

**СБОРНИК ТРУДОВ
XIV НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ
КОНФЕРЕНЦИИ МОЛОДЫХ ИНЖЕНЕРОВ**

«ЭНЕРГИЯ МОЛОДОСТИ»

АО «СИЛОВЫЕ МАШИНЫ»

2026

Санкт-Петербург, 2026

УДК 620.9
ББК 31я43
С23

С23 СБОРНИК ТРУДОВ XIV НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ МОЛОДЫХ ИНЖЕНЕРОВ «ЭНЕРГИЯ МОЛОДОСТИ» АО «СИЛОВЫЕ МАШИНЫ» 2026. — М.: Издательство «Перо», 2026. — 184 с. — 22,4 Мбайт. [Электронное издание].

ISBN 978-5-00270-863-5

В 2026 году состоялась 14-я научно-техническая конференция АО «Силовые машины» «Энергия молодости». Мероприятие традиционно было посвящено ключевым вопросам развития энергетики, гидротурбинного, газотурбинного, парового и котельного оборудования, а также передовым производственным технологиям.

Основная цель конференции — обмен знаниями, опытом и идеями, формирующими будущее отрасли. Энергетика является фундаментом современной цивилизации: от её развития напрямую зависят не только экономический рост, но и качество жизни миллионов людей. Для сохранения технологического лидерства необходимо не просто следить за инновациями, а самим создавать их.

Представленные в рамках конференции исследования и разработки вносят значительный вклад в развитие энергетической отрасли. Дискуссии и обсуждения, состоявшиеся в эти дни, стали основой для новых прорывных проектов и укрепления кооперации между научными, производственными и инженерными сообществами.

ISBN 978-5-00270-863-5

УДК 620.9
ББК 31я43

© Авторы, 2026

Оглавление

| | |
|--|-----------|
| <i>Проектирование комплекта приспособлений для монтажа камеры сгорания Аминев Р.Р. , Аюпов Р.Т.</i> | <i>6</i> |
| <i>Реализация алгоритмов коммутации и контура регулирования тока в системах электропривода Адрианов М.А.</i> | <i>8</i> |
| <i>Технология параметризации и трехмерной параметрической оптимизации геометрии турбомашинны на примере ступени осевой турбины Байнов А.П., Лаврищева Л.С., Черкасова М.Г.</i> | <i>11</i> |
| <i>Разработка технологии испытаний системы изоляции турбогенераторов с воздушным, водяным и водородным охлаждением при комплексных воздействиях Баранов В.С., Маннанов Э.Р., Балыков О.С.</i> | <i>15</i> |
| <i>Методика оперативной предварительной оценки напряженно-деформированного состояния регулирующего кольца гидротурбины Баранова А.А.</i> | <i>18</i> |
| <i>Разработка рекомендаций по проектированию электрических машин с использованием разработанного многокритериального метода оптимального проектирования Бекузин В.И.</i> | <i>22</i> |
| <i>Расчётное термодинамическое исследование процесса пуска ГТУ Бобрик А.А.</i> | <i>24</i> |
| <i>Одноцилиндровая паровая турбина типа К-160 для ПГУ с котлом-утилизатором мощностью 500 МВт Бондаренко Н.Н. , Федотов В.А.</i> | <i>26</i> |
| <i>Блочная сборка. Преимущества и недостатки Воронина А.А.</i> | <i>30</i> |
| <i>Настройка параметров горелочных устройств с применением обучения с подкреплением Гладилин Н.Д.</i> | <i>32</i> |
| <i>Использование аддитивных технологии для средств технологического оснащения Гнутов А.В., Морозов А.Е.</i> | <i>35</i> |
| <i>Разработка РКД универсального бака масляного для ГТЭ-170, ГТЭ-190 и ГТЭ-65.1 Горынцев М.Г.</i> | <i>38</i> |
| <i>Разработка новой конструкции углоизмерительного генератора с постоянными магнитами по современным требованиям Граблин А.М. , Марков М.А.</i> | <i>41</i> |
| <i>Автоматизация процесса проектирования. От заявки до чертежа. Долинский Н.В.</i> | <i>43</i> |
| <i>Определение меди в охлаждающей воде при проведении испытаний турбогенераторов Дьяконова М.В.</i> | <i>45</i> |
| <i>Расчетное обоснование экономической эффективности внедрения в производство комплекса роботизированной сварки с системой машинного зрения на примере изготовления детали Проставка ГЦНА Елесов Д.В.</i> | <i>47</i> |
| <i>Определение момента вращения рулевого колеса без вмешательства в работу системы рулевого управления Елисеев Е.И. , Григорьев Л.В.</i> | <i>50</i> |
| <i>Аддитивное производство керамических изделий из полифракционных смесей Зарифжонов Ж.Ф. ...</i> | <i>53</i> |
| <i>Конструкции экономайзеров, изготавливаемых на ПАО «ТКЗ «Красный котельщик» Зимзин И.Д. ...</i> | <i>56</i> |
| <i>Повышение аэродинамического совершенства многоступенчатого осевого компрессора ГТЭ-65 с применением методов численного моделирования Золотухин А.С.</i> | <i>57</i> |
| <i>Интеграция водородных топливных элементов в энергетические системы с оценкой вариантов применения Золотухина Е.Ю.</i> | <i>61</i> |
| <i>Разработка и верификация методики оценки прочности рабочих колёс на основе статических, динамических и усталостных характеристик Иванов А.А.</i> | <i>63</i> |
| <i>Разработка системы термоконтроля на основе машинного обучения для диагностики тиристорного пускового устройства и прогнозирования действий обслуживающего персонала Казарин Ю.С.</i> | <i>65</i> |

| | |
|--|------------|
| <i>Разработка измерительных приборов для контроля газодинамических характеристик потока во время испытаний турбомашин Карпычев А.В. , Шорохова З.Ф.....</i> | <i>68</i> |
| <i>Сравнительный анализ традиционных и аддитивных технологий изготовления деталей сложной геометрии для энергетического машиностроения Киселев К.М.</i> | <i>73</i> |
| <i>Реконструкция горелочных устройств для установки ТСТП запальников Ковера Д.А.</i> | <i>75</i> |
| <i>Особенности проведения испытаний по определению КПД ГА№1 ГЭС Караяя Кузнецов Я.И.....</i> | <i>77</i> |
| <i>Расчетно-экспериментальное исследование вибрационного состояния выводной шины мощного турбогенератора. Ресурсные испытания Логвинова А.А. , Соловьев А.С. , Михайлов М.В.....</i> | <i>79</i> |
| <i>Разработка новой конструкции зонтичного гидрогенератора малой мощности с улучшенными параметрами Марков М.А. , Шестаков А.О.</i> | <i>82</i> |
| <i>Разработка градиентного усилителя для низкочастотного аппарата магнитно-резонансной томографии Матнина А.В., Золов П.Д., Маматов А.Г.</i> | <i>87</i> |
| <i>Оптимизация грузового пространства для комплектов ЗИП при разработке ведомости отправки с помощью информационных технологий Могильников А.В. ,.....</i> | <i>90</i> |
| <i>Перспективы использования новых антифрикционных материалов в конструкции подшипников мощных газовых турбин Назаргулов А.Р. ,.....</i> | <i>95</i> |
| <i>Экономическая оценка интеграции высокотемпературного парового электролиза (ВТПЭ) в ТЭЦ-22: влияние на коэффициент потери мощности и себестоимость водорода Найпак К.А.....</i> | <i>97</i> |
| <i>Новый метод определения аэродинамических сил, возникающих в уплотнениях турбин Никитин И.А., Мокробородов В.А.</i> | <i>100</i> |
| <i>Исследование влияния разгрузочных труб на энергетические параметры гидротурбины РО 150 с использованием численного анализа Никулин Д.А.</i> | <i>104</i> |
| <i>Конвертация прикладной программы для ЭВМ из Turbo Pascal в Fortran Отставнов А.А.</i> | <i>107</i> |
| <i>Модернизация газовой турбины большой мощности ГТЭ-170.1 путем введения новой системы охлаждения Павлов Н.С.....</i> | <i>110</i> |
| <i>Повышение прочностных характеристик компрессорных лопаток для увеличения ресурса ГТД и ГТУ Парфенков Н.А.....</i> | <i>114</i> |
| <i>Опыт проектирования сервомотора направляющего аппарата ГЭС Квар Писклов А.С.....</i> | <i>120</i> |
| <i>Разработка современных подходов к проектированию рекуперативных теплообменных аппаратов с трижды периодическими поверхностями для ГТУ Полетаев А.О., Щербак И.В., Ежов А.Д.</i> | <i>121</i> |
| <i>Разработка отраслевого профориентационного кейса как инструмента формирования кадрового резерва в энергомашиностроении Порохненко К.А. , Салихов К.Ф. , Чернева А.А.....</i> | <i>124</i> |
| <i>Анализ эффективности влияния количества цилиндров низкого давления для энергоблоков АЭС средней мощности ВВЭР-600 с учетом оборотного и прямоточного типа водоснабжения конденсаторной группы Проценко М.М.....</i> | <i>126</i> |
| <i>Проектирование и изготовление переходника Рашитов И.Р.....</i> | <i>129</i> |
| <i>Разработка каскадного преобразователя частоты ПЧК-10-400 для ударного генератора ТИ-200-4 Розбицкий Г.Г., Найпак К.А., Шаралапова Т.В.....</i> | <i>132</i> |
| <i>Универсальная, уточненная и быстросействующая модель АИН в ComSim Розбицкий Г.Г.....</i> | <i>136</i> |
| <i>Определение коэффициента гидравлического сопротивления обратной арматуры Рыбаков М.О., Смирнов А.А.</i> | <i>139</i> |
| <i>Исследование влияния характера распределения скоростей на характеристики спиральной камеры Рябчикова В.А.</i> | <i>142</i> |

| | |
|--|-----|
| <i>Моделирование и оценка КИТТ для энергоблока с интегрированным производством водорода на основе газификации ТКО Савельев М.О.</i> | 145 |
| <i>Оптимизация технологии предварительной термообработки для поковок роторов сечением от 1000 мм до 2000 мм включительно Cr-Ni-Mo-V группы сталей Свиначева Я.Е.</i> | 148 |
| <i>Применение алгоритмов машинного обучения для диагностики коротких замыканий обмотки асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором Соловьев А.С., Михайлов М.В., Логвинова А.А.</i> | 153 |
| <i>Использование ПЗУ мультициклонного типа в ГТУ высокой мощности Стрепетков Р.М.</i> | 155 |
| <i>Систематизация методики расчёта лепесткового экономайзера (ЛЭК) Табаков Д.Н.</i> | 158 |
| <i>Применение лазерных технологий при производстве лопаток последних ступеней паровых турбин Туганов А.С.</i> | 160 |
| <i>Система регулирования высокого давления Федотов Г.И.</i> | 162 |
| <i>Расчетная оценка показателей надежности турбогенератора, его составных частей, исходя из принятых при проектировании схемно-конструктивных решений, режимов и условий эксплуатации, а также стратегии технического обслуживания и ремонта Алимов А.А., Фомин К.И.</i> | 163 |
| <i>Влияние трения между обмоткой и бочкой ротора турбогенератора на изгибную жесткость ротора Ходырева Е.В.</i> | 166 |
| <i>Проект котла-утилизатора для Яйвинской ГРЭС. Анализ технических решений. Проблемы и результаты Четыркин Е.О.</i> | 169 |
| <i>Замена гибкой муфты Биби на жесткую зубчатую муфту в турбинах типа ПТ-60 Чуважов Д.И.</i> | 171 |
| <i>s-CO₂ цикл Брайтона: прогресс в освоении технологии углекислотных энергетических установок на сегодняшний день Шаров М.Д.</i> | 173 |
| <i>Применение методов обратного инжиниринга на примере изготовления обмоток статоров турбогенераторов типа ТВВ-220. Швец И.В., Ефремова Ю.А.</i> | 175 |
| <i>Расчёт новой конструкции щеки полюса ротора гидрогенератора ГЭС КВАР с использованием метода-конечных элементов Шестаков А.О.</i> | 178 |
| <i>Анализ влияния радиальных зазоров в компрессоре ГТЭ-65.1 Шипунов В.В.</i> | 180 |

Проектирование комплекта приспособлений для монтажа камеры сгорания

Аминев Р.Р., Аюпов Р.Т.

АО «Силовые машины», Уфа

Ключевые слова: монтаж камеры сгорания, сборочная оснастка, приспособление для монтажа, сборка ГТЭ.

Key words: combustion chamber installation, assembly tooling, installation fixture, gas turbine assembly.

Газовая турбина ГТЭ-65.1 имеет трубчато-кольцевую камеру сгорания. Такая конструкция имеет широкое распространение в мировой практике, однако имеет ряд особенностей, связанных с развитыми системами топливных трубопроводов и обвязки, ограниченным доступом к уплотнениям, что усложняет монтаж на корпус турбогруппы.

При проверке собираемости и геометрической проходимости камеры сгорания (КС) ГТЭ-65.1 были обнаружены следующие проблемы:

1) Монтаж нижних секций КС с помощью стандартных такелажных приспособлений и подъемных механизмов затруднен из-за необходимости заводить жаровую трубу внутрь корпуса компрессора. Также к нижней секции невозможен подвод кран-балки;

2) Монтаж и дальнейшая юстировка газосборника, масса которого более 100 кг, внутри корпуса компрессора без применения специализированной оснастки затруднены. Ажурные радиальные и торцевые уплотнения требуют плавного подвода газосборника во избежание их повреждения.

В мировой практике существует два способа решения данных проблем:

1) Сборка при помощи роботизированного комплекса;
2) Установка подвижного приспособления/каретки на корпусные части газовой турбины.

Оба перечисленных варианта дорогостоящие и трудоемкие. Например, решение с использованием роботизированного комплекса в нашем случае обойдется компании в 65 млн. рублей, а установка подвижных приспособлений на корпусные части газовой турбины существенно повышают трудозатраты при монтаже и обслуживании газовой турбины на станции. В этой связи было принято решение разработать собственные специализированные приспособления.

Для решения первой проблемы было проработано несколько вариантов решения. Как наиболее рациональный и жизнеспособный был выбран вариант приспособления на рис.1. Приспособление представляет собой две рамы, одна из которых служит опорой, а вторая - направляющей для тележки, на которую устанавливается секция КС. Между рамами установлен подъемный механизм, позволяющий регулировать угол наклона верхней рамы. В центральной части верхней рамы установлен ходовой винт, с помощью которого

осуществляется продольный ход тележки. Приспособление предварительно устанавливается на подъемный стол для регулировки высоты.

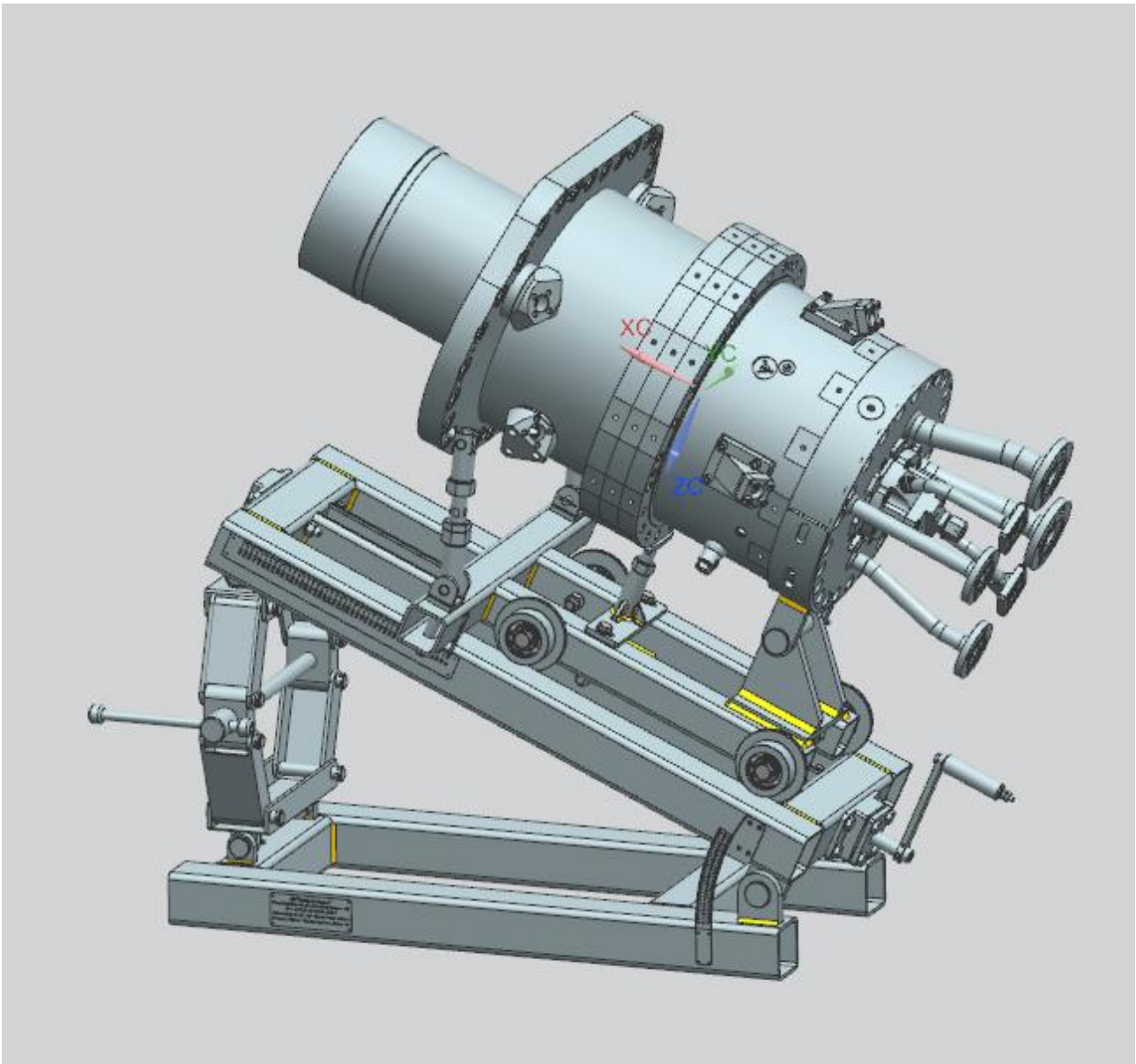


Рис. 1 – Приспособление для монтажа секции КС.

Для решения второй проблемы было также разработано приспособление (рис.2). Оно представляет из себя фланец, на котором консольно закрепляется газосборник с возможностью регулировки его положения в трех направлениях. Приспособление жестко закрепляется на корпусе ГТЭ, затем с помощью ручных механических приводов осуществляется плавный, контролируемый подвод газосборника и его окончательная юстировка. Данное приспособление позволяет устанавливать все 6 газосборников.

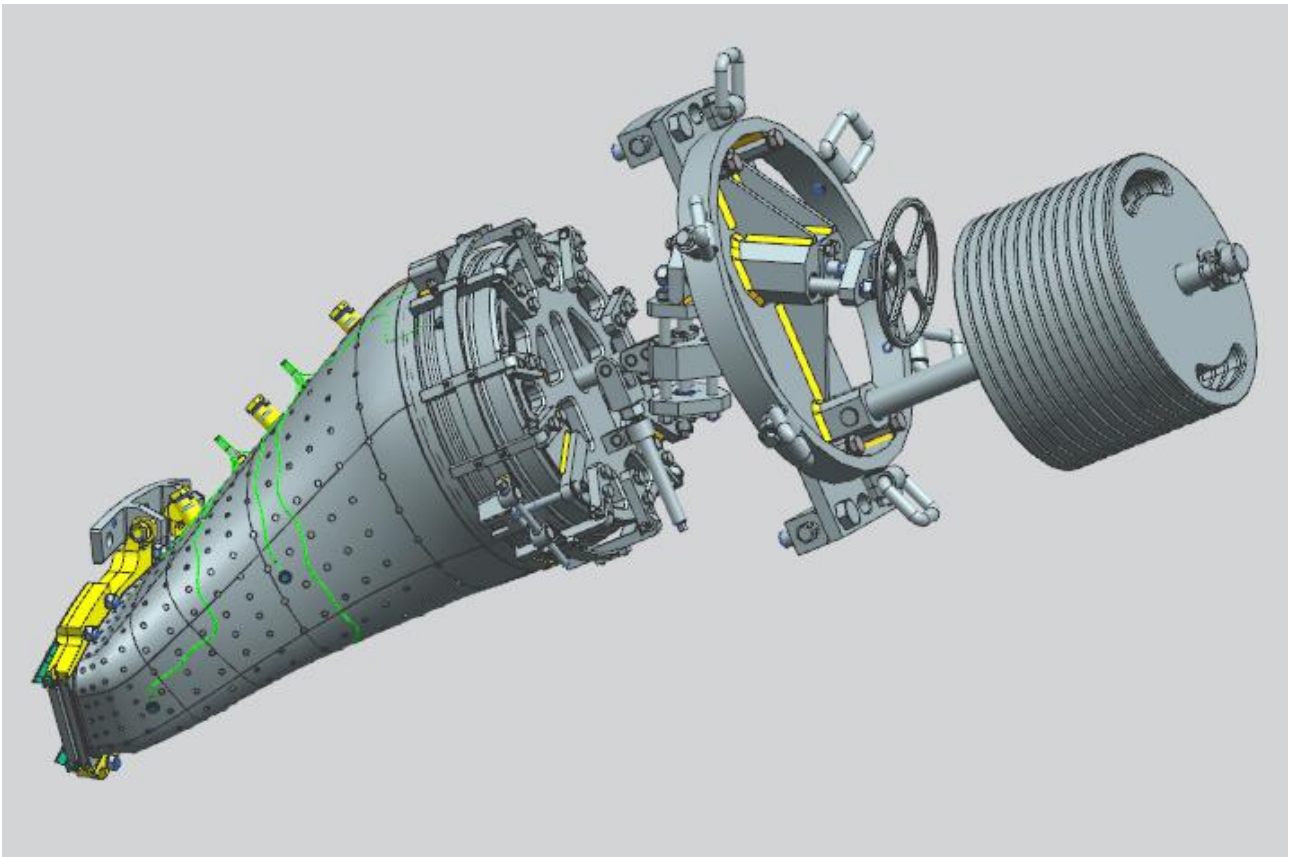


Рис. 2 – Приспособление для газосборника

В рамках данного проекта был разработан комплект конструкторской документации, включая электронные геометрические модели, и осуществлен запуск в производство. В дальнейшем планируется выполнить отчет о патентных исследованиях и подать заявку на полезную модель, так как в реестре патентов аналогичных приспособлений не обнаружено.

С помощью данных приспособлений планируется установка камеры сгорания ГТЭ-65.1 в цехе сборки газовых турбин и на станции.

Реализация алгоритмов коммутации и контура регулирования тока в системах электропривода

Адрианов М.А.

Университет ИТМО, Санкт-Петербург

Ключевые слова: управление электроприводом, ПЛИС, замкнутый контур тока, ПИ регулятор

Key words: drive control systems, FPGA, current control, PI(Proportional-Integral) Controller

При реализации контура тока в современных силовых преобразователях следует принимать во внимание, что за последние десятилетия в этой области появились новые технические возможности для кратного расширения полосы пропускания. Современные силовые преобразователи на базе широкозонных полупроводников (GaN, SiC) работают на частотах до нескольких МГц, обеспечивая полосу пропускания до 100 кГц [1]. Однако

традиционные микроконтроллерные системы (МКС) и DSP неспособны обеспечить необходимое быстродействие из-за значительных задержек в контуре тока – до 155% периода ШИМ для МКС против 3% для ПЛИС при 100 кГц [2].

