



МИНОБРНАУКИ РОССИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Национальный исследовательский университет «МЭИ»

Институт  
Кафедра

ИЭТЭ  
ЭКАОиЭТ

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА**  
**(магистерская диссертация)**

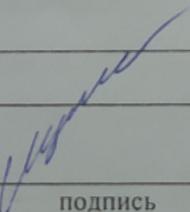
Направление 13.04.02 Электроэнергетика и электротехника  
(код и наименование)

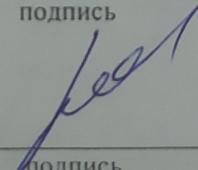
Направленность (программа) Электротехнические,

электромеханические и электронные системы автономных объектов

Форма обучения очная  
(очная/очно-заочная/заочная)

Тема: Разработка высокоскоростного турбоагрегата малой мощности

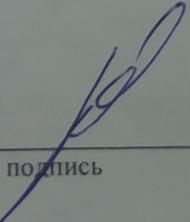
Студент Эл-13м-19   
группа подпись Шумилин Д.А.  
фамилия и инициалы

Научный руководитель к.т.н. зав.каф.   
уч. степень должность подпись Румянцев М.Ю.  
фамилия и инициалы

Консультант к.т.н. доцент   
уч. степень должность подпись Сизякин А.В.  
фамилия и инициалы

Консультант уч. степень должность подпись Румянцев М.Ю.  
фамилия и инициалы

**«Работа допущена к защите»**

Зав. кафедрой к.т.н. ст.науч. сотрудник   
уч. степень звание подпись Румянцев М.Ю.  
фамилия и инициалы

Дата 22.06.2021



**МИНОБРНАУКИ РОССИИ**  
федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
**«Национальный исследовательский университет «МЭИ»**

Институт  
Кафедра

ИЭТЭ  
ЭКАОиЭТ

**ЗАДАНИЕ  
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ  
(магистерскую диссертацию)**

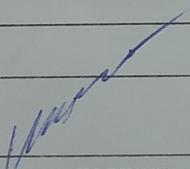
Направление 13.04.02 Электроэнергетика и электротехника  
(код и наименование)

Направленность (профиль) Электротехнические,

электромеханические и электронные системы автономных объектов

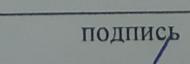
Форма обучения очная  
(очная/очно-заочная/заочная)

Тема: Разработка высокоскоростного турбоагрегата малой мощности

Студент Эл-13м-19   
группа  подпись Шумилин Д.А.  
фамилия и инициалы

Научный руководитель к.т.н. зав.каф.   
уч. степень доцент подпись Румянцев М.Ю.  
должность  фамилия и инициалы

Консультант к.т.н. доцент   
уч. степень старший научный сотрудник подпись Сизякин А.В.  
должность  фамилия и инициалы

Консультант к.т.н. старший научный сотрудник   
уч. степень звание подпись Румянцев М.Ю.  
должность  фамилия и инициалы

Зав. кафедрой к.т.н. ст.науч. сотрудник   
уч. степень звание подпись Румянцев М.Ю.  
фамилия и инициалы

Место выполнения работы ФГБОУ ВО «НИУ МЭИ», кафедра электротехнических  
комплексов автономных объектов и электрического транспорта

## **1.Обоснование выбора темы выпускной квалификационной работы**

Человечеству всегда необходимо тепло и электроэнергия. Одним из наиболее быстроразвивающихся секторов энергетики в Европейском Союзе и России является сектор возобновляемой энергии с использованием биотоплива и бросового тепла. Самыми подходящими установками для утилизации этих топлив являются установки на органическом цикле Ренкина, где силовым элементом является турбоагрегат. Поскольку Эта сфера высокоскоростных машин такого типа является мало развитой, необходимо дешёвое и экспериментальное исследование этих машин.

Разработка и исследование машины на натурном стенде ОРЦ цикла требует больших денежных вложений. Для уменьшения стоимости возможно разработать экспериментальные модели турбогенераторов и тестировать их на воздушных газодинамических стендах. Эта магистерская диссертация посвящена созданию дорожной карты в проектировании таких высокоскоростных турбоагрегатов малой мощности для проведения экспериментов на газодинамических стенах

Научный руководитель Румянцев М.Ю дата 16.09.2020

Студент Шумилин Д.А дата 16.09.2020

## **2.Консультации по разделу**

*Моделирование генераторной машины,  
электромагнитные расчёты*

Подпись консультанта *Нарин* дата 22.10.2020

## **3.Консультации по разделу**

Подпись консультанта \_\_\_\_\_ дата \_\_\_\_\_

#### **4. План выполнения выпускной квалификационной работы**

<b>№ п\п</b>	<b>Содержание разделов</b>	<b>Срок выполнения</b>	<b>Трудоёмкость, %</b>
I.	<p>Теоретическая часть:</p> <p>Разработка и расчёт высокоскоростного турбоагрегата малой мощности аналитическими методами и методами конечных элементов. Разработка численной модели системы управления турбоагрегатом и моделирование процесса пуска и сброса нагрузки.</p>	01.01.2021	60
II.	<p>Экспериментальная часть:</p> <p>Снятие характеристики сети газодинамического стенда.</p> <p>Моделирование статора в 3D и экспериментальная проверка размеров пазов статора.</p>	01.10.2019 01.02.2020	10
III.	<p>Публикации:</p> <p>A) M. Rumyantsev, D. Shumilin, “Automated complex for the study of high-speed electric turbomachines”, V International Conference on Information Technologies in Engineering Education (Inorino) 2020, Moscow, Russia, 2020</p> <p>Б) Шумилин Д.А., Румянцев М.Ю., Сизякин А.В.. Разработка микротурбинной энергоустановки малой мощности, работающей по</p>		10

	<p>органическому циклу Ренкина. Энергетика. Технологии будущего. Сборник трудов III научно-технической конференции студентов. М: ФГБОУ ВПО «НИУ МЭИ», Москва, 2020</p> <p>В) Шумилин Д.А., Румянцев М.Ю. Разработка и экспериментальные исследования высокоскоростного турбогенератора малой мощности. Энергетика. Технологии будущего. Сборник тезисов докладов II научно-технической конференции студентов. М.: Национальный исследовательский университет "МЭИ", Москва, 2019</p> <p>Г) Шумилин Д.А., Румянцев М.Ю., Сизякин А.В. Особенности выбора главных размеров высокоскоростных турбогенераторов. Радиоэлектроника, электротехника и энергетика. Тезисы докладов. М: ООО «Центр полиграфических услуг» Радуга, Москва, 2020</p>	
--	---	--

IV.	Оформление диссертации: Оформление магистерской диссертации согласно ГОСТ и нормам.	01.06.2021	20
-----	---	------------	----

## 5. Рекомендуемая литература

1. Сугробов А.М., Русаков А.М. Проектирование электрических машин Автономных объектов: учебное пособие для вузов. М.: Издательский дом МЭИ, 2012.
  2. Балагуров. В.А. Проектирование специальных электрических машин Переменного тока. М.: Высш. Школа, 1982. - 272 с., ил
  3. А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; Под редакцией А.Г. Костюка, В.В. Фролова. Турбины тепловых и атомных электрических станций. 2е изд., перераб. и доп. - М.: Издательство МЭИ, 2001. – 488 с.
- 
- 
- 
- 
- 
- 
- 
- 
- 
- 
- 
- 

### Примечания:

1. Задание брошюруется вместе с выпускной работой после титульного листа (страницы задания имеют номера 2, 3, 4, 5).
2. Отзыв руководителя, рецензия(и), отчет о проверке на объем заимствований и согласие студента на размещение работы в открытом доступе вкладываются в конверт (файловую папку) под обложкой работы.

## Аннотация

РПЗ 105 с. 55 рис., 3 табл., 44 источн., 2 прил.

ОРГАНИЧЕСКИЙ ЦИКЛ РЕНКИНА, ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ СТЕНД, ТУРБОАГРЕГАТ, СИНХРОННЫЙ ГЕНЕРАТОР, МАГНИТ, МИКРОТУРБИНА, МЕХАНИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ.

Человечеству всегда необходимо тепло и электрическая энергия. Возобновляемые источники энергии, использующие органический цикл Ренкина (ОЦР), в котором турбогенераторы используются в качестве силового устройства, относятся к устойчиво развивающимся областям в энергетическом секторе. Установки ОЦР используют бросовое тепло, пеллетное топливо или отходы в качестве основных источников энергии. Полноценная научная разработка таких машин затруднена высокой стоимостью оборудования для реализации самого цикла Ренкина и итерационным подходом к разработке турбоагрегата.

В магистерской диссертации предлагается проводить модельные эксперименты над специально спроектированными экспериментальными турбоагрегатами на воздушных газодинамических стендах. В работе представлена дорожная карта по созданию опытного высокоскоростного турбоагрегата малой мощности. Турбоагрегат с частотой вращения ротора 150 000 об/мин и мощностью 1 кВт был разработан с учётом процессов электромагнетизма, гидродинамики и механики.

8  
Содержание

<b>ВВЕДЕНИЕ</b>	<b>10</b>
<b>1 Обзор энергетического сектора и рынка маломощных энергетических установок</b>	<b>12</b>
1.1 Текущее положение малой энергетики в России и Европейском Союзе	12
1.2 Место применения и задачи, ставящиеся турбоагрегатам малой мощности	17
1.3 Краткий обзор производителей турбоагрегатов малой мощности	18
1.4 Основные составляющие турбоагрегата	22
1.5 Существующие конструкторские решения по турбоагрегатам малой мощности	23
1.6 Органический цикл Ренкина: термодинамический процесс	26
1.7 Проблема выбора рабочего тела. Сложности в экспериментальном изучении установок на органическом цикле Ренкина и проведение исследований на воздухе	28
1.8 Выводы по главе	30
<b>2 Газодинамический испытательный стенд</b>	<b>31</b>
2.1 Газодинамический тракт	31
2.2 Электрическая часть стенда и система измерений	33
2.3 Экспериментальные характеристики стенда	34
2.4 Постановка задачи расчёта турбоагрегата	37
2.5 Выводы по главе	37
<b>3 Проектирование турбоагрегата</b>	<b>39</b>
3.1 Выбор типа турбины	39

3.2 Сопловой аппарат турбины	41
3.3 Проектировочный расчёт проточной части турбины	43
3.4 Моделирование проточной части посредством метода конечных элементов	44
3.5 Прочностной расчёт рабочего колеса турбины посредством метода конечных элементов	46
3.6 Выбор постоянного магнита	48
3.7 Прочность системы «магнит-бандаж»	49
3.8 Оценка магнитной индукции в воздушном зазоре	53
3.9 Проектировочный расчёт электрогенератора	57
3.10 Возможные варианты конструкций статора	59
3.11 Результаты расчёта и характеристики генератора	62
3.12 Прочностной расчёт роторной системы турбоагрегата	67
3.13 Вибрационная диаграмма ротора	69
3.14 Выводы по главе	71
4 Базовая система управления турбоагрегатом	72
4.1 Концепт системы управления турбоагрегатом	72
4.2 Модель турбоагрегата в Matlab Simulink	74
4.3 Результаты моделирования турбоагрегата	76
4.4 Выводы по главе	78
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ</b>	<b>79</b>
Список использованных источников	82
Приложение А	89
Приложение Б	98

## ВВЕДЕНИЕ

Разработка и внедрение возобновляемых источников энергии и автономных энергетических установок становится все больше актуальной в наши дни. При нынешних уровнях добычи в России запасов нефти хватит на 59 лет, а газа на 103 года по данным Минприроды России. Развитие замещающей ветви энергетики на базе возобновляемых источников энергии и отходов в странах Европейского союза в этом столетии набирает большие обороты для обеспечения своих территорий энергией в ближайшем будущем. Российский план развития энергетических систем на ближайшие 20 лет также свидетельствует о сильном акценте в развитии замещающего сектора на базе ВИЭ для создания будущей энергетической безопасности.

Один из наиболее удачных векторов развития возобновляемых источников энергии и утилизации отходов на территории Российской Федерации является установки на низкопотенциальном тепле, использующие бросовое тепло, утилизацию бытовых отходов, а также тепло земли. Подобные установки используют низкокипящие рабочие тела в органическом цикле Ренкина, что бы максимально эффективно использовать малые перепады температур. Генерирующим объектом установок является маломощный высокоскоростной турбоагрегат в герметичном исполнении.

Разработка таких турбоагрегатов на территории России в промышленном масштабе не ведётся, а на мировом рынке стартовая мощность серий установок начинается от ~50 кВт, что для частных резиденций и нужд мобильных объектов для обеспечения является несколько избыточной мощностью.

В этой магистерской диссертации представлена разработка подобного рода силового оборудования. В первой главе сделан обзор энергетического сектора и рынка маломощных энергетических установок. Во второй главе можно найти описание газодинамического стенда на котором предполагается испытывать разработанный в процессе написания диплома турбоагрегат. В

третьей главе описан процесс проектирования машины и представлены результаты расчётов и моделирования численными методами различных частей турбоагрегата. В главу включены газодинамические расчёты, электромеханические расчёты, а также прочностные расчёты и симуляции. Далее в четвёртой главе предложена и собрана в среде Matlab Simulink модель системы управления турбоагрегатом. В заключении сделаны выводы по работе и описаны достигнутые результаты и показатели.

# 1 Обзор энергетического сектора и рынка маломощных энергетических установок

## 1.1 Текущее положение малой энергетики в России и Европейском Союзе

Наиболее часто маломощные источники электрической генерации основаны на возобновляемых видах энергии. Согласно воспроизведённому графику из отчёта Евростата [1], представленному на рисунке 1.1, в последние несколько лет существует отчётливая тенденция к повышению выработки электроэнергии за счёт возобновляемых источников энергии (ВИЭ).

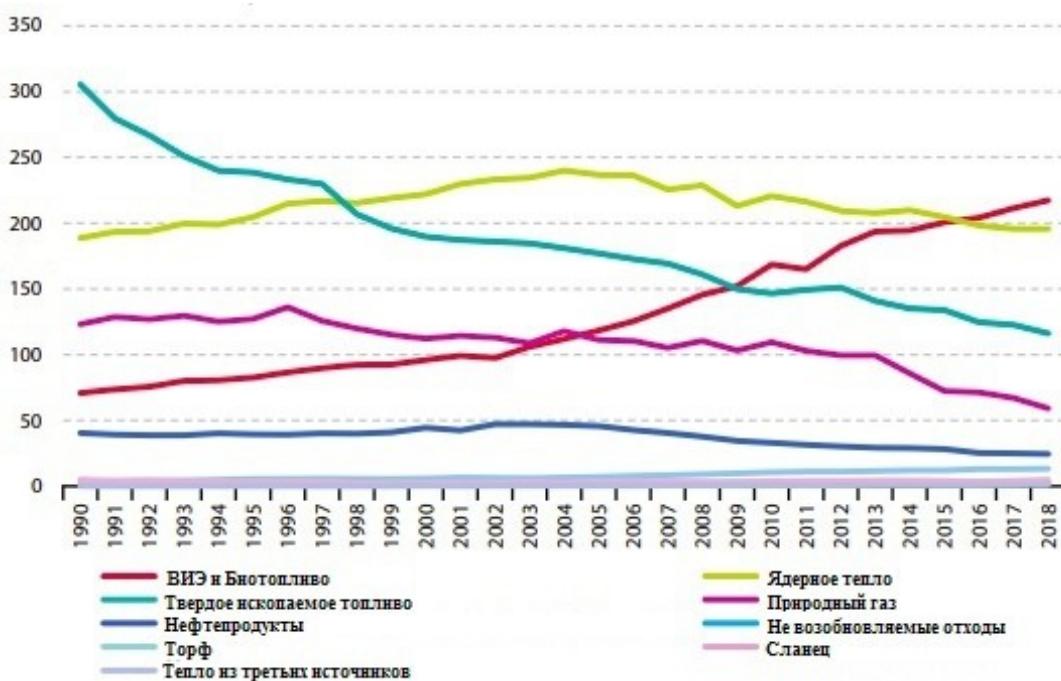


Рисунок 1.1 — Производство энергии по топливу в ЕС за 1990-2018 года тоннах нефтяного эквивалента [1]

Станции на основе возобновляемой энергии в настоящее время составляют значительную долю производства электроэнергии в ЕС, и даже в последние несколько лет объем годичной вырабатываемой электроэнергии посредством ВИЭ начал превышать количество энергии, вырабатываемой атомными электростанциями. По сравнению с 2017 годом производство энергии

на базе ВИЭ в 2018 году увеличилось до 34.2 %, а объем производимой энергии на базе отходов и бросового тепла вырос до 2.1 % в общем производстве энергии. Согласно отчёту [1], вклад различных видов генерации энергии в общий энергетический баланс показан на рисунке 1.2. Из анализа этих данных можно сделать вывод о том, что наиболее объёмным рынком возобновляемых источников энергии являются генерирующие установки, работающие на биотопливе, отходах, а также бросовом тепле от различных типов производственных процессов.

Согласно работе [2], ссылаясь на стратегию развития ЕС до 2050 года, рынок возобновляемой энергии будет развиваться быстрыми темпами. К 2030 году не менее 32 % доли энергии должно производиться за счёт возобновляемых источников энергии.

Рынок Российской энергетики имеет схожее направление развития. Согласно прогнозам ИНЭИ РАН [3] при любом из подходов к прогнозированию развития энергетического рынка, доля установленной мощности на территории России будет только увеличиваться. График прогноза установленной мощности до 2040 года показан на рисунке 1.3.

На рисунке 1.4 представлен прогноз использования ресурсов возобновляемой энергетики в России. Как можно заметить, наибольшее развитие получит солнечный рынок электроэнергетики и рынок основанный на биотопливе, утилизации отходов и бросового тепла.

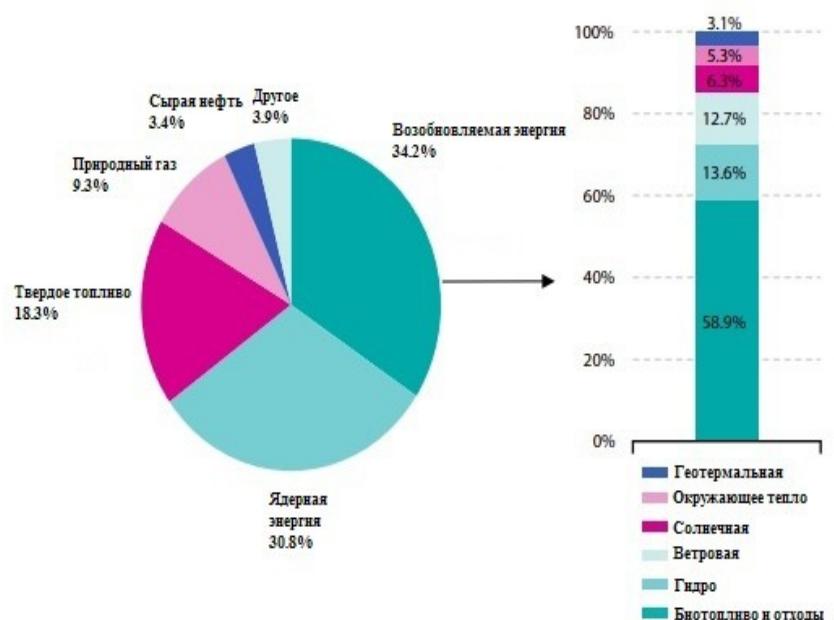


Рисунок 1.2 — Главные источники энергии для ЕС в 2018 году в % от полной величины в тоннах нефтяного эквивалента [1]

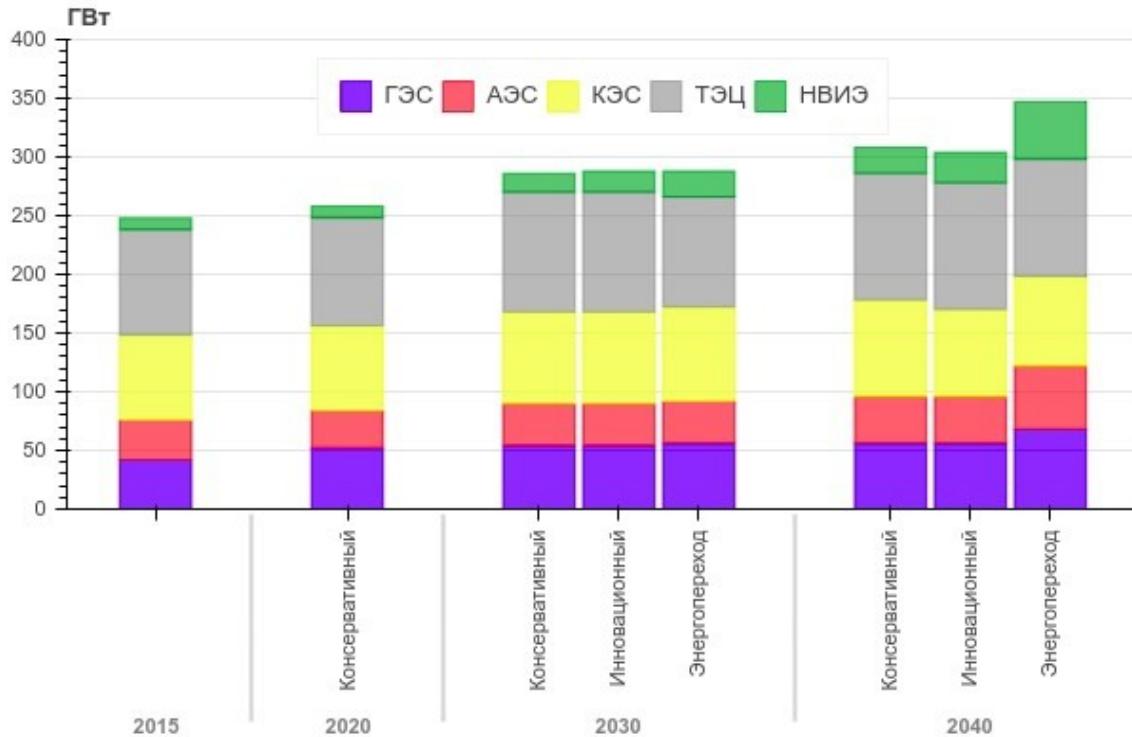


Рисунок 1.3 — Сценарный прогноз установленной мощности основных типов электростанций [3]

ГЭС — Гидроэлектростанция, АЭС — Атомная электростанция,  
КЭС — Конденсационная электростанция, ТЭЦ — Теплоэлектроцентраль,  
НВИЭ — Нетрадиционные возобновляемые источники энергии

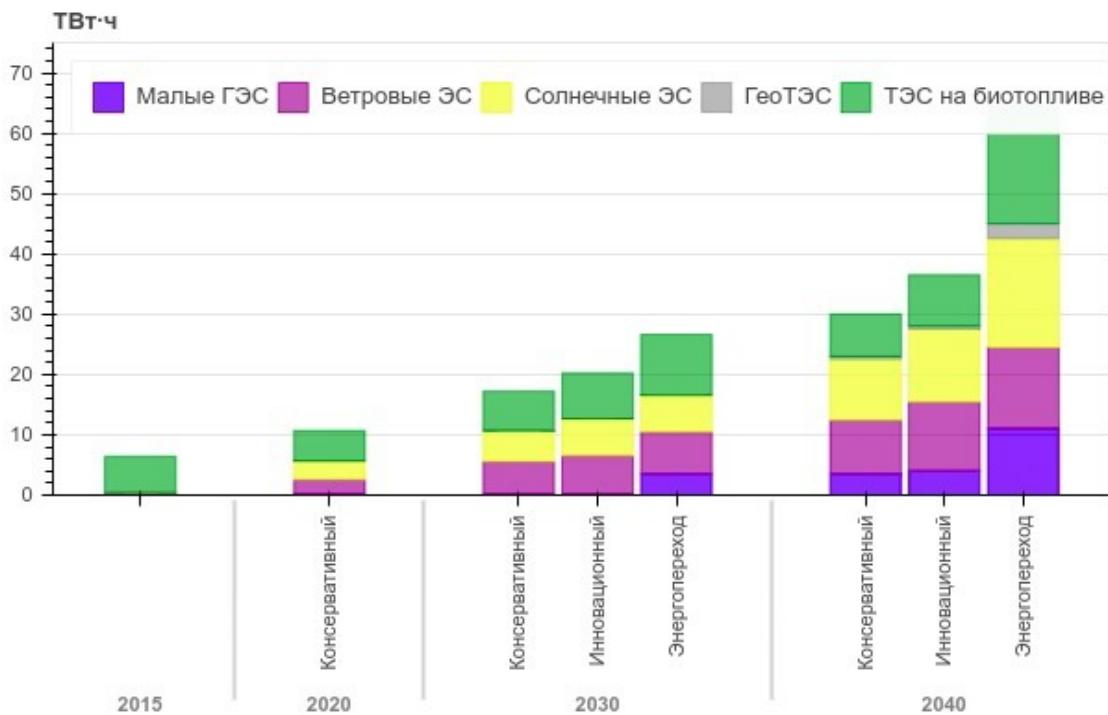


Рисунок 1.4 — Использование НВИЭ в электроэнергетике [3]

ЭС — Электростанция, ГеоТЭС — Геотермальная электростанция,  
ТЭС - Теплоэлектростанция



Рисунок 1.5 — Прогноз ввода новых мощностей централизованной и распределенной генерации электроэнергии в мире [3]

Современные тенденции в энергетике во многом определяются увеличением доли децентрализованных систем энергоснабжения и систем распределенной генерации. В соответствии с прогнозом Navigant Research и ИНЭИ РАН (рисунок 1.5), к 2026 году ввод новых мощностей распределенной генерации в мире будет превышать ввод мощностей централизованной генерации [3]. Представленная тенденция говорит об увеличении спроса на объекты распределенной генерации (в большинстве базирующихся на ВИЭ) и необходимости науки, рынка и технологий своевременно отвечать на этот спрос.

Важно отметить, что развитие распределенной генерации связано не только с применением возобновляемых источников, но и с развитием энергоустановок использующих эту энергию для выработки электричества и тепла.

Современная коммерческая индустрия, промышленность и службы отвечающие за жилые потребности людей встречаются с несколькими главными проблемами в энергетическом секторе: стоимости электроэнергии, надёжности энергоснабжения, специфиности нагрузки и выброс

загрязняющих веществ в окружающую среду для выработки необходимой энергии. Частичным решением этих проблем станет распределенная генерирующая энергетическая сеть, состоящая из локальных небольших источников генерации энергии.

В стоимость энергии закладывается не только стоимость оборудования и её амортизационная стоимость, но также и оплата сотрудников обслуживания установок, для установок утилизации отходов и сжигания топлива – логистические расходы на транспортировку топлива и стоимость топлива. Распределенные системы возводятся разрежено по территории в том числе и на объектах являющимися источниками топлива, что в среднем может уменьшить расстояние для транспортировки топлива, а следовательно, и логистические расходы. В дополнение, объектами распределенной генерации часто являются установки на возобновляемых источниках энергии, что в свою очередь исключает траты на топливо и решает проблему с выбросами загрязняющих веществ в окружающую среду или уменьшает её.

Распределенные системы являются более отказоустойчивыми системами, поскольку каждая установка рассчитана на автономное её использование. Такие системы будут наиболее актуальны в частных резиденциях с автономными персональными источниками энергоснабжения.

Одним из перспективных типов установок малой мощности для децентрализованных систем энергоснабжения являются высокоскоростные микротурбинные энергетические установки на основе газовых или паровых турбин, в последнем случае, работающих на органических циклах Ренкина. Такие установки могут использовать как природный газ для своей работы, так и биотопливо и отходы для сжигания в котлах утилизаторах для подвода тепла к рабочему телу цикла. Применение низкокипящих рабочих тел в цикле Ренкина позволяет использовать установки для утилизации бросового тепла от мощных дизель генераторов, производственных процессов, таких как производство стали или стекла.

## **1.2 Место применения и задачи, ставящиеся турбоагрегатам малой мощности**

Газовые микротурбины позволяют вырабатывать электрическую энергию для снабжения электроэнергией промышленных и частных потребителей. Главным недостатком таких установок является явная привязка установки к точке доступа к газу.

При строительстве объектов распределенной энергетики очень часто имеем дело с населёнными пунктами и объектами, находящимися на отдалении от централизованных энергетической и газотранспортной систем. В одной лишь России в таких регионах проживает свыше 20 млн. человек. Привозное топливо резко удорожает стоимость единицы произведённой тепловой и электрической энергии. Применение паровых микротурбинных установок, работающих на местных, возобновляемых видах топлива, позволяет эффективно решить проблему энергообеспечения таких регионов, населённых пунктов, промышленных и иных объектов.

