переменных, знание которых позволяет, при известном входе и известных уравнениях динамики, описать будущее состояние системы и значение ее выхода» [9].

На рисунке 52 будет показана структурная схема системы

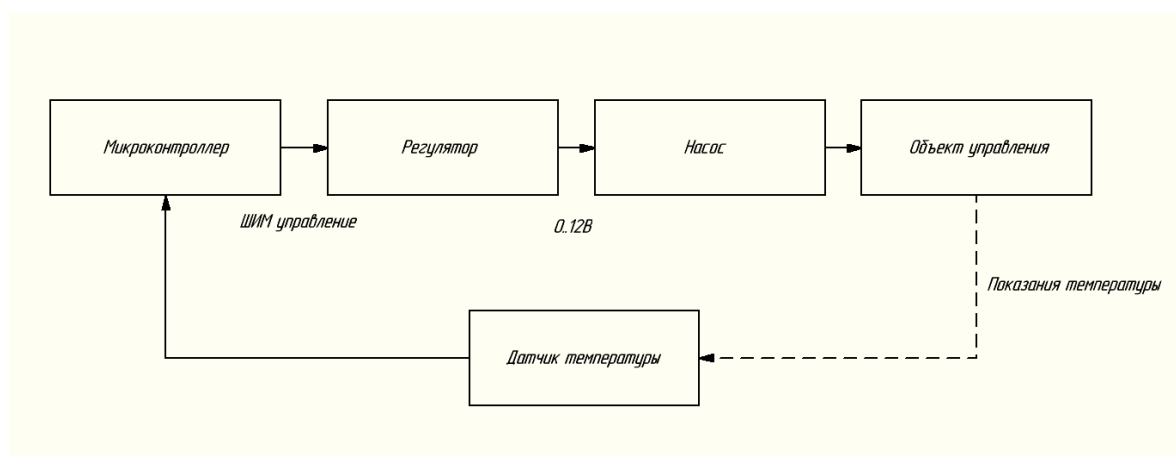


Рисунок 52 – Структурная схема управления

7.1.1 Описание объекта управления

Чтобы начать разработку алгоритма сначала потребуется описать объект управления отдельно от регулятора, то есть рассмотреть незамкнутую систему, где входное управляющее воздействие не зависит от выходной величины.

Чтобы установить связь между входом и выходом системы воспользуемся дифференциальным уравнением конвекции-диффузии для движущейся жидкости

$$\rho \cdot c_p \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \cdot T \right) = \nabla \cdot (k \cdot \nabla T) + q_s \quad (48)$$

где $\vec{v}$ – векторное поле скоростей, м/с;

q_s – объемная плотность внутренних источников, Вт/м³.

$T_{\text{ж}}$ – температура жидкости, К.

Это уравнение включает в себя нестационарный член, конвективный и диффузный, а также внутренний источник энергии, оно поможет нам связать вход и выход системы. Данное уравнение представляет собой уравнение в частных производных, решением которого должна быть функция $T = f(x, y, z, t)$. Если входной и выходной сигнал являются функциями нескольких переменных, такая система имеет распределенные параметры, решение систем такого типа требует больших мощностей, поэтому потребуется свести ее к сосредоточенным параметрам, где входной и выходной сигнал являются функциями одной переменной, для это потребуется преобразовать уравнение в частных производных к обыкновенному дифференциальному уравнению.

«Одномерными называют объекты, имеющие один вход и один выход, многомерные объекты имеют несколько входов и несколько выходов» [7].

Для дальнейшей работы сделаем ряд допущений:

- будем считать, что поток жидкости одномерный, все изменения температуры проходят вдоль оси x ;
- свойства жидкости постоянны, плотность, теплоемкость, теплопроводность считаются постоянными;
- поперечное сечение канала охлаждения постоянно;
- жидкость несжимаема;
- игнорирование продольной диффузии, так как для типичных скоростей в трубах доминирует конвективный член;
- игнорирование вязкой диссипации.

На рисунке 53 показано различие между системами.