Ключевое преимущество ПЛИС заключается в параллельной архитектуре, позволяющей реализовать сложные алгоритмы управления: модельно-предиктивное управление (MPC) с расчетом за 5.76 мкс вместо 25-50 мкс у DSP, активный тепловой контроль и адаптацию параметров регуляторов системы управления на основе онлайн-диагностики в реальном времени [3]. Детерминированность выполнения гарантирует синхронизацию АЦП с центром импульса ШИМ и фиксированные задержки обновления скважности.

Для контура тока с целевой полосой пропускания ω_c , задержка управления τ создает фазовый сдвиг в $-\omega_c \cdot \tau$ радиан. При полосе пропускания 50 кГц и задержке 10 мкс фазовый сдвиг достигает 180° , и система теряет устойчивость. Фазовый сдвиг от задержки всего 5 мкс снижает запас устойчивости с 10 дБ до 3 дБ, что критично для высокочастотных систем. Использование $\Delta\Sigma$ -АЦП с ПЛИС [4] позволяет преодолеть ограничения последовательных процессоров, величина и недетерминированность задержек которых не позволяет использовать сложные вычислительные алгоритмы управления с высокоскоростными приводами и высокочастотными силовыми преобразователями [4-6].

В данной работе рассматриваются вопросы создания замкнутой системы управления ДПТ, использующей высокоскоростные АЦП для измерения тока и высокочастотной ШИМ. Контур тока для двигателя постоянного тока на ПЛИС Gowin Arora V (Gowin Semiconductor). Данная микросхема является аналогом Altera Cyclone. Сравнение характеристик Gowin Arora V с аналогичной ПЛИС Altera (Intel) – Cyclone 10 приведено в таблице 1. Для измерения тока используется ADS8681 – АЦП последовательного приближения с частотой преобразования 1 MSPS и разрядностью 16 бит.

Таблица 1 – Сравнение ПЛИС производства Intel и Gowin

| Параметр сравнения | GW5AT-LV138PG484AC1 | 10CX150YU484E6G |
|----------------------|---------------------|-----------------|
| Число LUTs (4-входа) | 138k | 150k |
| Число триггеров | 138k | 150k |
| DSP-блоки | 298 | 156 |
| Ядра PLL | 12 | 10 |

Для связи с ПЛИС используется протокол SPI, для чего на ПЛИС был реализован блок SPI Master (представлен на рисунке 1). Его задача – первичная инициализация АЦП, задание формата кадра передачи, коэффициентов для преобразования, выбор режима SPI (в данной работе используется режим CPHA = 0, CPOL = 0 – тактовый сигнал SCLK находится в низком уровне в режиме ожидания, данные принимаются по восходящему фронту, а передаются – по восходящему). Все необходимые для инициализации команды указаны в технической

документации на ADS8681. Блок UART (также указан на рисунке 1) применяется для связи с ПК - с его помощью могут быть заданы коэффициенты для ПИ-регулятора, максимальное значение счетчика ШИМ, зависящее от выбранной тактовой частоты и частоты ШИМ.

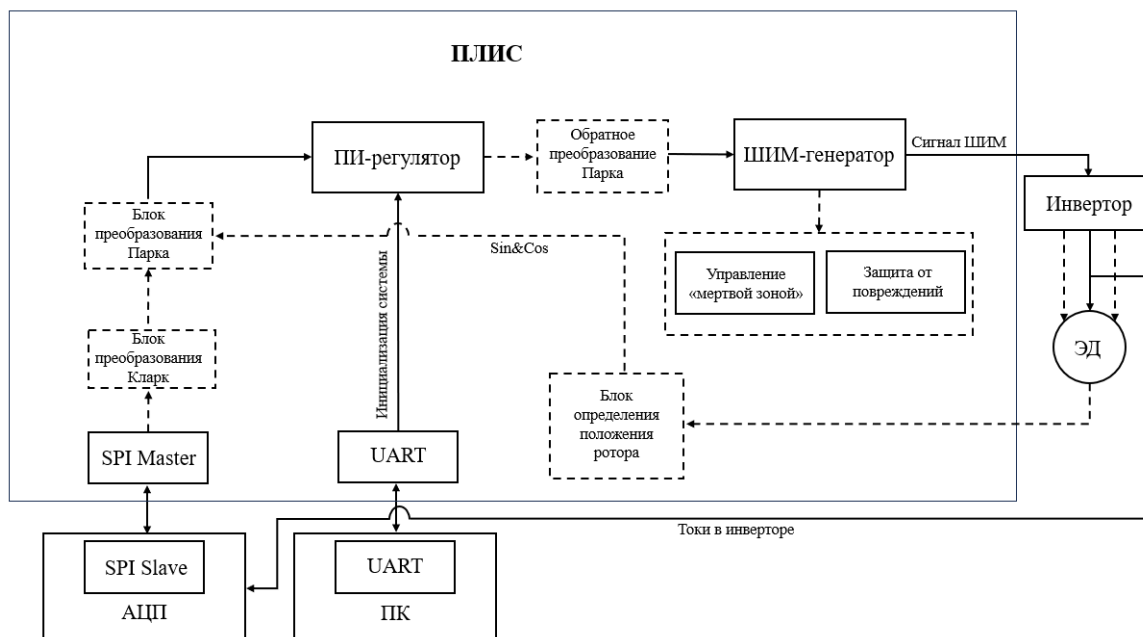


Рис.1 – Блок-схема системы управления на ПЛИС

Блок ПИ-регулятора реализует сравнение сигнала с АЦП с уставкой, интегрирование и преобразование к уставке сравнения для ШИМ-генератора. ШИМ в зависимости от заданного режима может осуществляться тремя способами, выбор режима осуществляется пользователем в зависимости от управляемых транзисторных ключей и драйвера.

Заключение

Успешное применение ПЛИС для создания контура тока открывает дальнейшие перспективы применения в системах с различными типами двигателей, используемых в настоящее время. Интеграция ПЛИС в системы управления приводом позволяет за счет параллельной обработки данных радикально сократить время цикла векторного управления. Это может дать преимущества при реализации регулируемых электроприводов (РПЭ) большой мощности для насосов, вентиляторов и компрессоров. Кроме того, применение ПЛИС позволяет использовать в таких системах управление скользящим режимом (SMC) или Модельно-предиктивное управление (МРС), которые уменьшают потери на 1-3% за счет более точного управления магнитным потоком и момента и снижают механические нагрузки на валу и подшипники за счет подавления вредных гармоник тока и более плавного пуска. Реализация быстродействующего контура тока также полезна в контурах управления возбуждением, а также при разработке испытательного и диагностического оборудования.

Список использованных источников:

1. Z. Guo and R. M. Nelms, "FPGA-based Hardware Acceleration for Model Predictive Control of Power Electronic Converters," *IECON 2024 - 50th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, Chicago, IL, USA, 2024, pp. 1-6, doi: 10.1109/IECON55916.2024.10905677.
2. B. P. Jeppesen, A. Crosland and T. Chau, "An FPGA-based platform for integrated power and motion control," *IECON 2016 - 42nd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, Florence, Italy, 2016, pp. 2684-2689, doi: 10.1109/IECON.2016.7793078.
3. P. S. Niklaus, D. Bortis and J. W. Kolar, "High-Bandwidth High-CMRR Current Measurement for a 4.8 MHz Multi-Level GaN Inverter AC Power Source," *2021 IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition (APEC)*, Phoenix, AZ, USA, 2021, pp. 200-207, doi: 10.1109/APEC42165.2021.9487044.
4. W. Peters, B. Schulz, S. Mathapati and J. Bocker, "Regular-sampled current measurement in AC drives using delta-sigma modulators," *2009 13th European Conference on Power Electronics and Applications*, Barcelona, Spain, 2009, pp. 1-9.
5. X. Wang, L. Sun and R. Zhang, "Research on high-speed motor control based on FPGA and semi-physical simulation," *CSAA/IET International Conference on Aircraft Utility Systems (AUS 2024)*, Xi'an, China, 2024, pp. 1501-1506, doi: 10.1049/icp.2024.3104.
6. M. Vaithianathan, S. Udgar, D. Roy, M. Reddy and S. Rajasekaran, "FPGA-Based Motor Control Systems for Industrial Automation," *2024 International Conference on Sustainable Communication Networks and Application (ICSCNA)*, Theni, India, 2024, pp. 249-254, doi: 10.1109/ICSCNA63714.2024.10864026.

Технология параметризации и трехмерной параметрической оптимизации геометрии турбомашин на примере ступени осевой турбины

Байнов А.П.¹, Лаврищева Л.С.¹, Черкасова М.Г.²

¹ООО «ЛС-Технологии», Санкт-Петербург

²АО «Силовые Машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: оптимизация, параметризация, газовая турбина, численное моделирование, вычислительная гидрогазодинамика, уравнения Рейнольдса

Keywords: optimization, parametrization, gas turbine, numerical modeling, computational fluid dynamics, Reynolds-Averaged Navier-Stokes

При создании лопаточных машин одним из главных показателей является их эффективность, определяемая коэффициентом полезного действия (КПД). Повысить КПД каждой ступени турбомашин можно различными способами. Например, можно изменить параметры рабочего тела на входе и выходе, но это не всегда представляется возможным.

Другим возможным способом повысить эффективность является оптимизация формы элементов лопаточной машины, которому и посвящена данная работа.

В процессе разработки газовых турбин активно применяются современные системы автоматического проектирования и разработки (САПР). Для параметризации модели в САПР требуется задать множество управляющих параметров, однако их изменение нередко приводит к появлению осцилляций и зазоров на поверхности геометрии. Ошибки на поверхности модели приходится исправлять вручную, поскольку подобные дефекты не позволяют передать геометрию в решатель для расчета ее гидродинамических характеристик. Такой подход существенно затрудняет проведение автоматической параметрической оптимизации с применением стандартных САПР.

Для решения описанных проблем был разработан отечественный программный продукт Flypoint Parametrica с собственным геометрическим ядром [1-4]. Данный комплекс позволяет управлять геометрией в режиме реального времени и широком диапазоне параметров, при этом модель остается гладкой и согласованной. В настоящей работе Flypoint Parametrica применялась для параметризации геометрии лопаток газовой турбины.

Параметрическая модель ступени газовой турбины включала две лопатки — статорную и роторную. Каждая из них описывалась NURBS-поверхностью, построенной по двум профилям: у втулки и на периферии. Управление формой модели осуществлялось за счет изменения кривизны, толщины и радиусов скругления передней и задней кромок профилей, а также за счет линейного изменения распределений крутки, толщины, откидки и саблевидности по всей лопатке.

Расчетная область состояла из двух секторов по одному на статор и ротор, для роторной части домена задана частота вращения. Связь между блоками обеспечивалась условием плоскости смещения с осреднением характеристик. На входе в статор задавался массовый расход и распределение температур. На выходе поддерживалось среднее статическое давление. Азимутальные границы считались периодическими, а на ступице, обечайке и лопатках действовали условие прилипания и местные условия эжекции охлаждающего потока.

Моделирование течения проводилось в стационарной постановке с применением уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу [5-7], замкнутых моделью турбулентности $k-\omega$ SST Ментера [8]. Для дискретизации уравнений в пакете ANSYS TurboGrid были построены структурированные расчетные сетки суммарной размерностью 1,2 млн ячеек. Значение параметра y^+ находилось в диапазоне 30–120. При этом результаты оптимизации валидировались на низкорейнольдсовых сетках, где y^+ принимал значение до 1. Расчеты по методу контрольных объемов проводились в пакете ANSYS CFX.

Одним из ограничений при оптимизации выступала необходимость сохранить линейные распределения величин по длине лопатки, поэтому на исходные распределения были наложены двухпараметрические деформационные кривые. В оптимизации участвовали следующие параметры геометрии лопатки рабочего колеса: по две управляющих точки деформационных кривых по распределениям углов установки, длин хорд, радиусов скруглений передней и задней кромок, распределениям кривизны и масштабных коэффициентов толщины профиля.

В качестве целевой функции оптимизации была выбрана максимизация КПД. На модель накладывались следующие ограничения: крутящий момент на роторном венце не меньше исходного и площадь проходного сечения межлопаточного канала $\geq 5\%$ от исходного значения. Для проведения оптимизации был выбран российский продукт IOSO. Для объединения расчетной цепочки и оптимизатора в единый автоматический оптимизационный цикл была использована платформа LS-TECH Framework. Цикл включал в себя построение параметрической модели, генерацию расчетной сетки, газодинамический расчет, экспорт интегральных характеристик турбины и поиск экстремума целевой функции.

В результате работы оптимизационного цикла удалось добиться повышения КПД модели на 7.47% при соблюдении всех ограничений. Весь цикл занял 120 расчетных точек 72 часа на 16 ядерном процессоре Ryzen 9 5950x. В результате оптимизации увеличились угол установки, длина хорды и кривизна профилей в области периферии, при этом толщина профилей уменьшилась по всей длине лопатки. Такие изменения привели к уменьшению кинетической энергии турбулентности в области ротора и более равномерному распределению давления по поверхности лопатки.

В рамках данной работы были продемонстрированы возможности по эффективной параметризации лопаточных машин, а также показана реализация технологии автоматизированной трехмерной параметрической оптимизации на базе решений компании ООО «ЛС-Технологии» и методик АО «Силовые Машины». Результаты работы показывают высокую эффективность параметрической оптимизации применительно к устройствам данного типа.

Список использованных источников:

1. Лаврищева Л.С. Численное моделирование объектов морской техники и разработка технологии оптимизации формы гребного винта: дис. канд. физ.-мат. наук: 01.02.05 – СПб, 2018 – 246 с.

2. Лаврищева Л.С., Новоселов В.Н. Оптимизация формы гребного винта в однородном потоке: Труды Крыловского государственного научного центра – 2018; специальный выпуск 1
3. Быковская Е.Д., Лаврищева Л.С., Староверов Н.Н., Трубицын И.И. Технология трехмерной параметрической оптимизации внешних обводов мотогондолы авиационного двухконтурного турбореактивного двигателя с использованием Flypoint Parametrica и LS-Tech Framework: Сборник трудов 10 российской конференции «Вычислительный эксперимент в аэроакустике и аэродинамике»: – М.: ИПМ им. М.В. Келдыша РАН, 2024. – 522 с.
4. Официальный сайт компании ЛС-Технологии [Электронный ресурс]. URL: <https://ls-technologies.ru> (дата обращения: 28.11.2025)
5. Черкасова М.Г. Совершенствование системы «ступень-диффузор» на основе расчетно-экспериментального исследования в пределах полного диапазона нагрузки ГТУ: дис. канд. физ.-мат. наук: 12.11.2024 – СПб, 2024 – 229 с.
6. Михеев М. Г., Черкасова М. Г. // Перспективы развития двигателестроения : материалы междунар. науч.-техн. конф. им. Н. Д. Кузнецова (21–23 июня 2023 г.) : в 2 т. / Самар. нац. исслед. ун-т им. С. П. Королева (Самар. ун-т) ; ред. кол. : Е. В. Шахматов, А. И. Ермаков. - Самара: Изд-во Самар. ун-та, 2023. - Т. 2. - С. 110–111. Дис
7. Михеев, М. Г. Исследование параметров охлаждаемой турбины ГТЭ-65.1 с использованием различных расчетных моделей / М. Г. Михеев, М. Г. Черкасова // Перспективы развития двигателестроения : материалы междунар. науч.-техн. конф. им. Н. Д. Кузнецова (21–23 июня 2023 г.) : в 2 т. / Самар. нац. исслед. ун-т им. С. П. Королева (Самар. ун-т) ; ред. кол. : Е. В. Шахматов, А. И. Ермаков. - Самара : Изд-во Самар. ун-та, 2023. - Т. 2. - С. 110-111.
8. Menter F.R., Kuntz M., Langtry, R. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model // In: Turbulence, Heat and Mass Transfer 4 (ed: K. Hanjalic, Y. Nagano, M. Tummers). 2003. pp. 625 - 632.

Разработка технологии испытаний системы изоляции турбогенераторов с воздушным, водяным и водородным охлаждением при комплексных воздействиях

Баранов В.С., Маннанов Э.Р., Балыков О.С.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: корпусная изоляция, статорные обмотки турбогенераторов

Key words: main insulation, stator windings of turbogenerators

Актуальность

Система изоляции обмотки статора является критически важным элементом высоковольтной электрической машины, определяющим её надежность и назначенный ресурс. В ходе эксплуатации изоляция подвергается комплексному деградационному воздействию тепловых факторов (циклический нагрев), электрических факторов (высокое напряжение, частичные разряды), механических факторов (вибрации, термоциклические напряжения), внешних воздействий (дуговое искрение, загрязнение). Совместное влияние этих факторов приводит к ускоренному старению и является причиной значительного количества отказов генераторов на энергообъектах, что часто связано с применением изоляционных решений, не прошедших полноценную проверку на стойкость к комбинированным нагрузкам.

В настоящее время в мировой практике отсутствуют серийно выпускаемые или запатентованные устройства, предназначенные для проведения комплексных испытаний изоляции высоковольтных машин в условиях одновременного приложения электрических, тепловых и механических нагрузок. Действующие стандарты (ГОСТ IEC 60034-1-2014, ГОСТ IEC 60034-3-2015, IEC 60034-18, IEEE 1310, ASTM D495 и др.) устанавливают требования к испытаниям изоляционных материалов и систем только на отдельные виды воздействий. Отсутствие в них методик для комбинированных испытаний, адекватно моделирующих реальные условия, является системным недостатком, который не позволяет достоверно оценить ресурс и надежность изоляции на этапе проектирования и приемочных испытаний, что создает объективную необходимость в разработке новой технологии и устройства для испытания системы изоляции обмотки статора и условий закрепления стержней в пазах сердечника статора электрической машины при комплексных воздействиях (макетная установка), позволяющих выполнять комплексные испытания систем изоляции и крепления обмоток статора турбогенераторов типа ТЗФ, ТЗВ и ТВФ.

В рамках проекта был успешно выполнен комплекс работ, направленный на достижение **цели проекта** - создание специализированной макетной установки и разработка аттестованной технологии для испытаний системы изоляции и крепления обмоток статоров

турбогенераторов с воздушным, водяным и водородным охлаждением в условиях комплексных воздействий.

Все работы были выполнены последовательно в четыре этапа.

На первом этапе была выполнена задача проектирования и разработки всей необходимой конструкторской и технологической документации. Было сформировано и согласовано техническое задание на макетную установку, которое определило ее основные параметры и цели создания. На основе технического задания был разработан полный комплект рабочей документации, необходимый для изготовления и сборки установки. Параллельно, был сформирован и согласован перечень требуемой контрольно-измерительной аппаратуры и технологического оснащения. Завершающей частью этапа стала разработка технического обоснования проекта и предварительной программы испытаний, включавшей моделирование предполагаемых воздействий.

Второй этап был посвящен изготовлению, сборке и вводу установки в эксплуатацию. Были изготовлены ключевые компоненты: макет обмотки статора и силовые блоки установки. После этого установка была укомплектована системами управления, контроля и регистрации данных, был выполнен монтаж, общая сборка и проведена предварительная отработка функционирования всех систем. Финалом этапа стали проведенные пусконаладочные работы, метрологическая аттестация установки и оформление официального акта о вводе ее в опытную эксплуатацию.

В рамках третьего этапа была решена задача разработки и аттестации технологии испытаний, разработаны методики испытаний системы изоляции и ее отдельных компонентов. Затем, были созданы и прошли аттестацию специализированные методики измерения и контроля деградационных параметров, в частности, методика контроля частичных разрядов под механической вибрацией и методика измерения остаточной стойкости изоляции после термического циклирования. Для отработки и верификации всей технологии на созданной макетной установке проведен цикл опытно-методических испытаний. На основе полученных экспериментальных данных были разработаны математические модели и критерии для оценки ресурса изоляции. Итогом этапа стало формирование и регистрация окончательного пакета технологической документации, включающего технологический регламент, а также программу и методики испытаний.

На четвертом, заключительном этапе, работы были сфокусированы на внедрении технологии и оформлении результатов. Для обеспечения эксплуатации создана и развернута специализированная база данных для систематического сбора, хранения и анализа результатов испытаний. Работоспособность и эффективность разработанной системы успешно

подтверждены в ходе приемочных испытаний, проведенных на примере конкретных типов изоляционных систем.

Результатом работы является разработанный комплект конструкторской и технологической документации, система управления базой данных результатов испытаний элементов системы изоляции статорных обмоток турбогенераторов, а также оригинальная технология для проведения испытаний на специализированной макетной установке при отработке систем изоляции турбогенераторов с воздушным, водяным и водородным охлаждением. Введена в эксплуатацию макетная установка, позволяющая выполнять испытания системы изоляции стержней обмотки статора при комплексном воздействии температуры, высокого электрического напряжения, магнитного поля, вибрации, виброискровых процессов и трения изоляции о стенки пазов (см. рисунок 1)



Рис.1 - Устройство для испытания системы изоляции обмотки статора и условий закрепления стержней в пазах сердечника статора электрической машины при комплексных воздействиях

Основные выводы

1. С применением макетной установки аттестованы существующие и зарекомендовавшие свое применение конструкции систем изоляции.
2. Разработанная технология позволила выполнить сравнительные испытания новых изоляционных систем с референтными конструкциями, успешно выдержавшими испытания при заданных уровнях комплексных воздействий.

Новизна и оригинальность работы заключается в том, что в результате выполнения работ впервые в России разработано устройство и технология испытаний высоковольтной

системы изоляции турбогенераторов с воздушным, водяным и водородным охлаждением при комплексных воздействиях.

Ценность работы для компании заключается в возможности применения результатов при разработке и сравнительных испытаниях высоковольтных систем изоляции стержней статорной обмотки, при выборе условий закрепления стержней в пазах сердечника статора электрической машины при комплексных воздействиях и экспериментального определения их эксплуатационной надежности.

Использование результатов работы

Испытания на макетной установке успешно выполняются на территории завода Электросила для удовлетворения потребностей технологического отдела по изоляционно-обмоточным процессам и материаловедению и конструкторских бюро с целью исследования новых, существующих и модернизируемых конструкций систем изоляции высоковольтных электрических машин.

Методика оперативной предварительной оценки напряженно-деформированного состояния регулирующего кольца гидротурбины Баранова А.А.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: параметрическая оптимизация, регулирующее кольцо гидротурбины, сервомотор гидротурбины, ANSYS DesignXplorer

Key words: parametric optimization, *hydro turbine* operating rings, *hydro turbine* servomotor, ANSYS DesignXplorer

Направляющий аппарат гидротурбины служит для подвода потока к рабочему колесу и регулирования расхода воды через турбину. При его проектировании конструктору необходимо выбрать количество и места расположения сервомоторов. От схем установки сервомоторов направляющего аппарата напрямую зависят силы и моменты, действующие на регулирующее кольцо.

Целью данной работы является разработка методики оперативной предварительной оценки напряженно-деформированного состояния регулирующего кольца гидротурбины с учетом основных наиболее часто встречающихся схем установки сервомоторов [1], без проведения полного прочностного анализа. Методика поможет конструктору быстро определить деформацию регулирующего кольца и при необходимости изменить схему расположения сервомоторов и их количество. Предполагается, выполнить серию расчетов с параметризированной геометрией регулирующего кольца, учитывая различные схемы расположения сервомоторов, и получить наборы напряженно-деформированных состояний,

которыми сможет пользоваться конструктор при проектировании НА без дополнительных предварительных прочностных расчетов.