Использование местного топлива или отходов, возможно с малой теплотой сгорания, может быть эффективно осуществлено посредством замены пара в цикле Ренкина на органическое рабочее тело, имеющее низкую температуру кипения и, следовательно, низкую температуру источника подвода тепла. Такие установки могут использоваться для энергоснабжения удалённых объектов при использовании пеллетного топлива или древесины, снабжения электричеством и теплом нескольких частных домов. За счёт высокой частоты вращения микротурбины, силовую установку можно сделать компактной, что позволит использовать её как мобильный источник энергии.

Использование органического рабочего тела открывает возможности для утилизации бросового тепла. Вместо котла утилизатора должен находиться теплообменник передающий тепло рабочему телу. ОРЦ установки находят применение в качестве рекуперативных установок в тепловых циклах производственных процессов наиболее полно используя теплоту и уменьшая

тепловое загрязнение окружающей среды. Такие установки полностью зависят от основного производственного процесса и не наносят вреда окружающей среде. Примером использования установок может служить применение их на хвосте дизельного генератора локомотива, где температура уходящих газов на выходе составляет порядка  $600^{\circ}\text{C}$ . Также примером может служить производство стали, при нагревании металла огромное количество тепла отдается окружающей среде, которое может быть полезно использовано для собственных нужд.

За счёт высокой не нормированной частоты вращения и блока силовой электроники для формирования необходимых параметров электроэнергии сама силовая установка имеет сравнительно небольшие габариты и может использоваться как стационарная генерирующая установка на объектах микрогенерации, так и бортовая силовая установка. К примеру, на основе микротурбин могут выполняться генерирующие установки для летательных аппаратов, электромобилей, экобусов и других транспортных средств для которых вес и габариты машины играют существенную роль.

За счёт огромных сфер применения классических высокоскоростных микротурбинных маломощных установок на вариациях цикла Ренкина дальнейший акцент в работе будет сделан именно на этот тип установок.

### **1.3 Краткий обзор производителей турбоагрегатов малой мощности**

Рассматривая малую энергетику и маломощные турбоагрегаты необходимо так же рассмотреть наиболее типичные решения компаний производителей для заполнения потребностей рынка в подобных установках. В статье [4] рассмотрена общая ситуация на мировом рынке ORC технологий. Ниже будут рассмотрены примеры компаний и их модельные ряды оборудования и некоторые характерные свойства.

Одним из самых известных производителей микротурбинных установок является Capstone Turbine Corporation [5]. Capstone выпускает газовые

микротурбинные установки, конструкции которых от типа к типу в линейке не претерпевают значительных изменений по отношению друг к другу. Компания выпускает установки с единичной номинальной мощностью: 30 кВт, 65 кВт и 200 кВт, а при соединении их в кластеры 600 кВт, 1 МВт с электрической эффективностью 26 %, 29 %, 33 %, 33 %, 33 % соответственно. В качестве топлива установки используют природный газ, керосин, авиационное топливо, биогаз и т.д. В установках Capstone используются лепестковые газодинамические подшипники.

Компания EXERGY специализируется на производстве оборудования для реализации органического цикла Ренкина и генерации электроэнергии [6]. Единичная мощность оборудования этой компании находится в диапазоне от 1 МВт до 20 МВт электроэнергии. Максимальная заявляемая эффективность термодинамического цикла составляет 30 %. Компания предоставляет решения для использования биомассы, геотермальных источников энергии, а также использование бросового тепла от тепловых электростанций и индустриальных процессов. Характерной чертой компании является использование радиальных турбин.

Одной из самых крупных компаний в сфере разработки установок на ORC относящихся к малой энергетике является компания Turboden входящая в группу компаний Mitsubishi Heavy Industries [7]. Turboden предоставляет линейки оборудования мощностью от 200 кВт до 20 МВт. Компания предоставляет собственные решения в сферах использования биотоплива, геотермальной энергии, бросового тепла и энергии солнца. В качестве буфера для передачи тепловой энергии от источника тепла до рабочего тела установки используется термическое масло. Заявляемая электрическая эффективность оборудования находится в диапазоне от 17 % до 24 %. Минимальная температура на входе в турбину составляет 240 °С. В качестве турбин в установках Turboden используют хорошо зарекомендовавшие себя осевые турбины.

С недавнего времени компания Siemens и Turboden выпустили совместную линию под названием Heat ReCycle solutions [8]. Оборудование представляет собой электростанцию, оснащенную газовыми турбинами Siemens мощностями от 10 МВт до 68 МВт (серии SGT 300 - 750) и установленными ORC системами от компании Turboden. В качестве среды для передачи тепла от выхлопа газовых турбин к системам на органическом рабочем теле используется термическое масло или циклопентан. В такой системе компаниям удалось достичь высокой эффективности станции порядка 47-50 %, низких выбросов загрязняющих веществ в окружающую среду, а так же системы генерации энергии, полностью не использующей воду.

Компания ElectraTherm входящая в Bitzer Group имеет достаточно необычное относительно рынка решение по утилизации бросового тепла [9]. Компания производит оборудование для утилизации низкопотенциального тепла с температурой от 70 °C до 150 °C для выработки 75-125 кВт электрической энергии. В качестве преобразователя тепловой энергии в электрическую используется винтовой экспандер с рабочим телом R245fa. У системы существует потребность в охлаждающей воде с допуском температуры от 4 °C до 65 °C.

Clean Energy Technologies (CETY) предоставляет своё решение для эффективного использования бросового тепла [10]. CETY предоставляет модульное оборудование для выработки 50-140 кВт электрической мощности в которой используется радиально-осевая турбина с частотой вращения 27 500 оборотов в минуту. Ротор машины находится в подвесе на магнитных подшипниках. Оборудование для доставки тепла рабочему телу (R245fa) использует термическое масло или горячую воду.

Компания Triogen основывается на технологиях, изначально разработанных техническим университетом Лаппеенранты. Triogen имеет две ветки оборудования на ORC цикле [11]. Первая – использование бросового тепла от газовых и дизельных двигателей, вторая – использование тепла от

сжигания биотоплива. Требуемая температура уходящих газов составляет 350 °С, полезная электрическая мощность установок находится в диапазоне от 92 до 162 кВт, а электрический КПД находится в диапазоне от 14.6 % до 17.2 %. Главными источниками тепла для оборудования являются уходящие газы, продукты сгорания или горячий воздух, для охлаждения в конденсаторе используется вода или смесь воды и гликоля. В качестве силовой установки используется радиальная одноступенчатая турбина с частотой вращения 18 000-28 000 оборотов в минуту, рабочее тело – толуол, используются подшипники скольжения, смазываемые рабочим телом.

Испанская компания RANK производит широкий ряд оборудования для микрогенерации и микрокогенерации тепла и электроэнергии [12]. Линейка Rank micro имеет минимальную установленную мощность оборудования до 2.5 кВт при входной температуре 90-120 °С. Так же у компании имеются линейки LT 1 - 3, MT 1 - 3, HT 1 - 3, HTC 1 - 3. Буквенные обозначения отвечают за температуру на входе в оборудование (от 90 до 210 °С), а цифры за порядковый номер в температурной группе по мощности (минимум LT1 8 - 20 кВт, максимум HTC3 100 - 145 кВт электрической мощности).

Согласно приведённому тренду в работе [4], рынок микрогенерации на базе ORC циклов является быстрорастущим рынком в последние 20 лет. Большинство установленной мощности приходится на геотермальные источники энергии, а большинство установленных станций эксплуатируется для полезного использования бросового тепла.

Из приведённой информации можно сделать вывод о том, что предложения компаний на текущий момент покрывают все возможные сферы применения мини-ТЭЦ, но средняя мощность для частного использования, а как можно увидеть и нередко и начальная мощность линеек начинается от ~50 кВт, что является несколько избыточной.

## 1.4 Основные составляющие турбоагрегата

Турбоагрегат обычно состоит из трёх основных частей: турбины, электрогенератора, блока силовой электроники и управления машиной.

Турбина состоит из направляющего аппарата и рабочего колеса, регулирующего и стопорного клапанов. Направляющий аппарат предназначен для увеличения кинетической энергии рабочего тела за счёт увеличения скорости потока газа, а так же для придания потоку определённого угла атаки на лопатки рабочего колеса. Направляющий аппарат может быть выполнен как в виде лопаточного аппарата, так и в виде каналов с сужающимся поперечным сечением. Рабочее колесо турбины преобразовывает энергию газа в механическую энергию вращения вала. Рабочее колесо крепится на вал турбины, который может быть совместным для всей машины, так и раздельным связанным с валом электрогенератора через муфту. Корпус турбины должен быть герметичным, предотвращать утечку рабочего тела в окружающую среду.

Электрогенератор чаще всего из себя представляет синхронный генератор с возбуждением от постоянных магнитов. В зависимости от частоты вращения и мощности установки, ротор электрогенератора может представлять собой как единый цилиндрический постоянный магнит, так и сборную конструкцию. Ротор электрогенератора в зависимости от применения и мощности может находиться на подшипниках качения, магнитных подшипниках, газодинамических подшипниках. В последнем случае необходимо обеспечить некоторую циркуляцию газа внутри генератора. В этом случае сознательно осуществляют утечку рабочего тела в корпус генератора из турбины. При этом исполнение генератора должно тоже быть герметичным и влагозащищенным. Для охлаждения электрогенератора на его статорной части располагают радиатор для отвода тепла. Также, дополнительно для охлаждения может быть использован продув рабочим телом электрогенератора или установлено внешнее охлаждение посредством вентилятора.

Блок силовой электроники необходим для формирования необходимых параметров электроэнергии для потребителя. Поскольку в большинстве случаев ротор имеет не постоянную и высокую частоту вращения, то величина и частота напряжения на клеммах электрогенератора значительно отличаются от стандартных, общепромышленных значений 380/220 В, 50 Гц, необходимых потребителю. Блок силовой электроники, состоящий из выпрямителя и последующего инвертора, обеспечивает формирование на выходе энергоустановки напряжения необходимого уровня, частоты и качества.

## **1.5 Существующие конструкторские решения по турбоагрегатам малой мощности**

Большинство производителей турбогенераторов поставляют целый комплекс оборудования для обеспечения работы установки в уже смонтированном контейнере. Контейнеры представляют из себя модульную систему которую можно эффективно и быстро транспортировать и расширять под нужды потребителя.

Одним из наиболее популярных примеров для рассмотрения является турбоагрегат Capstone C30 [13] имеющий мощность 30 кВт, а эффективность 26 %. Расход продуктов сгорания составляет 0.31 кг/с, а их температура на выходе из выхлопного патрубка 275 °С. Выходное напряжение трехфазной установки составляет 400/480 В переменного тока с частотой 50/60 Гц.

Она содержит классические компоненты газотурбинной установки малой мощности: радиально-осевой компрессор, камеру сгорания, радиально-осевую газовую турбину. Компрессор и газовая турбина находятся на одном валу, который опирается на газодинамические опоры. Подпитка воздухом этих опор происходит за счёт всасывания воздуха компрессором, а на более мощных установках осуществляется дополнительной крыльчаткой со свободной от компрессора стороны вала. Продукты сгорания после газовой турбины проходят диффузор, увеличивающий теплоперепад на турбину, и далее попадают в

рекуператор, расположенный в корпусе турбины. Применение рекуператора в тепловой схеме позволяет повысить эффективность цикла Брайтона, за счёт нагрева воздуха перед камерой сгорания уходящими газами.

Установка поставляется в виде шкафа весом 405 кг и имеет размеры: ширина 0.76 м, глубина 1.52м, высота 1.96 м.

Другое интересное конструкторское решение [14] принадлежит компании EXERGY. Установка имеет осевой подвод рабочего тела, радиальную турбину движение газа в которой происходит от центра к периферии. Количество ступеней турбины на одном диске может доходить до семи. Ротор турбины вращается на подшипниках скольжения и соединён с внешним электрогенератором при помощи муфты.

ElectraTherm поставляет как силовые установки в виде контейнеров массой 3290/4273 кг (4400В/6500В серии) и размерами: ширина 2.4/2.0 м, глубина 2.0/3.3 м, высота 2.3/2.5 м для серии 4400В и 6500В соответственно. Установка имеет в виде двигателя винтовой экспандер, преобразующий энергию газа в механическую энергию. Выходной вал экспандера через ремённую передачу передаёт механическую энергию на электрогенератор. Номинальные значения напряжения трехфазного электрогенератора находятся в диапазоне 380-500 В, частота напряжения 50/60 Гц, коэффициент мощности генератора варьируется от 0.9 до 1.

В брошюре СЕТУ [15] показан их силовой модуль. Силовой модуль включает в себя радиально-осевую турбину, закреплённую на одном валу с генератором. Поток газа протекает от периферии к центру и проходит через влагозащищенный герметичный генератор охлаждая его. Ротор установлен на магнитных подшипниках, частота вращения ротора поддерживается 27 600 оборотов в минуту. Установка имеет выходное напряжение 400/480 В, 3 фазы, частоту напряжения 50/60 Гц. Система, охлаждаемая водой поставляется в контейнерном виде с массой 3523 кг и размерами: ширина 3.6 м, глубина 1.22 м, высота 2.16 м.

Компания RANK выпускает оборудование аналогично в виде контейнеров, минимальную массу имеет серия Micro 750 кг с мощностью 0.5-2 кВт, 3 фазным напряжением 400 В и частотой 50 Гц. Размеры контейнера: ширина 0.8 м, глубина 1.2 м, высота 1.45 м.

В работе [16], описана разработка турбогенератора с номинальной частотой вращения 26 000 оборотов в минуту и номинальной мощностью в 50 кВт. Как можно отметить из работы, турбогенератор состоит из радиально-осевой турбины, закреплённой консольно к валу электрогенератора. Ротор машины установлен на газостатические подшипники. Подача рабочего тела производится через радиальную улитку, отработанное рабочее тело выходит вдоль оси генератора. Электрогенератор охлаждается циркулирующей охлаждающей водой.

Авторами работы [17] разработан турбоагрегат рабочим телом которого является водяной пар. Начальная температура пара 330 °С, частота вращения 12 480 оборотов в минуту, выходная электрическая мощность составляет 1000 кВт. Разрез турбоагрегата изображён на рисунке 1.6.

Электрической машиной в представленной конструкции является индукционный генератор номинальной мощностью 1 МВт, с ротором типа беличья клетка с 20 медными стержнями, медными соединяющими кольцами и внутренними охлаждающими каналами. Ротор машины и обмотки охлаждаются циркулирующей водой. Генератор имеет число пар полюсов равное единице, число пазов статора 18, воздушный зазор составил 5 мм, укорочение статорной обмотки 7/9. Более подробные параметры электрогенератора приведены в работе [17].

Ротор поддерживается активными магнитными подшипниками и дублируется шариковыми подшипниками. Радиальные магнитные подшипники хорошо изолированы от воды и пара внутри статора, а осевой подшипник не изолирован.

Турбина крепится непосредственно к концу ротора генератора. Она представляет собой двухпоточную радиальную турбину, для разгрузки осевых усилий с магнитных подшипников, с движением пара от периферии к центру. Подвод пара к каждой стороне рабочего колеса турбины собственный, по 4 подвода пара на сторону рабочего колеса.

## **1.6 Органический цикл Ренкина: термодинамический процесса**

Основная идея органического цикла Ренкина состоит в замене водяного пара на низкокипящее рабочее тело для возможности использовать низкотемпературные источники тепла. Основные составляющие цикла изображены на принципиальной схеме на рисунке 1.7.

Первоначальным источником тепла является котельная установка, сжигающая различные виды топлив с целью передачи теплового потока на трубы испарительного тракта. В трубах испарительного тракта рабочее тело цикла под давлением нагревается до температуры кипения, испаряется и, в зависимости от реализации цикла, перегревается для достижения состояния перегретого газа без жидкой фазы. Процесс передачи тепла к рабочему телу является изобарным и изображён на рисунке 1.7 от точки 5 до 0.

Перегретый газ под давлением подаётся в турбину, которая преобразует энергию газа в механическую энергию вала. Если рассматривать цикл без учёта потерь, то процесс протекает при постоянной энтропии, точки от 0 до 2. Механическая энергия вала передаётся на вал электрогенератора для выработки электрической энергии для потребителей.

Отработанное рабочее тело после выхода из турбины имеет низкое давление, но высокую температуру. Высокую температуру можно эффективно использовать для подогревая рабочего тела перед входом в котёл, тем самым возвращая теплоту в цикл и существенно увеличивая термодинамическую эффективность установки. Этот процесс осуществляется от точки 2 до точки

3''' рекуператором тепла, позволяя использовать меньше топлива для достижения того же температурного нагрева рабочего тела.

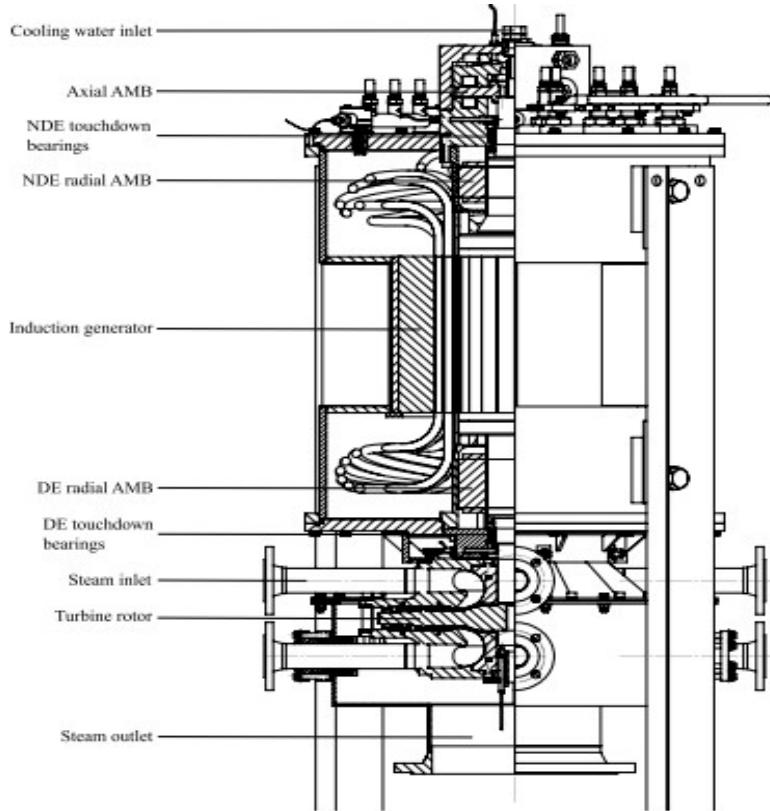


Рисунок 1.6 — Разрез турбоагрегата из работы [9]

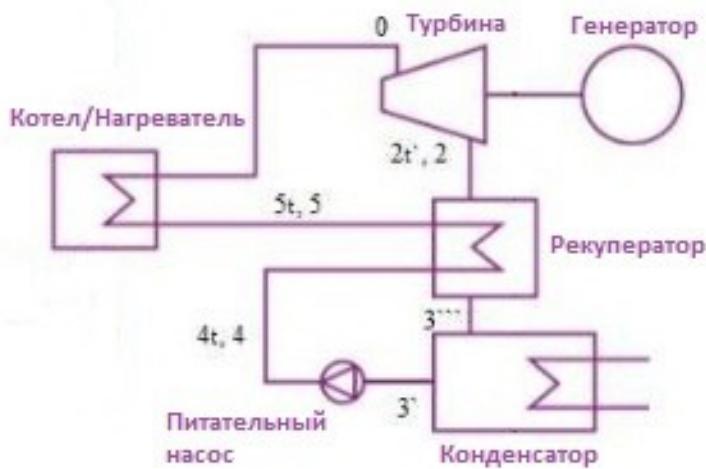


Рисунок 1.7 — Основные элементы термодинамического цикла Ренкина

Охлаждённое газообразное рабочее тело после рекуператора поступает в конденсатор для преобразования из газа в жидкость. Этот процесс изображён на рисунке 1.7 от точки 3''' до точки 3'. Конденсатор может представлять собой

как радиатор с воздушным охлаждением, так и теплообменник, снабжаемый проточной или циркуляционной водой. В конденсаторе происходят самые большие, но неминуемые потери тепла из цикла.

Рабочее тело в жидкой фазе поступает на вход к питательному насосу, который поднимает давление рабочего тела до номинального уровня. Количество энергии необходимой на повышение давления жидкости насосом в несколько раз меньше количества энергии, необходимой для повышения давления газа компрессором. Именно эта причина и является ключевой для необходимости осуществления фазного перехода между жидким и газообразным состоянием. Этот процесс происходит от точки 3` до 4.

Далее, жидкое рабочее тело под давлением поступает в рекуператор и подогревается уходящими газами из турбины, возвращая теплоту в цикл от точки 4 до точки 5. На этом этапе цикл замыкается.

### **1.7 Проблема выбора рабочего тела. Сложности в экспериментальном изучении установок на органическом цикле Ренкина и проведение исследований на воздухе**

Задачи по выбору наиболее удачного рабочего тела для органического цикла Ренкина уже решалась ранее [18, 19], но в данных работах не была рассмотрены достаточно подробно экологическая, ценовая, температурная составляющая выбора рабочего тела, а также их доступность на рынке.

Вследствие того, что некоторые низкокипящие рабочие тела попадают под действие Монреальского (о веществах разрушающих озоновый слой) и Киотского протокола (о парниковых газах) их использование, либо ограничено и квота на использование будет сокращаться из года в год, либо совсем запрещено.

Дозволительный температурный диапазон рабочего тела является важнейшей характеристикой в условиях применения рабочего тела к тепловому оборудованию. Органические рабочие тела имеют верхнюю температуру химической стабильности, либо при длительном воздействии которой, либо по

её достижению рабочее тело начинает разлагаться на составляющие теряя свои физические и термодинамические свойства.

Из-за выше перечисленных фактов, различных физических и термодинамических свойств и огромного количества вариантов рабочих тел для цикла, выбор подходящего рабочего тела становится трудоёмкой задачей.

Также, для дальнейшего экспериментального исследования принятых решений при разработке энергоустановки на органическом цикле Ренкина необходимо закупить или разработать оборудование для организации цикла, описанного в выше. На закупку оборудования или разработку установки может быть потрачено больше ресурсов и времени чем на проведение самого научного исследования на этом оборудовании.

Для испытания высокоскоростных маломощных турбоустановок предлагается использовать модельные испытания турбогенератора на воздушном газодинамическом стенде с изменяемым начальным давлением перед турбиной. Этот способ позволяет избавиться от огромного количества затрат на оборудование для организации всего цикла Ренкина, заменой рабочего тела на воздух, который может подаваться в турбогенератор компрессором.

Такой способ позволяет проводить серии экспериментов на более простом оборудовании и экстраполировать результат через подобие газодинамических процессов с воздуха, который является рабочим телом на экспериментальной установке, на низкокипящие жидкости. Тем самым возможно получить целый ряд исследований газодинамических процессов в турбоагрегате до фактической сборки энергоустановки на ОЦР.

Два течения будут подобны, если по характеристикам одного из них можно получить характеристики другого посредством умножения характеристик первого течения на постоянные коэффициенты. Для такого моделирования следует соблюсти геометрическое подобие размеров, подобие скоростей, подобие сил. Более детально, для моделирования стационарного потока необходимо соблюсти геометрическое подобие, подобие скоростей и

равенства чисел Рейнольдса и Фруда (при учёте сжимаемой жидкости этот ряд дополняется числом Маха). Если массовые силы не играют определяющей роли, то моделирование ведётся при постоянном числе Рейнольдса.

## 1.8 Выводы по главе

По прогнозам Евростата и ИНЭИ РАН доля возобновляемой энергетики в общей установленной мощности Европы и России будет увеличиваться. Наибольший рост ожидается в сферах использования биотоплива, отходов и бросового тепла для генерации энергии. Так же было показано, что доля децентрализованных генерирующих единиц будет увеличиваться, что повлечёт за собой увеличение рынка маломощных энергетических установок.

На настоящий момент на мировом рынке нет недостатка в энергетических установках малой мощности, но в подавляющем большинстве случаев начальная мощность серии генерирующего оборудования превышает 50 кВт. Эта мощность для персональных нужд достаточно избыточна. В дополнение к этому, описанные в главе установки имеют достаточно большие размеры. Как минимум уменьшая номинальную мощность и увеличивая частоту вращения турбоагрегата можно уменьшить массу и габариты установки, для обеспечения большей мобильности.

Для исследований и разработки подобных высокоскоростных турбоагрегатов малой мощности предложено проводить экспериментальные исследования на воздушных газодинамических стендах с последующими пересчётами процессов на натурный объект.

## 2 Газодинамический испытательный стенд

Экспериментальные испытания высокоскоростных машин могут быть выполнены на воздушных газодинамических испытательных стендах. Пример такого испытательного стендса описан ниже.

### 2.1 Газодинамический тракт

Выполнение стадии расчётов методами конечных элементов в прототипах оборудования требует верификации полученных результатов при помощи экспериментальных данных. Эти данные могут быть получены при проведении испытаний на специально спроектированных и укомплектованных стенах моделей оборудования или непосредственно их прототипов. Как уже было сказано ранее, применение теории подобия газодинамических процессов позволяет экстраполировать данные с экспериментальных стендов на натурную модель даже на другом рабочем теле.

Для получения характеристик высокоскоростных турбоагрегатов малой мощности могут применяться газодинамические стены, как, например, описанные в работе [20]. Схема стендса изображена на рисунке 2.1, а внешний вид стендса показан на рисунке 2.2.

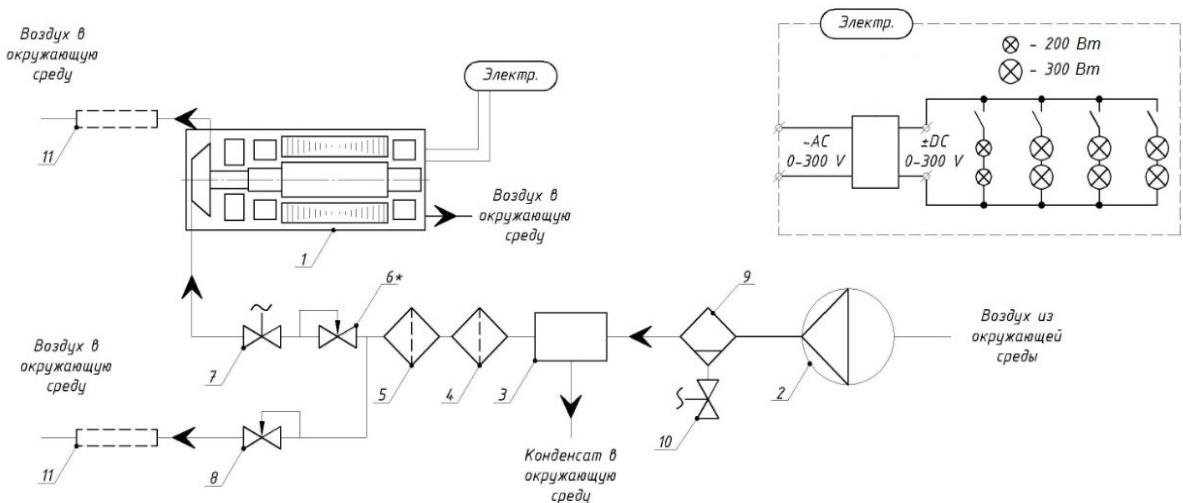


Рисунок 2.1 — Принципиальная схема стендса воздушных испытаний турбогенератора  
 1 Турбогенератор, 2 Компрессор, 3 Рефрижераторный осушитель воздуха, 4 Фильтр механических частиц, 5 Фильтр паров масла, 6 Регулятор давления «после себя», 7 Отсечной клапан, 8 Регулятор давления «до себя», 9 Циклонный сепаратор жидкости, 10 Конденсатоотводчик, 11 Глушитель



Рисунок 2.2 — Внешний вид газодинамического испытательного стенда

Параметрами стенда, представленного на рисунке 2.2, являются номинальное давление на входе в турбоустановку 0.75 МПа и объёмный расход воздуха при нормальных условиях  $1.48 \text{ м}^3/\text{мин}$ . Такие характеристики позволяют испытывать турбоагрегаты мощностью до 5 кВт и частотой оборотов до 200 000 об/мин.