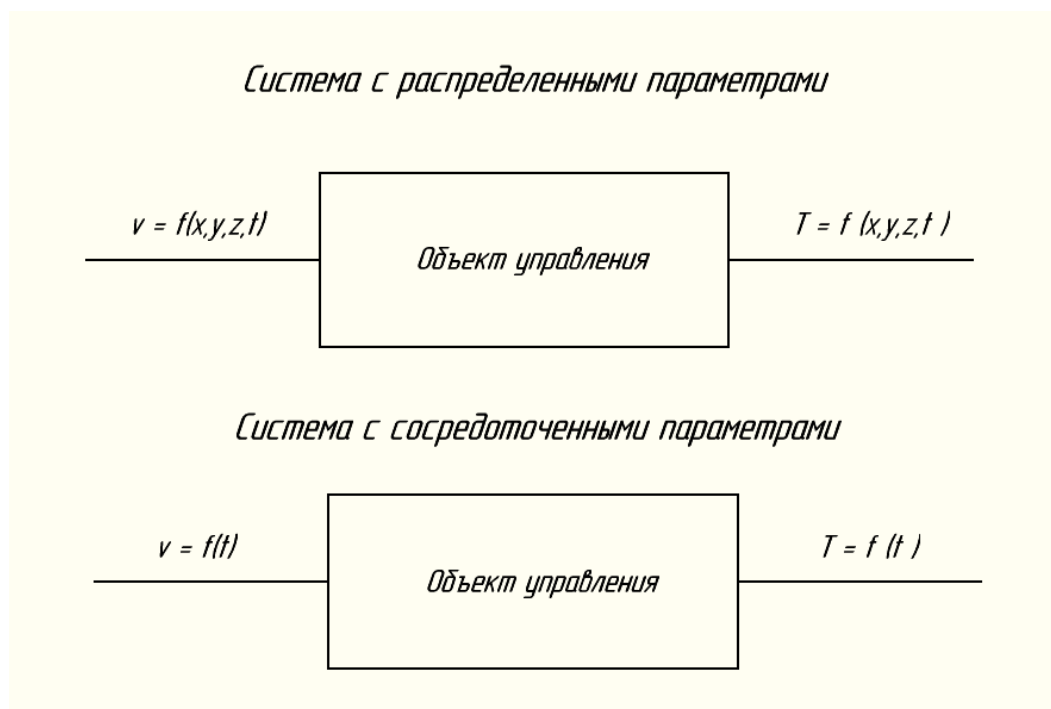


Рисунок 53 – Различие между системами

Для решения задачи зададим начальные и граничные условия.

$$T = f(x, 0) = T_0$$

$$T = f(0, t) = T_{in}$$

Для дальнейшего решения воспользуемся уравнением энергии для контрольного объема. «Основным методом теории теплообмена является расчленение сложного процесса обмена энергией на его составляющие по способу (механизму) переноса теплоты и изучение этих составляющих методами математической физики и научного опыта» [21]. Система обладает внутренней энергией, влияние кинетической и потенциальной энергией незначительно. Энергия передается в систему за счет теплоты, в частности за счет конвекции. Исходя из первого закона термодинамики получим

$$\Delta U = Q \quad (49)$$

где ΔU – изменение внутренней энергии, Дж;

Q – количество теплоты, переданное системе, Дж.

Изменение удельной энергии в контрольном объеме опишем следующим образом

$$\rho \cdot A \cdot dx \cdot C_p \cdot \frac{\partial u}{\partial t} = C_p \cdot m_{\text{ж}} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (50)$$

где A – площадь сечения канала, м²;

dx – дифференциальная длина, м²;

u – удельная внутренняя энергия, Дж/кг;

$m_{\text{ж}}$ – масса жидкости, кг.

Основной принцип заключается в том, что скорость изменения внутренней энергии в элементарном объеме равна сумме тепловых потоков, входящих и выходящих из объема и скорости генерации тепла внутри объема. Так как механизм переноса конвективный, опишем разность входящего и приходящего потока следующим образом

$$m \cdot h_{x+dx} - m \cdot h_x = \Delta P_{conv} \quad (51)$$

где m – массовый расход жидкости, кг/сек;

h – удельная энтальпия жидкости, Дж/кг;

ΔP_{conv} – разность входящего и выходящего потока, Дж.

Преобразовав уравнение, получим

$$m \cdot h_{x+dx} - m \cdot h_x = \rho \cdot A \cdot v(t) \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \cdot dx \cdot \quad (52)$$

где $v(t)$ – средняя скорость потока, м/с.

Конвективный теплообмен с источником тепла описывается по закону Ньютона

$$P_{ист} = \alpha_{k1} \cdot (\Pi \cdot dx) \cdot (T_{ист} - T) \cdot \quad (53)$$

где $P_{ист}$ – мощность конвективного теплообмена между охлаждаемым объектом и жидкостью, Вт;

α_{k1} – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/м²· К;

Π – периметр контакта среды и тела, м;

$T_{ист}$ – температура охлаждаемого тела, К.

Конвективный теплообмен с окружающей средой описывается по закону Ньютона

$$P_{среды} = \alpha_{k2} \cdot (\Pi \cdot dx) \cdot (T - T_{среды}) \cdot \quad (54)$$

где $P_{\text{среды}}$ – мощность конвективного теплообмена между охлаждаемым объектом и жидкостью, Вт;

α_{k1} – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/м²· К;

Π – периметр контакта среды и тела, м;

$T_{\text{ист}}$ – температура охлаждаемого тела, К

Объединяя уравнения, получим дифференциальное уравнение связи в частных производных

$$\rho \cdot A \cdot dx \cdot Cp \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = -\rho \cdot A \cdot v \cdot Cp \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \cdot dx + \quad (55)$$

$$+ \alpha_{k1} \cdot (\Pi \cdot dx) \cdot (T_{\text{ист}} - T) - \alpha_{k2} \cdot (\Pi \cdot dx) \cdot (T - T_{\text{среды}}) \cdot$$

Перейдем к ОДУ и перепишем конвективный член, который представляет приходящий тепловой поток

$$Q_{in} = \rho \cdot A \cdot v(t) \cdot Cp \cdot T_{in}(t) \cdot \quad (56)$$

где Q_{in} – конвективный поток, приходящий в контрольный объем, Вт;

$T_{in}(t)$ – температура на входе в контрольный объем, К.