Объектом исследования является регулирующее кольцо НА и его деформации в процессе работы. Для создания методики необходимо выполнить следующие задачи:

- параметризовать геометрическую модель регулирующего кольца;
- настроить процесс решения цикла прочностных задач в ANSYS;
- получить набор напряженно-деформированных состояний регулирующего кольца НА;
- создать файл, объединяющий данные с входной геометрией регулирующего кольца, количества и схем расположения сервомоторов, с результирующими перемещениями и напряжениями в кольце, которым может воспользоваться конструктор.

Создание геометрической параметрической модели регулирующего кольца осуществлялось в SpaceClaim. На рис.1 показана геометрическая модель с указанием параметров, являющимися входными для процесса оптимизации и получения решений прочностной задачи. Геометрическая модель соответствует схеме расположения сервомоторов 1 [1]. Аналогичные геометрические модели созданы для других схем расположения сервомоторов.

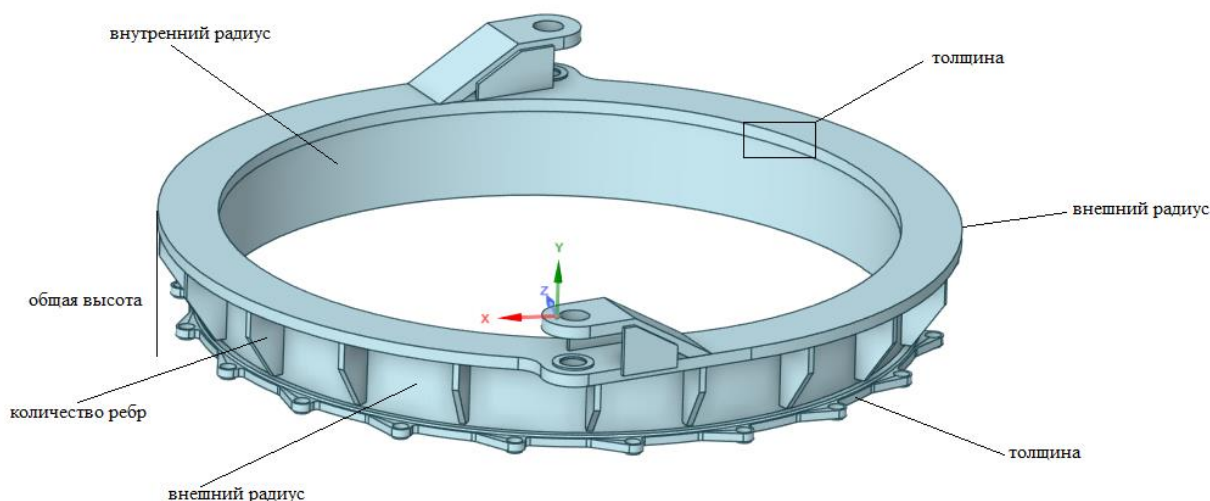


Рис.1. Исходная геометрическая модель и группы параметров регулирующего кольца

Далее в программном комплексе ANSYS, задаются граничные условия и проводится расчет для 3-х случаев работы направляющего аппарата:

1. Режим нормальной работы НА;
2. Режим, когда происходит натяг лопаток НА;
3. Режим, когда введены стопора на регулирующем кольце и подан сигнал на закрытие или открытие НА (расчет проводится в случае если стопора находятся на регулирующем кольце).

На данном этапе определяются нагрузки (величина усилий), которые действуют на регулирующее кольцо. Усилия выбираются из расчета РР0218 [2] (расчёт потребных давлений направляющего аппарата), который выполняется по программе «Расчет направляющего аппарата», разработанной в СКБ ГТМ. Нагрузки также являются входным параметром для процесса оптимизации и получения набора напряженно-деформированных состояний.

Система DesignXplorer и модуль Response surface optimization позволяет создать точки с определенными наборами входных параметров и составить план проведения экспериментов, поверхность отклика для дальнейшей оптимизации.

После завершения оптимизационного процесса были получены наборы напряженно-деформированных состояний регулирующего кольца с учетом различных геометрических параметров и различных значений нагрузок. Пример напряженного состояния кольца показан на рисунке 2, пример поля перемещений на рисунке 3.

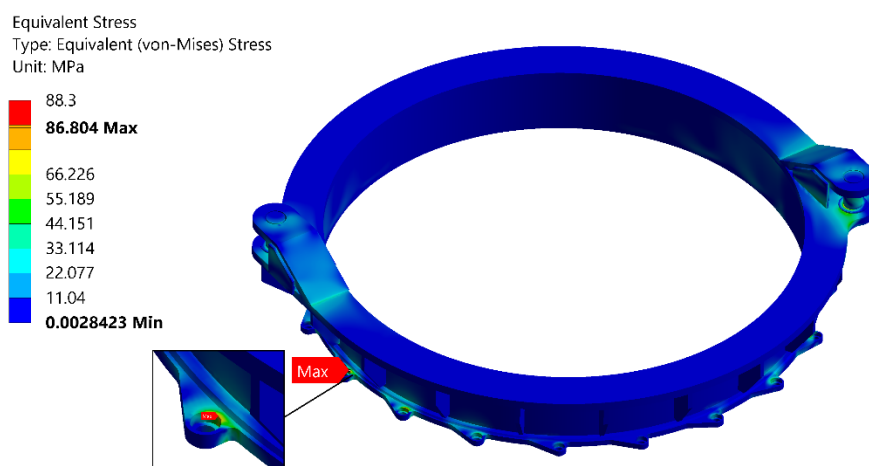


Рис.2. Распределение эквивалентных напряжений в РК (режим работы 2)

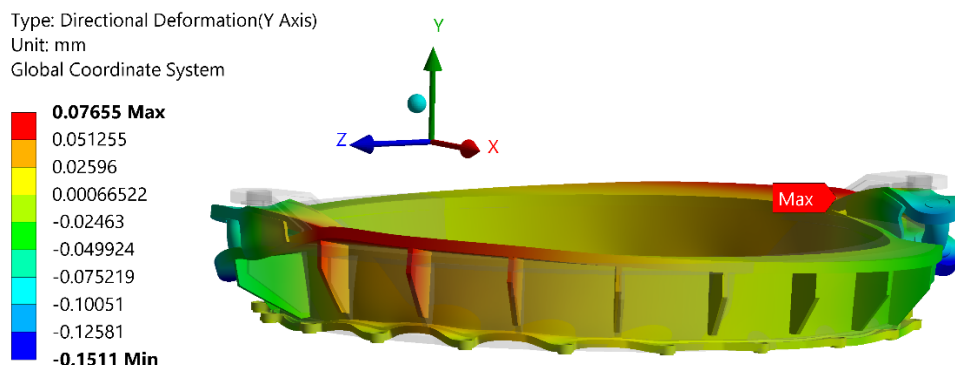


Рис.3. Перемещения РК вдоль вертикальной оси Y (режим работы 2)

На основе данных расчетов (по результатам данной работы) будет создан файл, где конструктор сможет внести геометрические данные РК, нагрузки, действующие на кольцо и получить предварительную информацию о деформациях и напряжениях. Далее конструктору необходимо провести анализ результатов расчета. Оценить максимальные напряжения в регулирующем кольце, подобрать соответствующим этим напряжениям сталь из документа [3]. Оценить радиальные перемещения на каждом из трёх режимах. Оценить осевые перемещения регулирующего кольца. При необходимости доработать конструкцию или полностью изменить ее и изменить выбранную схему расположения и количества сервомоторов.

Таким образом, данная методика позволит конструктору определить оптимальную конструкцию регулирующего кольца без проведения полного прочностного статического расчета в ПК ANSYS. Применение методики позволит экономить временные и вычислительные ресурсы компании, что в будущем представит материальную выгоду.

Список использованных источников:

1. Основные схемы расположения сервомоторов, применяемых в конструкциях направляющих аппаратов гидравлических турбин. СПб, АО «СМ», СКБ «ГТМ», 2025.
2. СТП 4610.59-2025. Документы конструкторские расчётные.
3. РД 10.023.115-87. Нормы допускаемых напряжений в основных деталях вертикальных гидравлических турбин. Методические указания. Ленинград, НПО ЦКТИ, 1988.

Разработка рекомендаций по проектированию электрических машин с использованием разработанного многокритериального метода оптимального проектирования

Бекузин В.И.

АО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург

Ключевые слова: многокритериальный метод, оптимальное проектирование, электрические машины, множество Парето, целевая функция

Key words: multicriteria method, optimal design, electrical machines, Pareto set, objective function

Неотъемлемой частью любой энергетической установки является электрическая машина – генератор электрической энергии и(или) электродвигатель. На начальном этапе проектирования, а также на этапе доработок и оптимизации конструкции энергетических установок перед разработчиками ставятся такие требования, как минимально возможная масса и габариты, наибольший КПД, обеспечение заданного уровня надежности, технологичность

При этом рекомендации по проектированию электрических машин, представленные в известных работах, как правило, относятся к конкретным электрическим машинам с узким диапазоном изменения параметров и не охватывают целый ряд машин, например, одной мощности, частоты вращения, типа исполнения и т.д.

Цель данной работы – разработка рекомендаций по проектированию электрических машин с использованием разработанного автором ранее многокритериального метода оптимального проектирования [3]. В качестве объекта исследования выбраны бесконтактные электрические машины (БЭМ) с постоянными магнитами на роторе [4, 5].

Для определения достижимых массогабаритных показателей в широких диапазонах изменения выходных мощностей, частот тока, номинальных напряжений и частот вращения ротора использован следующий алгоритм:

выбор расчетного диапазона: диапазоны выходной мощности (P_l), номинальной частоты вращения (n), частоты тока первой гармоники (f), и линейное напряжение БЭМ (U_l);

определение целевых функций. Оптимизационный расчет БЭМ с помощью генетических алгоритмов, получение всех возможных вариантов. Определение рекомендаций о выборе входных и выходных параметров БЭМ. Выбор целесообразных семейств.

применение методов сужения множества Парето [3]: с помощью выделения области фронтов, на основе выборки предпочтений и попарной обработки критериев.

Исследованы 108 комбинаций параметров P_l , n , f , U_l для следующих их значений:

= 200, 540 и 1000 В. Анализ полученных комбинаций для БЭМ позволяет сделать следующие выводы:

- д
- о –до 40 кВт и $n=6000-12000$ об/мин целесообразно для $U_l \leq 200$ В и $f \leq 400$ Гц;
- до 40 кВт и $n=1200-24000$ об/мин целесообразно для $U_l \leq 200$ В и $f \leq 800$ Гц;
- 4 –до 100 кВт и n до 6000 об/мин целесообразно для $U_l \leq 200$ В и $f \leq 400$ Гц;
- 0 –до 100 кВт и $n=6000-12000$ об/мин целесообразно для $U_l \leq 200$ В и $f \leq 800$ Гц;
- до 100 кВт и $n=1200-24000$ об/мин целесообразно для $U_l \leq 200$ В и $f \leq 800$ Гц;
- к –до 200 кВт и n до 6000 об/мин целесообразно для $U_l \leq 200$ В и $f \leq 400$ Гц;
- В –до 200 кВт и $n=6000-12000$ об/мин целесообразно для $U_l \leq 200$ В и $f \leq 800$ Гц;
- т –до 500 кВт и n до 6000 об/мин целесообразно для $U_l \leq 200$ В и $f \leq 400$ Гц;
- до 500 кВт и $n=6000-12000$ об/мин целесообразно для $U_l \leq 540$ В и $f \leq 800$ Гц.
- и Максимум удельной мощности наблюдается на максимально возможной частоте n вращения для 40 и 100 кВт – 24000 об/мин, для 200 и 500 кВт – 12000 об/мин.

Дальнейший анализ по разработанной автором методике позволяет определить наиболее оптимальных параметров БЭМ, представленных в таблице 1.

Таблица 1. Найденные оптимальные БЭМ

| Семейство БЭМ | | | | D_{st} , мм | L_a , мм | M_a , кг | P_a , кВт | u^* , кВт/кг |
|---------------|----------|------|-----|---------------|------------|------------|-------------|----------------|
| 0, кВт | , об/мин | , Гц | , В | | | | | |
| 0 | | | | | | | | |
| 0 | | | | | | | | |
| 0 | | | | | | | | |
| о | | | | | | | | |
| б | | | | | | | | |
| у | | | | | | | | |

Таким образом, представлены рекомендации по применению разработанных методов в реальном проектировании БЭМ и электрических машин в целом. Показан метод построения технически реализуемых БЭМ с постоянными магнитами в широком диапазоне мощностей (от 40 до 500 кВт), частот вращения (от 6000 до 24000 об/мин), частот тока (от 200 до 800 Гц) и напряжения (от 200 до 1000 В), базирующийся на методах многоцелевой оптимизации. Применен метод сужения множества Парето, представленный автором в работе [3]. Подход позволяет определять основные массогабаритные характеристики БЭМ и энергетические характеристики БЭМ в заданном диапазоне. В результате были получены эталонные (исходя

из расположения целевых функций в группах А и В) значения БЭМ для выбранных расчетных семейств. С помощью разработанного алгоритма могут быть разработаны рекомендации по проектированию любых электрических машин, а также любых устройств, математические модели которых хорошо разработаны и сформулированы целевые функции проектирования.

Автор выражает благодарность своему научному руководителю за помощь в написании работы – д.т.н., Коровкину Н.В.

Автор выражает благодарность за помощь в написании работы – начальнику отдела расчетов СКБ ПТ, к.т.н. Железняку В.Н.

Список использованных источников

1. Bramerdorfer G., Tapia J.A., Pyrhönen J.J., Cavagnino A. Modern Electrical Machine Design Optimization: Techniques, Trends, and Best Practices // IEEE Transactions on Industrial Electronics. 2018. Vol. 65, No. 10. P. 7672–7684. DOI: 10.1109/TIE.2018.2801805.

2. Duan Y., Harley R.G. A Novel Method for Multiobjective Design and Optimization of Three Phase Induction Machines // IEEE Transactions on Industry Applications. 2011. Vol. 47, No. 4. P. 1707–1715. DOI: 10.1109/TIA.2011.2156372.

3. Korovkin N.V., Bekuzin V.I., Zheleznyak V.N. Narrowing the Pareto set based on preference sampling and pairwise processing of criteria for optimizing the design of turbogenerators (in Russian) // Bulletin of the Russian Academy of Sciences. Power Engineering. - 2025. - No. 2. - P. 95-113.

4. But D.A. Contactless electric machines (in Russian). Textbook. Manual for electromechanic and electrical power special. universities. – М.: Higher. School, 1990. – 416.: ill.

5. Kwon M.-S., Lim D.-K. A Study on the Optimal Design of PMA-SynRM for Electric Vehicles Combining Random Forest and Genetic Algorithm // IEEE Access. 2023. Vol. 11. P. 52357–52369. DOI: 10.1109/ACCESS.2023.3279126.

Расчётное термодинамическое исследование процесса пуска ГТУ

Бобрик А.А.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: газотурбинная установка, пуск, нестационарность

Key words: gas turbine propulsion, start, non-stationarity

В исследовании проведён расчётный анализ процесса пуска ГТУ средней мощности. Для проведения анализа построена математическая модель с учётом особенностей работы ГТУ на неустановившихся режимах. Актуальность исследования заключается в совершенствовании моделирования работы ГТУ в области, которая в настоящее время является одной из наименее проработанных на расчётном этапе.

Цель исследования – расчёт пуска ГТУ в динамической постановке с моделированием процессов, приближенных к реальным.

Гипотеза исследования предполагает, что выполняемое математическое моделирование позволит определить оптимальный алгоритм пуска с выполнением следующих требований:

- обеспечение допустимых запасов газодинамической устойчивости компрессора;
- устойчивая работа камеры сгорания с выбором закона подачи топлива и его распределения по контурам горелочного устройства;
- обеспечение допустимого уровня температур на выходе из камеры сгорания и по тракту турбины;
- розжиг камеры сгорания с учётом отстройки ротора по критическим частотам;
- учёт ограничений по времени пуска.

Объект исследования – ГТУ средней мощности одновальной схемы с приводом электрического генератора. Основные элементы: воздухозаборник, компрессор, камера сгорания, турбина, выходное устройство. Рабочее топливо – метан.

Метод исследования – расчётный анализ процесса пуска в программном комплексе ThermoGTE. Анализ выполнен на основе оценки влияния варьируемых критериев, сочетание которых определяет наиболее выгодный вариант пуска ГТУ с заданными характеристиками узлов.

Варьируемые критерии:

- момент розжига камеры сгорания по оборотам;
- характеристика работы пускового устройства;
- параметр, характеризующий динамику нестационарного процесса, связывающий раскрутку ротора с положением рабочей точки на характеристиках компрессора и турбины.

Заданные характеристики ГТУ:

- характеристики основных элементов ГТУ;
- гидравлические потери по проточной части;
- характеристики работы антипомпажных клапанов (АПК) и отборы воздуха на охлаждение элементов горячего тракта.

Результатом исследования является разработанный алгоритм пуска выбранной ГТУ с учётом обеспечения необходимых требований. В дальнейшем планируется уточнение алгоритма и идентификация по результатам испытаний.

По полученным результатам можно сделать следующие выводы:

- процесс пуска значительно изменяется в зависимости от сочетания варьируемых критериев;

–наибольшее влияние на процесс пуска оказывает закон подачи топлива;

–закон подачи топлива от частоты вращения ротора определён кусочно-линейной функцией (что важно для работы топливного клапана).

Новизна, ценность и перспективы исследования определяются из практических соображений – степенью внедрения полученного алгоритма в процессы идентификации и верификации натурных испытаний ГТУ, разрабатываемой в АО «Силовые Машины».

Одноцилиндровая паровая турбина типа К-160 для ПГУ с котлом-утилизатором мощностью 500 МВт

Бондаренко Н.Н. , Федотов В.А.
АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: тепловые электростанции, парогазовые установки с котлами утилизаторами, одноцилиндровая паровая турбина, К-160, экономия топлива, снижение металлоемкости

Key words: thermal power plants, combined-cycle gas installations with recovery boilers, single-cylinder steam turbine, K-160, fuel economy, reduction of metal consumption

В современной энергетике России в условиях внешних и внутренних вызовов есть необходимость в совершенствовании структуры установленной мощности в сторону более эффективной и гибкой системы [1]. По данным 2024 года тепловые электростанции (ТЭС) в России составляют 65,2 % установленной мощности, из которых парогазовые установки (ПГУ) занимают только 16 % [2]. Внедрение парогазовых энергоблоков на новых площадках строительства и взамен морально устаревших паросиловых блоков имеет положительное влияние на маневренность объединенной энергосети, а также снижает удельный расход топлива на выработку электрической энергии энергопредприятий [3].

В настоящее время развитием полного цикла разработки и производства основного оборудования для ПГУ в России занимается АО «Силовые машины» [4], у которого есть накопленный опыт в данной отрасли. Одним из таких примеров является двухцилиндровая паровая турбина (ПТ) Т-150-7,7, которая эксплуатируется в составе ПГУ-450Т с зарубежной газовой турбиной [5]. Модернизация данной паровой турбины получила наименование Т-163/165-7,3 для работы в составе ПГУ-460 с отечественной газовой турбиной (ГТ) ГТЭ-170.1 и ПГУ-500 с ГТЭ-170.2.

Совокупность востребованности парогазовых энергоблоков в условиях следования энергетической стратегии Российской Федерации до 2035 года [6] и достижения технологического суверенитета в направлении ПГУ создает уникальную ситуацию для выпуска новой паровой турбины соответствующей широкому диапазону климатических условий России.

Целью данной работы являлось проектирование паровой турбины типа К-160 в одноцилиндровом исполнении для эксплуатации в составе ПГУ с котлом-утилизатором (КУ) мощностью 500 МВт. Проектируемая машина должна быть конкурентна аналогичному проекту ПГУ с двухцилиндровой ПТ по экономичности, металлоемкости и капитальным затратам заказчика на строительство паротурбинной ячейки, а также подходить под широкий диапазон климатических условий.

Проектирование проточной части (ПЧ) одноцилиндровой машины в части определения расчетных значений параметров пара при заданной геометрии производится по методике Ленинградского металлического завода (ЛМЗ) [7]. Данный расчет сопряжен с расчетом тепловых баланс-схем паротурбинной установки в системе САПР United Cycle.

3D проектирование узлов паровой турбины в САД системах NX, SolidWorks, Компас-3Д, а также газодинамические расчеты ПЧ, паровпуска типа «улитка» и осевого выхлопного патрубка до входа потока в трубный пучок конденсатора выполняются в комплексной программной системе ANSYS.

Для достижения поставленной цели были применены следующие технические решения. Габариты паротурбинной ячейки одноцилиндрового исполнения (К-160) снижаются относительно двухцилиндрового (Т-163) за счет применения компоновки с осевым выхлопом в горизонтальный конденсатор и стальной рабочей лопатки последней ступени (РЛ ПС) длиной 1220 мм с лазерной закалкой. Дополнительное снижение занимаемого пространства достигается за счет применения горизонтальных блоков клапанов высокого давления (ВД) и паровпуска типа «улитка». Реактивная проточная часть ВД исполнена по петлевой схеме. Принципиальная тепловая схема ПТУ с ПТ типа К-160 представлена на рисунке 1.

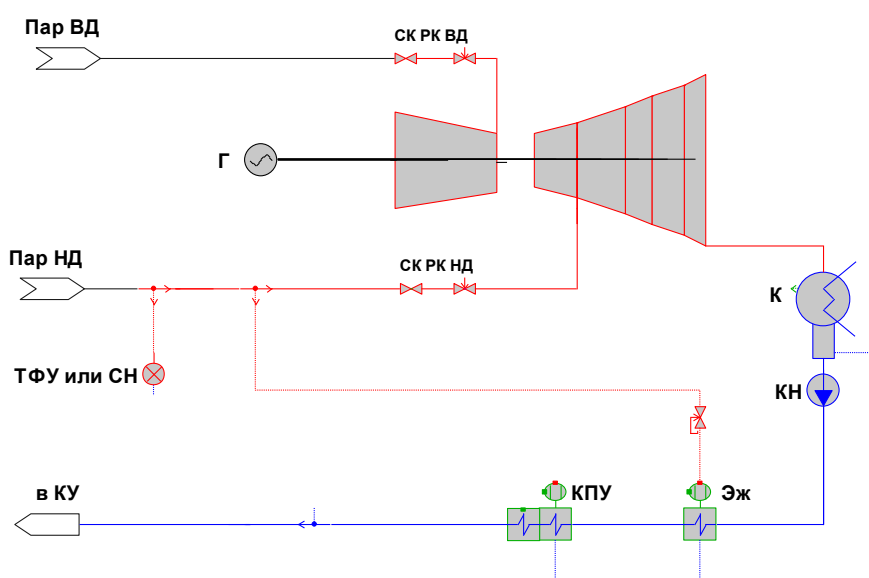


Рис.1 – Принципиальная тепловая схема ПТУ с ПТ типа К-160

В результате применения описанных выше технических решений паровая турбина типа К-160 в одноцилиндровом исполнении получилась конкурентной по экономичности в сравнении с двухцилиндровым вариантом и имеет возможность отбора 30 Гкал/ч из контура низкого давления (НД) на теплофикацию или собственные нужды парогазового блока.

Максимальная мощность обоих вариантов, представленная на рисунке 2 отличается менее чем на 5% однако на худшем вакууме данный показатель составляет менее 1,5%.