В испытательном стенде воздух из окружающей среды всасывается винтовым, маслозаполненным компрессором, изображённым на рисунке 2.1, под цифрой 2. Сжатый воздух поступает в сепаратор жидкой фазы под цифрой 9, от которого конденсат сливается через клапан 10. Подготовленный сжатый воздух далее поступает в криогенный осушитель, где воздух охлаждается до точки росы. Выпавшая влага сливается в окружающую среду. Осушенный и охлаждённый воздух при выходе из осушителя подогревается от собственного радиатора осушителя и проходит через фильтры средней (номер 4) и тонкой очистки (номер 5). Обычно в

одну линию с компрессором устанавливают уравновешивающий ресивер для поддержания давления в линии компрессора постоянным. В данной конструкции система поддержания постоянного давления в линии осуществлена посредством системы из двух гидравлических регуляторов с возможностью ручной настройки. Первый регулятор “после себя” установлен в линию нагрузки и изображён под цифрой 6. Он поддерживает давление в линии постоянным после себя, то есть постоянное давление на входе в турбогенератор. Второй регулятор “до себя”, изображённый под цифрой 8, поддерживает давление в линии компрессора постоянным для обеспечения его нормальной работы сбрасывая избыточное давление в окружающую среду. В обеих линиях на концах установлены глушители 11 для уменьшения шума при сбросе воздуха. В линии нагрузки также установлен отсечной клапан 7, который является частью системы защиты от чрезмерного увеличения частоты вращения ротора турбогенератора.

## **2.2 Электрическая часть стенда и система измерений**

Электрическая нагрузка симулируется лампами накаливания по 200 Вт и 300 Вт, которые соединены в различных комбинациях для изменения нагрузки на электрогенератор в процессе эксперимента. Поскольку электрогенератор создаёт трёхфазное напряжение большой частоты, то это напряжение необходимо преобразовать выпрямителем для соединения с нагрузкой. Для симуляции более мощной нагрузки существует резистивный балласт, подключаемый вместо ламп в качестве нагрузки.

Для оценки показателей работы тестируемого турбоагрегата на стенде установлен ряд измерительных устройств. Для оценки эффективности проточной части турбины и отслеживания показателей стенда установлено пять датчиков давления с токовыми выходами 4-20 мА, где один из них имеет диапазон измерений от 0 до 2.5 МПа, остальные от 0 до 1 МПа. В дополнение к ним установлены два пружинных манометра,

один из которых дублирует показания электрического датчика давления. Для измерения массового расхода в сети установлена диафрагма для измерения расхода через разницу давлений (от 0 до 4 кПа) на диафрагме и соответственно датчике с токовым выходом 4-20 мА. Для измерения температуры установлены три термопары. Большой набор возможных параметров которые можно измерить при помощи установленных датчиков позволяет в достаточной мере подробно исследовать газодинамические процессы в оборудовании.

Все сигналы с описанных выше сенсоров поступают на микропроцессорный программируемый измеритель компании ОВЕН ТРМ148. Он позволяет фильтровать сигналы, производить математические вычисления, контролировать параметры используя встроенный ПИД регулятор и передавать данные через интерфейс RS-485. В дополнение к этому стенду установлен осциллограф LeCroy для замера уровней напряжения и тока и отображения формы сигналов. Внешние установленные устройства замера электрических параметров позволяют испытывать не только электрогенераторы под нагрузкой, но и другие электромеханические устройства.

Вся информация от датчиков передаётся через интерфейсы к персональному компьютеру в реальном времени и храниться в базах данных. Так же реализована возможность подключения LabView, программы для обработки данных осуществления элементарной системы управления процессом эксперимента.

### **2.3 Экспериментальные характеристики стенда**

Для того, чтобы разрабатывать опытные образцы для подобного стенда необходимо получить не только количественные характеристики отдельных частей оборудования, но и так же всей системы в целом. Для проектного расчёта турбогенератора необходимо знать какой расход и при каком давлении воздуха компрессор может выдать в систему, поскольку

давление определяет в этом случае верхний энергетический предел условной единицы рабочего тела, а массовый расход определяет непосредственно какое количество рабочего тела будет проходить через турбогенератор за одну секунду.

С другой стороны, поскольку турбогенератор устанавливается сразу после регулирующего клапана, после выхлопного патрубка существует дополнительное гидравлическое сопротивление сети которое газу предстоит преодолеть при движении в окружающую среду. Это гидравлическое сопротивление состоит из потерь давления на участке от регулирующего клапана до глушителей без установленного турбогенератора в воздушном тракте. Выходное давление за турбиной будет больше давления окружающей среды и рост этого давления уменьшает теплоперепад на турбину. Знание характеристики расхода и сопротивления сети является необходимым фундаментом для дальнейшего расчёта турбоагрегата.

Для получения этих зависимостей был проведён эксперимент на существующем стенде при двух давлениях внутри компрессора, близким к номинальному, 6.5 и 7 бар. Изменение параметров в системе осуществлялось варьированием настроек регуляторов. Регулятор 6 использовался для изменения давления в сети нагрузки, регулятор 8 для поддержания давления в компрессоре постоянным и предотвращения срабатывания предохранительного клапана. Полученная характеристика давления после регулирующего клапана от расхода в линии нагрузки представлена на рисунке 2.3. На рисунке 2.4 изображён график безразмерного коэффициента потери давления для участка гидравлической сети от регулирующего клапана, до выхода в атмосферу. Этот коэффициент потерь должен быть учтён при проектировании воздушного маломощного турбоагрегата для учёта повышения давления за турбиной относительно атмосферного давления. То есть каждой точке расхода рабочего тела

соответствует собственныйный параметр давления рабочего тела за турбиной при постоянном атмосферном давлении.

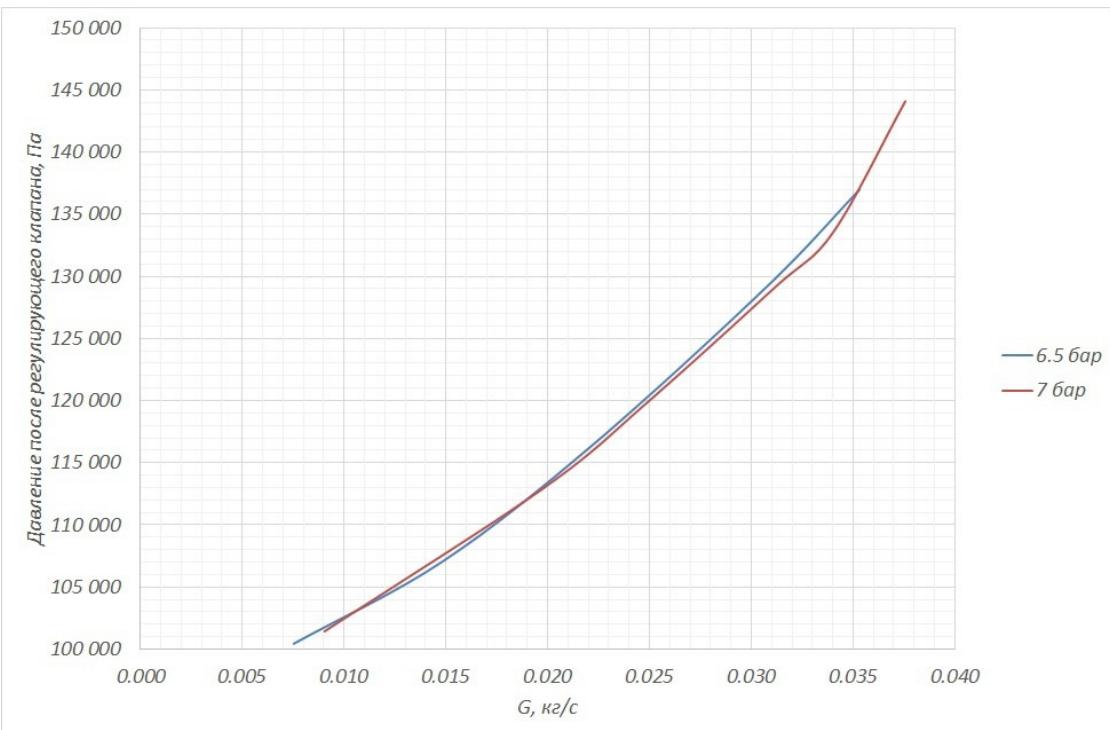


Рисунок 2.3 — Потери давления в сети после регулятора давления «после себя»  
График снят при постоянном давлении в компрессоре, равному величине в  
легенде

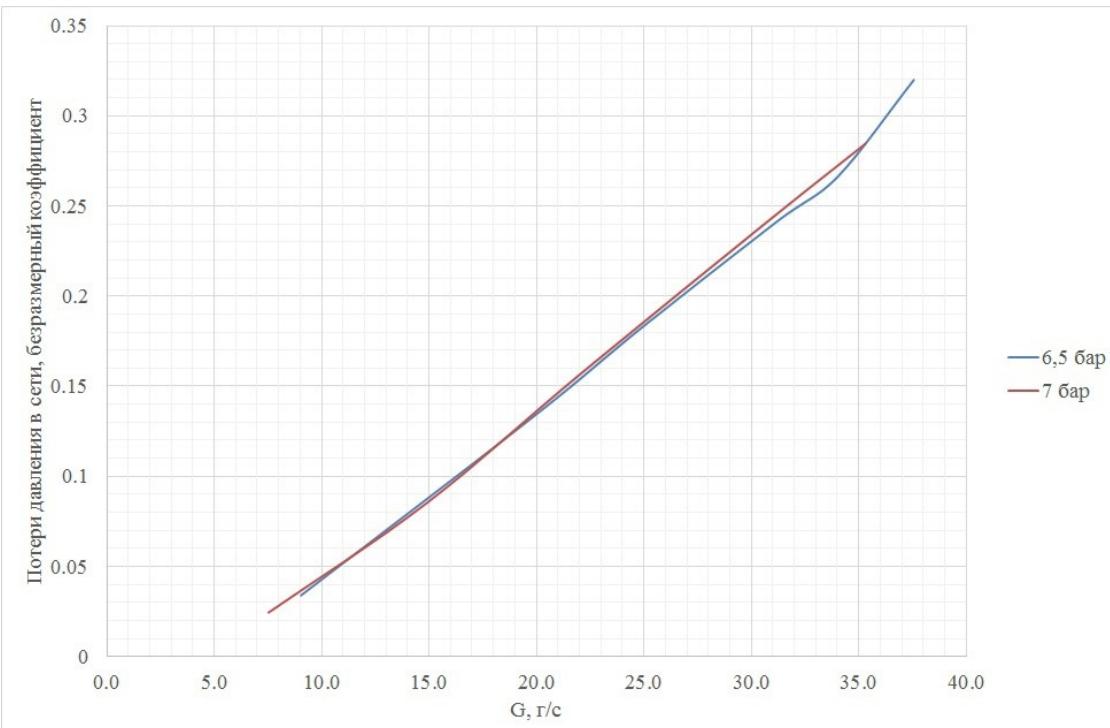


Рисунок 2.4 — Коэффициент потери давления в сети стенда  
График снят при постоянном давлении в компрессоре, равному величине в  
легенде

## 2.4 Постановка задачи расчёта турбогенератора

Основываясь на полученной информации о стенде можно поставить задачу о разработке высокоскоростного турбоагрегата малой мощности с экспериментальной частотой вращения 150 000 об/мин на начальное давление перед турбиной до 7 бар, начальной температуре 29 °C (средняя температура сухого воздуха во время проведения эксперимента, отклонения от среднего составляли +/- 2 °C). Параметры выбрались посредством предварительных оценочных итерационных расчётов с целью найти компромисс между размерами проточной части и желанием получить максимальную мощность от машины. Этот турбоагрегат должен стать экспериментальным образцом для испытания его на газодинамическом стенде, проведения на нем исследований и отработке технологий. В дальнейшем возможна попытка экстраполяции результатов исследования согласно теории подобия на будущие машины на органическом цикле Ренкина. Необходимо определить тип турбины и её мощность при высоте лопатки не меньше чем 4 мм для предотвращения смыкания пограничных слоёв жидкости в каналах проточной части. После выполнения проектирования турбины выполнить расчёт синхронного генератора с возбуждением от постоянного магнита цилиндрической формы с числом фаз  $m = 3$ , числом пар полюсов  $p = 1$  согласно технологии изготовления магнита, а также напряжением в шине постоянного тока 620 В для возможности формирования инвертором 220 В фазного и 380 В линейного напряжения.

## 2.5 Выводы по главе

Как было показано выше, вместо натурных испытаний турбоагрегатов возможно проведение модельных испытаний на воздушных газодинамических стендах и пересчёт результатов на натурные объекты. Представленный в главе воздушный газодинамический стенд является

универсальным решением для испытания не только турбоагрегатов, но и отдельных элементов проточных частей турбин, а также электромеханических устройств. Для верного проектирования турбоагрегата были экспериментально получены необходимые характеристики газодинамического стенда и описан процесс их получения.

Основываясь на этих данных и заданных параметрах турбоагрегата в пункте 2.4 возможно приступить к проектировочным расчётам и моделированию полученной геометрии методом конечных элементов.

### 3 Проектирование турбоагрегата

#### 3.1 Выбор типа турбины

Для начала проектирования машины необходимо определить тип проектируемого рабочего колеса. Оно может быть осевым, радиально-осевым или центробежным.

Для первоначальной оценки можно воспользоваться формулой 3.1 для коэффициента быстроходности нагнетательных машин [21] переформулировав её в под турбину:

$$n_s = 11.3 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{G/\rho}}{\sqrt[4]{\left(\frac{p_{diff}}{\rho \cdot g}\right)^3}} \quad (3.1)$$

где  $n_s$  – коэффициент быстроходности,  $n$  – частота вращения в об/мин,  $G$  – массовый расход в кг/с,  $p_{diff}$  – перепад давления в Па,  $\rho$  – плотность газа в кг/м<sup>3</sup>,  $g$  – гравитационная постоянная.

Для потенциальной машины с частотой вращения 150 000 об/мин, мощностью 1 кВт и характеристикой сети из главы 2, можно получить графики зависимостей коэффициента быстроходности от массового расхода и перепада давления на турбину. Графики изображены на рисунках 3.1 и 3.2.

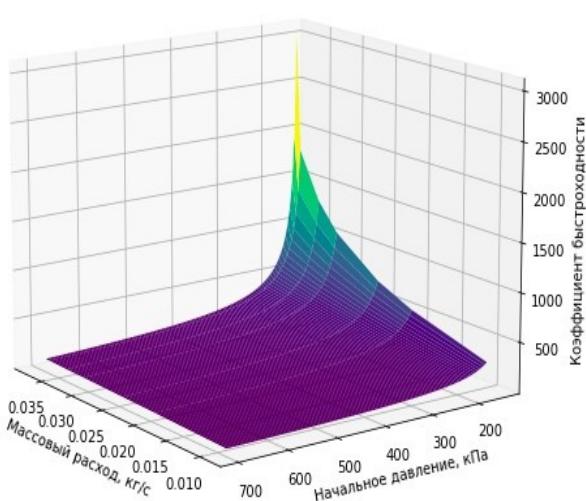


Рисунок 3.1 — 3D график коэффициента быстроходности

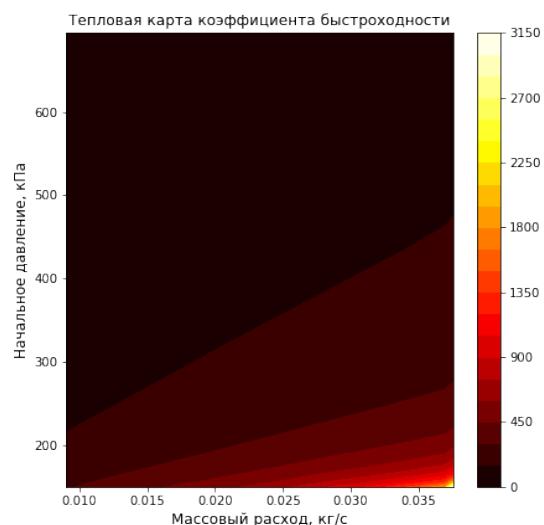


Рисунок 3.2 — Тепловая карта коэффициента быстроходности  
Светлый — более высокий, тёмный — более низкий

Рисунки 3.1 и 3.2 показывают, что большинство из возможных коэффициентов быстроходности лежит в диапазоне от 19 до 400. Средняя величина коэффициента быстроходности на построенной поверхности равняется 200. Эта величина может говорить о том, что рабочее колесо этой турбины скорее всего будет радиально-осевого типа. Обычно коэффициент быстроходности от 0 до 150 соответствует радиальному рабочему колесу. Коэффициент быстроходности от 150 до 400 соответствует радиально-осевому рабочему колесу, и величина более 400 соответствует осевому типу рабочего колеса. Для предотвращения смыкания пограничных слоёв рабочего тела в каналах проточной части, необходимо разрабатывать турбину с достаточно высокими лопатками. Для увеличения высоты лопаток, при всех прочих равных условиях, необходимо задаться большим массовым расходом [14]. Для этих целей предлагается использовать номинальный расход винтового компрессора при давлении перед турбиной в 2.6 бар выбранное в соответствии с расчётом в приложении А. С этими параметрами, коэффициент быстроходности составил 312, что позволяет выбрать радиально-осевую конструкцию турбины.

Осевая конструкция рабочего колеса в данном случае маловероятна из-за высокой частоты вращения ротора и малого массового расхода, что ведёт к малому среднему диаметру рабочего колеса [22] без возможности надёжно закрепить его на ротор генератора. Также, рабочее колесо вероятнее всего будет иметь большое пространство между лопатками на периферийном диаметре, что увеличит потери. Большое пространство между лопатками на периферийном диаметре создаёт аэродинамически неэффективное сечение канала. Обычно для осевых ступеней отношение среднего диаметра к высоте лопатки не должно превышать 2.5 [22].

Центростремительный вариант исполнения рабочего колеса был определён как подходящий вариант по параметрам потока и высоте лопатки, которая составляла более 4 мм. Прочностной расчёт консольно расположенных лопаток показал их ненадёжность при номинальной частоте вращения

150 000 об/мин. Центробежные силы создают большое напряжение в корне лопаток на диаметре диска 26.5 мм.

Наиболее рациональным вариантом исполнения является радиально-осевая турбина с входом рабочего тела по касательной к окружности и осевым выходом из рабочего колеса. Этот тип турбин достаточно давно зарекомендовал себя как надёжное устройство для маломощных установок. Это подтверждает тот факт, что в обзоре конструкций этот тип турбины встречается чаще всего для маломощных турбинных установок.

### **3.2 Сопловой аппарат турбины**

Для радиально-осевого исполнения турбины существует как минимум три различных типа соплового аппарата: лопаточный направляющий аппарат, каналы, образованные дугами окружностей, и канальный направляющий аппарат образованный параллельными прямыми. При предварительном расчёте примерный оцениваемый угол выхода потока из соплового аппарата составляет порядка  $10^\circ$ .

Лопаточный направляющий аппарат представляет собой аэродинамические профили сопловых лопаток, установленных по окружности вокруг вращающегося рабочего колеса. Формы лопаток имеют специально разработанные профили для создания между спинкой одной и корытом другой лопатки конфузорное течение с заданной функцией изменения площади сечения. На практике, такие направляющие аппараты могут быть применены на оборудовании при относительно больших мощностях и расходах рабочего тела. Причиной редкого применения этого типа соплового аппарата в маломощных турбинах является то, что узкое сечение при малых расходах рабочего тела становится невозможно прорезать стандартными фрезами. А так же кромки сопловых лопаток получаются чрезмерно тонкими, что влечёт к их быстрому износу или поломке [22]. Это приводит к изменению аэродинамики потока в проточной части турбины и ухудшению эффективности оборудования. С другой стороны, выходные кромки сопловых лопаток не могут быть слишком

толстыми, иначе они создадут аэродинамически не эффективный профиль лопатки. Для определения необходимой толщины выходной кромки лопатки необходим дополнительный сложный расчёт на прочность и надёжность кромки.

Канальные направляющие аппараты, образованные параллельными прямыми являются некоторой попыткой развернуть в пространстве конфузорное течение рабочего тела. Изменение площади поперечного сечения происходит не в плоскости вращения рабочего колеса, а перпендикулярно ему. Пример такого соплового аппарата изображён на рисунке 3.3. Такой направляющий аппарат позволяет эффективно регулировать высоту лопатки при проектировании машины, но практически не подходит для острых углов входа менее  $\sim 15^\circ$ . При малых углах и диаметрах становится невозможна разместить каналы по окружности соплового аппарата, поскольку начинает происходить коллизия каналов. Предварительно (Приложение А) были оценены диаметр рабочего колеса в 25-30 мм и угол выхода потока из соплового аппарата  $10^\circ$ , был создан ряд эскизов соплового аппарата и ни один из них не был удачен.

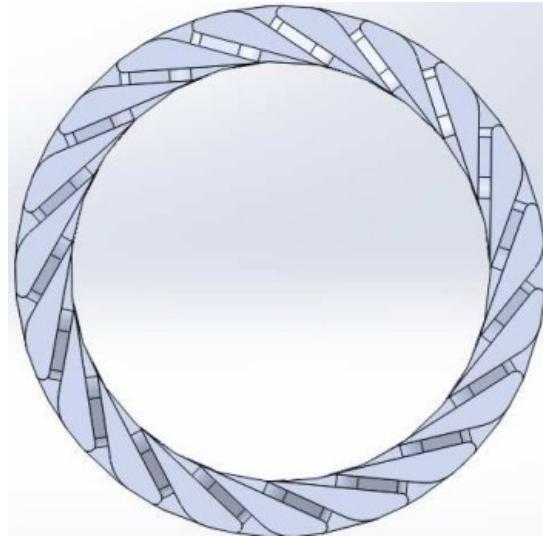


Рисунок 3.3 — Канальный сопловой аппарат образованный параллельными прямыми

Канальный направляющий аппарат образованный дугами окружности часто используется в криогенных турбодетандерах при малых расходах рабочего тела (рисунок 3.4). Такой направляющий аппарат проектируется с малым количеством сопловых каналов на малые углы выхода потока [23]. Из-за того, что горло канала находится на достаточном удалении точки входа потока в взаимодействие с рабочим колесом, появляется неравномерность угла выхода

потока. Тем не менее для внутреннего диаметра соплового аппарата в диапазоне от 25 до 30 мм этот вариант является практически единственным и лучшим в разрезе технологии изготовления.

### 3.3 Проектировочный расчёт проточной части турбины

Проектировочный расчёт производился итерационным путём подбора оптимальных входных параметров рабочего тела для создания благоприятного течения в каналах проточной части. Расчёт проводился согласно [22, 23, 24]. Было выбраны начальные параметры давления 2.6 бар и расхода 37 г/с (Приложение А). Одним из главных параметров, который влияет на эффективность турбины является соотношение  $\langle U/C_\phi \rangle$ , где  $U$  — окружная скорость на среднем диаметре турбины и  $C_\phi$  — фиктивная скорость потока. При оптимальном параметре  $U/C_\phi$  обеспечивается угол выхода потока из рабочего колеса в  $90^\circ$ . Тем самым наиболее полно используется энергия газа на рабочем колесе.

Расчёт проточной части при оптимальном соотношении  $U/C_\phi$  представлен в приложении А. В таблице 3.1 сведены параметры рабочего тела вдоль газодинамического тракта. По результатам получилась дозвуковая радиально-осевая турбина с степенью реактивности 0.52 и внешним диаметром рабочего колеса 25.5 мм. Высота лопатки рабочего колеса на входе составляет 5 мм, а высота соплового канала 4.8 мм. Оцениваемое внутренняя эффективность турбины составила 81.5 %, и внутренняя мощность — 1.45 кВт. Стоит отметить, что полученные параметры эффективности и мощности будут уточнены в последствии методом конечных элементов, а текущий расчёт можно считать начальным приближением.

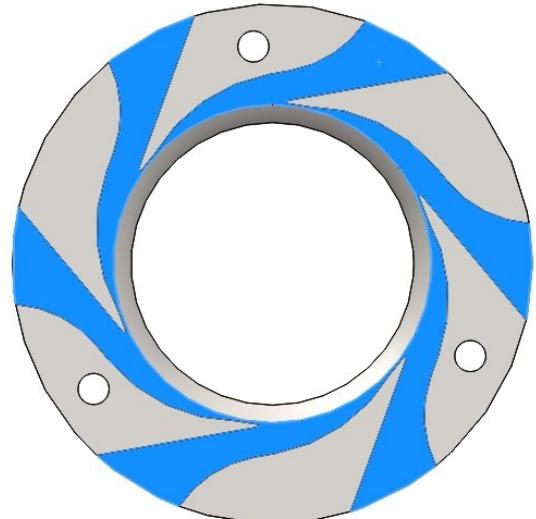


Рисунок 3.4 — Канальный сопловой аппарат образованный дугами окружности

Таблица 3.1 — Параметры воздушного потока в проточной части

Давление, кПа	Температура, К	Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг	Энталпия, кДж/кг
Параметры газа до соплового аппарата			
261	302	0.332	304
Действительные параметры газа после соплового аппарата			
198	282	0.408	283
Действительные параметры газа после рабочего колеса			
143	270	0.542	271

### 3.4 Моделирование проточной части посредством метода конечных элементов

По полученным расчётным величинам спроектирована 3D модель проточной части турбины и проведён её анализ методом конечных элементов в Ansys CFX.

На рисунке 3.5 изображено течение рабочего тела в каналах спроектированного канального соплового аппарата. Здесь показано моделирование 1/6 части соплового аппарата. Как можно заметить, на модель были наложены граничные условия симметричности и полное давление воздуха на входе в канал, а также статическое давление после ускорения потока. Получившееся течение строго конфузорное, отрывов потока от стенок канала нет.

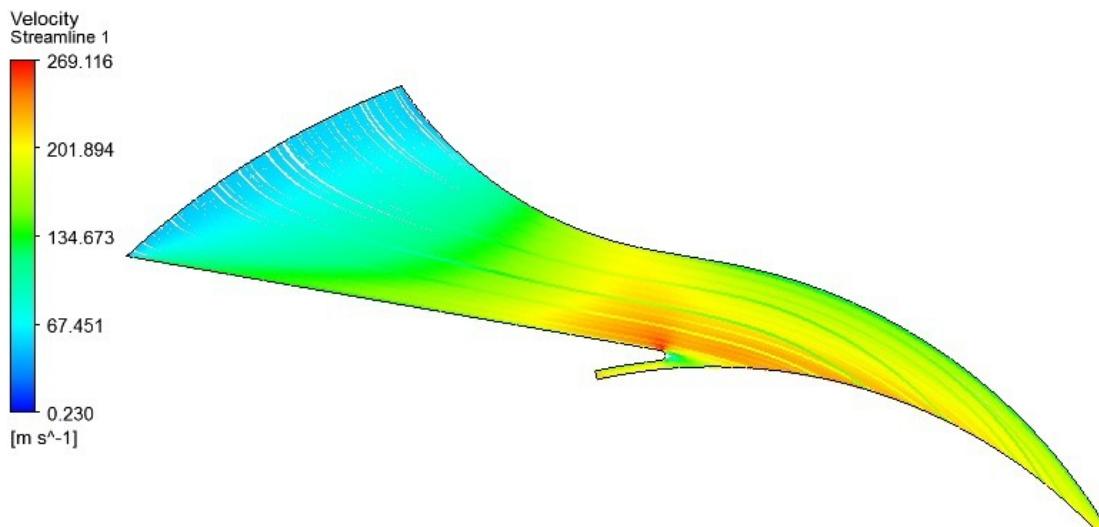


Рисунок 3.5 — Распределение скоростей в сопловом канале

После проработки соплового аппарата проводился газодинамический расчёт проточной части рабочего колеса в составе всей турбины. Рабочее колесо проектировалось по расчётным параметрам (Приложение А) и оптимизировалось на основе результатов моделирования потока во всей проточной части. В результате оптимизации потока в проточной части потребовалось повысить начальное давление перед турбиной до 2.8 бар. Это было сделано для достижения номинального массового расхода через турбину. Граничными условиями на проточную часть стали полное давление и температура рабочего тела на входе в сопловой аппарат (стрелочка *A* на рисунке 3.6), а также статическое давление после турбины (стрелочка *B* на рисунке 3.6) равное расчётному. Распределение скоростей и давлений по проточной части показано на рисунках 3.6 и 3.7. Скорости потока на рисунке 17 показаны для соплового аппарата и выхлопной части в абсолютной системе координат, а для рабочего колеса в относительной системе координат, закреплённой за вращающимся рабочим колесом. Угол выхода потока из рабочего колеса в абсолютном движении составляет 90 градусов, что говорит о верном проектировании проточной части на расчётное соотношение  $U/C_\phi$ .