Запишем конвективный член, который представляет уходящий тепловой поток

$$Q_{out} = \rho \cdot A \cdot v(t) \cdot Cp \cdot T(t) \cdot \quad (57)$$

где Q_{out} – конвективный поток, уходящий из контрольного объема, Вт;

Получим общее ОДУ, заменив дифференциальную длину dx на длину L

$$\rho \cdot A \cdot L \cdot Cp \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \rho \cdot A \cdot v(t) \cdot Cp \cdot Tin(t) - \rho \cdot A \cdot v(t) \cdot Cp \cdot T(t) + \alpha_{k1} \cdot (\Pi \cdot L) \cdot (T_{ист} - T(t)) - \alpha_{k2} \cdot (\Pi \cdot L) \cdot (T(t) - T_{среды}) \quad (58)$$

где L – длина контрольного участка, м.

Путем преобразований получим итоговое уравнение вход-выход

$$\frac{\partial T}{\partial t} = K1 \cdot v(t) \cdot (Tin(t) - T(t)) + K2 \cdot (T_{ист} - T(t)) - K3 \cdot (T(t) - T_{среды}) \quad (59)$$

где K1 – обратная длина контрольного объема, м⁻¹;

K2 – коэффициент, характеризующий теплообмен с двигателем;

K3 – коэффициент, характеризующий теплообмен с окружающей средой.

$$K1 = 1/L = 1 / 1,5 = 0,66$$

$$K2 = (\Pi \cdot \alpha_{k1}) / (\rho \cdot A \cdot Cp) = (0,33 \cdot 1215) / (1048 \cdot 280 \cdot 10^{-6} \cdot 3533) = 0,38$$

$$K3 = (\Pi \cdot \alpha_{k2}) / (\rho \cdot A \cdot Cp) = (0,33 \cdot 876) / (1048 \cdot 280 \cdot 10^{-6} \cdot 3533) = 0,3$$

На рисунке 54 представлена структурная схема объекта управления

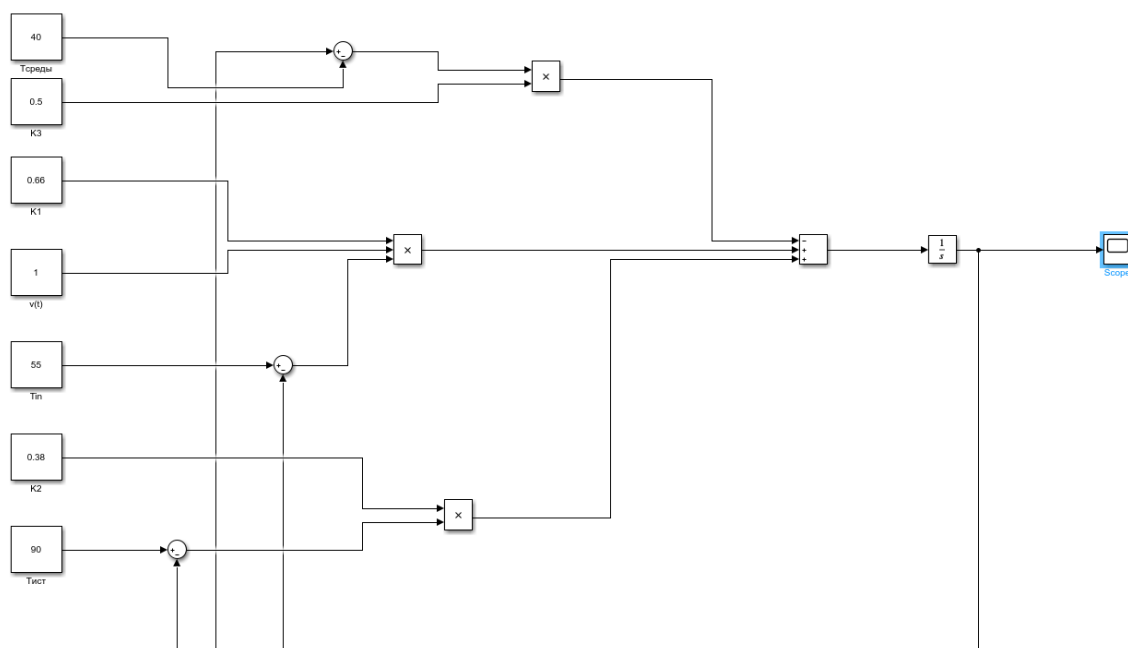


Рисунок 54 – Структурная схема объекта управления

«Основными типовыми звеньями являются: пропорциональное, апериодическое, колебательное, интегрирующее и дифференцирующие (идеальные, реальные) звенья, звено чистого запаздывания» [22].