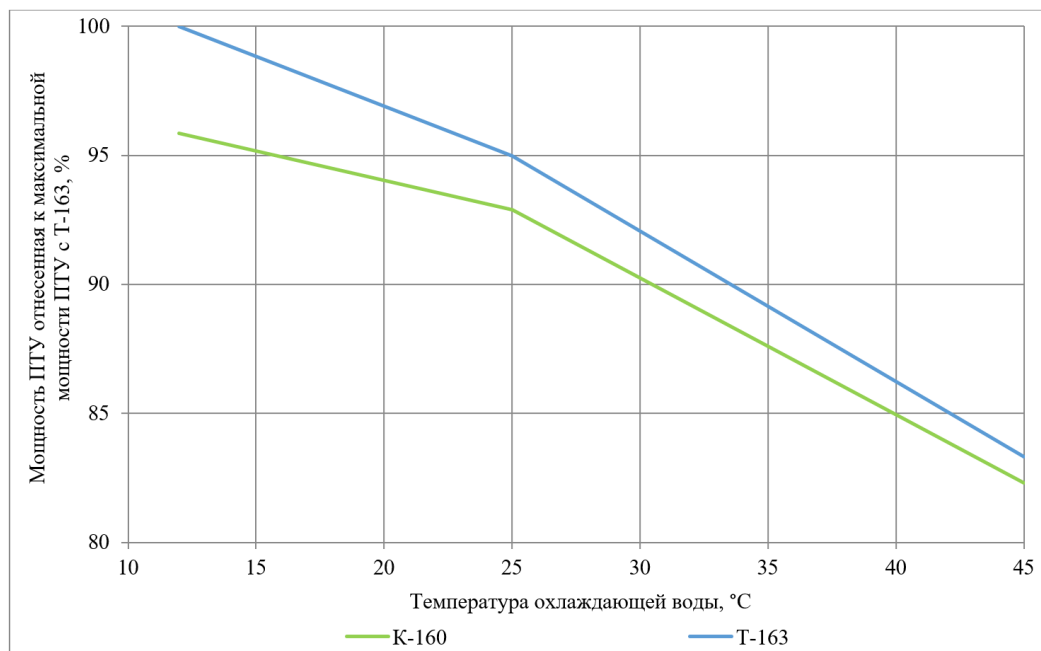


Рис.2 – Изменение мощности ПТУ относительно максимальной мощности ПТУ с Т-163 в зависимости от температуры охлаждающей воды

Планируемое снижение показателя средних по энергопредприятиям удельных расходов топлива на отпуск электроэнергии в энергетической стратегии РФ до 2035 года наглядно отражает уровень экономичности морально устаревших паросиловых блоков с ПТ К-500-240-4 и рассматриваемых в данной статье парогазовых блоков ПГУ-500 на рисунке 3.

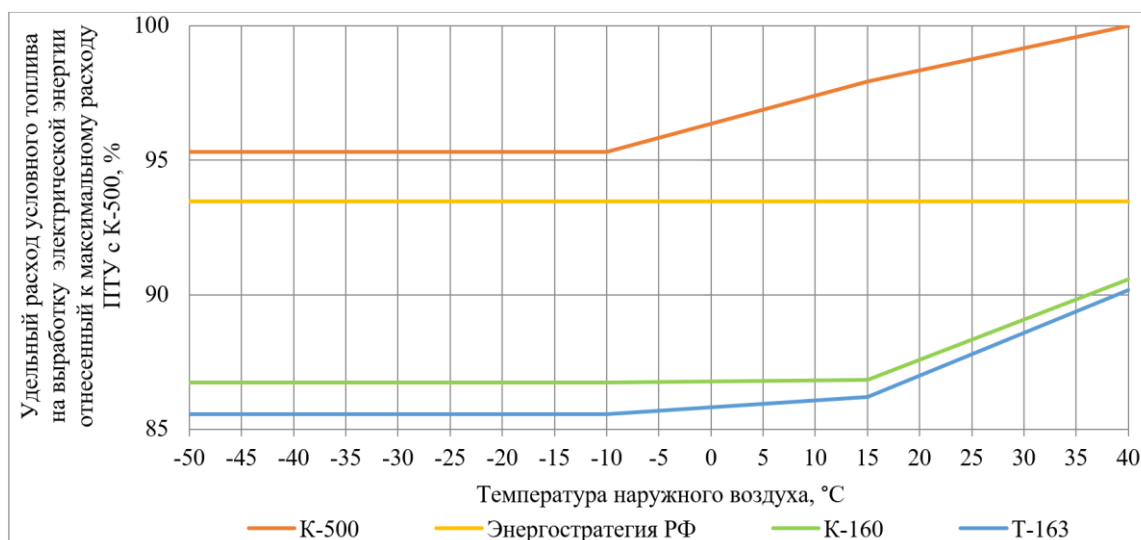


Рис. 3 – Изменение удельного расхода условного топлива на выработку электрической энергии относительно максимального расхода ПТУ с К-500 в зависимости от температуры наружного воздуха

Наибольшая разница в удельных расходах между двумя вариантами ПГУ составила не более 1,5 % при сохранении показателя ниже планируемого в стратегии уровня во всем диапазоне температур наружного воздуха в отличие от паросилового блока с ПТ К-500, который не соответствует планируемому значению.

Металлоемкость одноцилиндрового исполнения паровой турбины без клапанов ВД и НД сокращается на 40 % по сравнению с двухцилиндровым при снижении объема занимаемого пространства на 60 %, что приводит снижению капитальных затрат Заказчика на строительство паротурбинной ячейки.

Выводы

1. Внедрение парогазовых блоков ПГУ - 500 производства АО «Силовые машины» в единую электрическую систему России положительно сказывается на ее маневренности и соответствует критерию удельного расхода топлива во всем климатическом диапазоне страны.

2. Спроектированная одноцилиндровая паровая турбина типа К-160 для ПГУ-500 конкурентна с двухцилиндровым вариантом по экономичности. Максимальное расхождение по данному показателю составило не более 1,5% относительно двухцилиндровой машины.

3. Сокращение занимаемого паротурбинной ячейкой пространства за счет снижения габарит паровой турбины и падения уровня отметки турбины положительно влияет на капитальные затраты Заказчика на строительство машинного зала.

Список использованных источников:

[1] Макаров А.А., Веселов Ф.В., Макарова А.С., Новикова Т.В., Панкрушина Т.Г. Стратегические перспективы электроэнергетики России // Теплоэнергетика. 2017. № 11. С. 40–52.

[2] Отчет о функционировании ЕЭС России в 2024 году [Электронный ресурс] Режим доступа: <https://www.so-ups.ru/functioning/tech-disc/tech-disc2025/>

[3] Макаров А.А., Митрова Т.А., Веселов Ф.В., Галкина А.А., Кулагин В.А. Перспективы электроэнергетики в условиях трансформации мировых энергетических рынков // Теплоэнергетика. 2017. № 10. С. 5–16.

[4] Ивановский А.А. АО «Силовые машины» - укрепляем энергобезопасность России! // Турбины и дизели. 2023 №6. С. 8-11.

[5] Капралов Д.А. Большие ГТУ Siemens в России – реализованные проекты и развитие. [Электронный ресурс]: Турбины и дизели. <http://www.turbine-diesel.ru/node/3301>

[6] Проект энергостратегии Российской Федерации на период до 2035 года. [Электронный ресурс]: энергетическая стратегия <https://minenergo.gov.ru/node/1920>

[7] Гаев В.Д. Повышение экономичности паровых турбин за счет оптимального проектирования проточных частей/ Дис. ... канд. техн. наук. – Л., 1984. – 184с.

**Блочная сборка. Преимущества и недостатки
Воронина А.А.**

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: Турбина, блочная сборка, завод-изготовитель, эффективность, монтаж.

Key words: Turbine, block assembly, manufacturer, efficiency, installation.

Блочная сборка турбины является одним из наиболее перспективных направлений развития современного энергетического машиностроения. Такой подход позволяет существенно повысить эффективность производственного процесса. В последние годы интерес к блочной сборке заметно возрастает, что обусловлено необходимостью сокращения сроков монтажа и ввода турбин в эксплуатацию.

Работа посвящена исследованию технологии блочной сборки турбин на заводе-изготовителе, которая рассматривается как эффективный метод сокращения сроков отгрузки турбины на станцию, при сохранении высокой надежности оборудования. Целью работы стала оценка эффективности блочной сборки в сравнении с традиционной полной сборкой турбин, а также выявление преимуществ блочного метода и его недостатков.

Гипотеза работы заключается в том, что применение блочной сборки турбин на заводе-изготовителе, сопровождаемое повышенной стандартизацией, высокоточным контролем качества и предварительными заводскими испытаниями, позволяет не только сократить сроки отгрузки турбины, но и обеспечить сопоставимый уровень надежности по сравнению с традиционной полной сборкой.

Объектом исследования является процесс сборки турбины на заводе-изготовителе в энергетическом машиностроении, включающий подготовку, сборку и контроль качества блоков турбины перед их отправкой на станцию.

Цель данной работы заключается в оценке эффективности блочной сборки и в определении условий, при которых такая технология позволяет обеспечить надежность оборудования. В рамках данной работы ставится задача выявить факторы, влияющие на качество сборки блоков на стенде, а также определить преимущества и недостатки блочной сборки. Особое внимание будет уделено формированию рекомендаций, направленных на обеспечение надежности турбины при условии сокращения сроков монтажа и ускорении ввода оборудования в эксплуатацию.

В работе использованы методы анализа проектной и технической документации, накопленной в ходе многолетнего опыта сборки турбин, а также систематизации

производственных данных предыдущих проектов блочной сборки, имеющих в распоряжении отдела авторского надзора. Был применён сравнительный анализ преимуществ и недостатков блочной и полной сборки на основании фактических данных о сроках монтажа, качестве и надежности оборудования. Кроме того, использовались экспертные оценки специалистов и обобщённые практические рекомендации смежных отделов.

В результате работы было установлено, что блочная сборка турбины на заводе-изготовителе является эффективным методом подготовки оборудования перед его отправкой на монтаж. В ходе анализа определили ключевые преимущества метода:

1. Более гибкое планирование производственного процесса;
2. Сокращение объёма работ по межоперационной консервации/расконсервации оборудования (узлов), ожидаемых полную сборку турбины;
3. Сокращение времени на подготовку турбины к отправке;
4. Возможность проведения локальных заводских испытаний блоков;
5. Оптимизация логистики и подготовительных операций;
6. Обеспечение точности и качества сборки.

И недостатки блочной сборки:

1. Поставка на монтаж дополнительных пригоночных деталей, связывающих блоки между собой;
2. Дополнительное оборудование на заводе (технологические подшипники, вкладыши и т. д.);
3. Усложнение документального обеспечения.

Основным выводом работы стало то, что внедрение блочной сборки позволяет оптимизировать производственный процесс, снизить трудоемкость и ускорить отгрузку турбины на объекты. Вместе с тем, остаются ограничения, решение которых необходимо для полной реализации потенциала метода.

Новизна и ценность работы заключается в систематизации многолетнего опыта блочной сборки турбин и анализа производственных данных с точки зрения эффективности, надежности и сроков отгрузки турбин. Впервые выполнено одновременное сопоставление плюсов и минусов блочного метода с учетом многолетнего опыта. Оригинальность исследования проявляется в разработке практических рекомендаций, направленных на оптимизацию подготовки блоков. Изучение данного метода способствует оптимизации производственного процесса и своевременному выполнению планов производства.

Результаты работы могут быть использованы для дальнейшего совершенствования технологий блочной сборки. Полученные выводы могут стать основой для разработки регламентов, инструкций, а также новых способов контроля сборки на заводе.

Таким образом, проведенное исследование подтверждает практическую ценность блочной сборки и ее потенциал для технологического развития машиностроения.

Список использованных источников:

1. ГОСТ 24278-2016 «УСТАНОВКИ ТУРБИННЫЕ ПАРОВЫЕ СТАЦИОНАРНЫЕ ДЛЯ ПРИВОДА ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ГЕНЕРАТОРОВ ТЭС. Общие технические требования»
2. ГОСТ 24277-91 «Установки паротурбинные стационарные для атомных электростанций. Общие технические условия»
3. Техническое решение № 51079-007-25 об особом порядке сборки и испытаний п/т К-830-240-5М для проекта Сургутская ГРЭС-2, ст.2,3.
4. Техническое решение № 51079-003-24 об особом порядке сборки и испытаний п/т К-850-23,5-1Р для проекта Нижневартовская ГРЭС ст. 2

Настройка параметров горелочных устройств с применением обучения с подкреплением

Гладилин Н.Д.

Научный руководитель - Генералов Д.А.

УлГТУ, Ульяновск

Ключевые слова: оптимизация, машинное обучение, обучение с подкреплением, энергетика, горелочные устройства.

Аннотация

Теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) на данный момент являются основным источником энергии и тепла для разных сфер. В рамках современных тенденции повышения спроса на электроэнергию возникает необходимость в оптимизации работы станций. Данная работа сосредоточена на исследовании и построении моделей обучения с подкреплением с целью снижения вредоносных выбросов. Данные для обучения моделей были получены в ходе симуляции процесса горения. В качестве моделей выступают алгоритмы Soft Actor-Critic (SAC) и Deep Q-Network (DQN). Результаты работы могут быть использованы для построения систем оптимизации, внедряемых на ТЭЦ, что позволит оптимизировать работу станций и снизить вредоносные выбросы.

Введение

Спрос на тепло и электроэнергию повышается с каждым годом. По прогнозам данная тенденция сохранится вплоть до 2025 года [1]. С повышением спроса с каждым годом так же будет расти количество вредоносных выбросов, поэтому вопрос оптимизации оборудования остро стоит перед энергетическим сектором. Внимание к данной проблеме позволит ослабить влияние энергетики на экологические проблемы, которые в свою очередь остро стоят уже

перед всем человечеством. Энергия выделяется путем сжигания топлива с помощью горелочных устройств, у которых есть ряд настраиваемых параметров. Отсюда возникает сложная задача максимально точно настроить комбинацию данных параметров для понижения вредоносных выбросов. С данной задачей могут отлично справиться алгоритмы обучения с подкреплением, как в работах [2,3] они используются для оптимизации оборудования.

Машинное обучение позволяет выполнять анализ большого количества параметров горелочного устройства, алгоритмы выявляют оптимальные параметры, которые обеспечивают наиболее полное сгорание топлива и повышение КПД установки. ML-модели обучаются на данных о химическом составе продуктов горения и условиях горения. Это позволяет поддерживать оптимальный коэффициент избытка воздуха при любых условиях. Эта технология является особенно актуальной в энергетическом машиностроении, поскольку при проектировании котельных и турбинных установок горелочные устройства проходят длительные стендовые испытания, а машинное обучение позволяет сократить натурные испытания, заменив часть из них на виртуальные на цифровых двойниках.

Данные

В данной работе данные необходимы для построения среды, которая является одним из основных компонентов обучения с подкреплением. В качестве данных выступают результаты работы системы математического моделирования процесса горения. Система моделирования позволяет провести симуляцию и получить результаты горения. Подробнее данная технология описана в работах [4,5]. Таким образом было собрано 974 эксперимента. Каждый эксперимент представляет собой данные о параметрах горелочного устройства и результат симуляции. Так же перед обучением данные были подвергнуты нормализации с помощью MinMaxScaler.

Описание алгоритмов

В исследовании используются два алгоритма обучения с подкреплением. Их суть заключается в наличии агента и среды. Агент – это нейросеть, которая на каждом шаге выбирает действие уменьшить/увеличить параметр. Среда – это симуляция горения через суррогатную ML-модель. При каждом действии среда возвращает агенту награду по результатам горения с переданными параметрами. В данной работе присутствует непрерывное пространство состояний, поэтому будут использоваться алгоритмы DQN и SAC. DQN использует нейронную сеть для принятия решений. В SAC добавляется критик, который повышает стабильность обучения.

Результаты

Для выявления лучшей модели в работе использовалось два показателя: способность модели составить комбинацию действий приводящих к минимизации вредоносных выбросов и количество шагов необходимых модели. Результаты представлены на рисунке 1.

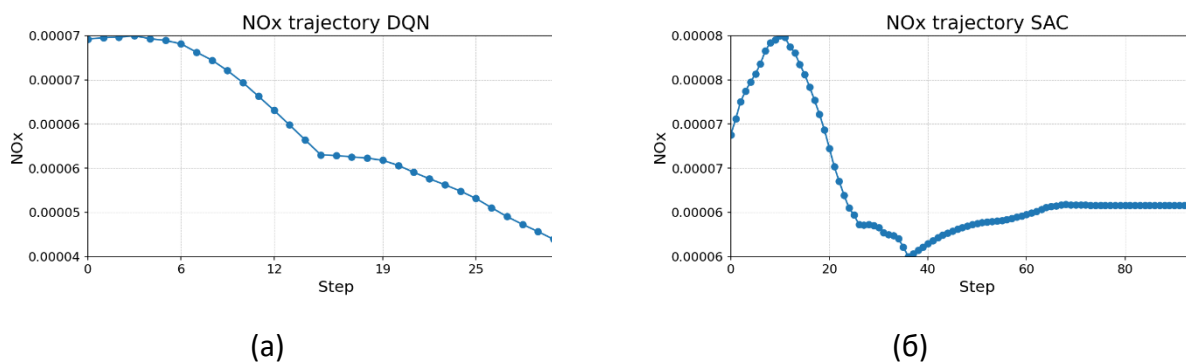


Рис. 1. Маршрут оптимизации (а) DQN; (б) SAC.

Исходя из результатов работы моделей, алгоритм DQN показал лучшие результаты, так как смог достигнуть порогового значения выбросов за минимальное количество шагов. Алгоритм SAC не достиг желаемого результата и остановился при достижении ограничения в 100 шагов.

Выводы

В данной работе было проведено построение моделей обучения с подкреплением, для выявления действий необходимых для уменьшения вредоносных выбросов. Такой подход в дальнейшем позволит повысить эффективность настройки параметров на ТЭЦ и сократить вредоносное воздействие.

На данный момент модель слабо ограничена, тем самым является не приближенной к реальности. В дальнейшем планируется настройка дополнительных ограничений и регулировка функции награды, для достижения более реалистичного процесса оптимизации.

Список использованных источников:

McKinsey & Company. Global Energy Perspective 2023: Power Outlook [Электронный ресурс]. — 2023. — Режим доступа: URL: <https://www.mckinsey.com/industries/oil-and-gas/our->

2. Wang Z. и др. Dynamic combustion optimization of a pulverized coal boiler considering the wall temperature constraints: A deep reinforcement learning-based framework // Applied Thermal Engineering. — 2025. — Т. 259. — Ст. 124923.

3. Soler D. и др. Reinforcement learning to maximize wind turbine energy generation // Expert Systems with Applications. — 2024. — Т. 249. — Ст. 123502.

4. Fedorov R. V. и др. Improving the efficiency of fuel combustion with the use of various designs of embrasures // Energies. — 2023. — Т. 16. — Ст. 4452.

5. Kovalnogov V. и др. Applying the random forest method to improve burner efficiency // Mathematics. — 2022. — Т. 10. — Ст. 2143.

Использование аддитивных технологии для средств технологического оснащения

Гнутов А.В., Морозов А.Е.

АО «Силловые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: аддитивные технологии, 3D-печать, технологическая оснастка, моделирование

Key words: additive technologies, 3D printing, technological equipment, modeling

Изготовление технологической оснастки с помощью аддитивных технологий включает в себя создание инструментов и приспособлений с помощью 3D-печати, которая послойно формирует изделие из различных материалов, таких как пластик или металл. Этот процесс позволяет быстро производить сложные и легкие детали, что сокращает время на создание оснастки и дает большую свободу в проектировании.

Цель работы состоит в исследовании возможностей применения аддитивных технологий при изготовлении технологической оснастки.

Гипотеза работы предполагает, что печать технологической оснастки на 3D принтере позволит снизить временные и материальные затраты.

Объектом работы является процесс изготовления технологической оснастки:

1. Шаблон рихтовочный

Шаблон рихтовочный – это изделие, повторяющее правильную внутреннюю поверхность катушки статора, используемая в крупных электрических машинах. Шаблон предназначен для придания нужной формы катушки. Катушку фиксируют по пазовой части и с помощью амортизирующего молотка придают форму лобовым частям. Шаблон рихтовочный представлен на рисунке 1.

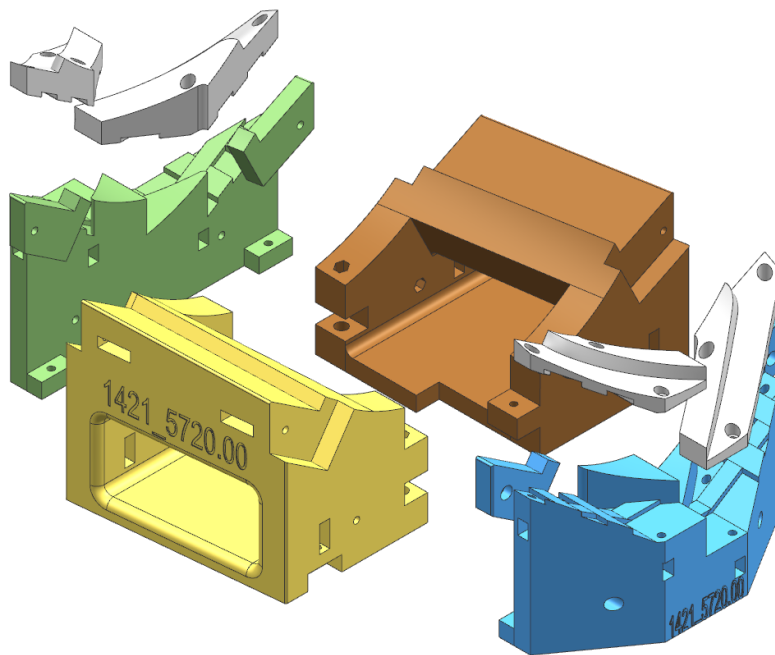


Рис.1

Раньше шаблон рихтовочный отливался из силумина. Для этого требовалось дополнительно изготовить литейную форму и модель шаблона из дерева. Шаблон получался долговечным, но тяжелым и трудоемким в изготовлении.

После шаблон стали изготавливать из дерева разных пород, а грани подверженные ударным нагрузкам обшивать латунью для защиты от сколов дерева.

Шаблон изготавливали на станке с ЧПУ в последнее время. Обработка сложных криволинейных поверхностей проходила значительно быстрее, но проблемы недолговечности и образования трещин на дереве оставались актуальными.

Печать рихтовочного шаблона на 3D принтере решило проблемы долговечности, скорости изготовления, точности и отсутствия последующих доработок.

2. Шестерня.

Для изготовления шестерни методом механической обработки требуется сделать заготовку, отправить ее в стороннюю организацию для нарезания зубьев, после нарезания зубьев шестерню окончательно доработать.

С целью экономии времени и затрат было принято решение напечатать шестерню на 3D-принтере из материалов:

- PA12 (Полиамид 12), широко известного как нейлон, который ценится за высокую прочность, износостойкость и химическую стойкость;
- 316L (нержавеющая сталь).

Шестерня изображена на рисунке 2.

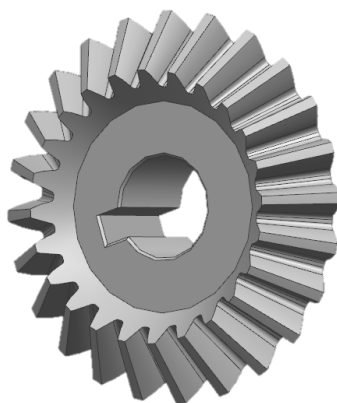


Рис. 2

3. Наконечник

Наконечники используются в приспособлении для подачи эпоксидного клея на стрежень обмотки статора.