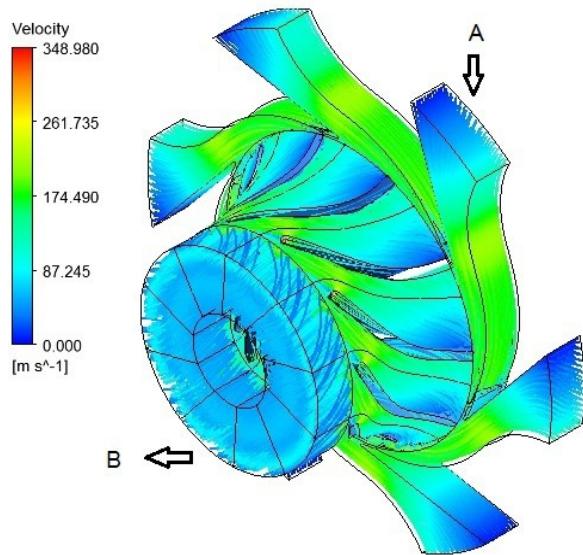


Рисунок 3.6 — Распределение скоростей в проточной части

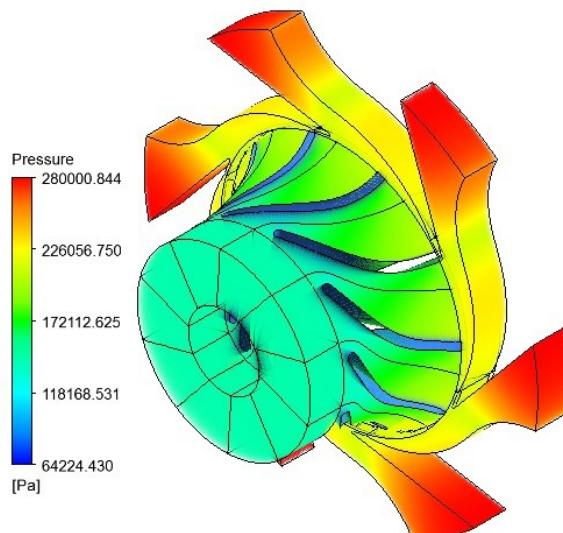


Рисунок 3.7 — Распределение давления в проточной части

На рисунке 3.8 показано распределение скоростей потока в среднем сечении между лопатками рабочего колеса. Поток строго конфузорный, без отрывов и обратных потоков. Течение в рабочем колесе вполне соответствует ожидаемому.

Полученные результаты моделирования уточняют параметры потока, мощности и эффективности проточной части, полученные на прошлом этапе. Начальное давление должно составлять 2.8 бар, внутренняя мощность турбины составила 1.7 кВт, а внутренний КПД — 86.2 %.

### **3.5 Прочностной расчёт рабочего колеса турбины посредством метода конечных элементов**

Полученное геометрическое представление рабочего колеса турбины представлено на рисунке 3.9. Изготовление данного рабочего колеса планировалось посредством литья из сплава алюминия 6061 T6. Условный предел текучести составляет 280 МПа, а  $2770 \text{ кг}/\text{м}^3$ . Для рассмотрения вопроса прочности рабочего колеса турбины достаточно рассмотреть прочность его лопаток. Ожидается, что максимальная нагрузка будет приходиться на корень лопатки в самой длинной её части или в её окрестностях.

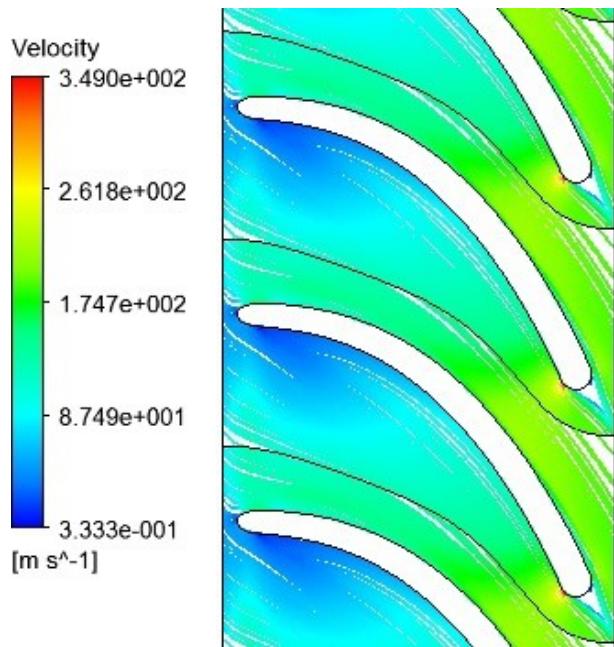


Рисунок 3.8 — Распределение скоростей в межлопаточном канале рабочего колеса на среднем диаметре

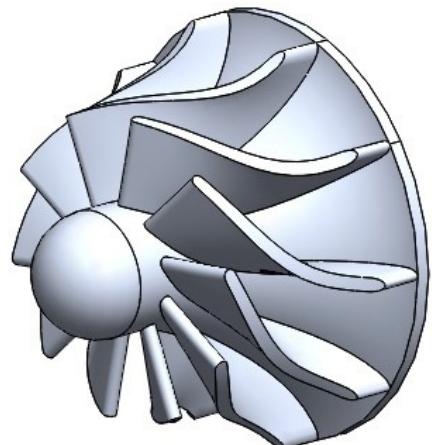


Рисунок 3.9 — Внешний вид рабочего колеса

Границные условия для проведения расчёта, представлены на рисунке 3.10. Под буквой *A* изображено граничное условие на вращение рабочей лопатки вокруг оси рабочего колеса со скоростью 150 000 об/мин. Под буквой *B* обозначена плоскость жёсткой заделки, имитирующая неразрывное соединение лопатки с рабочим колесом. Под буквой *C* обозначено распределение давления по поверхности лопатки взятое из предыдущего шага моделирования проточной части. Здесь на лопатку действует именно то распределение давления по лопатке, представленное на рисунке 3.7.

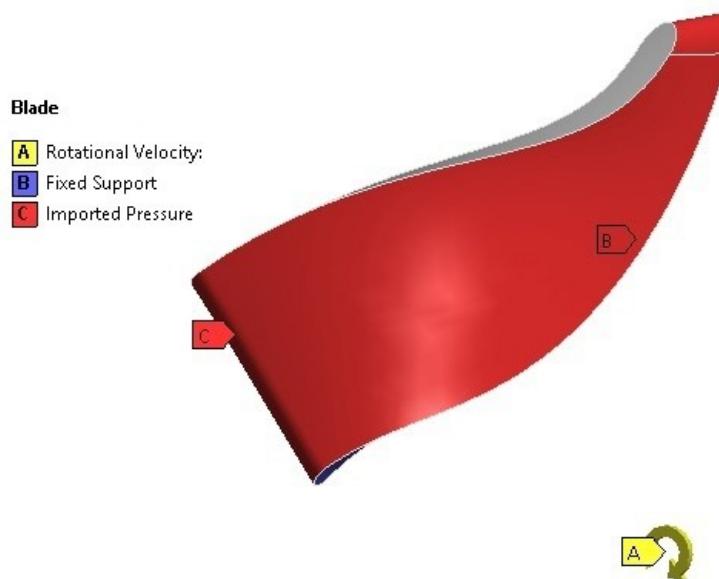


Рисунок 3.10 — Граничные условия расчёта на прочность лопатки рабочего колеса

В результате расчёта получено распределение напряжений (рисунок 3.11) и коэффициента запаса прочности (рисунок 3.12) по поверхности лопатки. Следует отметить, что наибольшее напряжение 120 МПа возникло в ожидаемой точке, и оно не превышает напряжения текучести материала. Минимальный коэффициент запаса прочности составил 2.3, что позволяет лопатке воспринимать стохастические динамические нагрузки в процессе эксплуатации без её разрушения.

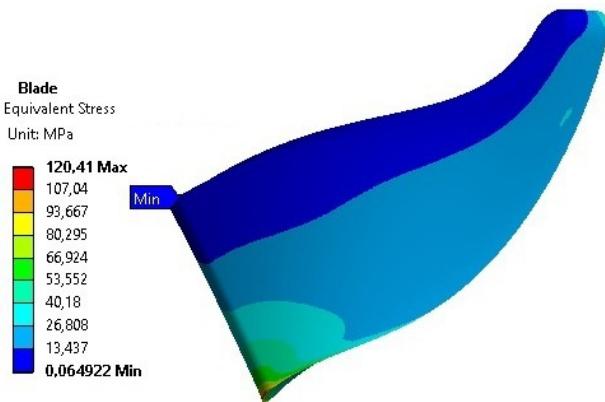


Рисунок 3.11 — Распределение напряжений по поверхности лопатки

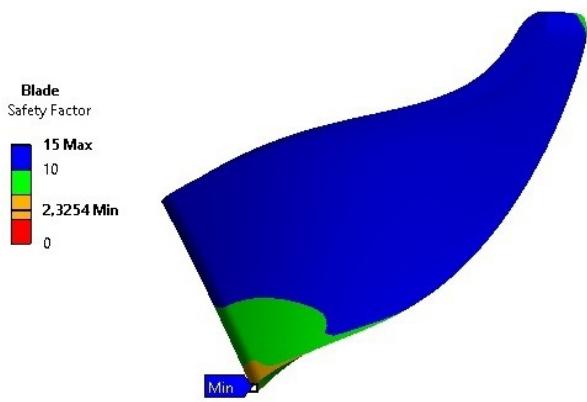


Рисунок 3.12 — Распределение коэффициента запаса прочности по поверхности лопатки

### 3.6 Выбор постоянного магнита

Важной задачей при проектировании электрического генератора является выбор активных материалов ротора. В качестве материалов для магнита могут являться Al-Ni-Co-Fe, Fe-Cr-Co (или XK сплавы), Nd-Fe-B или SmCo.

Al-Ni-Co-Fe является сплавом для изготовления постоянных магнитов методом литья. Отличается пределом прочности на растяжение порядка 30-40 МПа и стабильностью при температурах до 550 °C, но обладает достаточно низким энергетическим произведением  $BH_{max}$  (60-70 кДж/м<sup>3</sup>) относительно уровней современных магнитов, а также имеет круто падающую кривую размагничивания [25]. Его остаточная намагниченность высока, но коэрцитивная сила очень низка.

XK сплав так же является материалом для изготовления постоянных магнитов. Возьмём для конкретного примера материал 25Х15КА. Сплав имеет предел текучести 686 МПа [26], рабочую температуру 400-450 °C, а также низкое энергетическое произведение  $BH_{max}$  (32-36 кДж/м<sup>3</sup>) и круто падающую кривую размагничивания [27].

Nb-Fe-B является наиболее распространенным и легкодоступным на текущий момент материалом для высокоскоростных турбомашин. Неодимовые магниты имеют энергетическое произведение  $BH_{max}$  не менее 150 кДж/м<sup>3</sup> [20], пределы прочности на растяжение порядка 70-130 МПа [28], низкую

коррозионную, радиационную стойкость и рабочую температуру (до 180 °C) [29, 30]. Кривая размагничивания у этого материала выглядит как монотонно убывающая линейная функция.

Редкоземельные постоянные магниты на основе сплава SmCo обладают практически таким же высоким энергетическим произведением, что и неодимовые магниты и похожий вид кривой размагничивания, но имеет высокую температурную стабильность (до 250 °C и выше), значение температурного коэффициента понижения индукции составляет -0.035%/°C в отличии от -0.11 %/°C для магнитов на основе Nd-Fe-B, а также обладает высокой радиационной стойкостью, что делает магниты незаменимыми в авиационной и ракетной технике [31]. Предел прочности на растяжение составляет 35-40 МПа [32, 33].

Хотя разрабатываемый воздушный турбогенератор является экспериментальным образцом для испытаний на газодинамическом стенде, но основное применение машин такого типа является работа в составе органического цикла Ренкина, в котором определяющими параметрами для выбора магнита могут служить: высокое энергетическое произведение, возможность работы магнита при температурах на сотни градусов выше чем температура окружающей среды, а также высокая коррозионная стойкость. На основании этого, наиболее подходящим вариантом материала для постоянного магнита ротора становится магнит на основе редкоземельного сплава SmCo.

### **3.7 Прочность системы «магнит-бандаж»**

Как уже было отмечено ранее, магнит на основе редкоземельного сплава SmCo имеет предел прочности на растяжение порядка 35-40 МПа. Эта величина очень мала для простого использования постоянного магнита в качестве элемента ротора. Для предотвращения разрушения ротора при высоких частотах вращения и, как следствие, высоких центробежных усилиях на магнит горячим натягом устанавливают бандаж из высокопрочного материала. В нашем

случае будем использовать прецизионную пружинную сталь 36НХТЮ. Это не магнитная сталь с временным сопротивлением разрыву 880-1100 МПа [34].

Для высокоскоростных электрических машин малой мощности ротор выполняется бевальной конструкции, с монолитным цилиндрическим ротором. В этом случае наибольшие напряжения от центробежных сил при вращении ротора будут находиться в центре магнита. Бандаж обеспечивает сжатие постоянного магнита при его расчёте.

Резонно заложить напряжения в центре магнита равными нулю или некоторому небольшому отрицательному числу. Для расчёта напряжений в магните воспользуемся формулой 3.2 из [35] для радиальных напряжений, поскольку в центре радиальные и окружные напряжения для цилиндров без отверстий равны друг другу. Полученное напряжение будет являться напряжением, которое бандаж должен приложить к ротору, что бы на номинальной частоте вращения в магните напряжения равнялись наперёд заданному числу.

$$\sigma_r(r) = \sigma_{r\text{ press}} + \frac{3 + \nu_{pm}}{8} \cdot \rho_{pm} \cdot \Omega^2 \cdot (r_{pm}^2 - r^2) \quad (3.2)$$

где  $\sigma_r$  – радиальные напряжения в Па,  $\sigma_{r\text{ press}}$  – радиальные напряжение от натяга в Па,  $\nu_{pm}$  – коэффициент Пуассона для постоянного магнита,  $\rho_{pm}$  – плотность материала постоянного магнита в  $\text{кг}/\text{м}^3$ ,  $\Omega$  – частота вращения ротора в  $\text{рад}/\text{с}$ ,  $r_{pm}$  – внешний радиус постоянного магнита в м.

Для получения коэффициента запаса прочности в бандаже необходимо посчитать прочность бандажа, посаженного с натягом на постоянный магнит, который на номинальной частоте вращения создаст стягивающее усилие, равняющееся величине полученной по формуле 3.2 при радиусе равном нулю. Проверку прочности необходимо проводить по двум состояниям ротора. Первое из них проводится при номинальной частоте вращения, в этом случае на бандаж действуют усилия от натяга и центробежная сила. Второе проводится в

состоянии покоя, в этом случае сжимающее усилие на магнит будет больше чем при номинальной нагрузке.

На базе ряда расчётов посредством методики, изложенной выше, а в формульном виде в [35], был построен график (рисунок 3.13), иллюстрирующий зависимость изменения толщины бандажа от диаметра магнита и частоты вращения ротора. Кривые на рисунке 3.13 обрываются в местах, где коэффициент запаса прочности по бандажу меньше 1.2. На рисунке 3.14 изображена зависимость коэффициента запаса прочности бандажа от диаметра постоянного магнита и частоты вращения ротора.

В процессе расчётов было принято здесь и далее, что материал магнита SmCo5 и напряжение в центре магнита на номинальном режиме работы составляют 0 МПа. Поскольку для высокооборотистых турбомашин толщины бандажей на малые диаметры магнита, порядка 5 мм, получаются не реализуемыми по технологическим соображениям из-за слишком малой толщины бандажа, примем минимальный размер толщины бандажа 1 мм, а для возможности сравнения нескольких вариантов пар «частота вращения – диаметр постоянного магнита», примем номинальный коэффициент запаса прочности, равный двум. В случае, когда коэффициент запаса прочности становится менее двух, увеличиваем толщину бандажа для достижения максимально возможного коэффициента запаса прочности.

Для заданной частоты вращения ротора 150 000 об/мин в таблице 3.2 сведены результаты расчёта на прочность и величина посадки горячим натягом.

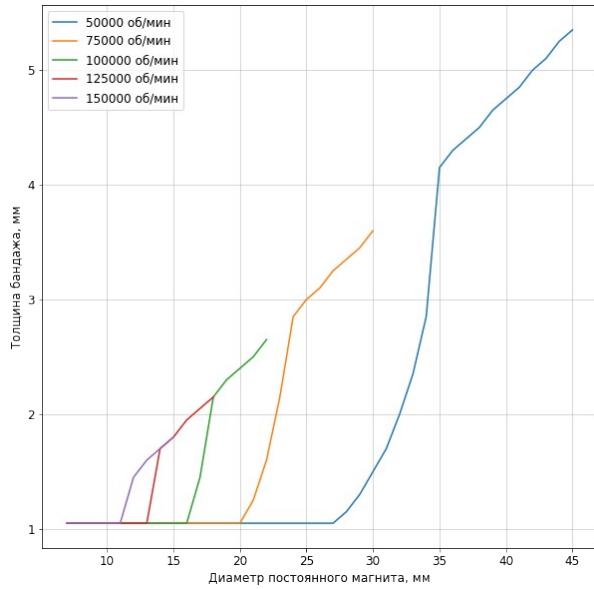


Рисунок 3.13 — Зависимость толщины бандажа от диаметра постоянного магнита и частоты вращения ротора

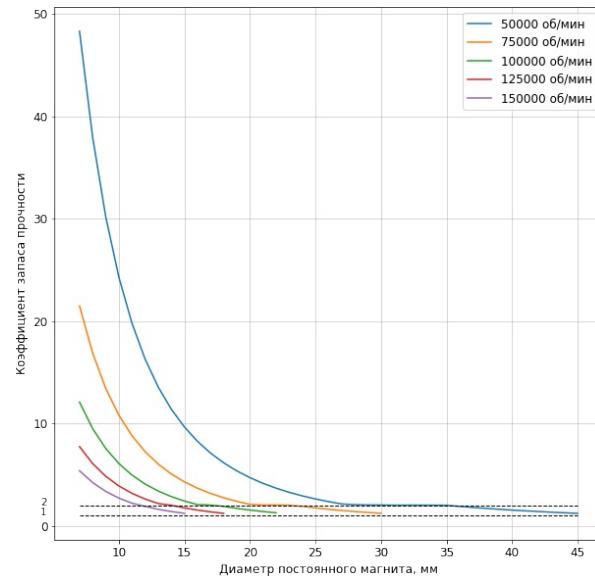


Рисунок 3.14 — Зависимость коэффициента запаса прочности от диаметра постоянного магнита и частоты вращения ротора

Таблица 3.2 — Толщина бандажа, коэффициент запаса прочности бандажа, натяг при частоте вращения ротора 150 000 об/мин

Диаметр постоянного магнита	Внешний диаметр бандажа	Толщина стенки бандажа	Коэффициент запаса прочности	Величина натяга
ММ	ММ	ММ	-	МКМ
6	8	1	7	1.48
7	9	1	5.3	2.45
8	10	1	4.2	3.83
9	11	1	3.3	5.74
10	12	1	2.6	8.30
11	13	1	2.1	11.65
12	15	1.5	1.85	13.29
13	16	1.5	1.6	17.25
14	17.5	1.75	1.38	20.50
15	18.5	1.75	1.2	25.96
16	20.5	2.25	1.04	29.35

### 3.8 Оценка магнитной индукции в воздушном зазоре

При проектном расчёте электрических машин, в том числе и электрических генераторов с возбуждением от постоянных магнитов для высокоскоростных турбоагрегатов, приходится задаваться большим количеством переменных [36]. В их числе находятся магнитная индукция в воздушном зазоре. Произвести выбор этих переменных, не обладая опытом проектирования электрических машин, затруднительно, более того, для высокоскоростных машин (40-300 тыс. об/мин) практически полностью отсутствует достаточное количество статистических данных.

Для того, чтобы упростить процесс задания магнитной индукции, а также для исключения этого параметра из уравнения главных размеров генератора выведем зависимость магнитной индукции от диаметра постоянного магнита.

Сделаем предположение, что магнитная индукция вдоль радиуса зазора распространяется прямолинейно по закону:

$$\frac{B(x)}{B_m} = \frac{d_m}{d_m + 2x} \quad (3.3)$$

где  $B_m$  – магнитная индукция у поверхности магнита в Тл,  $B(x)$  – магнитная индукция в зазоре Тл,  $d_m$  – внешний диаметр постоянного магнита в м,  $x$  – координата в зазоре в м.

Тогда формула 3.3 может быть преобразована в формулу 3.4:

$$B(x) = \frac{d_m}{d_m + 2x} \cdot B_m \quad (3.4)$$

Соответственно магнитная напряжённость в этом случае из формулы 3.4 может быть получена из формулы 3.5:

$$H(x) = \frac{d_m}{d_m + 2x} \cdot \frac{B_m}{\mu \cdot \mu_0} \quad (3.5)$$

где  $\mu$  – относительная магнитная проницаемость воздуха,  $\mu_0$  – магнитная проницаемость в вакууме.

Магнитодвижущая сила для зазора может быть рассчитана взятием интеграла по формуле 3.5 вдоль радиуса воздушного зазора. Раскрытий интеграл представлен формулой 3.6

$$\begin{aligned} F &= \int_0^\delta H(x) dx = \frac{B_m}{\mu \cdot \mu_0} \int_0^\delta \frac{d_m}{d_m + 2x} dx = \frac{B_m d_m}{2 \mu \cdot \mu_0} \cdot \left( \ln(2\delta + d_m) - \ln(d_m) \right) \\ F &= \frac{B_m d_m}{2 \mu \cdot \mu_0} \cdot \ln \left( 1 + \frac{2\delta}{d_m} \right) \end{aligned} \quad (3.6)$$

где  $\delta$  – длина воздушного зазора в м.

Поскольку размагничивание происходит с двух полюсов магнита, то размагничивающая магнитодвижущая сила  $F_{dem} = 2 \cdot F$ , а размагничивающая магнитная напряженность  $H_{dem} = F_{dem} / d_m$ .

Магниты на основе SmCo имеют прямую линию в петле гистерезиса в втором квадранте (рисунок 3.15).

Тогда, в соответствии с рисунком 3.15 можно записать формулу 3.7.

$$\frac{B_r}{H_c} = \frac{B_r - B_m}{H_{dem}} \quad (3.7)$$

где  $B_r$  – остаточная индукция магнита в Тл,  $H_c$  – коэрцитивная сила в А/м.

$$\begin{aligned} \frac{B_r}{H_c} &= \frac{B_r - B_m}{\frac{B_m}{\mu \cdot \mu_0} \cdot \ln \left( 1 + \frac{2\delta}{d_m} \right)} \\ B_m &= \frac{B_r H_c \mu \mu_0}{B_r \ln \left( 1 + \frac{2\delta}{d_m} \right) + H_c \mu \mu_0} = \frac{B_r}{\ln \left( 1 + \frac{2\delta}{d_m} \right) + 1} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Тогда исходя из предположения о линейности функции распространения магнитной индукции по радиусу и формулы 3.8 можем получить искомое распределение по формуле 3.9.

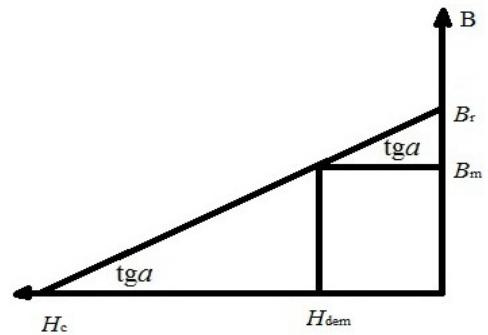


Рисунок 3.15 — Петля гистерезиса в втором квадранте

$$B(x) = \frac{B_r \mu}{\mu_m \cdot \ln\left(1 + \frac{2\delta}{d_m}\right) + \mu} \cdot \frac{d_m}{d_m + 2x} \quad (3.9)$$

Для верификации полученного вывода использовалось моделирование методом конечных элементов в Altair Flux. Рассчитывалась упрощённая схема магнитопровода статора, представленная на рисунке 3.16. Модель состояла из магнита SmCo, бандажа 36НХТЮ, воздушного зазора и магнитопровода из стали 2421 [29]. В качестве замера использовался пик магнитной индукции на внутреннем диаметре расточки статора.

Кривая намагничивания для электротехнической стали стали 2421 представлена на рисунке 3.17. Плотность стали составляет  $7650 \text{ кг}/\text{м}^3$ , удельные потери при  $0.75 \text{ Тл}$  и частоте  $400 \text{ Гц}$  менее  $10.7 \text{ Вт}/\text{кг}$ .

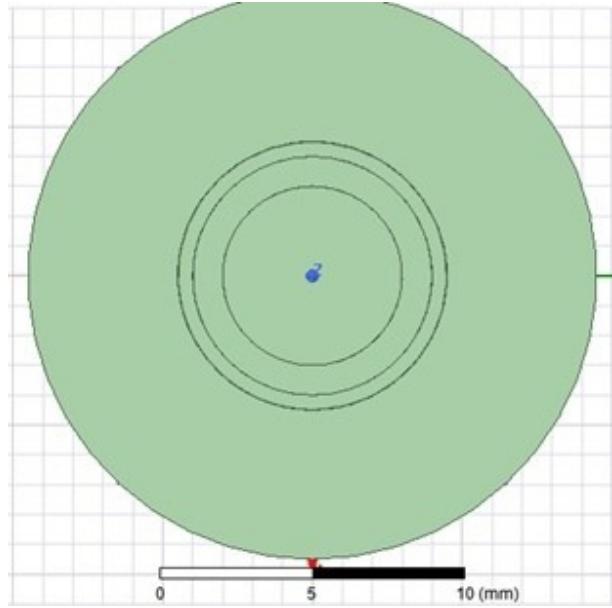


Рисунок 3.16 — Схема модели для верификации формулы

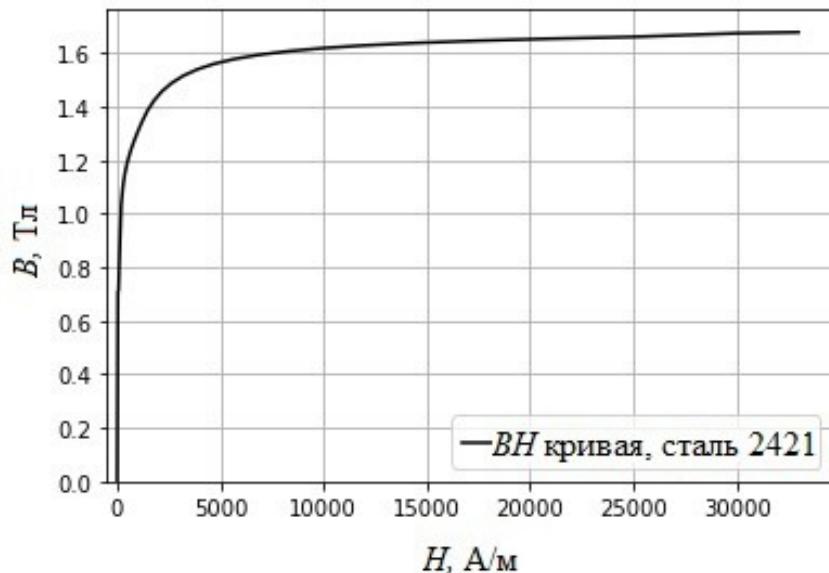


Рисунок 3.17 — Кривая намагничивания стали 2421

Результаты верификации для частоты вращения ротора 150 000 об/мин представлены на рисунке 3.18. На рисунке 3.18 относительно расчёта во Flux построена 5 % зона отклонения от текущей величины. Как можно заметить, полученная модель хорошо описывает распределение магнитной индукции по радиусу.

Убедившись в применимости формулы 3.9 для магнитной индукции в зазоре, построим зависимость магнитной индукции от диаметра постоянного магнита и частоты вращения ротора, учитывая результаты расчёта на прочность. В качестве воздушного зазора зададим величину в 1 мм на сторону и учтём толщину бандажа. Полученные результаты с дискретным шагом 0.05 мм представлены на рисунке 3.19.

Графики на рисунках 3.18 и 3.19 получены с учётом изменения толщины бандажа с изменением диаметра магнита. Бандаж в формуле 3.9 моделируется увеличением воздушного зазора на величину толщины бандажа. Резкие скачки изменения магнитной индукции связаны с увеличением толщины бандажа. К примеру, на рисунке 3.13 при 150 000 об/мин толщина бандажа начинает расти после диаметра в 11 мм. На рисунках 3.18 и 3.19 магнитная индукция после 11 мм несколько падает. Дальнейшие колебания в графиках на рисунках 3.18 и 3.19 возникают из-за разной скорости роста диаметра магнита и толщины бандажа.