На рисунке 55 представлен график зависимости средней температуры жидкости по объему рубашки от времени при заданном параметре скорости.

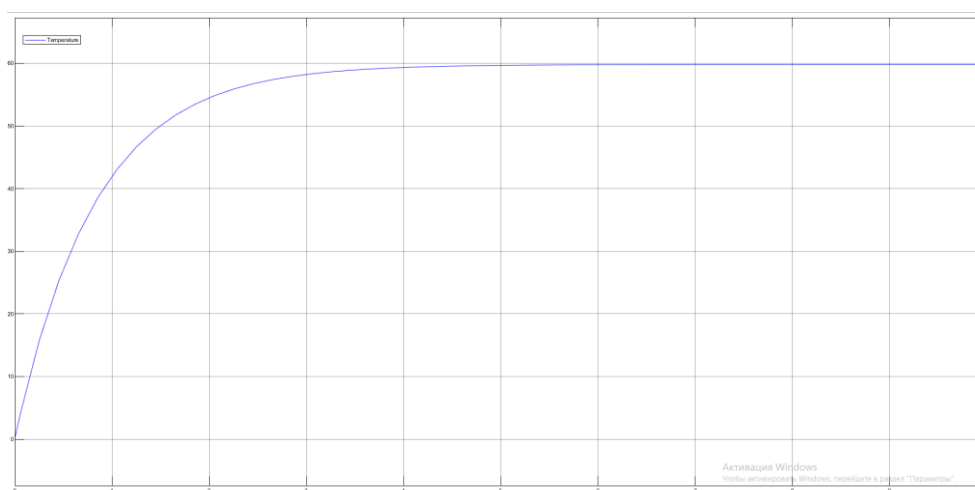


Рисунок 55 – график зависимости средней температуры жидкости по объему рубашки от времени при заданном параметре скорости

7.1.2 Связь объекта управления и регулятора

«Целью управления в САУ является поддержание некоторого параметра технологического процесса в определенных границах или изменение его по определенному закону» [3]. «Совершенствование закона управления сопровождается повышением сложности модели регулятора» [16].

После описания самого объекта управления внедрим в систему ПИД регулятор. Для начальной настройки можно не учитывать ШИМ контроллер и насос, которые будут создавать нелинейные эффекты в системе. Выходом ПИД регулятора станет значение скорости жидкости. «Настройка ПИД-регулятора сводится к подбору величин 3 коэффициентов, так чтобы устройство поддерживало заданный параметр на определенном уровне» [19]. Теперь скорости жидкости будет зависеть от температуры, дифференциальное уравнение станет нелинейным, а система приобретет замкнутость. Скорость потока жидкости опишем следующим образом:

$$v(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \cdot \int e(t)dt + K_d \cdot \frac{de(t)}{dt}. \quad (60)$$

где $e(t)$ – ошибка регулирования;

K_p – коэффициент пропорциональности;

K_i – интегральный коэффициент;

K_d – дифференциальный коэффициент.

Ошибка регулирования описывается как

$$e(t) = T_{set}(t) - T(t). \quad (61)$$

где $T_{set}(t)$ – требуемое значение температуры, К.

Подставив выражение 61 в формулу 60 получим

$$v(t) = Kp \cdot (T_{set}(t) - T(t)) + Ki \cdot \int (T_{set}(t) - T(t))dt + Kd \cdot \frac{d(T_{set}(t) - T(t))}{dt}. \quad (62)$$

Подставим выражение 62 в дифференциальное уравнение 59, получим

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial t} = K1 \cdot & \left(Kp \cdot (T_{set}(t) - T(t)) + Ki \cdot \int (T_{set}(t) - T(t))dt \right. \\ & \left. + Kd \cdot \left(\frac{dT_{set}(t)}{dt} - \frac{dT}{dt} \right) \right) \cdot (Tin(t) - T(t)) + K2 \\ & \cdot (T_{ист} - T(t)) - K3 \cdot (T(t) - T_{среды}) \end{aligned} \quad (62)$$

Данное нелинейное дифференциальное уравнение связывает объект управления, представленный в виде средней температуры жидкости по объему и ПИД регулятор, входная величина которого будет являться скоростью жидкости, скорость в уравнении является параметром. «Параметры — это величины, которые можно считать постоянными в промежутке времени рассмотрения системы. Остальные числовые величины являются переменными» [15]. Данное уравнение описывает замкнутую систему с обратной связью. На рисунке 56 представлены графики зависимости средней температуры жидкости от времени при различных коэффициентах ПИД регулятора.