Изделия данной формы изготавливается электроэрозионным методом прошивки в двух направлениях, что позволяет создать прямоугольное отверстие изогнутой формы, но требует изготовление специального электрода-прошивки, что приводит к увеличению времени

изготовления и удорожанию процесса. Помимо этого, наконечник имеет маленькие габариты, из-за этого возникают сложности в ее изготовлении. Наконечник изображен на рисунке 3.

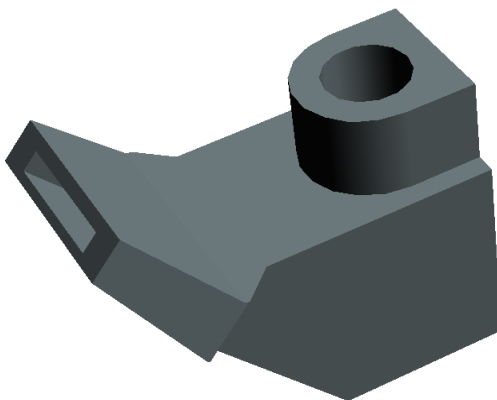


Рис.3

Было принято решение изготовить наконечники на 3D принтере методом послойного порошкового спекания металлической крошки, что значительно сократило время производства и снизило стоимость изделия. Было проведено сравнение стоимости методов изготовления данной детали, которое представлено в таблице 1.

Таблица 1. Стоимость изготовления наконечника.

| Наименование | Трудоемкость изготовления (завод Электросила) (н/ч) | Материал | | Себестоимость изготовления 1 шт. (руб) | |
|--------------|---|---|------------|--|-----------|
| | | Традиционный метод (завод Электросила) | 3D печать | Традиционный метод (завод Электросила) | 3D печать |
| Наконечник 1 | 12 | Лист Б-О-ПН-12x1500x4000 ГОСТ 19903-2015 / 12X18Н10Т-М56 ГОСТ 7350-77 | Сталь 316L | 36 199 | 560 |
| Наконечник 2 | 16,9 | | | 50 979 | 560 |
| Наконечник 3 | 13 | | | 39 215 | 560 |

Основные выводы по проделанной работе:

1. Аддитивные технологии существенно упрощают процесс производства оснастки.
2. В ряде случаев использование 3D-печати сокращает затраты на материалы, время на изготовление, тем самым снижает стоимость изделия.
3. Снижается вероятность ошибок в процессе производства.
4. Аддитивные технологии не имеют геометрических ограничений, характерных для традиционных методов обработки и дает возможность создавать оснастку сложной геометрии с внутренними полостями, каналами переменного сечения и другими элементами, которые невозможно или экономически нецелесообразно получить механической обработкой.

Список использованных источников:

1. Канищев М. В., Ульянов Л. М. Введение в аддитивные технологии. Т. 1. Обзор основных технологий 3D-печати. — Москва: Издательский Дом НИТУ «МИСиС», 2023. — 352 с.
2. Беляев Л.В. Введение в аддитивные технологии: учебное пособие / Беляев Л.В., Аборкин А.В. — Владимир: Издательство Владимирского государственного университета, 2023. — 248 с.

Разработка РКД универсального бака масляного для ГТЭ-170, ГТЭ-190 и ГТЭ-65.1

Горынцев М.Г.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

В настоящее время АО «Силовые машины» разрабатывают и изготавливают газовые турбины ГТЭ-170 и ГТЭ-65.1. В объем поставки газотурбинных установок (ГТУ) входит необходимое для обеспечения нормального функционирования (работы) газовых турбин вспомогательное оборудование: системы, блоки, устройства, приспособления, а именно: воздухозаборный тракт, включая комплексное воздухоочистительное устройство (КВОУ) и воздухопроводы; блоки газообразного и аварийного жидкого топлива; система продувочная антипомпажная; система маслоснабжения, блок маслоснабжения системы регулирования; система промывки осевого компрессора; устройство осушающее; каркасы для размещения трубопроводов рабочих сред (топлива, масла); теплоакустическая изоляция.

При разработке вспомогательного оборудования ГТЭ-170.1 использовались прототипы оборудования ГТУ V94.2, которые были освоены Ленинградским металлическим заводом в период 1991–2000 гг. в рамках соглашения между компанией «Сименс» и Министерством энергетического машиностроения СССР.

При проектировании ГТЭ-65.1 за основу был принят прототип газотурбинной установки ГТЭ-65, разработанной и изготовленной на ЛМЗ в период 2003–2008 гг. Поскольку ГТЭ-65.1 превосходит ГТЭ-65 по мощности и еще ряду ключевых параметров, такое вспомогательное оборудование как приводы ВНА и топливных клапанов, система продувочная антипомпажная, блок газообразного топлива, кожух шумозащитный, редуктор были существенно переработаны и усовершенствованы.

Система подачи газообразного топлива предназначена для подачи и регулирования расхода природного газа к камере сгорания (КС) ГТУ в соответствии с режимами пуска, работы и останова, а также для быстрого отсечения потока природного газа к газовой турбине.

Блок газообразного топлива (БГТ) представляет собой отдельно стоящую раму (основание) с размещенными на ней системой трубопроводов и комплектом стопорных и регулирующих клапанов, сбросных свечей и контрольно-измерительных приборов автоматики.

Одним из основных клапанов в БГТ является быстродействующий запорный клапан (БЗК) для быстрого прекращения подачи топлива, устанавливаемый до регулирующего клапана по ходу течения газа. Время закрытия быстрозапорного клапана составляет не более 0,3 сек, что обеспечивает предотвращение разгона ротора ГТУ в случаях аварийного останова

Для регулирования мощности и частоты вращения ГТУ применяется регулирующий клапан (РК), который принимает сигналы от системы автоматического управления (САУ) ГТУ и, соответственно, регулирует (увеличивает или уменьшает) подачу газообразного топлива в КС ГТУ. В случае нештатной работы ГТУ регулирующий клапан обеспечивает быстрое прекращение подачи газообразного топлива в камеры сгорания с целью останова ГТУ

Для обеспечения перехода с диффузионного режима работы камеры сгорания в режим предварительного смешивания служит регулирующий клапан пилотного газа.

Процесс плавного регулирования расхода газообразного топлива, а также быстрого перекрытия подачи топлива обеспечивается за счет применения гидравлических приводов. Усилие зажатия пружин приводов и процесс регулирования создается за счет подачи гидравлического масла с давлением порядка 160 кгс/см². В аварийных режимах, прекращение подачи гидравлического масла побуждает к быстрому разжатию пружин и моментальному закрытию клапанов.

Для удаления газа с участков трубопроводов от запорного клапана до регулирующих клапанов и после них, на БГТ установлены врезки трубопроводов с выходом в атмосферу, которые оборудованы соленоидными клапанами.

Датчики давления (реле давления), установленные на БГТ, учувствуют в алгоритмах работы ГТУ и не позволяют произвести пуск и дальнейшую работу, если на реле давления не подтверждается наличие газообразного топлива требуемого давления. Установленный по месту показывающий манометр позволяет фиксировать величину давления топлива непосредственно у БГТ.

Основная задача при проектировании БГТ - это замена топливных клапанов с приводами зарубежных производителей отечественными аналогами.

Конструкция золотников клапанов должна быть аналогична конструкции прототипа клапана типа «стакан с перфорированными отверстиями» (см. рисунок 1) для обеспечения требуемой расходной характеристики регулирующего клапана: от 0-30% хода штока – равнопроцентная, 30-100% хода штока – линейная (см. рисунок 2).

Одной из новшеств БГТ для ГТЭ 65.1 – применение электромеханических приводов взамен гидравлических приводов для управления топливными клапанами для привода входного направляющего аппарата. Отказ от гидравлической схемы позволил применять 100% российские комплектующие, исключил применение дополнительного оборудования - блока маслоснабжения системы регулирования. Существенными преимуществами данного решения являются: низкая стоимость, более высокая точность позиционирования, легкость и доступность подключения, наиболее полный информационный контроль за параметрами работы, низкий уровень шума и экологическая безопасность.

В 2024 изготовлены головные образцы БГТ 170, разработанные ранее в рамках НИОКР, проведены их испытания. Созданы испытательные стенды для проведения испытаний со снятием характеристик и записи на цифровые носители. В ходе испытаний были внесены необходимые изменения в конструкции блоков и систем для повышения надежности, осуществлена приемка для включения в общую поставку с целью последующей наладки в составе ГТУ и дальнейшей эксплуатации.

В настоящее время продолжаются работы над совершенствованием и повышением качества производимого оборудования, а также предпринимаются шаги по организации изготовления БГТ на производственных площадках АО «СМ».

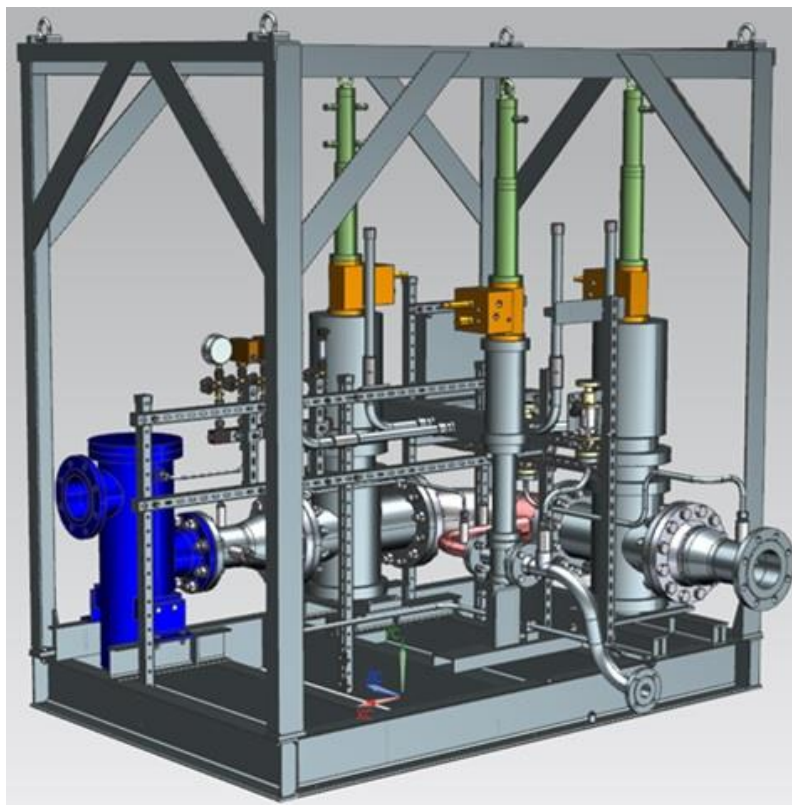


Рис. 1 Блок газообразного топлива для ГТЭ-170

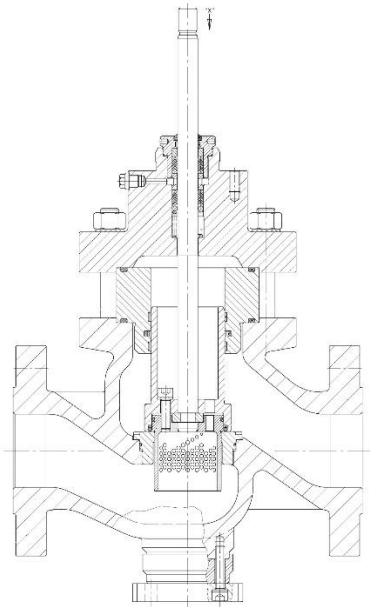


Рис. 2 Продольный разрез топливного клапана

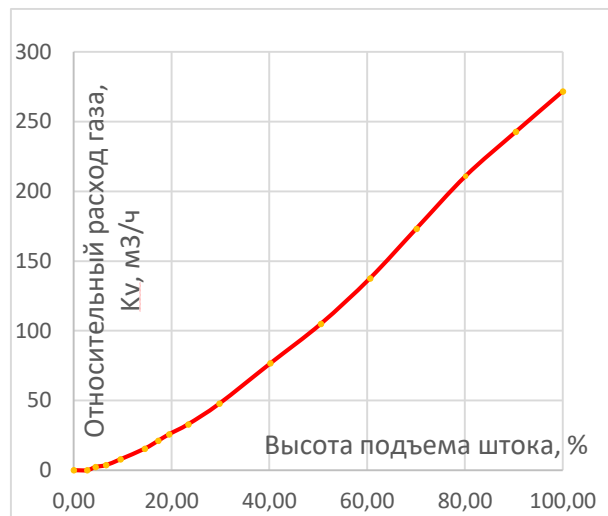


Рис. 3 Расходная характеристика

Разработка новой конструкции углоизмерительного генератора с постоянными магнитами по современным требованиям

Граблин А.М., Марков М.А.

АО «Силовые Машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: углоизмерительный генератор, постоянный магнит, статор, ротор, гидрогенератор, электрическая машина.

Key words: angle measuring generator, permanent magnet, stator, rotor, vertical hydro-generator, electrical machine.

Цель работы – разработка углоизмерительного/регуляторного генератора номинальной мощностью 25 ВА с целью повышения конкурентоспособности и снижения себестоимости гидрогенераторов.

Гипотеза работы. Современные мощные вертикальные гидрогенераторы, как правило, оснащаются углоизмерительными генераторами (Рис.1), которые используются для измерения частоты вращения гидрогенератора. На данный момент углоизмерительный генератор имеет избыточно большую мощность в 250 ВА, и соответственно металло- и трудоемкость. Такая мощность необходима была из-за того, что 2 фазы питали регулятор турбины, сейчас в этом нет необходимости. Сердечник полюса ротора изготавливается из специального сплава, отличающегося хрупкостью, трудностью в обработке и высокой стоимостью. Сердечник статора состоит из основных штампованных листов 0,5 мм, для производства которых, применяют старый

унифицированный штамп, в данном случае паз используется неэффективно, так как его частично заполняют диэлектриком, увеличивая при этом внешний диаметр статора.

Объект работы. Углоизмерительный генератор предназначен для гидрогенераторов ГЭС [1], расположенных в РФ и используется для выдачи сигнального напряжения в систему РЗА для обеспечения срабатывания защиты от режима асинхронного хода, а также измерения частоты вращения гидрогенератора.

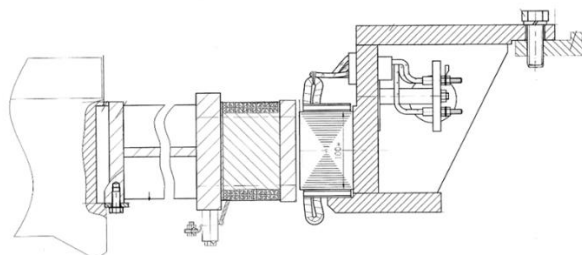


Рис.1 Общий вид регуляторного генератора СПМ

Задачи работы :

- 1) Выполнение электромагнитных расчетов на пониженную мощность;
- 2) Выбор материалов для сплава и формы для постоянных магнитов;
- 3) Проектирование углоизмерительного генератора.

Методы работы. Для начала проектирования и получения габаритных размеров генератора были выполнены электромагнитные расчеты и получено распределение магнитного поля в программе Elcut. Разработка КД была осуществлена в системе NX/ТС с твердотельным моделированием и ассоциативными чертежами.

Результаты работы. Разработан комплект РКД углоизмерительного генератора на сниженную мощность.

Табл.1 – Сравнение существующего и разработанного генераторов

| Параметр | Старая конструкция | Новая конструкция |
|-----------------------|--------------------|-------------------|
| Масса генератора, кг | 2030 | 550 |
| Высота сердечника, мм | 100 | 80 |
| Диаметр расточки, мм | 2000 | 1250 |
| Воздушный зазор, мм | 5 | 5 |
| Число полюсов, шт | 96 | 96 |
| Мощность, кВА | 0,25 | 0,025 |
| Напряжение, В | 110 | 120 |
| Ток | 1,31 | 0,12 |

- 1) Достигнуто снижение массы генератора на 73 %;
- 2) Используются редкоземельные неодимовые магниты.
- 3) Реализована конструкция с магнитами, коэрцитивная сила по магнитной индукции которых в ~20 больше, по сравнению с известной конструкцией [2];

- 4) Разработана конструкция ротора с улучшенным креплением магнитов к ротору;
- 5) Применена конструкция статора без клиньев «ласточкин хвост» - крепление и опрессовка сердечника осуществляется с помощью шпилек [3];
- 6) Разработана облегченная конструкция корпуса статора.

Основные выводы по проделанной работе. Создана конструкция усовершенствованного углоизмерительного генератора, отличающаяся повышенной эффективностью. Для его проектирования разработана специальная методика расчета, а применяемые технические решения гарантируют надежность и рентабельность производства.

Новизна и оригинальность работы. Новизна разрабатываемого генератора заключается в применении современных технологий производства в энергомашиностроении (лазерная резка, использование композитных и редкоземельных материалов), оптимизации и улучшении конструктивных решений.

Ценность работы и перспектива использования в АО Силовые машины, завод Электросила. Полученные результаты будут использованы для разработки УГ в новых и перспективных проектах СКБ ПГ. Ценность работы заключается в снижении себестоимости через уменьшение массы и трудоемкости. В перспективе разработки можно использовать в иных проектах (вспомогательный генератор для гидрогенератора и другие электрические машины ЭЛС).

Список использованных источников:

1. ГОСТ 5616-89. Генераторы и генераторы-двигатели электрические гидротурбинные. Общие технические условия. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. – 18 с.
2. ГОСТ Р 52956-2008 Материалы магнитотвердые спеченные на основе сплава неодим-железо-бор. Классификация. Основные параметры / 52956 2008.
3. Домбровский В.В., Иванов Н.П. Проектирование гидрогенераторов. Часть 2. Л.: Энергия, 1967, 360 с.

Автоматизация процесса проектирования. От заявки до чертежа.

Долинский Н.В.

ПАО ТКЗ «Красный котельщик», г. Таганрог

Ключевые слова: автоматизация, параметризация, типовые

Современные условия конкуренции требуют сокращения сроков изготовления оборудования в течении всего производственного цикла, от получения заявки на участие в тендере, до отгрузки конечному заказчику. В этой связи требуется применение типовых и автоматизированных решений на каждом этапе жизненного цикла детали или оборудования.

Для этого на базе ПАО ТКЗ «Красный котельщик» разработан ряд решений, позволяющих сократить время от получения заявки до выдачи рабочей конструкторской документации в производство.

Все существующие решения формировались путем появления отдельно взятых идей конструкторского бюро ПАО ТКЗ «Красный котельщик». Вначале они были отдельными элементами проектирования, но в настоящее время стали системой. Ниже перечислены ключевые шаги, которые привели к существующему порядку автоматизации процесса проектирования:

1. Параметризированные модели в NX. Идея заключается в создании моделей узлов, благодаря которым выпуск чертежа сводится к внесению данных в таблицу, на основании которых создается модель нужных размеров.

2. Типовые технические требования. Были реализованы для ускорения процесса разработки и проверки на технологичность РКД. Суть заключается в выработке типовых технических требований на отдельные детали и сборочные чертежи, для дальнейшего выбора технических требований при помощи утилиты.

3. Справочник типовых структур. Применяется для типизации структуры изготавливаемого на ТКЗ оборудования, для дальнейшего применения во внутренних процессах.

4. Типовые прототипы. Использование типовых прототипов для расчета трудоемкости и загрузки производства.

После появления этих инструментов, было принято решение о применении этих инструментов в комплексе, внедрив их во внутренние программы ТКЗ и установив последовательность использования:

- Техническое заключение (с использованием типовых структур)
- Создание прототипа (с использованием типовых прототипов)
- Карточка заказа (структура заказа согласно справочника типовых структур)
- Выпуск РКД (параметризированные модели, типовые технические требования)
- Создание детальной описи (согласно типовых структур)
- Создание спецификации материалов для SAP (согласно типовых структур)

Весь процесс от заявки до чертежа и выдачи в производство занимает меньше времени в связи с тем, что ранее каждый, из перечисленных выше этапов происходил в ручном режиме, сейчас достаточно выбрать необходимую структуру и прототип, внести данные в параметризованную модель и выбрать необходимые требования. Автоматизация процессов также исключает появление ошибок на всех этапах проектирования, при использовании вышеизложенных программных решений.

Определение меди в охлаждающей воде при проведении испытаний турбогенераторов Дьяконова М.В.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: турбогенератор, система водяного охлаждения, обмотка статора, коррозия меди

Key words: turbogenerator, water cooling system, stator winding, corrosion of copper

Актуальность

Медь является элементом электрических проводников в крупных синхронных электрических машинах – турбогенераторах. В настоящее время широко применяется система водяного охлаждения. Процесс охлаждения заключается в отведении тепла через специальные полые трубки, составляющие обмотку статора турбогенератора, которые являются каналами для протока охлаждающей дистиллированной воды.

Гипотеза работы

При воздействии воды происходит переход меди в растворённое (ионное) состояние, образуются оксиды меди (I) и (II). Данные соединения, оседая на внутренних поверхностях трубок, образуют комплексную барьерную плёнку. Сужаются размеры трубок, что приводит к закупорке каналов циркуляции охлаждающей воды, плохому теплоотведению, критическому повышению температуры и, как следствие, выходу из строя турбогенератора. По этой причине содержание меди в охлаждающей воде должно обязательно регламентироваться.

Целью данной работы является определение допустимого содержания меди, которое не влияет на активное образование окислов, в охлаждающей воде во время проведения испытаний турбогенераторов.

Объектом исследования выступает охлаждающая вода, участвующая в системе водяного охлаждения обмотки статора турбогенератора.

Задачи работы

Для достижения поставленной цели требуется:

1. Проведение количественного химического анализа методом, позволяющим с наиболее высокой точностью определить содержание меди в охлаждающей воде.
2. Передача полученных значений в конструкторское подразделение АО «Силовые машины».
3. Дальнейшая разработка стандартизированных допустимых значений на охлаждающую воду.
4. Отслеживание динамики содержания меди для обеспечения надёжности и эксплуатационной стойкости работы турбогенератора.

Количественный анализ, экспериментальные расчёты использовались в качестве **методов** исследования в ходе проведения работы.

Оценивали влияние водородного показателя (рН) и удельной электрической проводимости (УЭП) на содержание меди в охлаждающей воде по результатам лабораторных исследований. **Результаты** представлены в виде графиков, изображенных на рисунках 1 и 2.