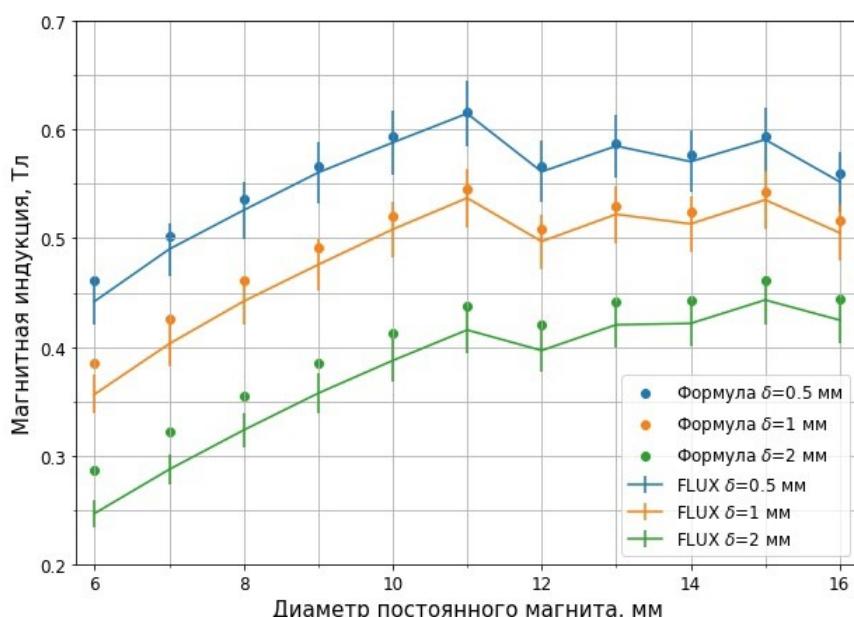


Рисунок 3.18 — Верифицированные результаты

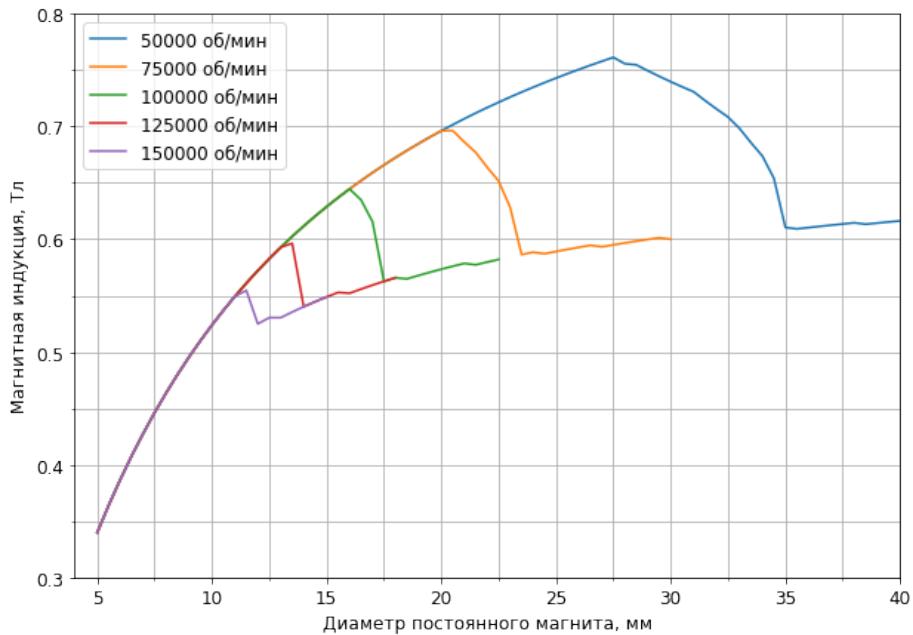


Рисунок 3.19 — Зависимость амплитуды магнитной индукции от диаметра постоянного магнита и скорости вращения ротора  
Воздушный зазор принят в 1 мм на сторону

Получившийся график позволяет, на основании прочностных расчётов выбрать диаметр ротора и магнитный зазор, который обеспечит необходимую магнитную индукцию в системе без учёта воздействия размагничивающего поля от токов в обмотке статора.

### 3.9 Проектировочный расчёт электрогенератора

Предварительный конструктивный расчёт электрического синхронного генератора с возбуждением от постоянных магнитов выполнен в соответствии с методикой, описанной в [38].

В качестве расчётной мощности была взята мощность с вала турбины из предварительного конструктивного расчёта, находящегося в приложении А. Это было сделано для соответствия конструктивных расчётов и дальнейшей симуляции динамики машины в Matlab.

Как уже было сказано, напряжение в шине постоянного тока машины было выбрано порядка 620 В для возможности формирования 220 В фазного напряжения и 380 В линейного напряжения.

Выбор диаметра магнита является сложной задачей. С одной стороны, увеличение диаметра магнита ведёт к увеличению магнитной индукции в зазоре, что приводит к уменьшению размеров статора. С другой стороны, это может привести к увеличению потерь в стали, поэтому в этой задаче необходимо понимать существует ли на проектируемых параметрах оптимум и если да, то где он.

Для этих целей была написана программа выполняющая проектный расчёт генератора. В этой программе сделано допущение об отсутствии рассеивания магнитного потока, в результате чего магнитная индукция в элементах ярма выше на 25 % чем в рассчитанной модели методом конечных элементов, но все так же репрезентативна и может применяться для оценки влияния различных параметров как на потери, так и на другие целевые метрики.

Один из графиков, отвечающих за выбор диаметра постоянного магнита, изображён на рисунке 3.20. По горизонтальной оси отложены потенциальные диаметры постоянного магнита, по вертикальной оси отложены оценённые потери в стали и меди генератора. Цветом показана соответствующая масса машины в килограммах. Как видно, увеличение

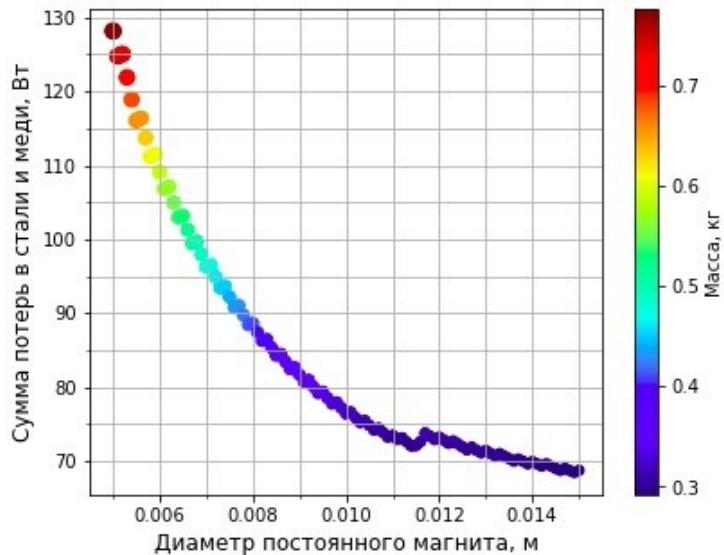


Рисунок 3.20 — Зависимость потерь от диаметра постоянного магнита

График получен при линейной токовой нагрузке 250 А/см, частоте вращения 150 000 об/мин, плотности тока 12 А/мм<sup>2</sup>

диаметра ведёт к уменьшению потерь в стали и в меди электрогенератора и уменьшению массы. С другой стороны, увеличение диаметра постоянного магнита уменьшается коэффициент запаса прочности бандажа. На рисунке 3.20

коэффициент запаса прочности равен 1.2 при диаметре 15 мм. График построен при принятой линейной токовой нагрузке 250 А/см, частоте вращения 150 000 об/мин, а также плотности тока 12 А/мм<sup>2</sup>.

В соответствии с рисунками 3.13, 3.19 и 3.20 был выбран диаметр постоянного магнита 13 мм, с толщиной бандажа 1.5 мм, создающим магнитную индукцию в зазоре 0.54 Тл и коэффициентом запаса прочности 1.6. Проектный расчёт электрогенератора представлен в приложении Б.

### **3.10 Возможные варианты конструкции статора**

Одна из самых лучших, распространённых и доступных на российском рынке электротехнических сталей для статора электрогенератора является сталь 2421. Электротехнические стали являются хрупкими, изготовление статоров производится по сложной технологии электроэррозионной или лазерной резкой. Также статора высокоскоростных машин имеют малые размеры, что усложняет укладку обмотки в пазы статора. Попробуем найти потенциальный заменитель этой стали и улучшить конструкцию.

Для того, чтобы упростить задачу изготовления и укладки обмотки, а также по возможности, снизить потери в стали и массу статора, попробуем применить в качестве материала статора Somaloy (Prototyping material) [39]. Somaloy использует для создания магнитомягких изделий практически любой формы за счет штамповки и спекания порошкообразного материала. Также этот материал допускает его механическую обработку и резку. Это свойство может упростить изготовление статора типа зубец-катушка. Примем в качестве материала типовой Somaloy, из которых изготавливаются заготовки диаметром 80 мм и высотой 40 мм. Поскольку эти типовые заготовки штампуются в массовом масштабе, то ожидается более низкая цена на них, чем на отдельные типы этого материала.

Для проведения дальнейших расчётов и анализа их результатов примем, что проектируется генератор с напряжением шины постоянного тока 620 В для организации в будущем инверторного блока с возможностью создания

380/220 В напряжения. Обмотка имеет тип «звезда». Линейное и фазное напряжение на клеммах генератора составляет 460/265 В соответственно. Номинальный ток нагрузки 1.6 А. То есть фактически те же параметры, что и для спроектированного электрогенератора из параграфа 3.9 (Приложение Б).

### 3.10.1 Somaloy, конструкция зуб-катушка

Для этих данных сделаем проектный расчёт генератора и проведём его моделирование методом конечных элементов в Altair Flux. В результате расчёта было определено, что длина постоянного магнита составляет 13 мм, диаметр бандажа 16 мм, диаметр внутренней расточки статора 18 мм, число пазов на полюс и фазу равно единице, коэффициент укорочения составляет 1/3. Количество витков в модели Flux составляет 82. Толщина зуба 7 мм. Провод при принятой плотности тока в  $12 \text{ A/mm}^2$  имеет диаметр 0.5 мм. Длина витка составила 102 мм в первом приближении. Активное сопротивление фаза-фаза обмотки машины составляет 3 Ом. Фильтр в цепи постоянного тока имел ёмкость 5.6 мкФ, а начальное напряжение 630 В.

В результате создания 3D модели изображённой на рисунке 3.21, масса магнитопровода из Somaloy составила 0.460 кг, внешний диаметр составил 50 мм.

Напряжение холостого хода, полученное при моделировании во Flux после выпрямителя с нагрузкой 10 000 Ом составило 715.7 В.

Пик магнитной индукции в зубе, толщиной 7 мм составил 0.75 Тл. Пик магнитной индукции в ярме толщиной 7 мм составил 0.5 Тл.

Потери в стали, посчитанные по методу Бертотти [32], совпадают с результатом вычисления по приведённой в брошюре формуле [31] и составили 67 Вт. Потери в меди составили 12.2 Вт. Суммарные потери в статоре 79.2 Вт.

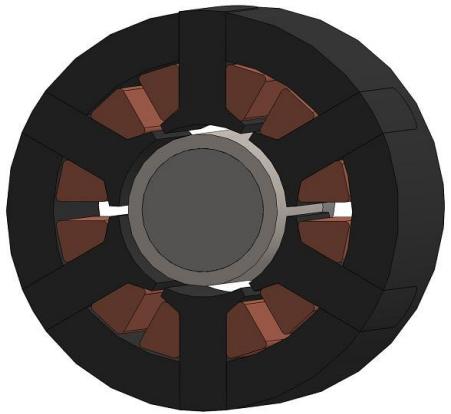


Рисунок 3.21 — Разрез конструкции зуб-катушка

Удельные потери 171.8 Вт/кг. Коэффициент полезного действия на номинальной нагрузке составил 0.92. Формы фазного напряжения генератора приведены на рисунке 3.22.

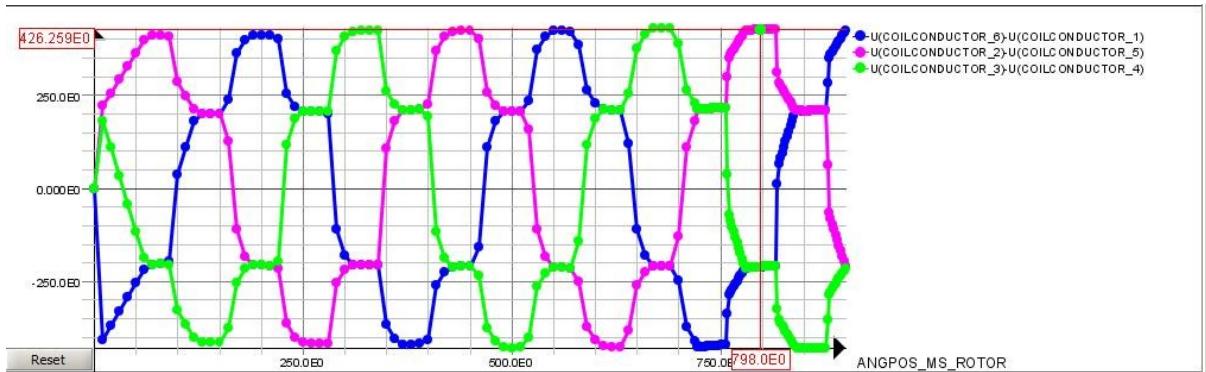


Рисунок 3.22 — Фазное напряжение генератора конструкции зуб-катушка

Для того, чтобы оценить различие в эффективности предложенного решения необходимо провести расчёт классической конструкции статора на этом же материале по аналогичному выше алгоритму.

### 3.10.2 Somaloy, классическая конструкция

Для той же роторной системы был спроектирован новый статор с числом пазов на полюс и фазу равному двум. Коэффициент укорочения 5/6 для генератора такого типа позволяет снизить индуктивность катушки и увеличить жёсткость внешней характеристики генератора, поэтому в нашей модели примем коэффициент укорочения обмотки 5/6. Количество витков в пазу равно 38. Толщина зуба 2.2 мм. Провод при принятой плотности тока в  $12 \text{ A/mm}^2$  имеет диаметр 0.5 мм. Длина витка составляет 238.2 мм в первом приближении.

Активное

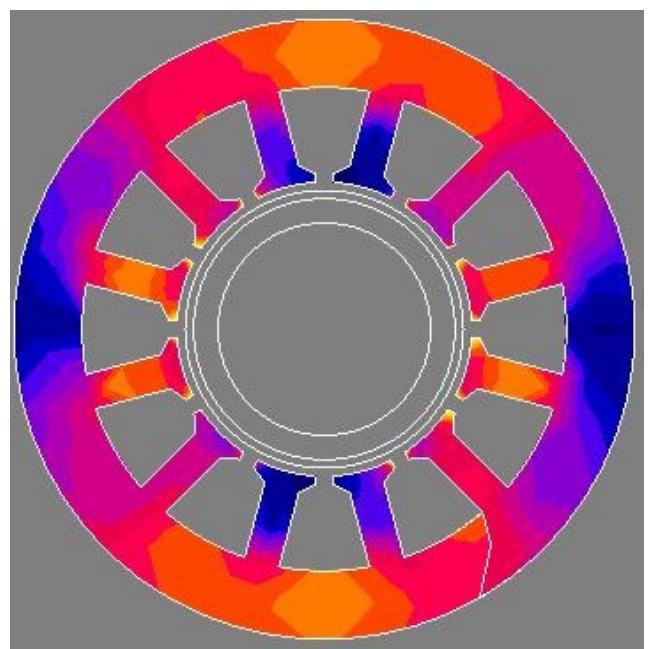


Рисунок 3.23 — Разрез генератора классической конструкции с  $q=2$

сопротивление фаза-фаза машины составляет 3 Ом. Сечение статора с  $q = 2$  представлено на рисунке 3.23.

Масса магнитопровода из Somaloy, моделированного в 3D составила 0.179 кг, объем магнитопровода 24.53 см<sup>3</sup>. Внешний диаметр 38 мм.

Пиковая магнитная индукция в зубе, толщиной 2.2 мм составила 1.07 Тл. Магнитная индукция в ярме толщиной 4.2 мм составила 1.11 Тл.

Потери, посчитанные по приведённой производителем формуле составили 45.6 Вт. Потери в меди составили 11.55 Вт. Суммарные потери в статоре 57.15 Вт. Удельные потери 254.74 Вт/кг. Коэффициент полезного действия на номинальной нагрузке составил 0.946.

Как видно по представленным результатам, коэффициент полезного действия в двух конфигурациях статоров различается в 2.6%, что является существенным поводом для отказа от конструкции зуб-катушка и материала Somaloy для разрабатываемой машины. Забегая вперёд, хочется отметить, что КПД электрогенератора из стали 2421 в классической конструкции составляет 0.963, что подтверждает предыдущее решение.

### **3.11 Результаты расчёта и характеристики генератора**

Для моделирования электрогенератора использовался Altair FLUX. Сконструированная 3D модель магнитопровода состояла из стали 2421 с количеством витков в пазу равным 36. Таким образом длина витка составляет 225.64 мм в первом приближении. Активное сопротивление фаза-фаза обмотки машины составляет 2.81 Ом. Расчётная модель представлена на рисунке 3.24, разбиение машины сеткой представлено на рисунке 3.25.

В результате расчёта, масса магнитопровода составила 0.19 кг. Магнитная индукция в зубе, толщиной 2.2 мм составила 1.08 Тл. Магнитная индукция в ярме толщиной 4.2 мм составила 1.12 Тл. Потери в стали, посчитанные по методу Бертотти, составили 28 Вт. Потери в меди составили 10.93 Вт. Суммарные потери в статоре 38.93 Вт. Удельные потери 147.4 Вт/кг. Коэффициент полезного действия на номинальной нагрузке составил 0.963. На

рисунках 3.26 и 3.27 показано распределение магнитной индукции по объёму статора.

Основные полученные параметры электрогенератора приведены в таблице 3.3.

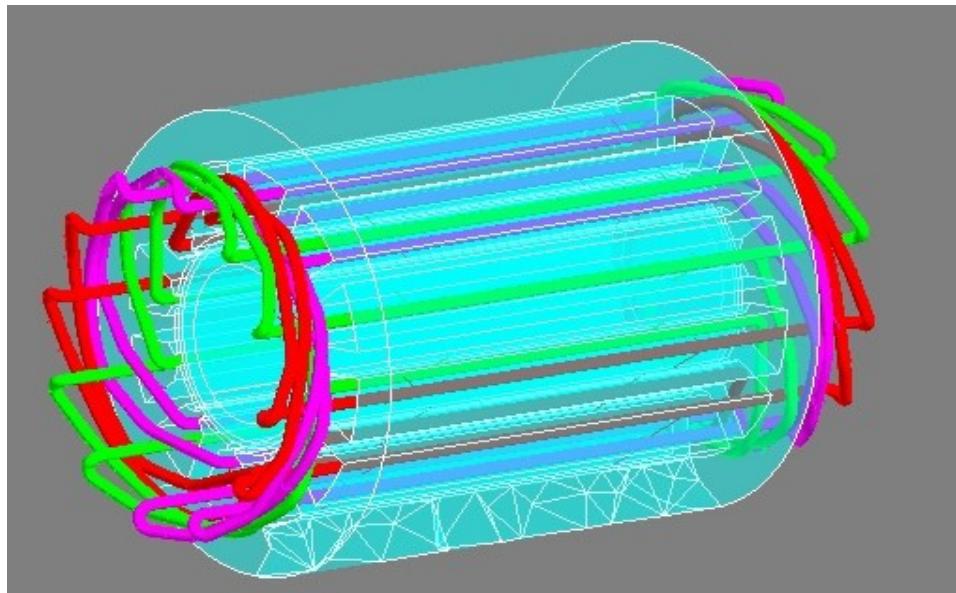


Рисунок 3.24 — Модель машины с обмоткой

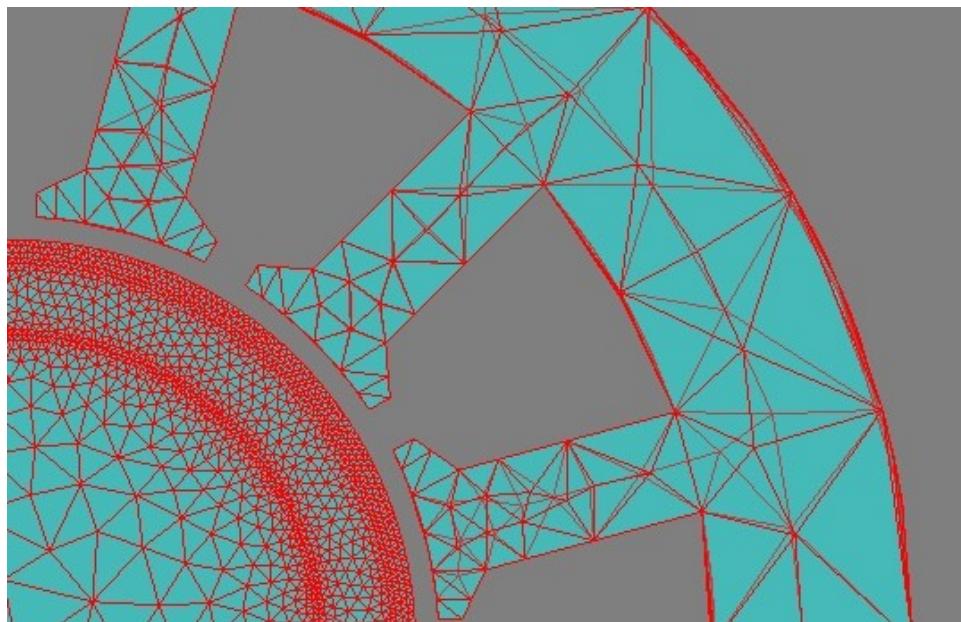


Рисунок 3.25 — Расчёчная сетка модели машины

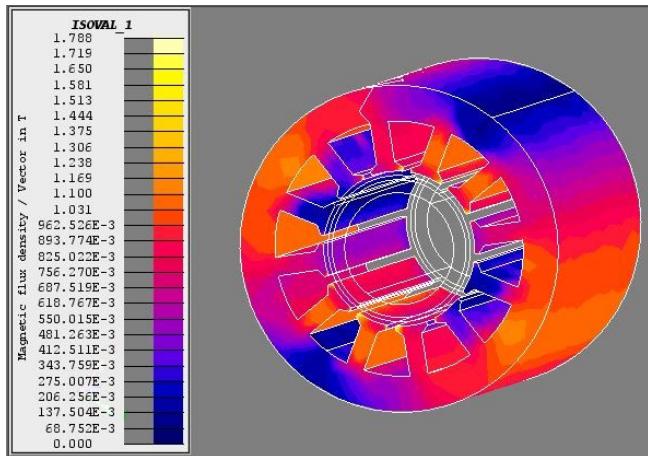


Рисунок 3.26 — 3D распределение магнитной индукции в машине

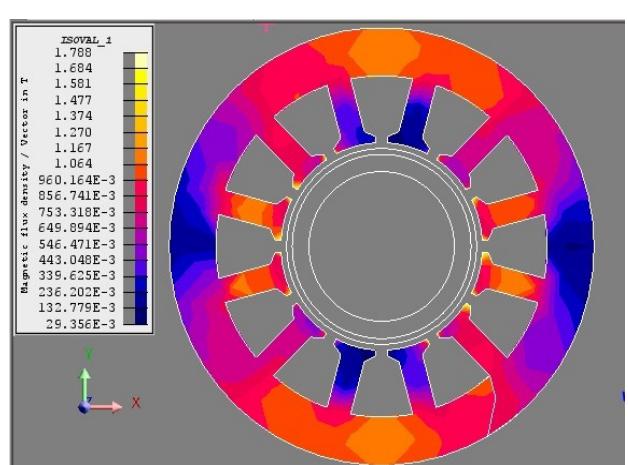


Рисунок 3.27 — 2D распределение магнитной индукции в машине

Таблица 3.3 — Основные параметры разработанного электрогенератора

Наименование	Размерность	Величина
Электрическая мощность	Вт	1000
Коэффициент мощности	-	1
Напряжение DC шины	В	620
Частота вращения	об/мин	150 000
Фазный ток	А	1.68
Длина постоянного магнита	мм	40
Диаметр постоянного магнита	мм	13
Диаметр бандажа	мм	16.5
Воздушный зазор	мм	1
Число витков в фазе	-	68
Число пазов на полюс и фазу	-	2
Коэффициент укорочения		0.966
Внешний диаметр статора	мм	38
Эффективность	%	96.3

Используя полученные ранее результаты и принятые величины получим более точную массу статора вместе с медной обмоткой (рисунок 3.28), а также графики фазного

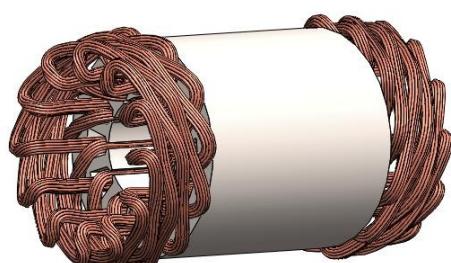


Рисунок 3.28 — 3D модель статора машины с обмоткой

напряжения (рисунок 3.29) и тока (рисунок 3.30) генератора и его внешнюю характеристику.