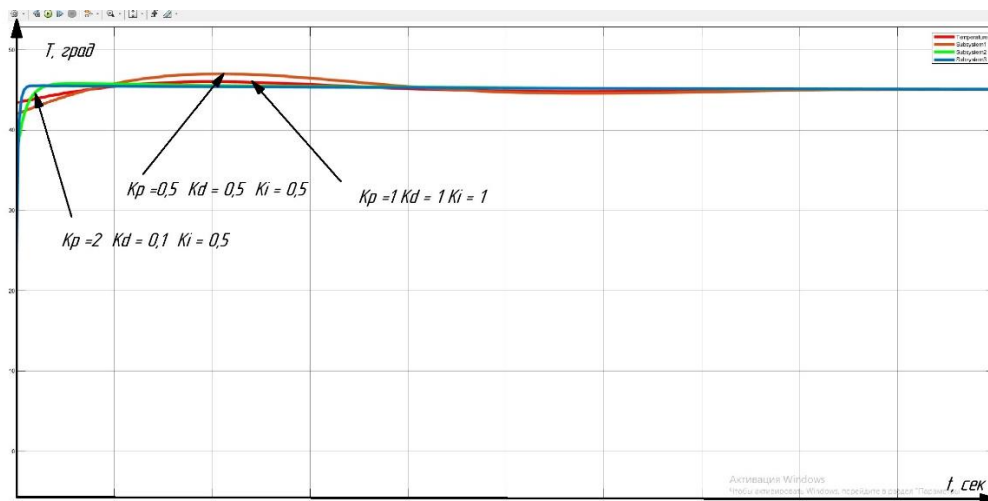


Рисунок 56 – график зависимости средней температуры жидкости по объему рубашки от времени при различных коэффициентах ПИД регулятора

«Повышением коэффициента усиления этого регулятора система выводится на грань устойчивости до достижения устойчивых колебаний» [11].

«Перерегулирование меняется при изменении постоянных времени интегрирующих звеньев» [15].

7.2 Программная реализация

Простейший подход (включение/выключение при пороговых значениях) неэффективен, так как вызывает частые запуски и работу на полной мощности, поэтому программа должна удовлетворять следующим требованиям:

- основная логика регулирования возложена на ПИД регулятор;
- должна быть использована логика приоритезации включения исполняющих устройств.

Главная суть алгоритма регулирования будет заключаться в регулировании производительности насоса и вентилятора в зависимости от потребности в охлаждении. Производительность насоса и вентилятора должна регулироваться так, чтобы поддерживать температуру электродвигателя в оптимальном диапазоне и затрачивать для этого минимальную мощность.

Суть заключается в том, чтобы использовать главное исполнительное устройство, а при дополнительной потребности подключать второе, менее производительное. При низкой температуре или небольшой нагрузке, система должна стремиться к минимальному потреблению энергии. Вентилятор может быть выключен или работать на очень низких оборотах. Так в системе присутствует жидкость, насос должен работать постоянно, поддерживая циркуляцию в системе. Насос и вентилятор подключены к DC-DC преобразователям и управляются через ШИМ модуляцию. «Широтно-импульсная модуляция (ШИМ) – это операция получения изменяющегося аналогового значения посредством цифровых устройств» **[Ошибка! Источник ссылки не найден.]**.

Программная реализация. «Микроконтроллер на плате программируется при помощи языка программирования Arduino (основанного на платформе Wiring и языка, синтаксически сходного с языком программирования C/C++).» [2].

```
#include <PID_v1.h> // Подключение библиотеку PID_v1
#include <DallasTemperature.h> Подключение библиотеки датчика
#include <OneWire.h>

const int SENSOR_PIN = A0 // Пин для подключения датчика
температуры

const int PUMP_PWM_PIN = 9; // Пин ШИМ для насоса
const int FAN_PWM_PIN = 10; // Пин ШИМ для вентилятора

double Setpoint, Input, Output; // Setpoint - желаемое значение, Input -
текущее значение с датчика, Output - выход ПИД

// Kp: Пропорциональный коэффициент (влияет на скорость реакции)
// Ki: Интегральный коэффициент (устраняет статическую ошибку)
// Kd: Дифференциальный коэффициент (уменьшает перерегулирование,
сглаживает)
```

double Kp = 1.0, Ki = 0.5, Kd = 0.2; // Начальные значения, требуют настройки

Инициализация объекта PID: (Input, Output, Setpoint, Kp, Ki, Kd, Direction)

PID myPID(&Input, &Output, &Setpoint, Kp, Ki, Kd, DIRECT); // DIRECT или REVERSE в зависимости от того, как датчик реагирует на управляемое воздействие.