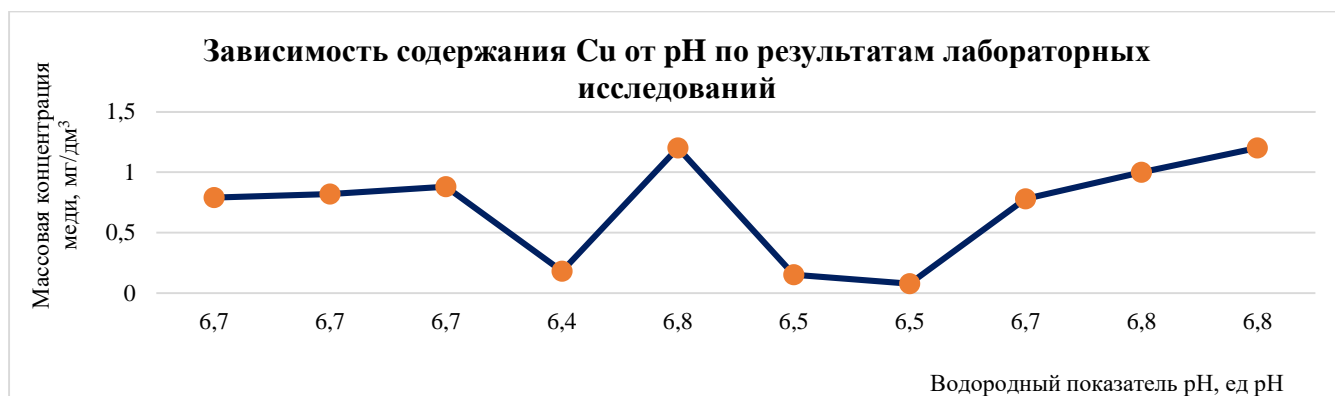


Рис. 1 – Зависимость содержания меди от рН по результатам лабораторных исследований

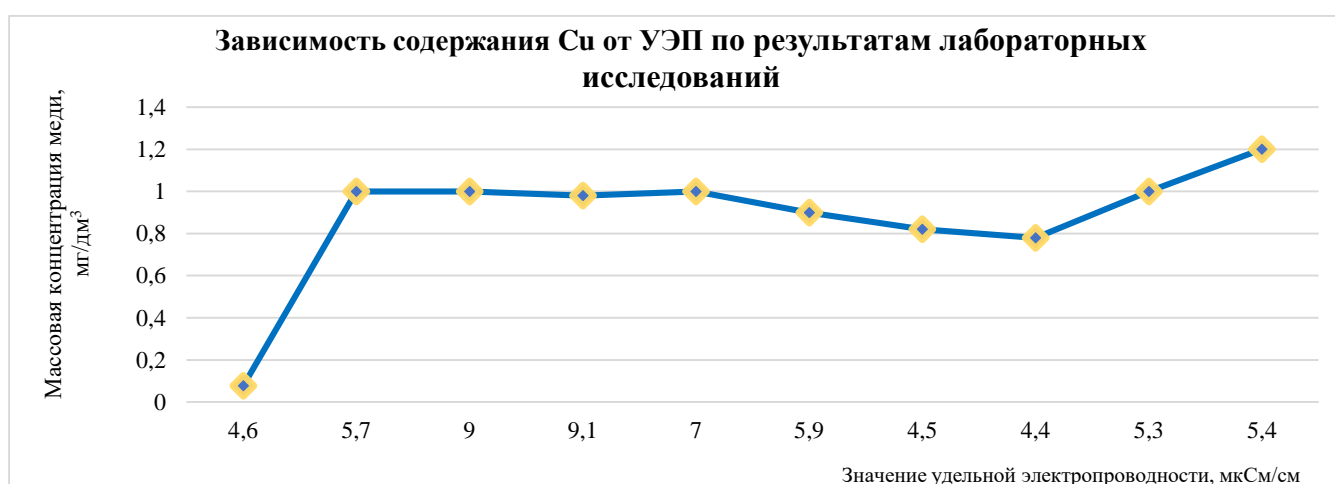


Рис. 2 – Зависимость содержания меди от УЭП по результатам лабораторных исследований

При значениях 6,4-6,8 ед рН по результатам наших исследований содержание меди составляет приблизительно 1 мг/дм³. Максимальной концентрации меди соответствует величина водородного показателя равная 6,8 ед. рН. Мониторинг рН является важным показателем для описания водно-химического режима статора, но не оказывает решающего влияния на процесс коррозии меди. Вследствие различных режимов потока воды в статоре (ламинарный, турбулентный, переходный) существуют сложности с проведением прямых измерений рН.

Выводы: индикатором процесса является удельная электропроводность. Результаты измерения УЭП показывают, что в диапазоне от 4,4 до 9,1 мкСм/см наблюдается содержание

меди 1 мг/дм³. Высокая электропроводность указывает на повышенную минерализацию, большее количество растворимых в воде солей (сульфаты, хлориды, нитраты, бикарбонаты и т. д.), т. е. более активное протекание электрохимических реакций, ускоряющих процесс коррозии меди.

Новизна работы состоит в разработке и внедрении необходимого нормативного документа, содержащего значения допустимой концентрации меди в охлаждающей воде.

Ценность исследования – предотвратить возникновение перегрева обмотки статора и аварийных ситуаций, оптимизировать срок службы турбогенератора, эффективность и надежность его работы.

Перспектива использования результатов работы предполагает поддержание водно-химического режима на определенном стабильном уровне с мониторингом содержания меди, показателей pH и УЭП. При этом не должно происходить вымывания конструкционной меди из обмотки статора турбогенератора. Необходимо ведение процесса таким образом, чтобы в результате окисления меди образовывался оксид меди (II), который является наиболее благоприятным, защищающим обмотку статора от растворения меди.

Список использованных источников:

1. Самородов, Ю. Н. Причины и последствия аварий и отказов турбогенераторов / Ю. Н. Самородов // Энергия единой сети. – 2014. – № 2(13). – С. 70-80. – EDN SIMDCV.

2. Коррозия полых медных проводников в системах непосредственного водяного охлаждения обмоток турбогенераторов // Universum: технические науки : электрон. научн. журн. Иванов А.С. [и др.]. 2016. № 11 (32). URL: <https://7universum.com/ru/tech/archive/item/3943> (дата обращения: 18.11.2025).

Расчетное обоснование экономической эффективности внедрения в производство комплекса роботизированной сварки с системой машинного зрения на примере изготовления детали Проставка ГЦНА

Елесов Д.В.

Филиал АО «АЭМ-технологии» «Петрозаводскмаш» в г. Петрозаводск

В докладе представлено расчетное обоснование экономической целесообразности внедрения роботизированного сварочного комплекса с системой машинного зрения для изготовления детали “Проставка” корпуса сферического ГЦНА на предприятиях атомной промышленности. Проведен сравнительный анализ трудоемкости операций ручной и роботизированной сварки, демонстрирующий значительное сокращение времени производства и снижение себестоимости изделия при использовании автоматизированного комплекса. Оценено влияние внедрения роботизации на производственную себестоимость в рамках дорожной карты на период 2025-2030 гг. Представлена концепция роботизированного

сварочного комплекса, включающая требования к составным элементам и функционированию системы машинного зрения для обеспечения эффективной и качественной сварки. Обосновывается экономическая эффективность инвестиций в приобретение роботизированного комплекса, показывающая окупаемость в течение срока, приемлемого для отрасли.

ВВЕДЕНИЕ

Доклад описывает пример подхода технологического сопровождения к процедуре внедрения в производство роботизированного комплекса сварки, в части более углублённого обоснования экономической эффективности и прагматичности задействования производственных мощностей.

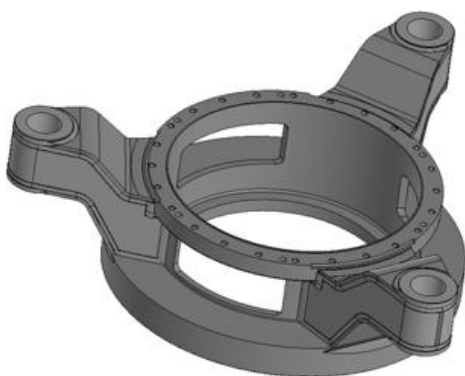


Рис.1 Общий вид детали Проставка

Предприятия атомной промышленности ограничены в возможностях модернизации, в основном совершенствуя имеющиеся технологии и повышая производительность. Приоритетом является оптимизация не только производственных процессов, но и подходов к инженерно-технологическому сопровождению. Доклад описывает пример подхода к обоснованию экономической эффективности внедрения роботизированной сварки.

Задача:

- Сравнить трудоемкость ручной и роботизированной сварки.
- Рассчитать снижение себестоимости детали «Проставка» при внедрении роботизированного комплекса (дорожная карта 2025–2030).
- Описать концепцию роботизированного комплекса с машинным зрением и лазерным сканированием.

Решение:

Общий объём наплавленного металла на деталь «Проставка» — 260,5 кг. Полуавтоматическая сварка выбрана в качестве приоритетного способа для роботизированного комплекса с учётом производительности, пространственного положения и

стоимости материалов. Анализ потерь рабочего времени электросварщика показывает, что роботизированная сварка производительнее на 48%.

- Исходная трудоемкость сварочной операции — 420 н/ч.
- Трудоемкость роботизированного комплекса (с учётом машинного зрения) — 240,5 н/ч.
- Сокращение трудоемкости на одну деталь — 179,5 н/ч.
- Экономический эффект от внедрения (дорожная карта 2030) — 54 455 992 руб.
- Стоимость роботизированного комплекса — около 35 000 000 рублей.
- Окупаемость оборудования – менее 5 лет.

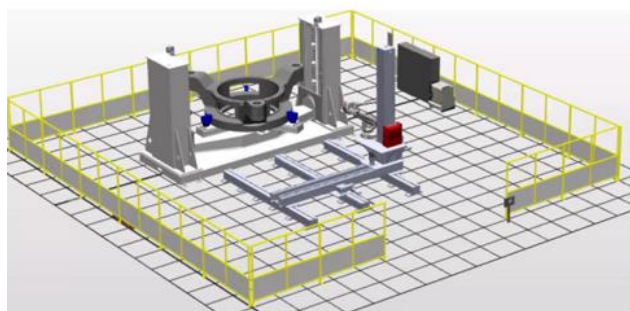


Рис.2 Схема компоновки сварочного роботизированного комплекса

Описание роботизированного комплекса:

- Состав: шарнирно-сочленённый робот, инверторный сварочный источник, система машинного зрения, манипулятор-позиционер
- Функции машинного зрения: отслеживание шва в реальном времени, диверсификация (адаптация к материалам и процессам), поиск шва, отслеживание шва (сканирование).
- Требования к интегрированным системам: преобразование координат, отслеживание в реальном времени, адаптивная сварка.

Выводы:

- Представлен подход к оптимизации процесса технологического обеспечения на примере внедрения в производство комплекса роботизированной сварки для изготовления детали Проставка изделия ГЦНА.
- Обоснование представлено через сравнение трудоемкости, расчет сокращения себестоимости и описание концепции комплекса.
- Производительность процесса сварки повышается на 48%.

Список использованных источников:

1. ПНАЭ Г-7-010-89. Оборудование и трубопроводы атомных энергетических установок. Сварные соединения и наплавки. Правила контроля.

2. ПНАЭ Г-7-009-89. Оборудование и трубопроводы атомных энергетических установок. Сварка и наплавка. Основные положения.

3. ГОСТ 14771-76. Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

4. ГОСТ 5264-80. Ручная дуговая сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

5. ГОСТ 8713-79. Сварка под флюсом. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

6. Нормирование сварочных материалов для дуговой сварки. Сварочное пособие. Томский промышленно-гуманитарный колледж. 2017.

7. Методика расчета норм расхода сварочных материалов при проведении сварочных работ АМ 199.00.00.250 Д. АО «АЭМ-технологии», гСанкт-Петербург, 2018.

Определение момента вращения рулевого колеса без вмешательства в работу системы рулевого управления

Елисеев Е.И. , Григорьев Л.В.
СПБГЭТУ «ЛЭТИ», Санкт-Петербург

Аннотация. Чтобы обеспечить безопасность автономного вождения автомобиля водитель должен иметь возможность быстро перехватывать управление на себя. Одним из способов обеспечения этого является оценка крутящего момента на рулевом колесе. Поскольку вмешательство в рулевую систему транспортного средства недопустимо, необходимо разработать метод определения усилия от водителя без конструкционных изменений системы. Для этой цели мы предлагаем использовать энкодеры с хорошей точностью и с их помощью определять угол скручивания рулевого вала. В этом случае возможно создание достаточно чувствительного элемента беспилотной системы, позволяющего обеспечить безопасность передвижения транспорта без вмешательства в работу основных узлов рулевого управления.

Ключевые слова: измерение момента вращения, энкодер, беспилотное транспортное средство, безопасность.

ВВЕДЕНИЕ

Рулевая колонка представляет собой систему валов, соединённых карданными передачами и предназначенных для передачи момента вращения на рулевую рейку автомобиля. В качестве усилителя обычно применяется гидро- или электроусилители. Если с управлением автомобиля у водителя не возникает вопросов, то в случае управления беспилотной системой есть трудности. Для обеспечения требований ПДД и безопасности движения рулевая система не должна видоизменяться, что делает невозможным установку готового датчика момента в

разрыв системы рулевого управления. Поэтому целью нашей работы стала разработка системы измерения момента усилия на валу без разрыва самого вала рулевой колонки.

На нашем транспортном средстве (ТС) установлен гидроусилитель руля (ГУР). Вал рулевой колонки приводится в движение промышленным сервоприводом через редуктор, установленный перед карданом (Рисунок 1, указатель А). Данная система отлично работает и имеет хорошие характеристики. Но с точки зрения безопасности оператора и возможности быстро вмешаться в управление данная система не приемлема. Мы хотим иметь возможность перехватывать управление у системы, выключая или приостанавливая беспилотное движение по лёгкому воздействию на рулевое колесо, что уже реализовано во многих готовых решениях, например, у компании Tesla.

Установленная сейчас система не позволяет этого сделать, из-за невозможности «пересилить» привод, тем самым механически перехватить управление, или определить момент по нагрузке на привод.

Рис. 1. Рулевой вал ТС с отмеченным местом посадки шестерни внешнего привода

РЕШЕНИЕ

Принимая во внимание изложенные ранее проблемы, мы пришли к решению: использовать в качестве торсиона рулевой вал. Для увеличения угла скручивания вала мы будем использовать всю длину вала от рулевого колеса до шестерни привода (расстояние АВ $\approx 1\text{ м}$ на рис. 2). Вероятно, данный вал изготовлен из стали марки Ст5 или аналогичной углеродистой конструкционной стали с модулем сдвига 74000 ГПа . Это позволит получить торсион, который по грубым расчётам (рис. 3) даст скручивание порядка $0,9353^\circ$ при вращательном моменте 20 Нм или силе в $2,6\text{ кг}$, прилагаемой каждой рукой водителя. Одна из предполагаемых проблем данного решения: трудность определения точного значения момента вращения из-за неравномерности характеристик вала в пространстве, но для задачи определения наличия усилия со стороны водителя данного решения достаточно.

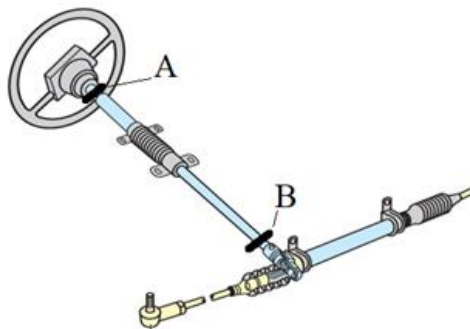


Рис. 2. Схема расположения измерительных устройств

Также в результате работы будет разработана система с возможностью подруливания при слабом воздействии водителя. Данное решение может позволить выделить не только наличие внешнего усилия, приложенного к рулевой колонке оператором, но и оценить его значение с приемлемой для инженерных расчетов точностью.

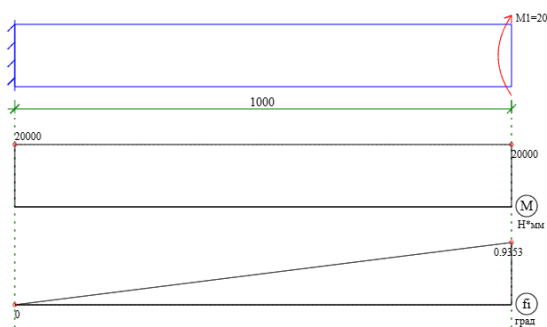


Рис. 3. Расчёт скручивания вала

ТЕСТОВЫЙ МАКЕТ

Для получения угла скручивания для тестирования метода решения проблемы данной статьи был использован промышленный энкодер ЛИР-ДА-158АТ, передающий данные в виде параллельного 12 битного кода Грея. Для ускорения процесса тестирования программа для считывания угла поворота энкодера была отлажена в реальном времени на макетной плате Mega 2560. Которая считывает с энкодера код Грея и выдаёт оператору на терминал угол поворота с точностью 0,088°.

Для тестирования системы использовалась рулевая колонка автомобиля. Выходная часть вала жёстко закреплена, а энкодер был неподвижно закреплён так, что вал рулевой колонки крепится к рулевому колесу, как показано на фото 1. Приложенное оператором усилие к рулевому колесу позволяло оценить величину скручивания рулевого вала. В результате сравнения численного моделирования и проведения натурального эксперимента было установлено, что расчётные данные (рис. 3), достаточно точно совпадают с реальностью. Величина угла скручивания составила 0,7°.



Фото 1. Тестовый макет

ВЫВОД

В итоге работы была экспериментально подтверждена возможность измерения момента вращения длинного вала в реальном масштабе времени с помощью энкодера.

При использовании в качестве датчика угла поворота внешнего энкодера были зафиксированы следующие проблемы:

1. Люфт в шестернях и жёсткость валов снижают точность;
2. Отсутствие свободного места для установки шестерней и энкодера непосредственно у места измерения.

В этой связи, в дальнейшем, выходом из сложившейся ситуации может быть отказ от применения промышленных оптических энкодеров и использование устанавливаемых непосредственно на вал в месте измерения электромагнитных энкодеров.

Также хотелось бы отказаться от дополнительных вычислителей и сделать вычитающее устройство аппаратным, а не программным.

Список использованных источников:

1. Зудин В. Л. Датчики: измерение перемещений, деформаций и усилий : учебное пособие для вузов / В. Л. Зудин, Ю. П. Жуков, А. Г. Маланов. – 2-е изд. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2020. – 256 с.
2. Брускин Д. Э. Электрические машины : учебник для вузов / Д. Э. Брускин, А. Е. Зорохович, В. С. Хвостов. – М. : Академия, 2015. – 432 с.
3. Тюрин М. В. Датчики крутящего момента и угла скручивания торсиона : дис. ... канд. техн. наук / М. В. Тюрин. – Новосибирск : НГТУ, 2010. – 150 с.

Аддитивное производство керамических изделий из полифракционных смесей Зарифжонов Ж.Ф.

АО «Силовые машины», Уфа

Ключевые слова: аддитивные технологии, фотополимеризация, 3D-печать, линейная усадка
Key words: additive manufacturing, ceramic, photopolymerization, 3D printing, linear shrinkage

Исследование выполнено в УУНиТ в рамках магистерской диссертации и является продолжением изысканий, отраженных в патентной заявке №2024133654 от 29.11.2024.

Современное литейное производство характеризуется активным внедрением аддитивных технологий, которые позволяют принципиально изменить подход к созданию литейной оснастки и форм. Одним из ключевых направлений в этой области является изготовление керамических изделий.

Цель данной работы - разработка и экспериментальное обоснование метода аддитивного производства керамических изделий из полифракционных смесей, направленного на повышение плотности и снижение усадки готовых изделий за счет применения технологии фильтрации избытка фотополимерного связующего.

Гипотеза исследования состояла в предположении, что использование специально разработанных текучих полифракционных керамических составов в сочетании с технологией

фильтрации избытка связующего через пористую подложку позволит добиться линейной усадки не более 1,5% и повышения плотности изделий, что критически важно для производства высокоточных литейных форм и стержней.

Объект исследования: технологический процесс послойного синтеза керамических изделий из полифракционных смесей, предназначенный для изготовления изделий сложной геометрии (например, лопаток ГТУ) с минимальной усадкой.

Задачи работы:

1. Разработать технологию послойного формирования керамических изделий, включающую этап фильтрации связующего.
2. Провести экспериментальную проверку влияния фильтрации на плотность, пористость и линейную усадку образцов.

Методы исследования включали разработку реологического состава керамических смесей, проектирование и проведение эксперимента по послойному синтезу с фильтрацией, а также сравнительный анализ физико-механических характеристик (относительная плотность, открытая пористость, линейная усадка) полученных образцов.

Технология послойного формирования керамических изделий

Была разработана технология, включающая следующие ключевые этапы:

1. Построение растворимой оболочки

На платформе 3D-принтера послойно печатают растворимую или выжигаемую оболочку и пористую подложку, которые служат формой и фильтрующим основанием.

2. Нанесение керамической смеси

В полость оболочки наносят слой текучей керамической смеси, толщиной 0,1–5 мм. Высокое содержание фотополимера (10-20%) обеспечивает текучесть и равномерность слоя, что позволяет использовать полифракционные керамические составы.

3. Фильтрация связующего

Избыточный фотополимер фильтруется через пористую подложку, что:

- предотвращает седиментацию крупных фракций,
- уплотняет слой,
- повышает равномерность структуры.

Фильтрация может быть усилена вакуумным всасыванием, что увеличивает плотность и снижает пористость.

4. УФ-полимеризация слоя

Слой облучается УФ-излучением сквозь материал оболочки, что приводит к полимеризации и формированию твердого фрагмента изделия. Операции нанесения, фильтрации и полимеризации повторяют до полного построения изделия-сырца.

5. Удаление оболочки и спекание

После завершения построения оболочку выжигают (400–600°C), затем проводят спекание изделия при 1380 °С, получая плотный керамический объект с минимальной усадкой около 1,5%.

Результаты работы

В ходе экспериментов была реализована описанная технология. Разработаны полифракционные керамические составы на основе огнеупорных наполнителей (электрокорунда и плавленного кварца) и УФ-смол, адаптированных для DLP/LCD/SLA-принтеров. Полученные смеси продемонстрировали высокую текучесть и равномерное распределение частиц в слое.

Экспериментальное исследование подтвердило, что фильтрация избытка фотополимера существенно влияет на структуру изделий. Результаты измерений представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Влияние фильтрации связующего на характеристики керамических образцов

| № | № образцов | Воздействие при фильтрации керамической смеси от фотополимера | Относительная плотность образцов, % | Открытая пористость образцов, % | Линейная усадка, % |
|---|------------|---|-------------------------------------|---------------------------------|--------------------|
| 1 | 1 | Нет | 70 | 7 | 1,5 |
| 2 | 1а | Вакуумное всасывание | 71 | 4 | 1,3 |
| 3 | 2 | Нет | 70,7 | 7 | 1,5 |
| 4 | 2а | Вакуумное всасывание | 71,4 | 4 | 1,3 |
| 5 | 3 | Нет | 69,7 | 5 | 1,6 |
| 6 | 3а | Вакуумное всасывание | 70,4 | 3 | 1,4 |

Заключение

В результате проведенного исследования была описана технология изготовления керамических изделий методом аддитивных технологий. Преимущество данной методики заключается в возможности получения изделий с высокой точностью геометрии, низкой линейной усадкой (1,5%).

Экспериментально подтверждено, что применение фильтрации повышает относительную плотность керамики (до 71,4 %) и существенно уменьшает её пористость, что напрямую влияет на снижение усадки. Полученные изделия характеризуются более высокой плотностью и лучшей структурной однородностью по сравнению с образцами, изготовленными по традиционным аддитивным технологиям.

Новизна работы состоит в использовании текучих полифракционных смесей с фильтрацией при послойном формировании изделия, что ранее не применялось в известных технологиях аддитивного производства керамики.

Практическая ценность для АО «Силовые машины» состоит в возможности применения данной технологии для высокоточного изготовления керамических стержней и литейных форм для производства турбинных лопаток сложной геометрии, что позволит повысить качество конечной продукции.

Перспектива использования – интеграция разработанной методики в технологические процессы компании для опытного и последующего серийного производства.

**Конструкции экономайзеров,
изготавливаемых на ПАО «ТКЗ «Красный котельщик»
Зимзин И.Д.**

ПАО «ТКЗ «Красный котельщик», г. Таганрог

Ключевые слова: поверхность нагрева, экономайзер, оребрение труб, котёл, котельная установка.