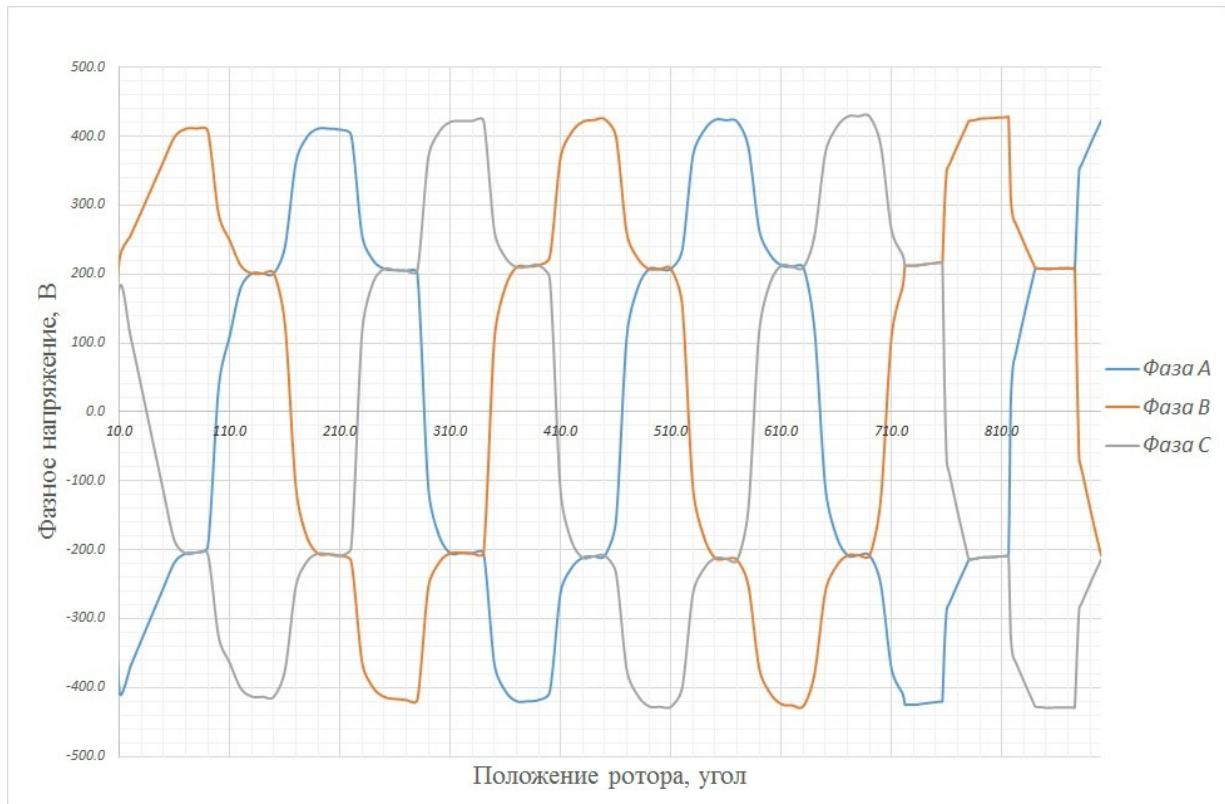


Рисунок 3.29 — Оциллограмма фазного напряжения генератора

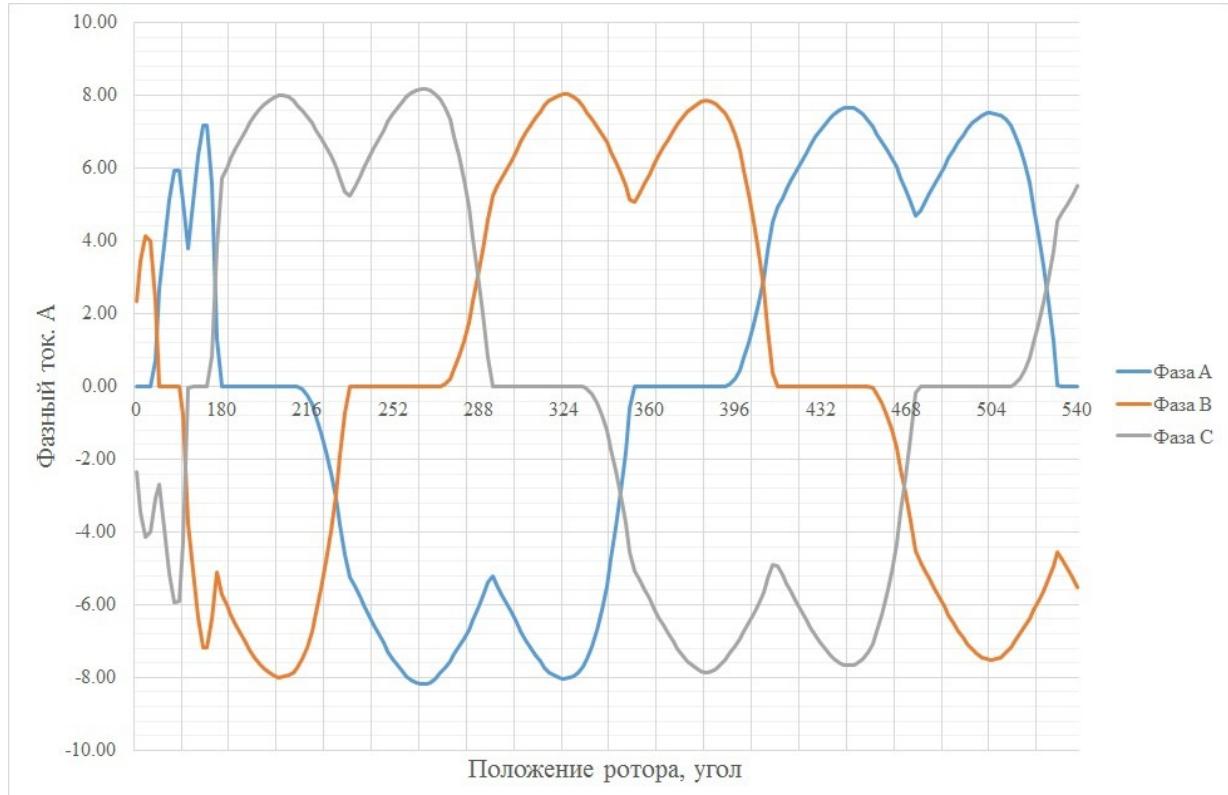


Рисунок 3.30 — Оциллограмма фазных токов генератора

Построенная 3D модель магнитопровода статора в SolidWorks приведена на рисунке 3.28. В модели прорисована вся обмотка в виде петель, но такой подход все же позволяет достаточно точно оценить массу обмотки. Масса составила 0.27 кг и длина витка равняется 236.6 мм.

Расчёты методом конечных элементов в Altair Flux можно проводить последовательно друг за другом в автоматическом режиме. Это обстоятельство позволяет без усилий получить характеристику электрической машины. Было произведено четыре расчёта для построения характеристики:

- a) Напряжение холостого хода, полученное при измерении после выпрямителя с нагрузкой 1 000 000 Ом составило 739 В;
- b) Напряжение на нагрузке 667 Ом составило 631 В. Ток нагрузки 0.95 А. Таким образом мощность составила 597 Вт;
- c) Напряжение на нагрузке 384.6 Ом составило 620 В. Ток нагрузки 1.61 А. Таким образом мощность составила 1000 Вт;
- d) Напряжение на нагрузке 200 Ом составило 594 В. Ток нагрузки 2.97 А. Таким образом мощность составила 1760 Вт.

Для будущего моделирования динамических процессов турбогенератора из произведенного расчета в Flux были получены характеристики, необходимые для задания синхронного генератора с возбуждением от постоянных магнитов в среде Matlab Simulink, а именно индуктивность в фазе равная 0.81 мГн и магнитный поток 24.9 мВб.

Основываясь на полученных данных посредством моделирования во Flux построилась внешняя характеристика посредством Matlab Simulink для оценки применимости модели синхронного генератора в Simulink в динамических процессах турбогенератора.

Характеристики представлены на рисунке 3.31.

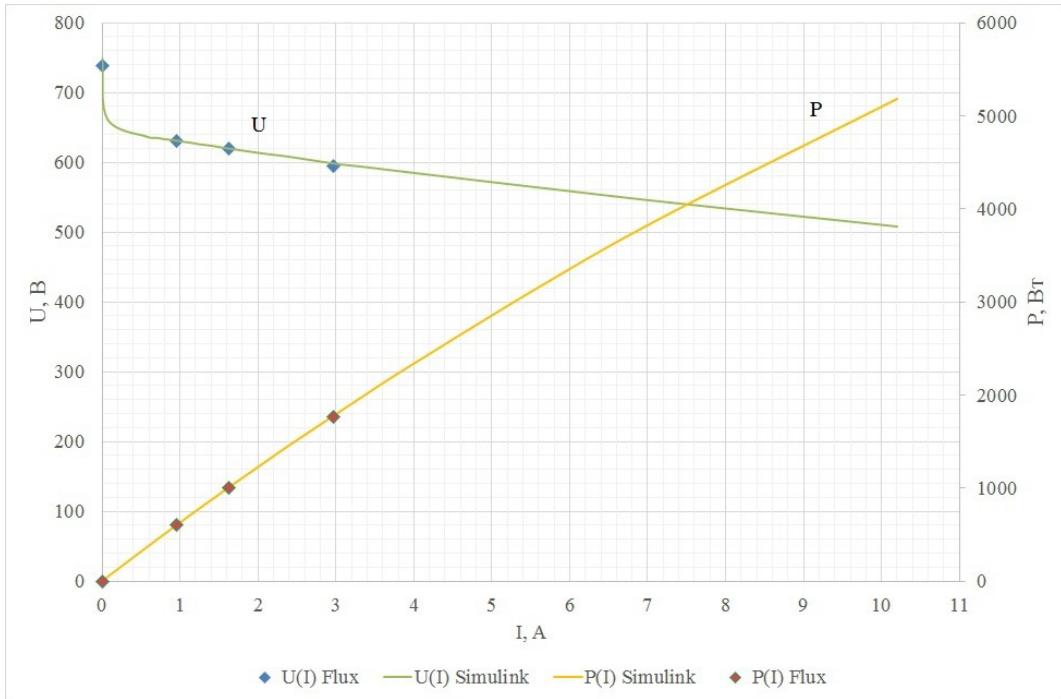


Рисунок 3.31 — Характеристики синхронного генератора с возбуждением от постоянного магнита

Как видно из рисунка 3.31, зависимости напряжения и мощности от тока нагрузки совпадают для двух моделей из чего можно сделать заключение, что базовую модель синхронной машины с постоянными магнитами в Simulink можно применить для моделирования динамического процесса.

### 3.12 Прочностной расчёт роторной системы турбоагрегата

Ротор является самой ответственной и высоконагруженной частью турбоагрегата. Как уже было несколько ранее описано, ротор представляет собой постоянный магнит из SmCo5 на который посажен с расчётым натягом бандаж из стали 36НХТЮ с длинной большей постоянного магнита. Для фиксации ротора в пространстве, с торцов устанавливают стальные цапфы, к которым бандаж приваривается. На переднюю цапфу надевается стальной упорный диск для возможности использования упорного газодинамического подшипника. Рабочее колесо турбины из сплава алюминия 6061 Т6 накручивается на цапфу в сторону вращения ротора, предотвращая

раскручивание при нормальной работе машины. Конструкция ротора изображена на рисунке 3.32.

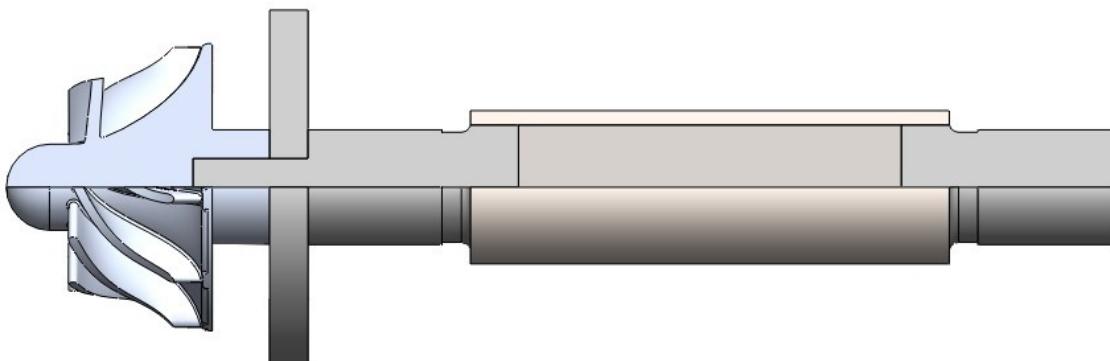


Рисунок 3.32 — Роторная система

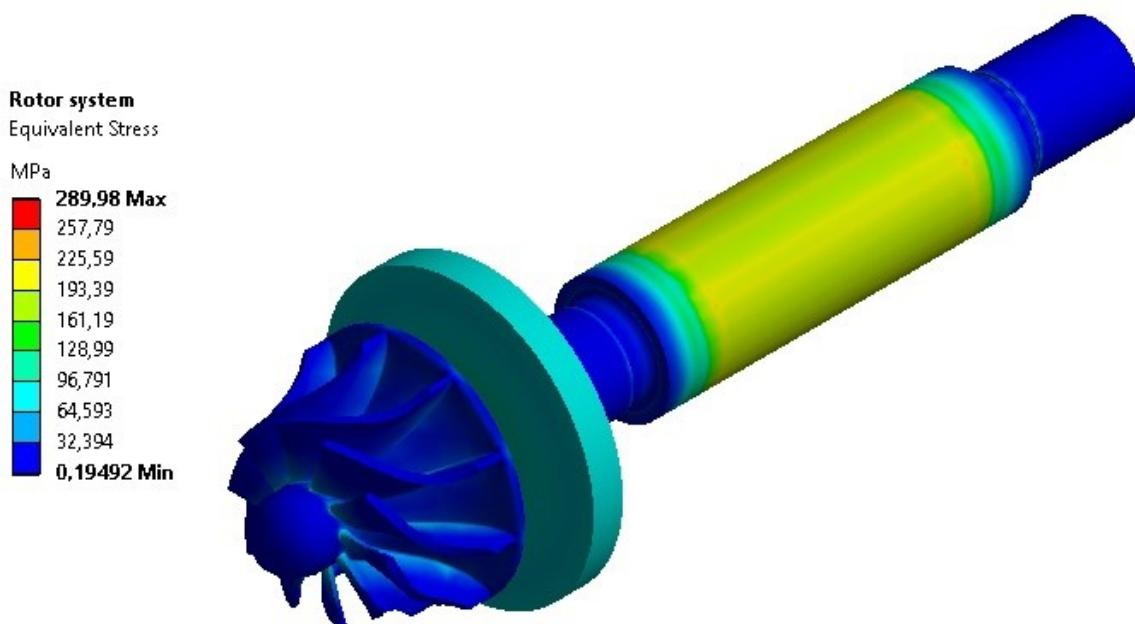


Рисунок 3.33 — Распределение напряжений в роторной системе

При расчёте методом конечных элементов моделировалась представленная на рисунке 3.32 система. Границными условиями являлись шарнирные опоры на цапфах, имитирующие подшипники, а также шарнирный упор диска для моделирования ограничения упорного подшипника. Ротор вращался с частотой 150 000 об/мин. В качестве дополнительной нагрузки был установлен натяг бандажа на постоянный магнит при помощи имитации взаимного смещения поверхности контакта в сторону магнита. Основной целью данного расчёта являлась проверка системы на прочность, в особенности

проверка на прочность системы бандаж-магнит. На рисунке 3.33 представлено распределение напряжений по поверхности роторной системы.

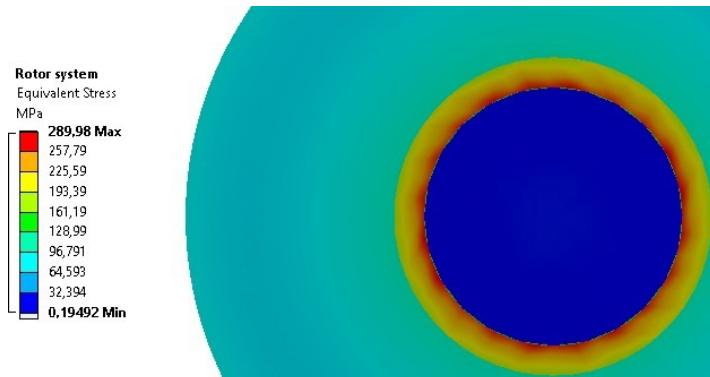


Рисунок 3.34 — Разрез по центру постоянного магнита

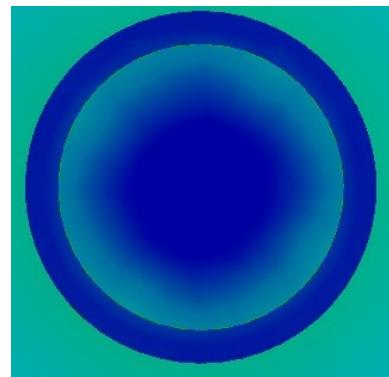


Рисунок 3.35 — Разрез ротора по торцу постоянного магнита

Как и ожидалось, наибольшие напряжения возникли в бандаже на границе соприкосновения материала бандажа и магнита. Распределение напряжений по бандажу и магниту в его центре показано на рисунке 3.34. Распределение напряжений по магниту у цапфы показано на рисунке 3.35. Можно заметить, что напряжение в постоянном магните сдавливающие или близкие к нулю, что соответствует конструкторскому замыслу и обеспечивает надёжность постоянного магнита во всем эксплуатационном диапазоне. Коэффициент запаса прочности по бандажу достаточно высок.

### 3.13 Вибрационная диаграмма ротора

Поскольку ротор машины вращается с частотой 2500 оборотов в секунду, существует вероятность прохождения ротора через собственные частоты колебаний ротора при пуске машины. Также существует вероятность проектирования ротора, который будет иметь рабочую частоту близкую к собственной частоте колебаний при номинальном режиме работы, что является недопустимым. Для этого, посредством модели, приведённой в параграфе 3.12, были посчитаны собственные частоты колебаний роторной системы и построена вибрационная диаграмма (рисунок 3.36). Расчёт был основан на методике вибрационной оценки лопаток турбин описанной в [41].

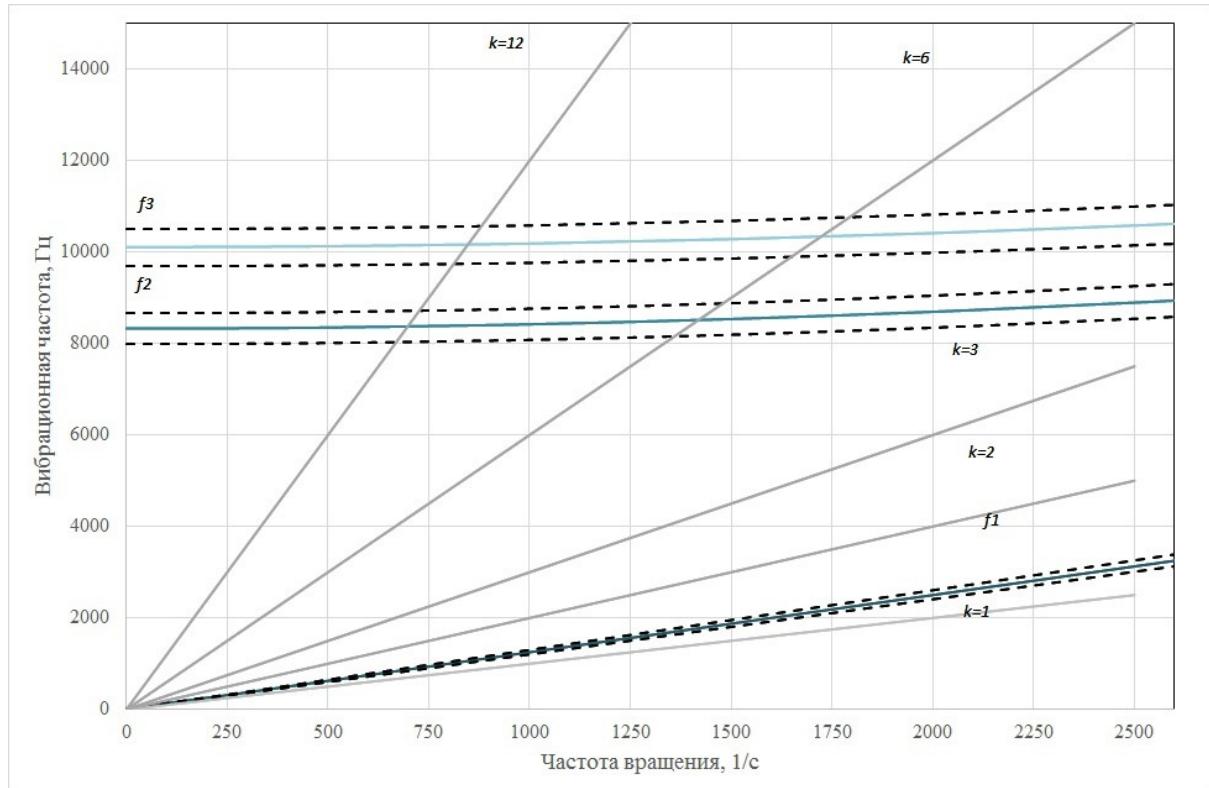


Рисунок 3.36 — Вибрационная диаграмма

На графике  $f_1$  первая собственная частота колебаний,  $f_2$  вторая и  $f_3$  третья. Дальнейшие частоты слишком высокие и не попадают в интересующую нас область разгона и номинальной работы. Серыми линиями показано частоты воздействия кратные  $k$ . Поскольку потенциальные кратные частоты могут равны 2, 3, а также 6 (число сопловых каналов), 12 (число пазов в магнитопроводе) то именно эти линии и изображены на рисунке 3.36. Пересечение диапазона  $\pm 4\%$  от собственной частоты колебаний и линий  $K$  даёт потенциально опасный участок разгона ротора, который необходимо проходить как можно быстрее.

Как можно увидеть, пересечение линий  $k$  и  $f$  не происходит в области близкой к номинальной частоте вращения ротора. При первых пусках турбоагрегата следует особенно тщательно следить за состоянием системы в диапазонах от 600 до 1000, а также от 1300 до 1800 оборотов в секунду.

### 3.14 Выводы по главе

В этой главе описан подход к проектированию и анализу высокоскоростных турбогенераторов малой мощности. В результате была рассчитана радиально-осевая турбина с внутренним КПД 86.2 % и благоприятным течением рабочего тела в проточной части. Также было выполнено проектирование и моделирование синхронного генератора с возбуждением от постоянного магнита. Получившийся генератор имеет КПД 96 %. Бандаж и магнит, как и вся роторная система на номинальных режимах работы выдерживают нагрузки и могут надёжно эксплуатироваться. Номинальная частота вращения не находится в опасной вибрационной зоне.

Разработан высокоскоростной маломощный турбоагрегат на параметры 150 000 оборотов в минуту мощностью 1000 Вт. Эффективность всего турбоагрегата составляет 80.5 %, масса машины оценена в 3 кг. Габариты машины составляют 168 мм в длину и 132 мм в диаметре в самой широкой части турбоагрегата. Внешний вид спроектированного турбоагрегата представлен на рисунках 3.37 и 3.38.

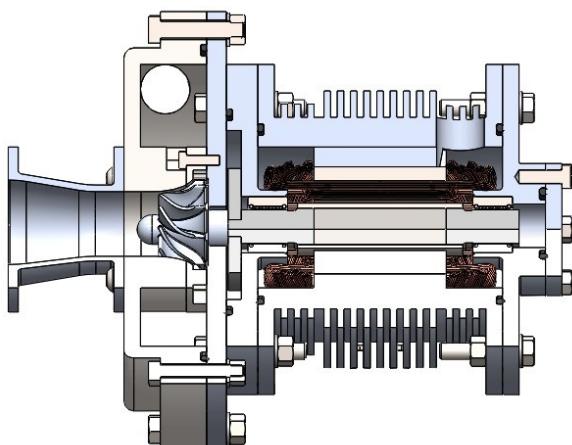


Рисунок 3.37 — Сечение турбоагрегата, вид сбоку

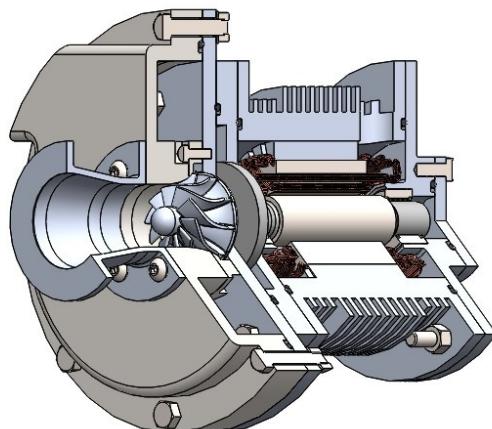


Рисунок 3.38 — 3D вид турбоагрегата

## 4 Базовая система управления турбоагрегатом

### 4.1 Концепт системы управления турбоагрегатом

Для создания автономных источников энергии необходимо создание хорошей системы автоматизации пуска и поддержания работы системы. Для маломощных турбогенераторов номинальное давление создаёт большое осевое усилие, которое прижимает пяту упорного лепесткового газодинамического подшипника к корпусу, создавая большой момент сухого трения, препятствующий разгону машины. Ситуация усугубляется еще и тем, что полезный пусковой крутящий момент на рабочем колесе очень мал у маломощных машин, поскольку велика частота вращения ротора. Все это приводит к тому, что запустить маломощные турбогенераторы на лепестковых газодинамических подшипниках естественным образом становится невозможно. Возможным решением проблемы запуска установки является использование свойства обратимости электрических машин и раскрутка ротора при работе в двигательном (стартерном) режиме. Источником энергии в этом случае может являться либо аккумуляторная батарея, установленная в шине постоянного тока электронного преобразователя, либо сеть переменного тока в случае работы установки параллельно с этой сетью. В стартерном (пусковом) режиме фазы электрической машины подключаются к инвертору напряжения, и осуществляется раскрутка ротора установки до заданной частоты подхвата. После подачи газа на турбину, этот же инвертор может быть переведён в режим активного выпрямителя с целью выпрямления напряжения турбогенератора, формирования формы его фазных токов и стабилизации напряжения шины постоянного тока.

Частота вращения ротора установки не должна отклоняться от номинального значения. Поскольку частота вращения огромна и ротор механически тяжело нагружен, создание частых дополнительных динамических усилий на роторную систему приведёт к существенному уменьшению часов

нормальной работы машины. Поскольку момент инерции ротора мал, то ускорение ротора будет очень быстрым, поэтому система поддержания необходимых параметров рабочего тела должна быть выполнена в виде электронной системы управления. Для больших и мощных паровых турбин на текущий момент используются гидравлические системы управления способные регулировать расход пара в турбину. Ещё одним доводом в пользу постоянной частоты вращения является присутствие потенциально опасного региона по вибрации ротора на моменте разгона. Недопустима эксплуатация турбоагрегата в вибрационно опасном регионе.

Установка должна содержать как минимум два клапана. Наиболее близким к турбине является регулирующий клапан, который регулирует расход рабочего тела в проточную часть турбины. Вторым является стопорный клапан для мгновенного перекрытия доступа рабочего тела в проточную часть турбины. В турбостроении принято, что заброс частоты вращения ротора не должен превышать 10 % от номинальной частоты вращения. В случае превышения частоты стопорный клапан должен закрыть доступ рабочего тела в проточную часть. Система регулирования турбины проектируется таким образом, чтобы заброс частоты вращения больше 10 % не происходил при полном сбросе нагрузки.

Блок силовой электроники состоящий из активного выпрямителя, который может работать в режиме инвертора, при нормальной работе поддерживает напряжение в шине постоянного тока практически постоянное напряжение, что позволяет упростить программную логику работы последующему инвертору. Инвертор из шины 620 В формирует необходимое напряжение и частоту для потребителя. Также из шины постоянного тока подзаряжается пусковая батарея.

## 4.2 Модель турбоагрегата в Matlab Simulink

Для оценки заброса частоты вращения при старте турбоагрегата и при сбросе нагрузки была построена математическая модель турбогенератора в Matlab Simulink. Модель изображена на рисунке 4.1.

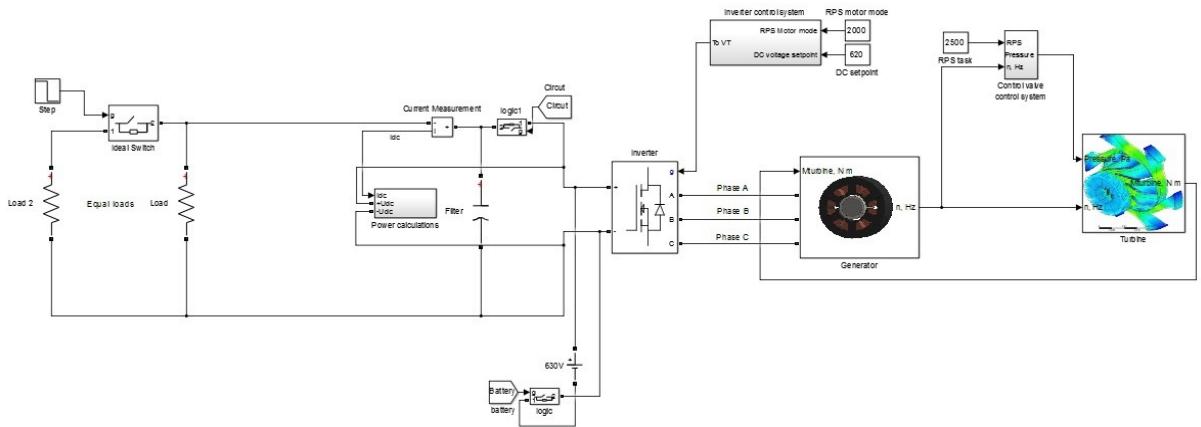


Рисунок 4.1 — Модель турбоагрегата в Simulink

Модель состоит из множества блоков. Опишем только главные из них.

Блок турбины на рисунке 4.1 подписан наименованием Turbine. Турбина моделируется прямым ходом расчёта проточной части турбины с фиксированными геометрическими параметрами, соответствующими результатам из приложения А. Расчёт основывается на источниках [22, 24]. Поскольку в процессе изменения частоты вращения изменяются и газодинамические параметры, то в турбинную модель были встроены блоки описывающие переменный режим работы турбины согласно [42]. Для описания переменного режима работы были добавлены блоки пересчёта массового расхода рабочего тела, а также степени реактивности ступени. Поскольку турбоагрегат создавался специально для испытаний на стенде, описанном в главе 2, в блок турбины добавлена зависимость выходного давления из турбины от расхода рабочего тела в виде аппроксимированной полиномиальной зависимости. Поскольку геометрия машины уже известна, то в блок турбины был добавлен дополнительный тормозящий момент от ротора электрогенератора. Ротор электрогенератора создаёт дополнительные вентиляционные потери. Математическое выражение для подсчёта потерь

может быть найдено в [43]. Блок по своей структуре передаёт крутящий момент для электрогенератора за вычетом существенного тормозящего момента от вентиляции ротором.

Блок электрогенератора состоит из предопределённой в Matlab модели синхронного электрогенератора с постоянными магнитами. Момент инерции ротора был задан  $993 \cdot 10^{-8}$  кг·м<sup>2</sup>. Момент инерции был получен посредством построения 3D модели ротора показанной на рисунке 3.32 и подсчитан при помощи встроенных инструментов SolidWorks при всех заданных материалах моделей. Сопротивление фазы задано как 1.4 Ом, индукция фазы статора задана  $0.81 \cdot 10^{-3}$  Гн. Как уже было показано ранее в параграфе 3.11, что блок электрогенератора достаточно хорошо согласуется по своим характеристикам с рассчитанной моделью в Flux. Блок электрогенератора на рисунке 4.1 представлен блоком с подписью Generator.