// Диапазон выхода PID (0-255 для analogWrite)

const int PID_OUTPUT_MIN = 0;

const int PID_OUTPUT_MAX = 255;

// Пороги и скорости для приоритезации

const int PUMP_MIN_SPEED_PWM = 50; // Минимальная скорость насоса когда PID = 0

const int PUMP_MAX_SPEED_PWM = 255; // Максимальная скорость насоса

const int FAN_MAX_SPEED_PWM = 255; // Максимальная скорость вентилятора (PWM значение 0-255)

// Порог PID Output, при котором начинает работать вентилятор

const int FAN_THRESHOLD = 150; значение порога выхода ПИД, при котором вентилятор начинает включаться

// Переменные для хранения текущих скоростей ШИМ

int currentPumpSpeedPWM = 0;

int currentFanSpeedPWM = 0;

void setup() {

Serial.begin(9600); // Инициализация последовательного порта для отладки

Serial.println("Starting PID control...");

// Настройка пинов как выходов

pinMode(PUMP_PWM_PIN, OUTPUT);

```

pinMode(FAN_PWM_PIN, OUTPUT);

// Подключение датчика температуры
OneWire oneWire(A1); // порт подключения датчиков (A1)
DallasTemperature ds(&oneWire); // данная строчка инициализирует датчик как
объект

//Инициализация PID
myPID.SetMode(AUTOMATIC); // Включить автоматический режим PID
myPID.SetOutputLimits(PID_OUTPUT_MIN, PID_OUTPUT_MAX);
Ограничить выход PID

myPID.SetSampleTime(100); // Время обновления PID (в мс)
//Установим желаемое значение температуры
Setpoint = 60; // Пример: поддерживать температуру 60 градусов Цельсия
//Установим начальную скорость насоса на минимум
currentPumpSpeedPWM = PUMP_MIN_SPEED_PWM;
analogWrite(PUMP_PWM_PIN, currentPumpSpeedPWM);
analogWrite(FAN_PWM_PIN, 0); // Вентилятор изначально выключен
}

void loop() {
    Input = analogRead(SENSOR_PIN); // Пример: чтение сырого
аналогового значения

    Input = Input * 0.5 + ds.getTempCByIndex(num)*0.5 // обработанное
значение

    //Вычисление PID
    //myPID.Compute() возвращает true, когда пришло время для нового
вычисления

    if (myPID.Compute()) {
        //Логика приоритезации и управления скоростями
        if (Output <= PID_OUTPUT_MIN) { // PID Output равен или меньше нуля
(система в идеале или ниже Setpoint)

```

```

    currentPumpSpeedPWM = PUMP_MIN_SPEED_PWM; // Насос работает
на минимальной скорости

    currentFanSpeedPWM = 0; // Вентилятор выключен
} else if (Output > PID_OUTPUT_MIN && Output <= FAN_THRESHOLD)
{
    //PID Output находится в диапазоне, где работает только насос
    //Насос масштабируется от PUMP_MIN_SPEED_PWM до
PUMP_MAX_SPEED_PWM

    «Функция map не ограничивает значения рамками диапазона, как это
делает функция constrain» [17].

    currentPumpSpeedPWM = map(Output, PID_OUTPUT_MIN,
FAN_THRESHOLD,
PUMP_MIN_SPEED_PWM,
PUMP_MAX_SPEED_PWM);

    currentFanSpeedPWM = 0; // Вентилятор выключен
} else { // Output > FAN_THRESHOLD (система требует большего
воздействия)

    // Насос работает на максимальной скорости
    currentPumpSpeedPWM = PUMP_MAX_SPEED_PWM;

    // Вентилятор масштабируется от 0 до FAN_MAX_SPEED_PWM
    currentFanSpeedPWM = map(Output, FAN_THRESHOLD,
PID_OUTPUT_MAX, 0, FAN_MAX_SPEED_PWM);
}

// Применение скоростей ШИМ к моторам
analogWrite(PUMP_PWM_PIN, currentPumpSpeedPWM);
analogWrite(FAN_PWM_PIN, currentFanSpeedPWM);

//Отладка и вывод в Serial Monitor
Serial.print("Input: "); Serial.print(Input);
Serial.print(" | Setpoint: "); Serial.print(Setpoint);

```

```
Serial.print(" | PID Output: "); Serial.print(Output);  
Serial.print(" | Pump PWM: "); Serial.print(currentPumpSpeedPWM);  
Serial.print(" | Fan PWM: "); Serial.println(currentFanSpeedPWM);  
}  
}
```

Разработанное программное обеспечение предусматривает все основные математические принципы ПИД-регулирования, программа позволяет повысить эффективность работы системы. Отдельный контроллер позволяет повысить точность регулирования, снять нагрузку с главного ECU, специализироваться только на задачах охлаждения и снизить риск отказов.