Key words: heating surface, economizer, finned tubes, boiler, boiler plant.

Введение

Современные котельные установки предъявляют высокие требования к эффективности и надежности теплообменного оборудования. Экономайзеры, как ключевой элемент системы утилизации тепла уходящих газов, играют важнейшую роль в повышении КПД котла.

На ПАО «ТКЗ «Красный котельщик» накоплен значительный опыт проектирования и освоено производство четырёх основных типов конструкций экономайзеров: гладкотрубного, со спиральным оребрением, мембранного (с продольным оребрением) и лепесткового (с поперечным оребрением), что позволяет оптимально подбирать конструкцию под конкретные технические условия.

Актуальность и перспективы работы. В докладе рассматриваются конструкции экономайзеров, применяемых в настоящее время, для котлов производства ПАО «ТКЗ «Красный котельщик». Приводятся описания конструкций, особенности их применения, преимущества и недостатки в зависимости от вида топлива и условий эксплуатации. Особое внимание уделено перспективной конструкции лепесткового экономайзера, использованной в проекте котла для Нерюнгринской ГРЭС.

Цель и объект работы. Целью работы является ознакомление слушателей с конструктивными особенностями, областью применения и эксплуатационных характеристик экономайзеров, производимых на ПАО «ТКЗ «Красный котельщик»». В работе

рассматриваются преимущества и ограничения каждого типа конструкций для различных видов топлива и условий работы котлов.

Выводы

1. На ПАО «ТКЗ «Красный котельщик»» применяется комплексный подход к проектированию экономайзеров, использующий все четыре типа конструкций.
2. Выбор конкретного типа (гладкотрубный, спирально-оребрённый, мембранный или лепестковый) строго обосновывается технико-экономическим расчётом и условиями эксплуатации котла.
3. Внедрение лепесткового экономайзера расширило номенклатуру решений завода для сложных видов топлива и условий, требующих повышенной стойкости к загрязнениям и эрозии.

Заключение. В настоящее время на ПАО «ТКЗ «Красный котельщик» используются все перечисленные типы конструкций экономайзеров. Это позволяет гибко подходить к проектированию котельных установок и выбирать оптимальное техническое решение, полностью соответствующее требованиям заказчика и специфическим условиям эксплуатации.

Выражаю благодарность за помощь в подготовке работы и ценные консультации:

Янчевскому Геннадию Олеговичу, начальнику отдела КОПК ТКЗ;
Гдалевичу Андрею Владимировичу, начальнику сектора КОПК/СБК ТКЗ;
Югай Леониду Дмитриевичу, главному специалисту КОПК/СБК ТКЗ.

Список использованных источников

1. Котельные установки электростанций: Учебник для техникумов / Резников М. И., Липов Ю. М. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 288 с.
2. СТО ЦКТИ 10.002-2007. Элементы трубные поверхностей нагрева, трубы соединительные в пределах котла и коллектора стационарных котлов. – НПО ЦКТИ, СПб, 2007.
3. РТМ 108.030.140 – 87. Расчёт и рекомендации по проектированию поперечно-оребрённых конвективных поверхностей нагрева стационарных котлов.

Повышение аэродинамического совершенства многоступенчатого осевого компрессора ГТЭ-65 с применением методов численного моделирования Золотухин А.С.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: ГТЭ-65, осевой компрессор, вычислительная газовая динамика, ANSYS, CFX

Key words: GTU-65, axial compressor, computational fluid dynamics, ANSYS, CFX

Разработка многоступенчатых осевых компрессоров и их производство являются совокупностью большого числа областей знания и наукоёмких технологий. На различных этапах разработки применяются методы проектирования различной мерности: расчет по среднему диаметру (1D), осесимметричный расчет невязкого потока (2D), трехмерный расчет вязкого течения (3D). Современные методы численного вязкого течения в лопаточных машинах позволяют сформировать целостное представление о картине течения и скорректировать пространственную форму пера лопатки, полученную на этапах 1D и 2D проектирования.

Целью работы является предложение мер по повышению аэродинамического совершенства многоступенчатого осевого компрессора ГТЭ-65 с применением методов численного моделирования. Поставленная цель достигается путем выполнения следующих задач: анализ характера течения в ступенях компрессора; анализ возможных методов доводки пространственной формы перьев лопаток компрессора в венцах с локальными отрывами потока; реализация рассмотренных методов; сопоставление полученных результатов с исходным вариантом.

В качестве объекта исследования выступает многоступенчатый осевой компрессор установки ГТЭ-65 [1].

Поставленная цель выполняется с применением системы численного моделирования ANSYS, а конкретно модуль CFX.

На основе численного моделирования обнаружены места сепарации потока со стороны разряжения в следующих направляющих аппаратах (НА) компрессора: периферия НА второй ступени; корень НА ступеней с пятой по седьмую (рис.1). Подобного рода явления негативным образом влияют на картину течения в межлопаточном канале, загромождают его и снижая характеристики всего компрессора – запасы газодинамической устойчивости (Δk_y), степени повышения полного давления (π_k^*) и КПД (η).

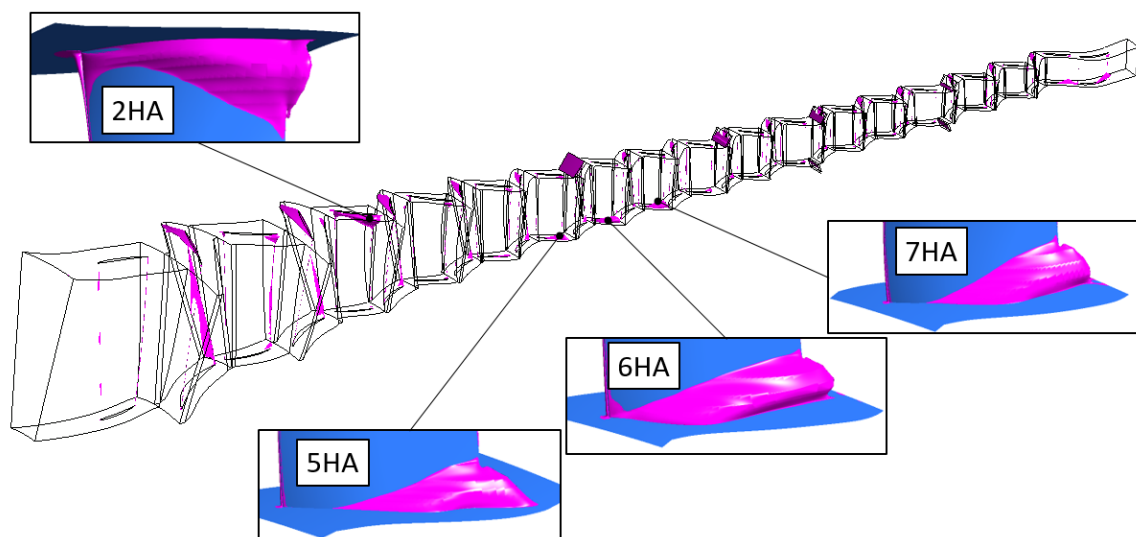


Рис.1. Визуализация угловых отрывов в компрессоре ГТЭ-65

В рассматриваемом случае угловой отрыв продуцируется ударным натеканием на область корыта (отрицательным углом атаки ($i < 0$)), а также образованием положительного градиента давления по нормали к поверхности спинке лопатки ($\frac{\partial p}{\partial n} > 0$).

С целью нивелирования отрицательного угла атаки достаточной мерой является прикрытием характерного сечения лопатки до уровня $i=0$.

Для устранения второй причины широкое распространение получило применение тангенциального навала – выноса центра масс сечений в окружном направлении в сторону корыта лопатки [2-5].

Рассматриваемые корректировки геометрии НА приведены в таблице.

Таблица. Методы корректировки геометрии НА

| Венец | Положение | Природа возникновения отрыва | Мера воздействия |
|-------|-----------|---|---|
| 2НА | Периферия | $i < 0$ | прикрытие периферийного сечения на 2° |
| 5НА | Корень | $i < 0$ и $\frac{\partial p}{\partial n} > 0$ | прикрытие корневого сечения на 2° и тангенциальный навал |
| 6НА | | | |
| 7НА | | $i < 0$ | прикрытие периферийного сечения на 1° |

При этом, в качестве дополнительной меры по разгрузке среднего блока ступеней принято решение о прикрытии седьмой рабочей лопатки (7РЛ).

В работе рассматривается различная совокупность вышеуказанных изменений, что позволяет оценить их взаимное влияние при разных постановках задачи.

Полученные по результатам исследования альтернативные варианты проточной части обеспечивают прирост интегральных параметров: Δk_y – от 1,3 до 2,8; адиабатического КПД компрессора в расчетной точке ($\eta_{к,ад}$) – от 0,14 до 0,24%. При этом обеспечено минимальное

отклонением по величине массового расхода на входе в компрессор и π_k^* ($< 3\%$) в расчетной точке.

Изменения характера течения в расчетной точке подтверждается с помощью изоповерхностей отрицательных скоростей (рис.2), которые указывают на значительное снижение зон угловых отрывов. Так, в качестве примера приведены результаты модели с измененными: 2НА, 5НА, 7РЛ и 7НА.

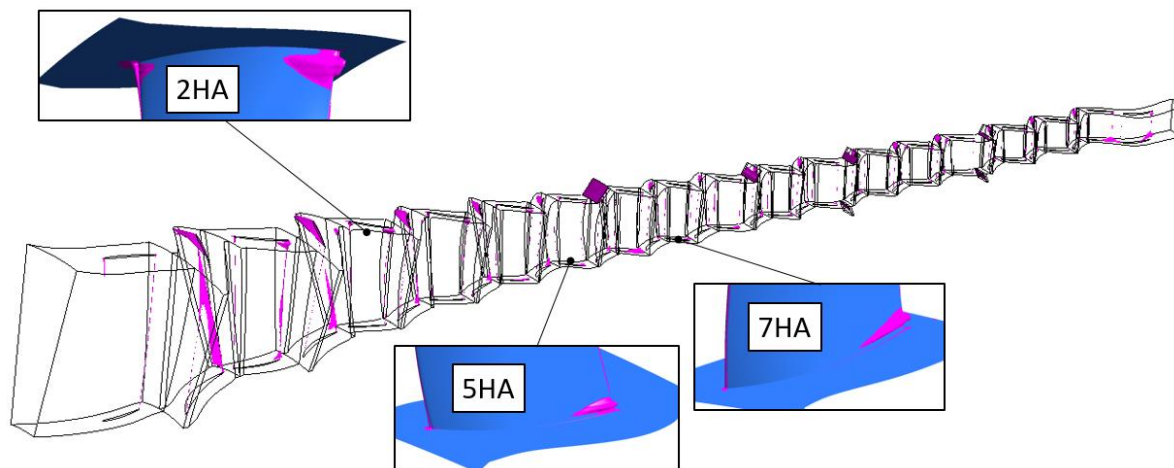


Рис.2. Уменьшение габаритов угловых отрывов в одном из альтернативных вариантов

В ходе работы были предложены мероприятия по повышению аэродинамической эффективности многоступенчатого осевого компрессора ГТЭ-65 путем применения прикрытия НА и их тангенциального навала. Предлагаемые мероприятия предлагается рассматривать для возможной реализации в дальнейших модификациях ГТЭ-65, а также в ГТУ на её основе.

Список использованных источников:

1. Газовые турбины средней и большой мощности // "Силовые машины" URL: <https://power-m.ru/customers/thermal-power/gas-turbines/> (дата обращения: 10.09.2025).
2. Серков С. А. Идентификация и устранение углового отрыва потока в лопаточных венцах при решении задач численного моделирования течения в осевых компрессорах ГТД: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.04. 12 : дис. – б. и., 2019.
3. Дейч, М.Е. Техническая газодинамика / М.Е. Дейч. – М.: Госэнергоатомиздат, 1961. – 669 с.
4. Wang, Z The effect of the pressure distribution in a three-dimensional flow field of a cascade on the type of curved blade / Z. Wang, J. Su, J. Zhong // ASME. – 1997. paper 94-GT409

5. Weingold, H. Bowed stators: An example of CFD applied to improve multistage compressor efficiency / H. Weingold, R. Neubert, R. Behlke, G. Potter // ASME Journal of Turbomachinery. – 1997. – vol 119, pp. 161-168.

**Интеграция водородных топливных элементов в энергетические системы
с оценкой вариантов применения
Золотухина Е.Ю.**

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: водородные топливные элементы, возобновляемые источники энергии, ветрогенераторы, тепловые электростанции, электромобили, накопление энергии.

Key words: hydrogen fuel cells, renewable energy sources, wind turbines, thermal power plants, electric vehicles, energy storage.

В условиях глобальных климатических изменений и растущей необходимости в переходе на возобновляемые источники энергии, интеграция водородных топливных элементов (ТЭ) в существующие энергетические системы становится наиболее актуальной. В данной статье рассматриваются варианты внедрения ТЭ с различными энергетическими системами, включая ветроэнергетические установки (ВЭУ), гибридные энергетические установки (ГЭУ), аккумуляторы для электромобилей и зарядные станции для них. Исследование направлено на оценку эффективности интеграции ТЭ с другими устройствами, их потенциал к снижению углеродного следа и повышению устойчивости системы. В ходе исследования была разработана математическая модель ТЭ в системе MatLab для возможности дальнейшего интегрирования с рассматриваемыми вариантами систем и другими устройствами.

Целью исследования является разработка технически обоснованных решений и расчетных моделей для интеграции ТЭ во вновь создаваемые или модернизируемые энергетические объекты с целью повышения их энергоэффективности и устойчивости

Интеграция ТЭ с возобновляемыми источниками энергии (в частности, с ВЭУ) и другими устройствами может позволить значительно повысить общую эффективность системы и снизить углеродный след, принося значительную энергетическую и экономическую выгоду. Предполагается, что внедрение ТЭ в рассматриваемые устройства может позволить:

- сократить потери энергии от нерегулярности ВЭУ на 25-35 %;
- обеспечить снижение выбросов CO_2 в ГЭУ за счет частичного замещения ископаемого топлива;
- увеличить запас хода электромобилей на 40-60 % при сохранении массы батареи;

- создаст экономически эффективную инфраструктуру быстрых зарядных станций с автономным энергоснабжением.

При выполнении исследования были поставлены следующие задачи:

- изучить существующие технологии внедрения ТЭ;
- провести анализ применения ТЭ с ВЭУ и оценить ключевые параметры установки;
- провести анализ применения ТЭ с ГЭУ и оценить ключевые параметры установки;
- рассмотреть возможность применения ТЭ в качестве аккумуляторов и зарядных станций для электромобилей;
- проанализировать технические параметры ТЭ для четырех рассматриваемых сценариев;
- разработать расчетную модель ТЭ в системе MatLab.

Установлено, что интеграция ТЭ с ВЭУ позволяет эффективно аккумулировать избыточную энергию и использовать ее в периоды низкой выработки, снижая тем самым потери и повышая общую стабильность энергосистемы. В случае с ГЭУ внедрение ТЭ дает возможность снизить выбросы углерода до 30 % при замене части топлива на водород, позволяет утилизировать избыточное тепло и генерировать дополнительную электроэнергию, повышая общий КПД установки. При применении ТЭ в качестве источника энергии для зарядных станций электромобилей увеличивается доступность и надежность зарядной инфраструктуры, а также увеличивается скорость заправки и запас хода по сравнению с иными батареями. Применение ТЭ на стационарных зарядных станциях позволяет обеспечить автономность и работу в удаленных регионах с ограниченными электрическими сетями.

В данной работе представлены уникальные подходы к интеграции ТЭ с существующими системами, а разработанная методика расчета не имеет аналогов в мире и позволяет рассчитать ТЭ при различных режимах работы с различными устройствами. В ходе проведения исследования была разработана универсальная имитационная модель, которая может быть в дальнейшем внедрена в различные системы для проведения комплексного расчета.

Реализация рассмотренных решений позволит в значительной степени повысить конкурентоспособность на рынке и инновационный потенциал компании. Кроме того, предложенные решения могут быть защищены патентом.

Предложенные решения обладают высоким научным потенциалом и ценностью для дальнейших исследований в области водородной энергетики.

Список использованных источников.

1. Дорофеев В. В. Водородные энергетические технологии: основы и приложения. – М.: Изд-во МЭИ, 2022. – 320 с.
2. IEA. The Future of Hydrogen. – Paris: IEA, 2019. – 210 p.

3. Staffell I. et al. The role of hydrogen and fuel cells in the global energy system // Energy & Environmental Science. – 2019. – Vol. 12. – P. 463–491.
4. Министерство энергетики РФ. Концепция развития водородной энергетики до 2035 г. – М., 2021.
5. Bockris J. O'M. et al. Modern Electrochemistry 2B: Fundamentals of Electrodeics. – Springer, 2000. – 450 p.
6. EIA. Levelized Cost and Levelized Avoided Cost of New Generation Resources. – Washington: EIA, 2023.
7. Zinchenko S. et al. Hydrogen storage materials for fuel cell vehicles // International Journal of Hydrogen Energy. – 2022. – Vol. 47. – P. 12345–12356.
8. ГОСТ Р 56188-2014. Технологии водородные. Термины и определения. – М.: Стандартинформ, 2014.

Разработка и верификация методики оценки прочности рабочих колёс на основе статических, динамических и усталостных характеристик

Иванов А.А.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: Рабочее колесо, прочностной расчёт, Ansys

Key words: Runner, stress analysis, Ansys

Введение. Цель работы в создании методологии полного расчёта рабочих колёс в Ansys. В отличие от изначального варианта прочностного расчёта в конечно-элементном программном комплексе ИСПА, в который входит статический расчёт и расчёт собственных частот в воздухе, расчёт НДС проводится на платформе Ansys Workbench. Данный способ позволяет произвести динамический расчёт, для получения значений динамики напряжений, произвести расчёт собственных частот в воде, для получения натуральных значений собственных частот, без использования понижающих коэффициентов, которые в реальных условиях отличаются у разных колёс. Возможность отработки механизма взаимодействия входных данных, полученных в ходе гидравлических расчётов модельных рабочих колёс в программном комплексе CADRUN, преобразования входных данных под натурную модель в инструменте постобработки Tecplot 360, с дальнейшим использованием в качестве граничных условий для проведения анализа НДС и усталостной прочности рабочего. Достоверность полученных показателей проведена на сравнении мощности на рабочем колесе по результатам прочностного и гидравлического расчётов, также проведены сравнение НДС, полученных в программных комплексах Ansys и ИСПА. Результаты расчёта собственных частот верифицированы с экспериментальными данными.

Методология. Давления получены в ходе гидравлического расчёта в программе CAD Run. Поля давлений включают в себя межлопастной канал, направляющий аппарат и отсасывающую трубу (рис. 1). Из изначального поля лопастей выделяется рабочая и тыльная поверхность лопасти и дублируется, в соответствии с количеством лопастей (рис. 2).

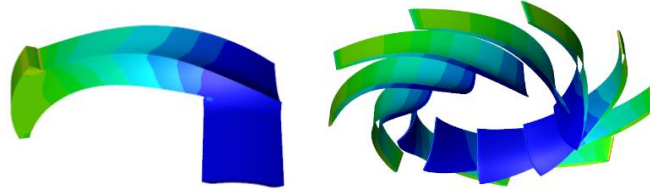


Рис.1 Исходные давления

Рис.2 Преобразованные давления

Конечно-элементная модель: Рабочее колесо моделируется конечными элементами в виде тетраэдров (Рис.3). В качестве граничных условий задаётся закрепление рабочего колеса, давление на лопасти (для турбинного и насосного режимов), вращение рабочего колеса (Рис.4)

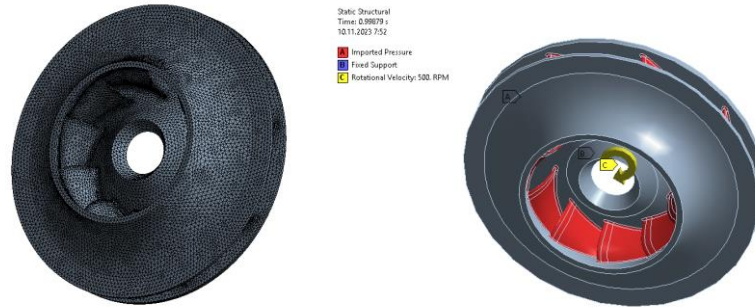


Рис.3 Сетка конечных элементов

Рис.4 Граничные условия

По результатам расчёта получены поля эквивалентных напряжений лопасти и деформаций рабочего колеса (Рис.5-6)

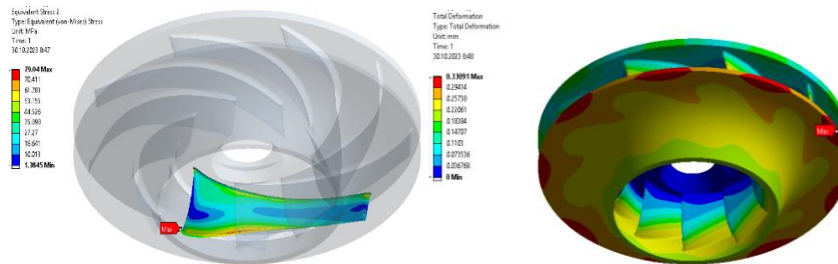


Рис.5 Эквивалентные напряжения

Рис.6 Деформации рабочего колеса

После проводится расчёт собственных частот в воде (Рис.7) и получаются значения собственных частот (Рис.8)



Рис.7 Рабочее колесо в воде

| Mode | <input checked="" type="checkbox"/> Damped Frequency [Hz] |
|------|---|
| 1. | 43.738 |
| 2. | 43.824 |
| 3. | 79.687 |
| 4. | 111.53 |
| 5. | 111.57 |
| 6. | 124.83 |

Рис.8 Собственные частоты

Также проводится расчёт усталостной прочности для определения максимального количества цикла нагрузки до появления трещин (Рис.9).

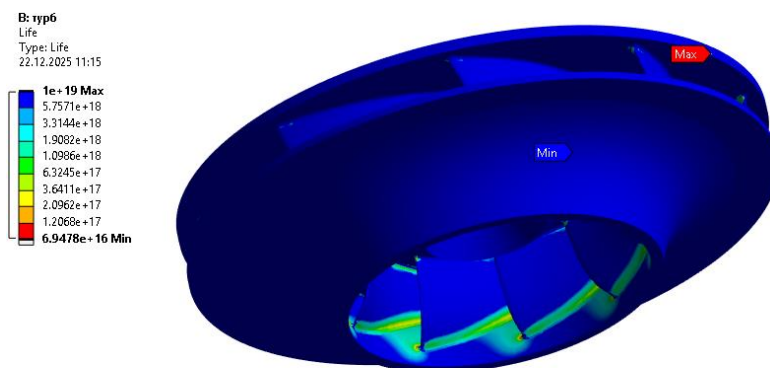


Рис.9 Результат расчёта усталостной прочности

Заключение. Разработана методология расчёта рабочих колёс. Методология ускорит ввод новых сотрудников в работу СКБ. Возможность выпуска гидротурбинного оборудования для нового диапазона напоров. Расширена номенклатура гидротурбинного оборудования. Получены значения деформаций и напряжений в конструкции рабочего колеса, значения собственных частот в воде и число циклов нагрузки до появления трещин.