Блоком инвертора (активного выпрямителя) управляет система векторного управления, как и для двигательного режима, так и для режима поддержания напряжения в шине постоянного тока. Система векторного управления реализована по методике, описанной в работе [44]. Выбранная частота переключения ключей составляет 50 кГц. На рисунке 4.1 блок представлен наименованием Inverter control system.

Система регулирования турбины представлена блоком Control valve control system. Система управления осуществлена на ПИ регуляторе и работает за счёт ошибки по частоте вращения ротора. На выходе ПИ регулятора формируется начальное давление на входе в турбину. Оно ограничено сверху давлением в 3.5 бара для предотвращения излишнего ускорения ротора при большем давлении и, соответственно, расходе. Данный ПИ регулятор может служить очень простой имитацией регулирующего клапана, работающего от сервопривода и передающего на клапан усилие через механическую передачу. Очень важно, чтобы система регулирования по скорости вращения ротора была быстрой для предотвращения забросов частоты вращения.

При запуске из положения покоя, разгон турбогенератора происходит в двигательном режиме от источника постоянного напряжения в 630 В. При достижении ротором частоты вращения 2000 Гц, посредством блока logic батарея отключается от инвертора, инвертор переходит в режим выпрямителя и соединяется с нагрузкой. После инвертора установлен конденсатор с ёмкостью  $5.6 \cdot 10^{-6}$  Ф. На рисунке 4.1 так же изображена нагрузка в виде двух параллельных резисторов сопротивлением 762 Ом каждый.

Для моделирования разгона ротора и сброса нагрузки использовалась слегка модифицированная схема, изображённая на рисунке 4.2. При моделировании полного сброса нагрузки с турбогенератора модель отключается от нагрузки посредством ключа logic2 и происходит заброс частоты вращения. Полный сброс нагрузки происходит с номинальных параметров симулируя наихудший вариант, когда в турбину ещё подаётся номинальный расход пара и частота вращения 150 000 об/мин.

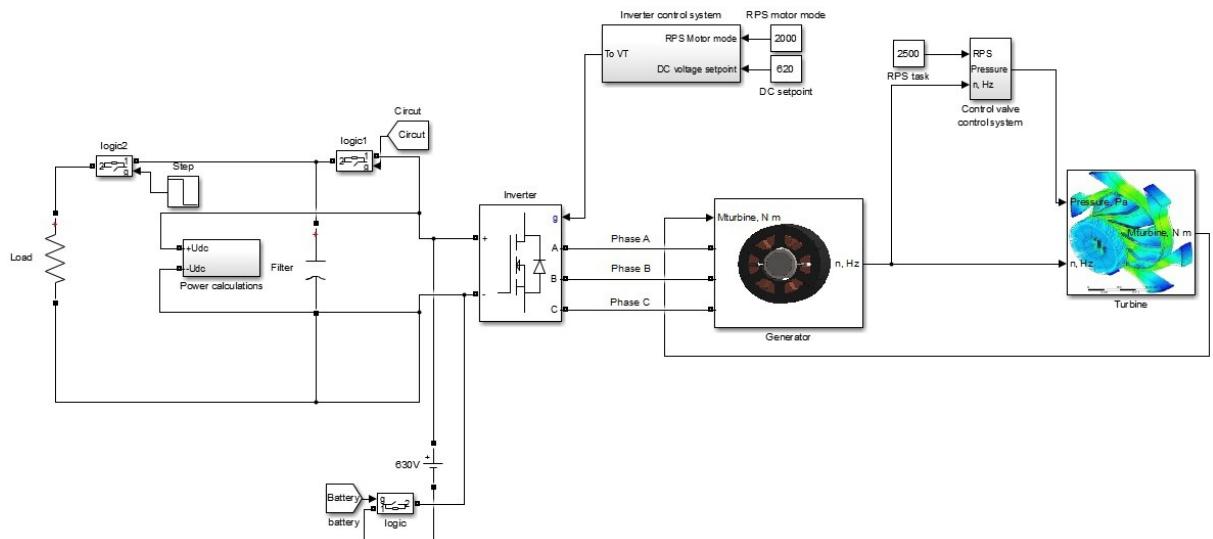


Рисунок 4.2 — Модель для симуляции сброса полной нагрузки

### 4.3 Результаты моделирования турбоагрегата

В результате проведённых расчётов были получены графики выхода турбоагрегата из состояния покоя на номинальный режим работы и график сброса полной нагрузки.

На рисунке 4.3 показан график выхода турбоагрегата на номинальные расчётные параметры. Из предположения отсутствия сил трения в подшипниках машины, турбоагрегат в двигательном режиме способен набрать 2000 оборотов в секунду за 2.06 секунды. Далее в генераторном режиме машина выходит на номинальные параметры примерно за 3 секунды, при этом заброс частоты вращения не превышает 10 % и составил у спроектированной системы 1.5 %.

На рисунке 4.4 показан график заброса частоты вращения при полном сбросе нагрузки. Сброс нагрузки произошёл в момент времени 1 секунда. Система регулирования справляется с задачей и позволяет удержать ротор от ускорения более чем на 10 %. Заброс частоты вращения составил 7. 3%. Время возвращения ротора к номинальной частоте вращения составляет порядка 4 секунд.

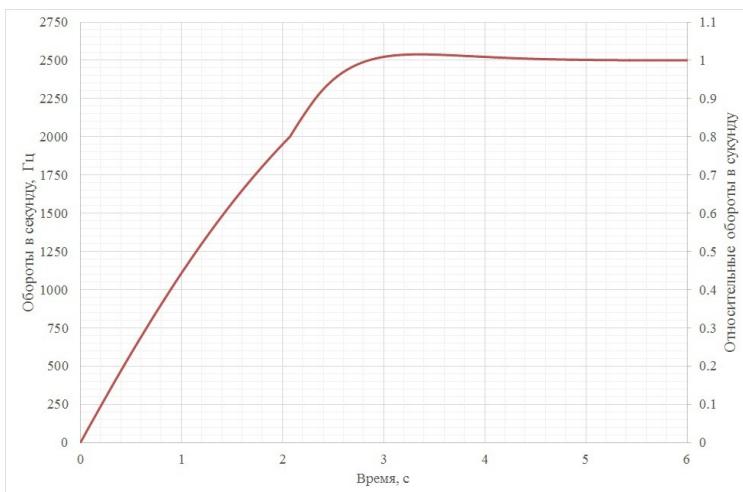


Рисунок 4.3 — График разгона турбоагрегата

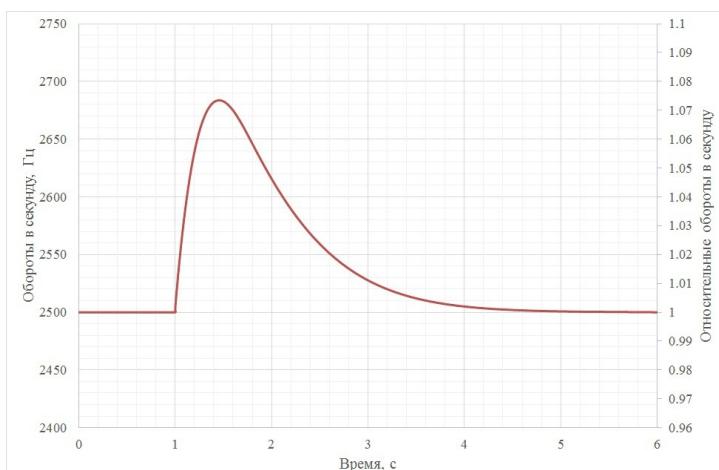


Рисунок 4.4 — График скорости при сбросе полной нагрузки

На рисунке 4.5 показан совмещённый график разгона турбоагрегата в пусковом режиме и заброса частоты вращения после сброса нагрузки. Смоделированная система управления обеспечивает выход машины на номинальные параметры с перерегулированием в 1.5 %. Разгон из состояния покоя занимает примерно 4 секунды. В дополнение, система регулирования справляется с удержанием частоты вращения от её заброса. Без нагрузки, турбогенератор при номинальных параметрах рабочего тела обеспечивает увеличение частоты вращения ротора на 10 % за время около 0.5 секунды.

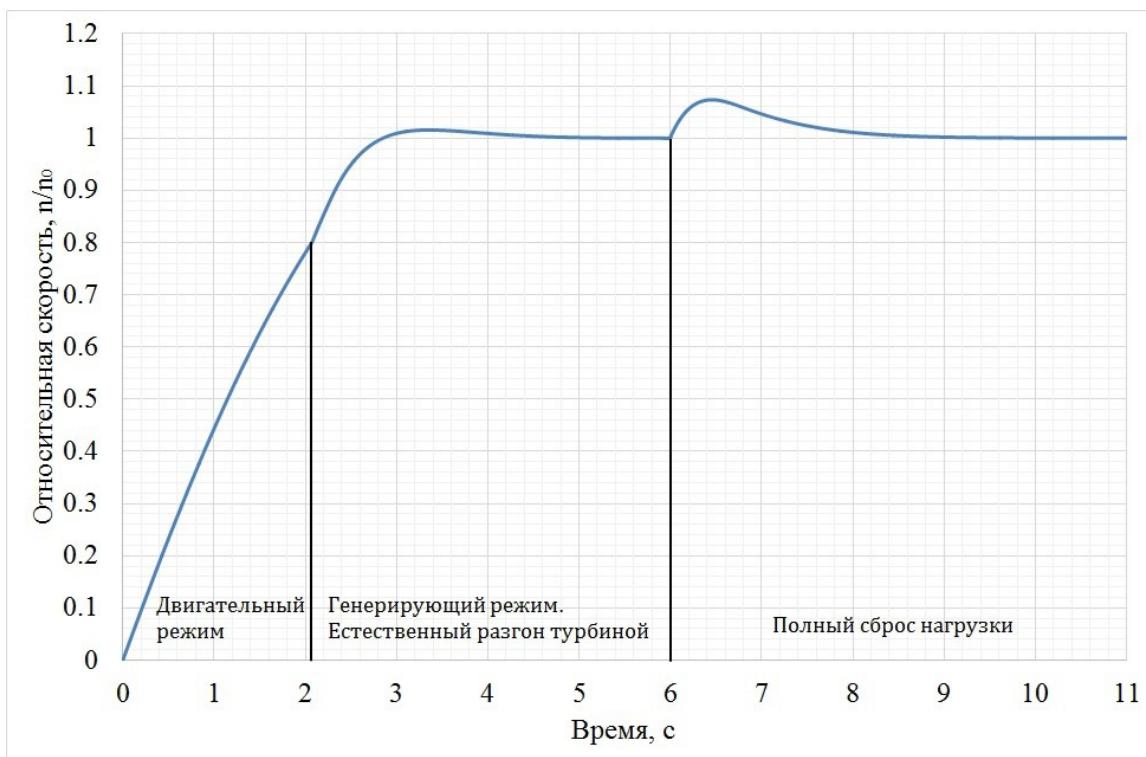


Рисунок 4.5 — Результаты моделирования динамики машины

#### 4.4 Выводы по главе

В этой главе рассмотрена базовая система управления турбоагрегатом собранная на базе математических блоков в Matlab Simulink. Разработанная система управления на базе ПИ контроллера обеспечивает удержание турбоагрегата от ускорения в момент полного сброса нагрузки. Разработанная логика инверторного блока обеспечивает запуск машины в двигательном режиме и перевод машины на генераторный режим. На рисунке 4.5 показаны рассмотрены режим пуска турбоагрегата и полный сброс нагрузки.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанный турбоагрегат является экспериментальным для исследований процессов в высокоскоростных турбоагрегатах. Представленным в этой работе подходом возможно проектирование различных типов машин и их тестирование на газодинамических стендах. Полученные параметры и характеристики газодинамических процессов в турбогенераторе могут быть пересчитаны согласно теории подобия на натурные объекты. Натурными объектами могут быть так же и воздушные турбоагрегаты так и машины с иными рабочими телами, в том числе и на органических веществах.

Машины, подобные спроектированной могут быть использованы как в составе органического цикла Ренкина как утилизатор бросового тепла.

Например, подобная установка может использовать тепло уходящих газов энергетических котлов (температура которых не превышает 120-150 °C).

Ещё одним примером может быть использование тепла выхлопных газов с дизельных двигателей локомотивов для генерации электроэнергии.

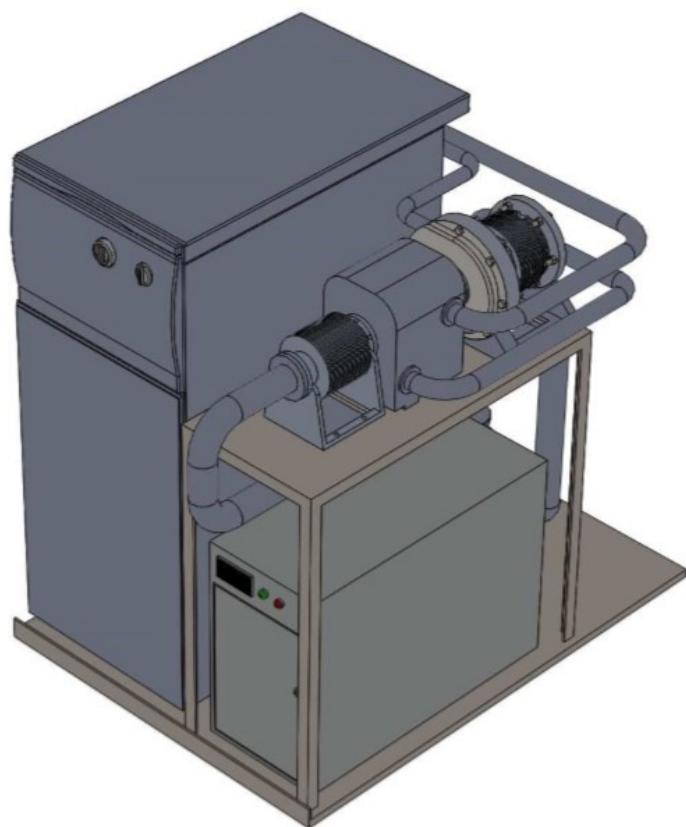


Рисунок 5.1 — Концепт установки ОЦР с спроектированным турбоагрегатом

Выработанная электроэнергия может быть использована в обогревательных приборах в жилых вагонах.

Так же, машина может входить в состав автономной энергетической установки для выработки тепловой и электрической энергии. Концепт подобной установки приведён на рисунке 5.1. Изображённая установка является автономной энергоустановкой малой мощности, работающей на пеллетном топливе. Потенциально, такие установки могут быть мобильными и практически не требующими обслуживания, только в заправке топливом. Тепловая схема этой установки полностью соответствует рисунку 1.7 из главы 1.

Дополнительной сферой применения подобных машин является вспомогательные силовые установки для авиационных, колёсных или гусеничных транспортных средств.

В результате магистерского диплома разработан экспериментальный воздушный турбоагрегат малой мощности. Были проведены расчёты и оптимизация проточной части турбины, а также моделирование проточной части методами конечных элементов. Разработана теория оценки магнитной индукции в воздушном зазоре с учётом прочности системы магнит-бандаж и верифицированная с расчётами численным методом в Altair Flux. Проведены расчёты и оптимизации различных конструкций синхронного генератора с возбуждением от постоянных магнитов, проведено моделирование полученных машин в Altair Flux методами конечных элементов и выбрана лучшая. При полученной геометрии турбоагрегата спроектирована детальная 3D модель машины, оценены её массогабаритные показатели. Имея модель ротора, был проведён прочностной расчёт роторной системы показывающий, что ротор удовлетворяет требованиям надёжности. Так же были получены собственные частоты колебаний ротора и построена вибрационная диаграмма. Номинальная частота вращения ротора находится достаточно

далеко от виброопасных зон. При имеющихся расчётных параметрах была спроектирована модель в Matlab Simulink для оценки времени пуска машины. Так же посредством модели симулировался полный сброс нагрузки с турбоагрегата. Показано, что заброс частоты вращения при сбросе нагрузки не превышает 10 %.

Основываясь на результатах работы, возможно построить реальный прототип и протестировать его на стенде описанном в работе.

## Список использованных источников

- [1] Eurostat, “Energy, Transport and Environment statistics”. Luxembourg. Publications Office of the European Union, 2020. doi:10.2785/522192 KS-DK-20-001-EN-N
- [2] Leoncini, Lorenzo. (2019). European Union energy trends from 2020 to 2050. [Электронный ресурс]. URL: [https://www.researchgate.net/publication/335840713\\_European\\_Union\\_energy\\_trends\\_from\\_2020\\_to\\_2050](https://www.researchgate.net/publication/335840713_European_Union_energy_trends_from_2020_to_2050) (дата обращения 3.02.2021)
- [3] Forecast for the development of energy in the world and Russia 2019. ed. A.A. Makarova, T.A. Mitrova, V.A. Kulagin; ERI RAS, Moscow School of Management Skolkovo. Moscow. 2019. ISBN 978-5-91438-028-8
- [4] Tarti  re T, Astolfi M. A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market. Energy Procedia. [Электронный ресурс]. URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j,egypro.2017.09.159> (дата обращения 23.07.2020)
- [5] Capstone Turbine Corporation. Capstone products. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.capstonegreenenergy.com/products/energy-conversion-products/capstone-microturbines/c1000s> (дата обращения 19.12.2020)
- [6] Exergy. Heat recovery from industrial process. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.exergy-orc.com/application/heat-recovery-from-industrial-process> (дата обращения 19.12.2020)
- [7] Turboden. ORC system. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.turboden.com/products/2463/orc-system> (дата обращения 20.12.2020)

- [8] Siemens. Heat recycle solutions. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.siemens-energy.com/global/en/offering/power-generation/power-plants/heat-recycle-solutions.html> (дата обращения 20.12.2020)
- [9] ElectraTherm. Power-generator. [Электронный ресурс]. URL: <http://electratherm.com/power-generator/> (дата обращения 20.12.2020)
- [10] CETY. Clean cycle ORC system. [Электронный ресурс]. URL: <http://heatrecoverysolutions.com/cleancycle> (дата обращения 20.12.2020)
- [11] Triogen. Triogen's production. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.triogen.nl/technology/triogen-our-products> (дата обращения 20.12.2020)
- [12] RANK. Rank's company production. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.rank-orc.com/products/> (дата обращения 20.12.2020)
- [13] Capstone Turbine Corporation. C30 Engine Components. [Электронный ресурс]. URL: [https://d1io3yog0oux5.cloudfront.net/\\_af40c47cd833ba21830650a9fb53c15a/capstoneturbine/db/235/9436/file/C30+Renewable+Fuels.pdf](https://d1io3yog0oux5.cloudfront.net/_af40c47cd833ba21830650a9fb53c15a/capstoneturbine/db/235/9436/file/C30+Renewable+Fuels.pdf) (дата обращения 19.12.2020)
- [14] Exergy. The innovative radial outflow turbine. [Электронный ресурс]. URL: [https://www.exergy-orc.com/upload/pages/283/exergy-brochure\\_corporate\\_EN.pdf](https://www.exergy-orc.com/upload/pages/283/exergy-brochure_corporate_EN.pdf) (дата обращения 19.12.2020)
- [15] Heat recovery solution. Integrated power module. [Электронный ресурс]. URL: <http://heatrecoverysolutions.com/cleancycle> (дата обращения 20.12.2020)

- [16] Wu, Meng. "Design and Performance Analysis of a Radial Inflow Turbogenerator with the Aerostatic Bearings for Organic Rankine Cycle System." Energy Conversion and Management, vol. 214, Elsevier Ltd, June 2020, p. 112910–, doi:10.1016/j.enconman.2020.112910.
- [17] Grönman, Aki, et al. Design and Verification of a Hermetic High-Speed Turbogenerator Concept for Biomass and Waste Heat Recovery Applications. Elsevier, Sept. 2020.
- [18] Saleh, Bahaa & Koglauer, Gerald & Wendland, Martin & Fischer, Johann. (2007). Working fluids for low-temperature Organic Rankine Cycles. Energy. 32. 1210-1221. 10.1016/j.energy.2006.07.001
- [19] Sylvain Quoilin, Martijn Van Den Broek, Sébastien Declaye, Pierre Dewallef, Vincent Lemort. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 22, 2013, ISSN 1364-0321
- [20] M. Rumyantsev, D. Shumilin, "Automated Complex for Researching High-Speed Electric Turbomachines," 2020 V International Conference on Information Technologies in Engineering Education (Inforino), Moscow, Russia, 2020, pp. 1-4, doi: 10.1109/Inforino48376.2020.9111750.
- [21] Википедия: свободная электронная энциклопедия: на английском языке "Specific speed." [Электронный ресурс]. URL: [https://en.wikipedia.org/wiki/Specific\\_speed](https://en.wikipedia.org/wiki/Specific_speed) (дата обращения 21.04.2021)
- [22] Костюк А.Г., Булкин А.Е., Трухний А.Д. Паровые турбины и газотурбинные установки для электростанций. Москва. Издательский дом МЭИ. 2019. 448 с.

- [23] Архаров А.М., Архаров И.А., Антонов А.Н. и др.; под общ. ред. Архарона А.М. и Буткевича И.К. Машины низкотемпературной техники. Криогенные машины и инструменты. Москва. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 582 с.
- [24] Зарянкин А.Е., Шерстюк А.Н. Радиально-осевые турбины малой мощности. Москва. Машгиз, 1963. 248 с.
- [25] Alnico магниты группы компаний «Северо-западная лаборатория» [Электронный ресурс]. URL: <http://ferrite.ru/products/magnets/alnico/> (дата обращения 19.12.2020)
- [26] ГОСТ 24897-81. Материалы магнитотвердые недеформируемые. Марки. [Электронный ресурс] URL: <http://docs.cntd.ru/document/gost-24897-81> (дата обращения 19.12.2020)
- [27] Деформируемые магниты компании Спецмагнит [Электронный ресурс] URL:  
<http://s-magnet.ru/постоянные-магниты-производитель/деформируемые-магниты/>  
(дата обращения 19.12.2020)
- [28] Порошковые магниты компании Спецмагнит. [Электронный ресурс]. URL: <http://s-magnet.ru/постоянные-магниты-производитель/спеченные-порошковые-магниты-из-редк/> (дата обращения 19.12.2020)
- [29] ГОСТ Р 52956-2008. Материалы магнитотвердые спеченные на основе сплава неодим-железо-бор. Классификация. Основные параметры. [Электронный ресурс]. URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200066645> (дата обращения 19.12.2020)

[30] Неодимовые магниты компании Магнетрон [Электронный ресурс]. URL:

<http://tdmagnet.ru/redkozemelnyie-nefebr>

(дата обращения 19.12.2020)

[31] Тютнев А.П., Сергеев В.В., Семёнов В.Т., Станолевич Г.П. К вопросу о радиационной стойкости постоянных магнитов на основе редкоземельных элементов. Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. Изд.: Научно-производственная корпорация "Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы" имени А.Г. Иосифьяна

[32] Магниты на основе SmCO компании Магнетрон [Электронный ресурс].

URL: <http://tdmagnet.ru/redkozemelnyie-smco>

(дата обращения 19.12.2020)

[33] SmCo магниты группы компаний «Северо-западная лаборатория» [Электронный ресурс]. URL: <http://ferrite.ru/products/magnets/smco/> (дата обращения 19.12.2020)

[34] ГОСТ 14117-85. Лента из прецизионных сплавов для упругих элементов.

Технические условия. [Электронный ресурс]. URL:

<https://docs.cntd.ru/document/1200009117> (дата обращения 21.04.2021)

[35] Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. -4- е изд., перераб. и доп. Москва. Машиностроение, 1993. 640 с.

[36] Сугробов А.М., Русаков А.М. Проектирование электрических машин автономных объектов: учебное пособие для вузов. Москва. Издательский дом МЭИ, 2012. 304 с.

- [37] ГОСТ 21427.2-83. Сталь электротехническая холоднокатаная изотропная тонколистовая. Технические условия. [Электронный ресурс]. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200009104> (дата обращения 21.04.2021)
- [38] Балагуров В.А. Проектирование специальных электрических машин переменного тока: Учебное пособие для студентов вузов. Москва. Высшая школа, 1982. 272 с.
- [39] Höganäs. Somaloy Prototyping Material, SPM. [Электронный ресурс]. URL: [https://www.hoganas.com/globalassets/download-media/sharepoint/brochures-and-datasheets---all-documents/somaloy-prototyping-material\\_march\\_2016\\_1334hog.pdf](https://www.hoganas.com/globalassets/download-media/sharepoint/brochures-and-datasheets---all-documents/somaloy-prototyping-material_march_2016_1334hog.pdf) (дата обращения 14.04.2021)
- [40] F. Fiorillo and A. Novikov, "An improved approach to power losses in magnetic laminations under nonsinusoidal induction waveform," in IEEE Transactions on Magnetics, vol. 26, no. 5, pp. 2904-2910, Sept. 1990
- [41] Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин: учебник для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. Москва. Издательский дом МЭИ, 2007. 476 с.
- [42] Самойлович Г.С., Трояновский Б.М. Переменный режим работы паровых турбин. Москва. Госэнергоиздат, 1955. 280 с.
- [43] Rumyantsev M.Yu., Sizyakin A.V., Shevyrev N.I. Analysis of electromagnetic processes in high-speed electrical machines with foil gas-dynamic bearings // IEEE International Power Electronics and Motion Control Conference. 2016. Varna. pp. 530-536.