Заключение

Настоящая магистерская диссертация была посвящена актуальной задаче повышения надежности и качества работы синхронных электродвигателей путем разработки эффективной системы охлаждения. В ходе выполненного исследования поставленная цель была успешно достигнута за счет комплексного подхода, включающего теоретическое моделирование, инженерное проектирование и разработку алгоритмов управления.

Ключевым этапом работы стала разработка конструкции эффективной системы охлаждения для синхронного электродвигателя, предусматривающей оптимальное размещение элементов и маршрутизацию теплоносителя. Система позволяет отводить от электродвигателя более 7кВт тепла и поддерживать температуру его корпуса в районе 90°C даже в самых тяжелых условиях.

Для глубокого понимания тепловых процессов и оптимизации системы была построена математическая модель теплопередачи в электродвигателе, учитывающая основные источники тепловыделения и пути отвода тепла. При должном развитии модели она сможет прогнозировать величину температуры во многих участках двигателя.

На основе этой модели были выполнены детальные расчеты параметров жидкостного и воздушного радиаторов, что позволило определить их оптимальные характеристики для обеспечения требуемого теплоотвода при различных режимах работы двигателя.

Значимым результатом работы является также разработка программного алгоритма управления температурой, базирующегося на принципах программирования и теории автоматического регулирования. Этот алгоритм обеспечивает динамическое и точное поддержание оптимального температурного режима работы двигателя, минимизируя риски перегрева и

недоохлаждения. Алгоритм ПИД регулирования с логикой приоритезации позволил точно поддерживать заданное значение температуры и снизить энергопотребление всей системы.

Разработанная система охлаждения, в совокупности с алгоритмом управления, представляет собой комплексное решение, способное эффективно отводить избыточное тепло, предотвращая перегрев обмоток и магнитопровода. Это напрямую способствует повышению надежности, продлению срока службы и улучшению качества работы синхронных электродвигателей, снижая риск аварийных остановок и снижения производительности. В ходе работы был проведен полный цикл проектных решений от концепции и моделирования до расчета и управления. Полученные результаты имеют высокую практическую ценность и могут быть использованы для дальнейшего проектирования и внедрения подобных систем в промышленность.

Список используемой литературы и используемых источников

1. Аксёнов, А. К. Теплотехника, термодинамика и теплопередача: учебно-методическое пособие / А. К. Аксёнов, С. В. Бирюков. — Москва: МИСИ – МГСУ, 2022. — 50 с. — ISBN 978-5-7264-3070-6.
2. Аксенова, Е. А. Принципы подключения к контроллеру Arduino UNO R3 датчиков, индикаторов, исполнительных механизмов и устройств: учебное пособие для вузов / Е. А. Аксенова, В. В. Бурков, А. В. Васильков. — Санкт-Петербург: Лань, 2025. — 84 с. — ISBN 978-5-507-51674-2.
3. Глазырин, Г. В. Теория автоматического регулирования: учебное пособие / Г. В. Глазырин. — 2-е изд., испр. — Новосибирск: НГТУ, 2017. — 168 с. — ISBN 978-5-7782-3438-3.
4. Горбачев, М. В. Моделирование задач теплообмена в среде ANSYS FLUENT: учебное пособие / М. В. Горбачев, В. С. Наумкин, В. А. Спарин. — Новосибирск: НГТУ, 2023. — 118 с. — ISBN 978-5-7782-5014-7.
5. Григорьев, Е. К. Разработка систем анализа и обработки информации на базе Arduino : учебно-методическое пособие / Е. К. Григорьев, В. А. Ненашев, А. М. Сергеев. — Санкт-Петербург: ГУАП, 2022. — 63 с.
6. Дадонов, М. В. Электротехника и электроника: учебное пособие / М. В. Дадонов, А. В. Кудреватых. — Кемерово: КузГТУ имени Т.Ф. Горбачева, 2023. — 182 с. — ISBN 978-5-00137-438-1.
7. Затонский, А. В. Моделирование объектов управления в MatLab: учебное пособие / А. В. Затонский, Л. Г. Тугашова. — Санкт-Петербург: Лань, 2022. — 144 с. — ISBN 978-5-8114-3270-7.
8. Коломин, Илья Викторович К612 Расчет элементов системы жидкостного охлаждения поршневого двигателя внутреннего сгорания: учебное пособие / И.В. Коломин, С.В. Крашенинников. — Самара: Издательство Самарского университета, 2021. — 76 с. ISBN 978-5-7883-1705-2.

9. Кудинов, Ю. И. Теория автоматического управления (с использованием MATLAB — SIMULINK). Практикум: учебное пособие для вузов / Ю. И. Кудинов, Ф. Ф. Пашенко, А. Ю. Келина. — 2-е изд., стер. — Санкт-Петербург: Лань, 2024. — 280 с. — ISBN 978-5-507-47562-9.

10. Медведев, В.А. Конструирование преобразователей: электронное учеб. пособие / В.А. Медведев. — Тольятти: Изд-во ТГУ, 2015. 1 оптический диск.

11. Мирославский, Д. Е. Аналитический расчет ПИД-регуляторов на основе данных, полученных по методу Циглера-Никольса / Д. Е. Мирославский // Актуальные вопросы современной науки образования: Сборник статей XXIV Международной научно-практической конференции, Пенза, 10 ноября 2022 года. — Пенза: Наука и Просвещение (ИП Гуляев Г.Ю.), 2022. — С. 52-60. — EDN ZGFXJI.

12. Монк, С. Электроника. Теория и практика — 4-е изд.: Пер. с англ. / С.Монк, П. Шерц. — СПб.:БХВ-Петербург, 2020. — 1168 с.: ил. — (Электроника). ISBN 978-5-9775-3847-3.

13. Некрасов, Д. А. Тепловые процессы. Теплопроводность материалов : учебное пособие / Д. А. Некрасов, Н. С. Захаров. — Москва : РТУ МИРЭА, 2021. — 70 с.

14. Никитин, А. М. Электрические машины : учебно-методическое пособие / А. М. Никитин, В. А. Безик. — Брянск : Брянский ГАУ, 2023. — 67 с.

15. Ощепков, А. Ю. Системы автоматического управления: теория, применение, моделирование в MATLAB / А. Ю. Ощепков. — 5-е изд., стер. — Санкт-Петербург : Лань, 2023. — 208 с. — ISBN 978-5-507-47207-9.

16. Панкратов, Л. В. Моделирование и оптимизация ПИД-регулятора / Л. В. Панкратов // Наука и техника транспорта. — 2017. — № 2. — С. 73-78. — EDN YSPHYB.

17. Петин В.А. Проекты с использованием контроллера Arduino. – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб.: БХВ-Петербург, 2015. – 464с.: ил. – (Электроника). ISBN 978-5-9775-3550-2.
18. Петров, А. П. Конструкция и проектирование гибридных автомобилей : учебное пособие / А. П. Петров. — Курган : КГУ, 2024. — 168 с. — ISBN 978-5-4217-0682-3.
19. ПИД регулирование. // Официальный сайт «drives» URL: <https://drives.ru/stati/nastrojka-pid-regulyatora/> (Дата обращения 18.04.25).
20. Сапожников, С. З. Введение в теплообмен : учебное пособие для вузов / С. З. Сапожников. — Санкт-Петербург : Лань, 2025. — 132 с. — ISBN 978-5-507-50282-0.
21. Сахин, В. В. Теплообмен в однородной среде (теплопередача) : учебное пособие / В. В. Сахин. — Санкт-Петербург : БГТУ "Военмех" им. Д.Ф. Устинова, 2017. — 121 с. — ISBN 978-5-906920-15-7.
22. Синтез линейных систем автоматического управления в среде MATLAB : учебно-методическое пособие / М. Ю. Васильева, А. А. Усманова, И. Г. Габдрахманов, А. И. Валиев. — Казань : КНИТУ, 2018. — 176 с. — ISBN 978-5-7882-2270-7.
23. Теплофизика, теплотехника, теплообмен. Механика жидкостей и газов. Лабораторный практикум : учебное пособие / В. А. Арутюнов, В. А. Капитанов, И. А. Левицкий, С. Н. Шибалов. — Москва : МИСИС, 2007. — 85 с.
24. Титова, Ю. Е. Решение теплофизических задач в ANSYS MULTIPHISICS : учебное пособие / Ю. Е. Титова, И. В. Тихонова, И. А. Пушкин. — Тула : ТулГУ, 2023. — 76 с.
25. Чичиндаев, А. В. Оптимизация компактных пластинчато-ребристых теплообменников. Теоретические основы : учебное пособие / А. В. Чичиндаев. — Новосибирск : НГТУ, 2017. — 436 с. — ISBN 978-5-7782-3320.

26. Huang J. et al. A hybrid electric vehicle motor cooling system—design, model, and control //IEEE Transactions on Vehicular Technology. – 2019. – T. 68. – №. 5. – C. 4467-4478.
27. Mousavi Ajarostaghi S. S. et al. A review of recent passive heat transfer enhancement methods //Energies. – 2022. – T. 15. – №. 3. – C. 986.
28. Tikadar A. et al. Comparison of electro-thermal performance of advanced cooling techniques for electric vehicle motors //Applied Thermal Engineering. – 2021. – T. 183. – C. 116182.
29. Vu D. T., Hwang P. New cooling system design of bldc motor for electric vehicle using computation fluid dynamics modeling //Tribology and Lubricants. – 2013. – T. 29. – №. 5. – C. 318-323.
30. Zi-Chao Z., Qiang S., Ahmed B. Innovative design of the cooling topologies for electric vehicle motors //IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2019. – T. 533. – №. 1. – C. 012021.