[44] Калачёв Ю.Н. Векторное регулирование (заметки практика). [Электронный ресурс]. URL:

[http://www.efo-power.ru/BROSHURES\\_CATALOGS/KALACHEV.pdf](http://www.efo-power.ru/BROSHURES_CATALOGS/KALACHEV.pdf) (дата обращения: 20.03.2020)

**ПРИЛОЖЕНИЕ А**  
**(справочное)**

**Расчет однопоточной радиально-осевой турбины**

Задание параметров рабочего тела

Газовая постоянная:

$$R := 287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Адиабатический показатель степени:

$$k := 1.4 \quad m_B := \frac{k - 1}{k} = 0.286$$

Удельная изобарная теплоемкость:

$$C_p := \frac{k}{k - 1} \cdot R = 1.005 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Опорная вязкость при 291,15K

$$\mu_0 := 1.827 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}}$$

Опорная температура для вязкости:

$$T_{00} := 291.15\text{K}$$

Постоянная Сазерленда:

$$C := 120\text{K}$$

Задание статических параметров для расчета

Начальная температура воздуха:

$$t'_0 := 28.8^\circ\text{C}$$

Начальная температура воздуха в K:

$$T'_0 := t'_0 = 301.95\text{K}$$

Начальное статическое давление воздуха:

$$P'_0 := 2.6\text{bar}$$

Потери давления в сети:

$$\zeta_c := 0.709062$$

Барометрическое давление:

$$B := 101.325\text{kPa}$$

Массовый расход:

$$G := 0.03693831 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Диаметр трубы на входе в турбину:

$$d_{\text{pipe}} := 25\text{mm}$$

Скорость потока на входе в турбину:

$$c_0 := \frac{G \cdot R \cdot T'_0}{\left( \frac{\pi \cdot d_{\text{pipe}}^2}{4} \right) \cdot P'_0} = 25.081 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

### Предварительные расчетные соотношения

Давление за турбиной:

$$P_B := \frac{B}{\zeta_c} = 142.9 \cdot \text{kPa}$$

Энталпия перед турбиной:

$$h_0 := C_p \cdot T'_0 + \frac{c_0^2}{2} = 303.623 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Давление полного торможения:

$$P_0 := 2.6102 \text{ bar}$$

Температура полного торможения:

$$T_0 := \frac{h_0}{C_p} = 302.263 \text{ K}$$

Степень расширения воздуха в турбине:

$$\delta := \frac{P_0}{P_B} = 1.827$$

Изоэнтропийная работа расширения в турбине:

$$H_0 := C_p \cdot T_0 \cdot \left( 1 - \delta^{-\frac{k-1}{k}} \right) = 48.012 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Идеальная мощность турбины:

$$N_0 := H_0 \cdot G = 1.773 \cdot \text{kW}$$

Фиктивная скорость:

$$C_f := \sqrt{2 \cdot H_0} = 309.877 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

### Заданные расчетные соотношения и коэффициенты

Коэффициент скорости соплового аппарата  $\varphi := 0.95$

Коэффициент скорости рабочего колеса  $\psi := 0.85$

Угол входа потока в сопловой аппарат  $\alpha_0 := 90^\circ$

Угол выхода потока из соплового аппарата  $\alpha_1 := 10^\circ$

Коэффициент расхода соплового аппарата  $\mu_{v1} := 0.85$

Коэффициент расхода рабочего колеса  $\mu_{v2} := 0.85$

Частота вращения ротора  $n := 150000 \frac{\text{rad}}{\text{min}}$

### Расчет ступени

Зададимся углами и необходимыми коэффициентами:

$$\alpha_2 := 90^\circ \quad \beta_1 := 90^\circ \quad m := 1.3 \quad \frac{d_1}{d_2} = m$$

$\mu_1$  показывает соотношение окружной скорости  $c_{1u}$  к  $u_1$ :

$$\mu_1 := \frac{1}{1 - \frac{\tan(\alpha_1)}{\tan(\beta_1)}} = 1$$

$$\mu_2 := m \cdot \mu_1 \cdot \tan(\alpha_1) \cdot \cot(\alpha_2) = 0$$

Оптимальный  $U/C\phi=X_{ad}$ :

$$x_{ad} := \sqrt{\left(\frac{\mu_1}{\varphi \cdot \cos(\alpha_1)}\right)^2 \cdot \left[ (\varphi \cdot \sin(\alpha_1))^2 + \psi^2 \cdot (1 - \varphi^2) \right] + \left(\frac{1 - \mu_2}{m}\right)^2 + 2 \cdot \psi^2 \cdot \mu_1 - \left(\frac{\psi}{m}\right)^2} = 0.648$$

Степень реактивности:  $\rho := 1 - \left(\frac{\mu_1 \cdot x_{ad}}{\varphi \cdot \cos(\alpha_1)}\right)^2 = 0.52$

Окружная скорость на максимальном диаметре:

$$u_1 := x_{ad} \cdot \sqrt{2 \cdot H_0} = 154.455 \text{ m} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Перефериный диаметр рабочего колеса:

$$d_1 := \frac{u_1}{\pi \cdot n} = 25.566 \cdot \text{mm}$$

Теплоперепад на сопловой аппарат:  $H_c := H_0 \cdot (1 - \rho) = 23.031 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Теплоперепад на рабочее колесо:  $H_p := H_0 \cdot \rho = 24.981 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

*Параметры перед турбиной (точка 0):*

$$P_0 = 261.02 \cdot \text{kPa} \quad T_0 = 302.263 \text{ K} \quad V_0 := \frac{R \cdot T_0}{P_0} = 0.332 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad h_0 := C_p \cdot T_0 = 303.623 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

*Параметры после соплового аппарата (точка 1):*

Степень расширения на сопловую решетку:

$$\delta_c := \left( 1 - \frac{H_c}{C_p \cdot T_0} \right)^{\frac{1}{-m_B}} = 1.318$$

Давление за сопловым аппаратом:

$$p_1 := \frac{P_0}{\delta_c} = 198.046 \cdot \text{kPa}$$

Теоретическая энталпия за сопловым аппаратом:

$$h_{1t} := h_0 - H_c = 280.592 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Теоретическая температура за сопловым аппаратом:

$$T_{1t} := \frac{h_{1t}}{C_p} = 279.335 \text{ K}$$

Теоретический удельный объем воздуха за сопловым аппаратом:

$$v_{1t} := \frac{R \cdot T_{1t}}{p_1} = 0.405 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Теоретическая скорость из соплового аппарата:

$$c_{1t} := \sqrt{2 \cdot H_c} = 165.093 \text{ m} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Теоретическое число Маха:

$$M_{1t} := \frac{c_{1t}}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_{1t}}} = 0.641$$

Действительная скорость из соплового аппарата:

$$c_1 := c_{1t} \cdot \varphi = 203.889 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Действительная энталпия за сопловым аппаратом:

$$h_1 := h_0 - \frac{c_1^2}{2} = 282.838 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Потери в сопловой решетке:

$$\Delta H_c := \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2} = 2.246 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Действительная температура за сопловым аппаратом:

$$T_1 := \frac{h_1}{C_p} = 281.571 \text{ K}$$

Действительный удельный объем за сопловым аппаратом:

$$v_1 := \frac{R \cdot T_1}{p_1} = 0.408 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Площадь горла соплового аппарата:

$$F_1 := \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} = 69.67 \cdot \text{mm}^2$$

Высота лопатки соплового аппарата:

$$l_1 := \frac{F_1}{\pi \cdot d_1 \cdot \sin(\alpha_1)} = 4.995 \cdot \text{mm}$$

Площадь ленты на входе в рабочее колесо (для BladeGen)

$$F_{1disc} := \pi \cdot d_1 \cdot l_1 = 401.215 \cdot \text{mm}^2$$

Относительная скорость входа в рабочую решетку:

$$w_1 := \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos(\alpha_1)} = 27.235 \text{ m} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Угол входа в рабочую решетку:  $\beta_{\text{in}} := \arccos\left(\frac{c_1 \cdot \cos(\alpha_1) - u_1}{w_1}\right) = 90^\circ$

Энталпия полного торможения в относительном движении на выходе из соплового аппарата:

$$h_{1w} := h_1 + \frac{w_1^2}{2} = 283.465 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

*Параметры после рабочего колеса (точка 2):*

Теоретическая энталпия на выходе из рабочей решетки:

$$h_{2t} := h_1 - C_p \cdot T_1 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{P_B} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = 257.657 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Теоретическая температура на выходе из рабочей решетки:

$$T_{2t} := \frac{h_{2t}}{C_p} = 256.503 \text{ K}$$

Теоретическая температура на выходе из рабочей решетки:

$$v_{2t} := \frac{R \cdot T_{2t}}{P_B} = 0.515 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Окружная скорость на среднем диаметре выхода из принятого соотношения диаметров:

$$u_2 := \frac{u_1}{m} = 118.812 \text{ m} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Относительная и действительная скорость выхода из рабочего колеса:

$$w_{2t} := \sqrt{w_1^2 + 2H_p + (u_2^2 - u_1^2)} = 186.425 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad w_2 := w_{2t} \cdot \psi = 158.461 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Потери энергии в рабочем колесе:

$$\Delta H_p := \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{2} = 4.822 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Действительная энталпия за рабочей решеткой:

$$h_2 := h_{1w} - \frac{w_2^2}{2} = 270.91 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Действительная энталпия за рабочей решеткой:

$$T_2 := \frac{h_2}{C_p} = 269.696 \text{ К}$$

Действительный удельный объем за рабочей решеткой:

$$v_2 := \frac{T_2 \cdot R}{P_B} = 0.542 \frac{\text{м}^3}{\text{kg}}$$

Соотношение меридиональных проекций скоростей и угол выхода в относительном движении:

$$K_c = \frac{c_{2rm}}{c_{1rm}} \quad K_c := 1 \quad \beta_2 := \arcsin \left[ K_c \cdot \left( \frac{c_1 \cdot \sin(\alpha_1)}{w_2} \right) \right] = 12.911 \cdot {}^\circ$$

Абсолютная скорость и угол выхода потока:

$$c_2 := \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos(\beta_2)} = 35.405 \frac{\text{м}}{\text{s}} \quad \alpha_2 := \arccos \left( \frac{w_2 \cdot \cos(\beta_2) - u_2}{c_2} \right) = 90 \cdot {}^\circ$$

Расчет потерь на лопаточном аппарате и лопаточного КПД

Потери в сопловом аппарате:

$$\Delta H_c := \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = 2.246 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Потери в рабочем колесе:

$$\Delta H_{imp} := \frac{(w_{2t})^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = 4.822 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Потери с выходной скоростью:

$$\Delta H_{out} := \frac{(c_2)^2}{2} = 0.627 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Лопаточный КПД:

$$\eta_{blade} := \frac{H_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{out}}{H_0} = 0.8397$$

Коэффициенты расхода в С.А. и Р.К.:

$$\mu_{n.a.} := \frac{c_1 \cdot v_1}{c_{1t} \cdot v_{1t}} = 0.958 \quad \mu_{impeller.} := \frac{w_2 \cdot v_2}{w_{2t} \cdot v_{2t}} = 0.894$$

Определение геометрических характеристик

Площадь выхода с рабочего колеса:

$$F_2 := \frac{G \cdot v_{2t}}{c_2 \cdot \sin(\alpha_2)} = 537.47 \cdot \text{мм}^2$$

Площадь межлопаточного канала  
(для BladeGen):

$$F_{2\_b2b} := \frac{G \cdot v_{2t}}{w_2} = 120.087 \cdot \text{mm}^2$$

Наружний диаметр рабочего колеса:  $d_1 = 25.566 \cdot \text{mm}$

Средний диаметр рабочего колеса на выходе:  $d_2 := \frac{d_1}{m} = 19.666 \cdot \text{mm}$

Диаметр выходной воронки рабочего колеса:  $d_{2\text{out.perif}} := \sqrt{d_2^2 + \frac{2F_2}{\pi}} = 26.998 \cdot \text{mm}$

Диаметр выходной втулки рабочего колеса:  $d_{2\text{out.inner}} := \sqrt{d_2^2 - \frac{2F_2}{\pi}} = 6.677 \cdot \text{mm}$

Высота лопатки на выходе с рабочего колеса:

$$l_2 := \frac{d_{2\text{out.perif}} - d_{2\text{out.inner}}}{2} = 10.161 \cdot \text{mm}$$

### Результаты расчета ступени

$$d_1 = 25.566 \cdot \text{mm} \quad l_1 = 4.995 \cdot \text{mm} \quad \alpha_1 = 10^\circ$$

$$d_2 = 19.666 \cdot \text{mm} \quad d_{2\text{out.perif}} = 26.998 \cdot \text{mm} \quad d_{2\text{out.inner}} = 6.677 \cdot \text{mm} \quad \beta_2 = 12.911^\circ$$

### Расчет дополнительных потерь

Потери в зазоре:

$$\text{Примем зазоры как: } \Delta_1 := 0.15\text{mm} \quad \Delta_2 := 0.15\text{mm}$$

Потери в зазоре:

$$\zeta_{\text{gap}} := \left( \frac{\frac{\Delta_1}{l_1}}{1 + \frac{\Delta_1}{l_1}} \right)^2 \cdot \rho + 0.45 \cdot \frac{\Delta_2}{l_2} \cdot \left( 1 + \frac{1}{\frac{d_2}{l_2}} \right) = 0.011$$

Потери на трение:

Примем зазор на торце диска:  $s := 0.5\text{mm}$

Вязкость в зазоре:  $\nu_{1t} := v_1 \cdot \mu_0 \cdot \frac{T_{00} + C}{T_1 + C} \cdot \left( \frac{T_1}{T_{00}} \right)^{\frac{3}{2}} = 7.259 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Число Рейнольдса в зазоре:  $Re_1 := \frac{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)}{\nu_{1t}} = 3.536 \times 10^5$

Коэффициент  $k_1 := 0.07 \cdot \left(\frac{s}{\frac{d_1}{2}}\right)^{10} \cdot Re_1^{-\frac{1}{5}} = 3.932 \times 10^{-3}$

Потери на трение диска:  $\zeta_{disk} := k_1 \cdot \frac{d_1 \cdot x_{ad}^3}{\pi \cdot l_1 \cdot \sqrt{1 - \rho} \cdot \sin(\alpha_1)} = 0.0145$

### Относительный КПД и мощности

КПД турбины:  $\eta_{oi} := \eta_{blade} - \zeta_{disk} - \zeta_{gap} = 0.815$

Проверка на равенство энергий:

$$Lu := u_1 \cdot c_1 \cdot \cos(\alpha_1) + u_2 \cdot c_2 \cdot \cos(\alpha_2) = 40.317 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

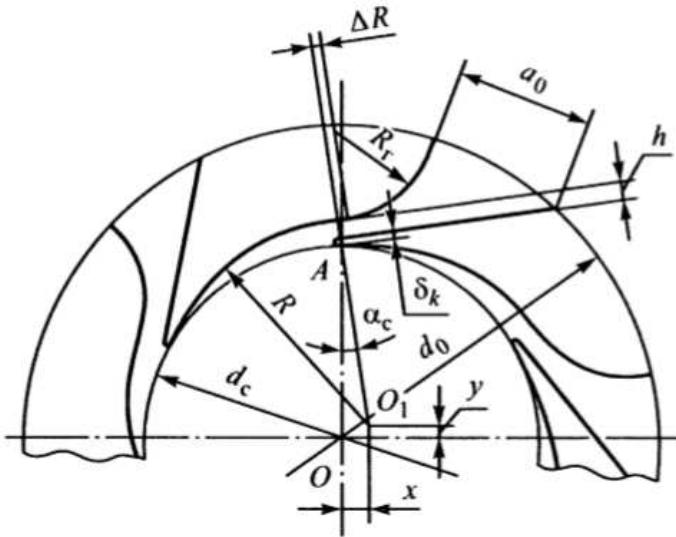
$$\underline{Lu} := 0.5 \cdot (c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 - u_2^2 + u_1^2) = 40.317 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Внутренний теплоперепад:  $H_i := H_0 \cdot \eta_{oi} = 39.117 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Внутренняя мощность:  $N_i := H_i \cdot G = 1.445 \cdot \text{kW}$

Электрическая мощность, если КПД электрогенератора и механических соединений 0.8  $\underline{N_e} := N_i \cdot 0.8 = 1.156 \cdot \text{kW}$

### Расчет соплового аппарата



Число каналов:  $z_c := 6$        $d_1 = 25.566 \cdot \text{мм}$

Высота каналов:  $l_1 := \frac{F_{1\text{disc}}}{(26.5 \cdot \text{мм}) \cdot \pi} = 4.819 \cdot \text{мм}$

Внутренний диаметр соплового аппарата:  $d_{1\text{w}} := d_1 + 1 \cdot \text{мм} = 26.566 \cdot \text{мм}$        $r_1 := \frac{d_1}{2} = 13.283 \cdot \text{мм}$

Ширина горла канала:  $h_{1\text{w}} := \frac{F_1}{6 \cdot l_1} = 2.409 \cdot \text{мм}$

Средний угол потока:  $\alpha_{1\text{cp}} := \arcsin \left[ \frac{\frac{F_1}{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2}}{\sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot l_1}{\frac{d_1}{2}}}} \right] = 9.975 \cdot {}^\circ$

Примем величины:  $\Delta := 1 \cdot \text{мм}$        $\Delta R := 2 \cdot \text{мм}$

Радиус канала:

$$R_{1\text{w}} := \frac{(h_{1\text{w}} + \Delta)^2 + 2 \cdot r_1 \cdot (h_{1\text{w}} + \Delta) \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{z_c} + \alpha_{1\text{cp}}\right) + r_1^2}{2 \cdot \left(h_{1\text{w}} + \Delta + r_1 \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{z_c} + \alpha_{1\text{cp}}\right)\right)} = 13.765 \cdot \text{мм}$$

**ПРИЛОЖЕНИЕ Б**  
**(справочное)**

**Расчет синхронного генератора с возбуждением от постоянного магнита**

Параметры для расчета:

Внутренняя мощность турбины:  $P' := 1.400 \text{ kW}$

Итеративный коэффициент  $K_E$   $k_E := 1.015$   
 $(E/U)$ :

Коэффициент потерь из-за искажения формы тока  $k_{\Pi} := 1.03$

Коэффициент преобразования по мощности:  $k_p := 1.12$

КПД электропреобразователя DC/AC:  $\eta_{elc} := 0.95$

Падение напряжения на транзисторах:  $\Delta U_t := 3 \text{ V}$

Число фаз:  $m_p := 3$

Коэффициент мощности:  $\cos_{\varphi} := 1$

Число пар полюсов:  $p := 1$

Частота вращения ротора:  $n := 150000 \frac{\text{rad}}{\text{min}}$

Пересчет напряжений

Напряжение DC шины:  $U_d := 620 \text{ V}$

$$U_{ll\_m} := U_d \cdot \frac{\pi}{3} = 649.262 \text{ V} \quad U_{phase\_m} := \frac{U_{ll\_m}}{\sqrt{3}} = 374.852 \text{ V}$$

Напряжение на обмотках генератора:

$$U_{ll\_g} := \frac{U_{ll\_m}}{\sqrt{2}} = 459.098 \text{ V} \quad U_{phase\_g} := \frac{U_{phase\_m}}{\sqrt{2}} = 265.06 \text{ V}$$

Число пульсовых:  $m_1\_pulses := 6$

## Пересчет мощностей

Расчетная мощность генератора:	$P' = 1.4 \cdot \text{kW}$
Мощность на клеммах генератора:	$P_{\text{alt}} := \frac{P'}{k_E \cdot k_{\Pi}} = 1.339 \cdot \text{kW}$
Мощность после выпрямителя:	$P_d := \frac{P_{\text{alt}} \cdot U_d}{k_p \cdot (U_d + 2 \cdot \Delta U_t)} = 1.184 \cdot \text{kW}$
Мощность после инвертора (На нагрузке)	$P_{\text{electric}} := P_d \cdot \eta_{\text{elc}} = 1.125 \cdot \text{kW}$

### Определение главных размеров

Частота:	$f := \frac{n}{p} = 2500 \cdot \text{Hz}$
Номинальный фазный ток:	$I_n := \frac{P_{\text{alt}}}{m_p \cdot U_{\text{phase\_g}}} = 1.684 \cdot \text{A}$

Линейная плотность тока:  $A_{\delta} := 250 \frac{\text{A}}{\text{cm}}$

Зададим магнитную индукцию в воздушном зазоре:  $B_{\delta} := 0.54 \text{T}$

Проверим соотношение A/B:  $\frac{A_{\delta}}{B_{\delta}} = 46296.296 \frac{\text{A}}{\text{m}} \cdot \frac{1}{\text{T}}$   
меньше чем  $500 (\text{A/cm})/\text{T}$

Эмперический коэффициент полюсного перекрытия:  $\alpha_i := 0.635$

Коэффициент формы поля  
(для синусоидального поля  $K_f=1,11$ ):  $K_f := 1.11$

Коэффициент укорочения:  $K_{\text{short}} := \sin\left(\frac{5}{6} \cdot \frac{\pi}{2}\right) = 0.966$

Число пазов на полюс и фазу:  $q := 2$

Коэффициент распределения:

$$K_{\text{dist}} := \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2 \cdot m_p}\right)}{q \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2 \cdot q \cdot m_p}\right)} = 0.966$$

Коэффициент скоса:

$$K_s := 1$$

Обмоточный коэффициент:

$$K_w := K_s \cdot K_{\text{short}} \cdot K_{\text{dist}} = 0.933$$

Соотношение длины к диаметру ротора:

$$\lambda_i := 3$$

Диаметр ротора:  $D_r := \sqrt[3]{\frac{6.1 \cdot P'}{\alpha_i \cdot K_f \cdot K_w \cdot B_\delta \cdot A_\delta \cdot \lambda_i \cdot n \cdot 60}} = 12.882 \cdot \text{mm}$   $D_r := 13 \text{mm}$

Длина ротора:  $l := \lambda_i \cdot D_r = 39 \cdot \text{mm}$   $l := 40 \text{mm}$

Примем воздушный зазор:  $\delta := 1 \text{mm}$

Толщина бандажа:  $\Delta b := 1.5 \text{mm}$

Внутренний диаметр статора:  $D := D_r + 2 \cdot \Delta b + 2 \cdot \delta = 18 \cdot \text{mm}$

Полюсное деление:  $\tau := \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot p} = 28.274 \cdot \text{mm}$

### Расчет обмотки, пазов и спинки статора

Магнитный поток:

$$\Phi_\delta := B_\delta \cdot l \cdot \alpha_i = 3.878 \times 10^{-4} \cdot \text{Wb}$$

Число витков в фазе:

$$w_{\text{phase}} := \frac{k_E \cdot U_{\text{phase\_g}}}{4 \cdot K_f \cdot K_w \cdot f \cdot \Phi_\delta} = 66.985$$
 $w_{\text{phase}} := 68$

Число параллельных ветвей:

$$a_1 := 1$$

Число параллельных проводов:

$$a_2 := 1$$

Число проводов в пазу:

$$u_{\text{slot}} := \frac{a_1 \cdot a_2 \cdot w_{\text{phase}}}{p \cdot q} = 34$$

Число зубцов якоря:  $z := q \cdot 2 \cdot p \cdot m_p = 12$

Число катушек в фазе:  $\frac{z}{m_p} = 4$

Зубцовое деление якоря:  $t_z := \pi \cdot \frac{D}{z} = 4.712 \cdot \text{mm}$

Коэффициент заполнения сталью сечения магнитопровода (марка сталь 2421 по ГОСТу):  $k_{\text{fill}} := 0.89$

Коэффициент вытеснения потока:  $\gamma_b := 0.93$

Допустимые значения индукции в зубце стали 2421:  $B_{z,\max} := 1.2 \text{T}$

Минимальная ширина зубца:  $b_{z,\min} := \frac{B_\delta \cdot \pi \cdot D}{B_{z,\max} \cdot k_{\text{fill}} \cdot z} = 2.383 \cdot \text{mm}$

Высота клина:  $h_{\text{wedge}} := 0.5 \text{mm}$

Высота шлица:  $h_{\text{cone}} := 0.5 \text{mm}$

Высота коронки:  $h_{\text{crown}} := h_{\text{wedge}} + h_{\text{cone}} = 1 \cdot \text{mm}$

Допустимая ширина паза:  $b_{\text{allowable\_slot\_opening}} := \frac{\pi \cdot (D + h_{\text{crown}} \cdot 2)}{z} - b_{z,\min} = 2.853 \cdot \text{mm}$

Допустимая плотность тока в обмотке якоря:  $j_a := 12 \frac{A}{\text{mm}^2}$

Сечение провода:  $S_a := \frac{I_n}{j_a \cdot a_1 \cdot a_2} = 0.14 \cdot \text{mm}^2$

Диаметр провода:

$$d_a := \sqrt{\frac{S_a \cdot 4}{\pi}} = 0.423 \cdot \text{mm} \quad d_{\text{av}} := 0.5 \text{mm} \quad S_{\text{av}} := \frac{d_a^2 \cdot \pi}{4} = 0.196 \cdot \text{mm}^2$$

Коэффициент использования паза:  $k_{s,u.} := 0.35$

Площадь сечения паза:  $S_s := \frac{u_{\text{slot}} \cdot S_a}{k_{s,u.}} = 19.074 \cdot \text{mm}^2$

Высота и ширина паза по трапециидальному сечению паза:

$$h_s := 0 \quad b_{s,max} := 0 \quad \text{Given}$$

$$s_s = \frac{h_s \cdot (b_{allowable\_slot\_opening} + b_{s,max})}{2} \frac{(-b_{allowable\_slot\_opening} + b_{s,max})}{2 \cdot \sin(15^\circ)} = \frac{h_s}{\sin(75^\circ)}$$

$$\begin{pmatrix} h_s \\ b_{s,max} \end{pmatrix} := \text{Find}(h_s, b_{s,max}) = \begin{pmatrix} 4.652 \\ 5.346 \end{pmatrix} \text{mm}$$

$$\text{Ширина паза: } b_s := \frac{b_{allowable\_slot\_opening} + b_{s,max}}{2} = 4.1 \text{ mm}$$

$$\text{Коэффициент расчета прорези паза: } \Delta b_{op} := 0.46 \text{ mm}$$

$$\text{Ширина прорези паза: } b_{slot\_opening} := d_a + \Delta b_{op} = 0.96 \text{ mm}$$

$$\text{Шаг фазовой обмотки: } y_\pi := m_p \cdot q = 6$$

$$\text{Средняя ширина секции: } \tau_y := \frac{\pi \cdot (D - b_s) \cdot y_\pi}{z} = 21.834 \text{ mm}$$

$$\text{Коэффициенты K1 и K2: } K_1 := 1.2 \quad K_2 := 0.26$$

$$\text{Средняя длина лобовой части: } l_s := K_1 \cdot \tau_y + 1 \text{ cm} = 36.201 \text{ mm}$$

$$\text{Средняя длина витка секции: } l_{coil,avg} := (1 + l_s) \cdot 2 = 152.402 \text{ mm}$$

$$\text{Общая длина обмотки: } l_{coil,tot} := l_{coil,avg} \cdot w_{phase} = 10.363 \text{ m} \quad n_2 := 10$$

Коэффициент вытеснения тока:

$$\gamma_a := 1 + \frac{n_2^2 - 0.2}{15.25 \cdot \left(1 + \frac{l_s}{1}\right)} \cdot \left(d_a \cdot \frac{100}{m}\right)^4 \cdot \left(\frac{f}{50 \text{ Hz}}\right)^2 = 1.054$$

Допустимый перегрев выше 20 градусов:  $\Delta\theta := 100^\circ \text{C}$

$$\text{Температурный коэффициент сопротивления меди: } \alpha_\theta := 0.004 \cdot \frac{1}{K}$$

Омическое сопротивление фазы обмотки якоря:

$$r := \frac{l_{coil.avg} \cdot w_{phase} \cdot [1 + \alpha_0 \cdot (\Delta\theta - 273.15K)]}{57000000 \cdot \left(\frac{1}{m \cdot \Omega}\right) \cdot S_a \cdot a_1 \cdot a_2} = 1.296 \Omega \quad r_a := r \cdot \gamma_a = 1.366 \Omega$$

$$\beta := \frac{y_{\Pi}}{z \cdot 0.5} = 1 \quad k_{1\beta} := 0.25 \cdot (1 + 3 \cdot \beta) = 1 \quad k_{\beta} := 0.25 \cdot (1 + 3 \cdot k_{1\beta}) = 1 \quad \Delta h := 2mm$$

Пазовая проводимость:

$$\begin{aligned} left &:= \frac{h_s + h_{crown} - (\Delta h + h_{wedge} + h_{cone})}{3 \cdot b_s} \cdot k_{\beta} \\ right &:= \left( \frac{\Delta h}{2 \cdot b_s} + \frac{3 \cdot h_{cone}}{b_s + 2 \cdot b_{slot\_opening}} + \frac{h_{wedge}}{b_{slot\_opening}} \right) \cdot k_{1\beta} \end{aligned}$$

$$\lambda_{slot} := 0.4\pi \cdot (left + right) = 1.545$$

$$\text{Рассеяние по коронкам зубцов:} \quad \lambda_t := 1.25 \cdot 5 \cdot \frac{\delta}{(5 \cdot b_{slot\_opening} + 4 \cdot \delta)} = 0.71$$

$$\text{Дифференциальное рассеяние:} \quad \sigma \delta k_{o2} := 0.0265$$

$$\lambda_d := 0.2 \cdot \frac{\tau}{\pi \cdot \delta} \cdot \frac{z}{p} \cdot \sigma \delta k_{o2} = 0.572$$

$$\text{Удельная проводимость потока рассеяния вокруг лобовых частей обмотки:} \quad \lambda_{end} := 0.42 \cdot \frac{q}{l} \cdot (l_s - 0.64 \cdot \beta \cdot \tau) = 0.38$$

$$\text{Суммарная удельная проводимость рассеяния:} \quad \lambda_s := \lambda_{slot} + \lambda_t + \lambda_d + \lambda_{end} = 3.208$$

$$\text{Индуктивное сопротивление рассеяния:} \quad X_s := 1.26 \cdot 100 \cdot f \cdot \frac{w_{phase}^2}{p \cdot q} \cdot l \cdot \lambda_s \cdot 10^{-7} \cdot \frac{s \cdot \Omega}{m} = 9.345 \Omega$$

Внутренняя ЭДС якоря на номинальной нагрузке:

$$E_i := \sqrt{(U_{phase\_g} \cdot \cos \varphi + I_n \cdot r_a)^2 + [U_{phase\_g} \cdot (1 - \cos \varphi)^2 + I_n \cdot X_s]^2} = 267.823 \cdot V$$

$$k_{Ei} := \frac{E_i}{U_{phase\_g}} = 1.01$$

$$\text{Уточненное значение магнитного потока:} \quad \Phi_{\delta} := \frac{E_i}{4 \cdot K_f \cdot K_w \cdot f \cdot w_{phase}} = 3.803 \times 10^{-4} \cdot Wb$$

Допустимое значение индукции в стали:  $B_{ja} := 1.2T$

Радиальная высота спинки якоря:  $h_{ja} := \frac{\Phi_\delta}{2 \cdot (l) \cdot k_{fill} \cdot B_{ja}} = 4.451 \cdot mm$

Внешний диаметр статора:  $D_H := D + 2 \cdot (h_s + h_{crown}) + 2 \cdot h_{ja} = 38.207 \cdot mm$