**Разработка системы термоконтроля на основе машинного обучения
для диагностики тиристорного пускового устройства
и прогнозирования действий обслуживающего персонала
Казарин Ю.С.**

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: тиристорное пусковое устройство, машинное обучение, нейронные сети

Key words: thyristor starting device, machine learning, neural networks

В настоящее время машинное обучение и нейронные сети активно применяются в узкоспециализированных проектах и нишах, но в то же время их стараются адаптировать под

обычные и типовые задачи, чтобы исключить лишние издержки на этапах разработки, производства и так далее. Данные технологии и средства лучше всего помогут Силовым Машинам избежать издержек на этапах сборки, пуско-наладки и уже в самой работе на объекте.

Разработанный механизм основан на машинном обучении, которое прошло на более чем 1000 разных параметров. Основная суть заключается в том, что требуется определить момент, когда ток выпрямителя I_v выйдет за свой обычный диапазон работы. При этом выявить расхождения с нормальной работой требуется заблаговременно, чтобы успеть подать команду на выключение или смежные команды.

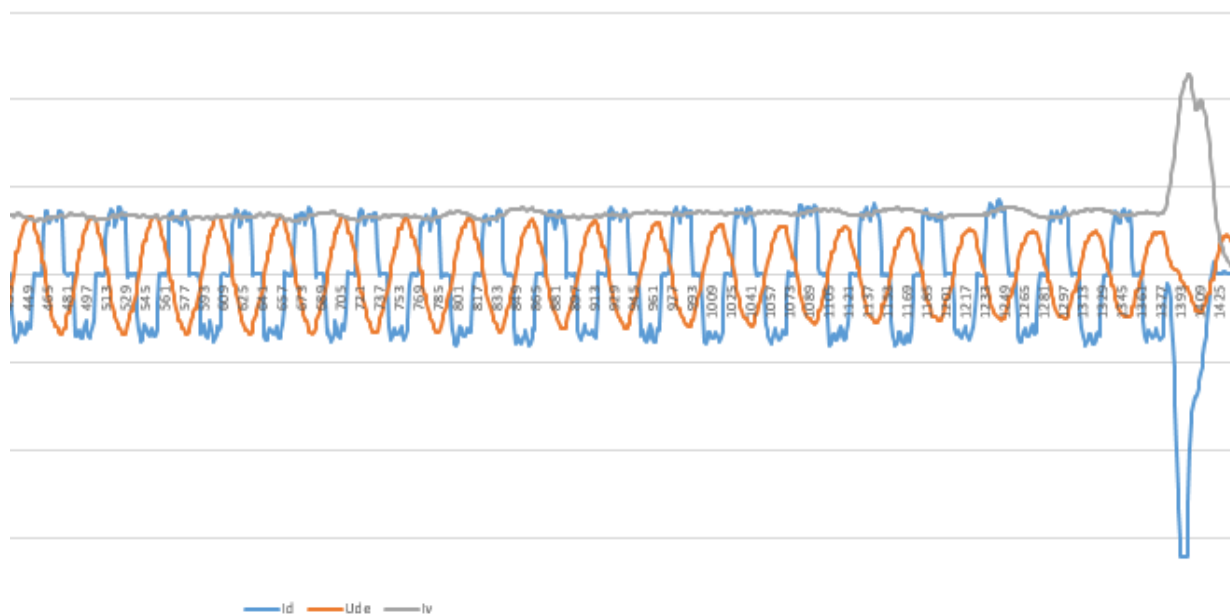


Рис.1 – Момент повышения тока I_v

На рисунке 1 показан момент аварии, когда выпрямленный ток стал слишком большим и запустился цепной механизм выхода тиристорного пускового устройства (ТПУ) на аварию. I_d – ток в фазах выпрямителя. U_{de} – выпрямленное напряжение. Именно в данный момент требуется найти, вычислить, проверить и предупредить оператора или автоматику заблаговременно, чтобы сделать вероятность полного отказа плеча или всего ТПУ минимальной.

Сам процесс построен на обучении небольшого ядра в обычной программе для монитора ТПУ, в котором имеется большая матрица значений и связей между значениями. При выполнении использовались значения тока с пуско-наладочных работ по заказам Каширская ГРЭС №1 и №2. При этом требуется постоянно обучать программу на других значениях, чтобы поддерживать актуальность ввиду изменения конструкции и возможных новых вводных.

Ток I_v записан в базе данных программы как значение и исход через 50мс. Исходя из этого получается большое соотношение исходных данных и результата, который происходит после момента фиксации тока.



Рис.2 – Образец общего файла с ядром программы

На рисунке 2 показан общий семантический файл, собранный на 1000 тестов на разных искусственных показателях тока. Именно это и является ядром при анализе возможных аварий на испытаниях и в синтетических тестах.

В результате работы был получен опытный образец программы, который успешно выявляет аварии за 50 мс до их появления. При этом можно избежать некоторых аварий путем подачи сигналов на Блок Защиты Управления, в данный момент эта возможность обсуждается.

Новизна работы состоит в том, что для ТПУ, производимых АО “Силовые машины”, еще не использовались настолько новые технологии в части программного обеспечения, которые позволили бы уменьшить количество проблем при пуско-наладке и шеф-монтаже на станции.

Перспектива использования результатов работы – снижение затрат, а также снижение издержек при наладке ТПУ на элементной базе БЗУ-4, а также добиться устойчивой работы на длительной дистанции. Предусмотрена доработка данной программы до более точных и стабильных значений и сохраняется возможность разработки гибкого модуля с возможностью реализации в других мониторах и изделиях АО “Силовые машины”.

Список использованных источников:

1. Рашка Себастьян, Лю Юси, Мирджалили Вахид: “Машинное обучение с PyTorch и Scikit-Learn”, 2024, с.63-105

2. Григорьев А. “Машинное обучение. Портфолио реальных проектов.”, 2023, с. 237-296.

Разработка измерительных приборов для контроля газодинамических характеристик потока во время испытаний турбомашин

Карпычев А.В. , Шорохова З.Ф.

ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург

Ключевые слова: Паровые турбины, газовые турбины, аэродинамика потока, нестандартные средства измерения, тарировка, гребенки

В данной статье представлены результаты опытно-конструкторских работ по созданию специализированных средств измерений – радиальных гребенок полного и статического давления, гребенок температуры торможения газового потока, а также комбинированных гребенок для газотурбинных установок. Устройства для измерения газодинамических характеристик необходимы для получения достоверных данных о параметрах рабочего тела непосредственно во время эксплуатации турбомашин.

Основной целью проведенных работ являлась полная отработка цикла создания гребенок: от проектирования до изготовления и тарировки. Разработаны расчетные модели и рабочая конструкторская документация, отработаны технологии изготовления, обеспечивающие как собираемость самого изделия, так и его последующий монтаж в турбомашине. Рассмотрен вопрос работоспособности гребенок в условиях повышенных механических и тепловых нагрузок.

Конечным результатом работ является отлаженный технологический цикл и готовые к поставке изделия.

Гребенки представляют собой устройство для измерения различных газодинамических характеристик потока рабочего тела турбомашин, размещаемые непосредственно в проточной части турбомашин (рисунок 1). Они позволяют производить замер ряда важных параметров: полного и статического давления, полной температуры торможения, а также углов потока рабочего тела [1].

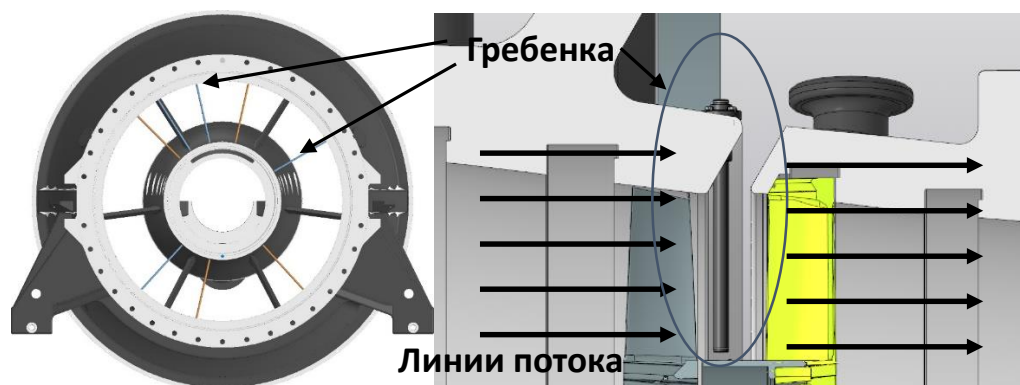
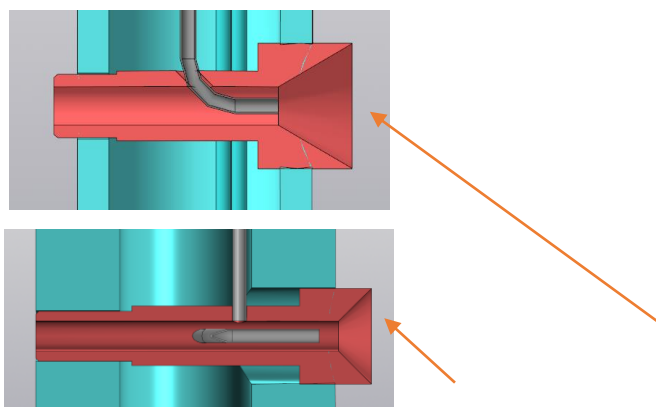


Рис. 1 – Проточная часть с размещенными в ней гребенками

Разработка таких измерительных систем сопряжена с рядом конструкторских задач [2]. Конструкция гребенки должна обладать высокой статической и динамической прочностью, чтобы выдерживать значительные аэродинамические и вибрационные нагрузки. Она должна быть термостойкой и сохранять свою геометрию в условиях неравномерного нагрева как самой гребенки, так и корпуса турбоагрегата. Система опирания при этом должна обеспечивать надёжное крепление, одновременно компенсируя тепловые деформации и предотвращая выход из строя всего устройства. Наконец, технология изготовления и сборки должна гарантировать точное позиционирование измерительных каналов, а сама гребенка обеспечивать требуемую точность измерения.

Представленная работа обобщает опыт разработки и изготовления измерительных гребенок для газотурбинных установок ГТЭ-65.1 и ГТЭ-170.2 производства АО «Силовые машины». Проектирование измерительных гребенок осуществлялось с учетом условий эксплуатации в газотурбинных установках. Одной из основных проблем было создание конструкций, способных функционировать при температурах до 625°C при сохранении высокой точности измерений. Кроме того, значительное внимание уделялось обеспечению виброустойчивости и долговечности в условиях высокоскоростных газовых потоков, достигающих 300 м/с.

В ходе выполнения работ был разработан ряд типов гребенок для измерения различных параметров потока (рисунок 2).



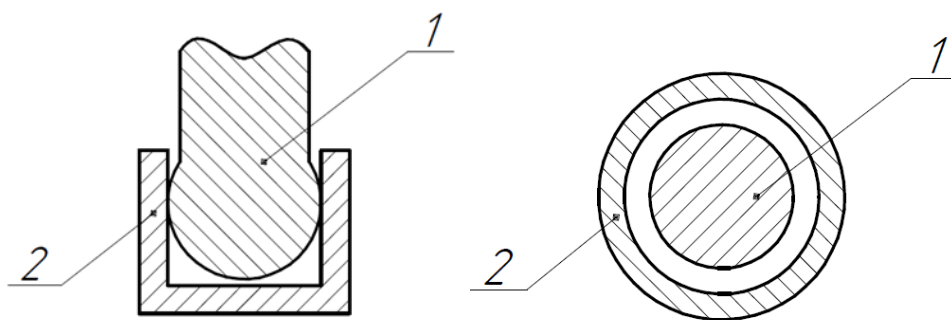


Гребенка температуры торможения
 Гребенка измерения угла потока

Гребенка полного, статического давления и температуры
 Гребенка полного давления

Рис. 2 – Типы гребенок

Для обеспечения надежности гребенок был дополнительно проработан вопрос прочности ее конструкции. Один из ее наиболее ответственных элементов – нижняя опора, которая испытывает нагрузку как от потока, так и от температурных расширений статорных элементов. Обычно она имеет цилиндрическую форму и жестко зафиксирована от качания. Однако, по результатам прочностных расчетов такое решение не применимо в рассматриваемых условиях эксплуатации. В связи с этим было принято решение изменить способ опирания с жесткой заделки на гибкую. Сама форма упора при этом была изменена с цилиндрической на шаровую. Гребенка получила свободу качания, и изгибные напряжения уменьшились (рисунок 3).



1 – Упор; 2 – Стакан, в котором размещается шаровой упор

Рис.3 – Обновленный способ опирания гребенки

Проведенные расчеты статической прочности показали, что максимальные напряжения возникают в зоне упора гребенки, однако их значения остаются в пределах допустимых с коэффициентом запаса не менее 2,0. Анализ распределения напряжений в различных элементах конструкции позволил оптимизировать геометрические параметры и минимизировать концентрацию напряжений в критических сечениях.

Модальный анализ собственных частот колебаний выявил отсутствие резонанса на рабочих режимах эксплуатации. Расчет также показал, что частота срыва вихрей Кармана существенно превышает собственные частоты конструкции, что исключает необходимость проведения дополнительной вибрационной отстройки.

Для обеспечения большей величины угла натекания потока (возможности размещения гребенки в проточной части с меньшим допуском по углу) использовались специальные приемные устройства – дефлектора (рисунок 4).

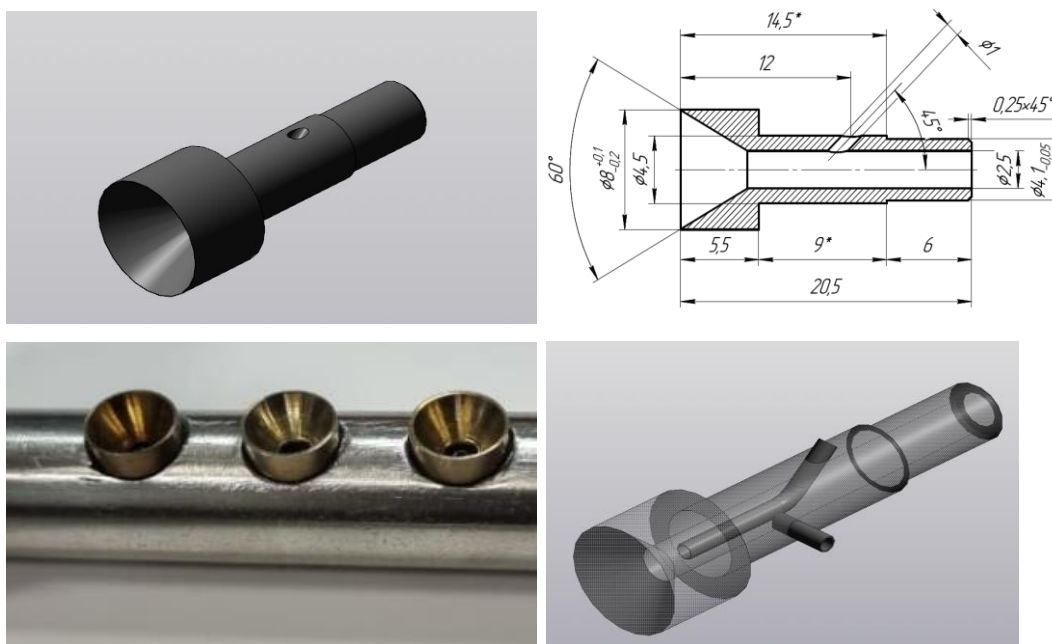


Рис. 4 – Общий вид и конструкция дефлектора

Тарировка (процесс определения соответствия показаний гребенки и контрольных величин) гребенок проводилась на специализированном стенде (рисунок 5) для оценки соответствия гребенки требуемым показателям точности измерения. Экспериментальные исследования подтвердили способность гребенок сохранять точность измерений при изменениях направления и скорости потока.

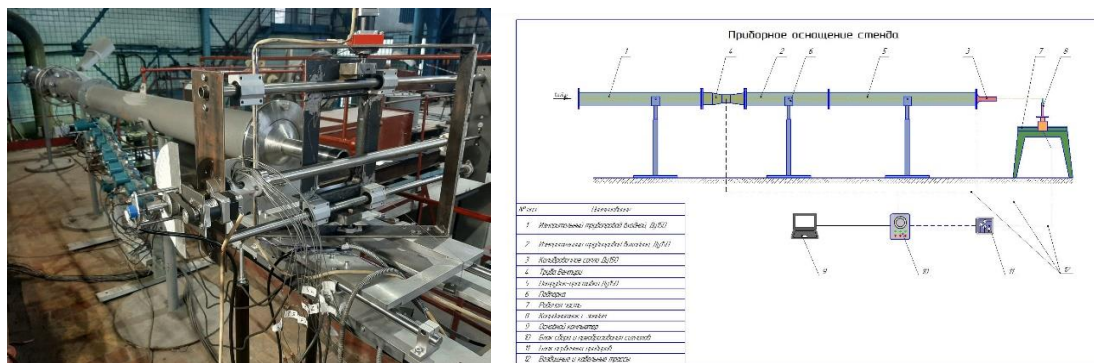


Рис.5 – Общий вид и схема тарировочного стенда

Выводы.

В ходе работ отлажен цикл по созданию гребенок, включающий в себя следующие этапы:

- 1) Разработка РКД
- 2) Изготовление комплектующих;
- 3) Сборка измерительных каналов из капиллярных трубок или термопар совместно с приемными устройствами;
- 4) Сборка гребенок;
- 5) Тарировка гребенок.

При проектировании разработан новый способ опирания гребенок в проточной части.

Список использованных источников:

1. **Болотов М. А., Лёзин И. А.** Модели и методы оптимизации методик измерения деталей ГТД при их контроле на координатно-измерительных машинах // Вестник СГАУ. 2011. №2.
2. **Yule L., Zaghari B., Harris N., Hill M.** Surface temperature condition monitoring methods for aerospace turbomachinery: exploring the use of ultrasonic guided waves // Measurement Science and Technology. – 2021. – Vol. 32. – P. 052002

Сравнительный анализ традиционных и аддитивных технологий изготовления деталей сложной геометрии для энергетического машиностроения

Киселев К.М.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Цель исследования. Целью исследования является сравнительный анализ традиционных и аддитивных технологий изготовления сложных геометрических форм деталей оборудования для энергетической отрасли. Под традиционными методами производства рассматриваются литье и механическая обработка совместно со сваркой. Задача состоит в выработке критериев выбора наиболее экономически эффективного и технологичного метода производства с учетом сроков, стоимостью и рисков.

Гипотеза исследования. Предполагается, что при изготовлении сложных и нестандартных деталей аддитивное производство может быть экономически выгодными относительно литья, учитывая не только прямые производственные затраты, но и потенциальные штрафы за несоблюдение сроков поставки.

Объект исследования. Объектом исследования являются технологические процессы изготовления деталей сложной формы для энергетического оборудования.

Задачи исследования. В ходе исследования были установлены и рассмотрены следующие задачи:

- проанализировать технологические характеристики традиционных и аддитивных методов производства;
- определить преимущества и недостатки каждого метода, применяемого к сложным формам деталей;
- рассмотреть в качестве примеров конкретные компоненты оборудования;
- Рассчитать себестоимость продукции, используя рассмотренные методы производства;
- Провести сравнительный анализ полученных показателей (сроки, стоимость, дефекты);
- Выработать критерии выбора наиболее экономически эффективного и технологичного метода производства.

Методы исследования. В исследовании использовались технико-экономический анализ, сравнительный анализ, вычислительные и аналитические методы, а также анализ производственных рисков.

Результаты исследования. Анализ позволил получить сравнительные данные о стоимости и сроках на изготовление деталей сложной формы с использованием различных методов производства.

Основные выводы. В результате исследования установлено, что традиционные методы изготовления обладают высокой надёжностью и стабильностью качества, однако при

изготовлении изделий сложной геометрии сопровождаются увеличением сроков и трудоёмкости и увеличением вероятности появления брака. Аддитивное производство демонстрирует преимущества при изготовлении сложных форм и в условиях сжатых сроков, однако требует обоснованного применения с учётом требований к материалам, стоимости и качеству. Выбор неоптимальной технологии может привести к увеличению риска брака, задержке выпуска готового изделия и применению штрафных санкций со стороны заказчика.

Новизна и оригинальность исследования. Новизна данного исследования заключается в комплексном подходе к оценке сравнения стоимости изготовления изделия разными методами и эффективности выбора технологий производства деталей со сложной геометрией с учетом возможной задержки сроков поставки.

Ценность исследования для компании. Результаты данного исследования позволяют принимать обоснованные решения при выборе технологии производства деталей сложной геометрии, снижая финансовые издержки и уменьшая риск применения штрафных санкций со стороны заказчика.

Практическая ценность исследования. Практическая ценность заключается в возможности использования полученных результатов для принятия решений при выборе методов изготовления изделий сложной геометрии. Рекомендации, сформулированные в работе, позволяют оценить сроки производства изделий разными методами.

Перспектива использования результатов исследования в компании. Полученные результаты могут быть использованы в планировании производства, выборе поставщиков и технологий изготовления, а также при модернизации существующих производственных процессов с применением аддитивных технологий.

Список использованных источников:

1. Фетисов Г.П. Литейное производство. - 8е изд. - Москва: Юрайт, 2025. - 58 с.
2. Галкин М. Г., Коновалова И. В., Ашихмин В. Н., Смагин А. С. Проектирование механической обработки деталей типа тел вращения. - Старый Оскол: ТНТ, 2017. - 263 с.
3. Бауман Н.Я., Яковлев М.И., Свечков И.Н. Технология производства паровых и газовых турбин. - Старый Оскол: Машиностроение, 1973. - 464 с.

Реконструкция горелочных устройств для установки ТСТП запальников

Ковера Д.А.

ПАО ТКЗ «Красный котельщик», г. Таганрог

Ключевые слова: ТСТП запальник, горелочное устройство, котёл.

Key words: TSTP igniter, burner device, boiler.

В связи с необходимостью повышения эффективности работы парового котла ТГМЕ-464 ст. № 6, 7, 8, 9 Нижнекамской ТЭЦ при работе на нефтяном коксе и улучшения его эксплуатационных характеристик, предлагается установка в горелочные устройства ТСТП запальников.

Рассматривается использование плазменной технологии переменного тока ТСТП, основанной на правах интеллектуальной собственности ООО «Нано Инвест» с установкой их в горелки котлов производства ПАО ТКЗ «Красный котельщик». Предложенное решение может быть использовано как при модернизации существующих станций, так и на новых станциях для оптимизации эксплуатационных затрат электростанции на пуск и работу с малой нагрузкой.

Актуальность и перспективы работы.

Применение ТСТП запальника обусловлена экологическими требованиями, экономической эффективностью, безопасностью работы.

Цель и объект работы.

Целью работы является внедрение ТСТП запальника в горелочные устройства парового котла ТГМЕ-464 для растопки и сжигания нефтяного кокса в виде пыли без подсветки природным газом.

Задачи и методы работы.

Необходимо выполнить проект прототипа установки ТСТП запальников в горелки котла ТГМЕ-464 ст. № 6,7,8,9 Нижнекамской ТЭЦ для возможности выполнения розжига и сжигания нефтяного кокса без подсветки природным газом. В горелках должна быть сохранена возможность работы котла на газе и мазуте. Горелки котлов имеют один конструктив для котлов 6,8 и другой для котлов 7,9. Узел установки ТСТП запальника в горелку должен быть вписан в центральный канал горелки. Конструкция и применяемые материалы горелки с ТСТП запальником должны обеспечить межремонтный период не менее 2000 часов. Требование обусловлено периодом его эксплуатации между плановыми остановами при сжигании нефтяного кокса. Наружная и внутренняя поверхность должны противостоять физическим и химическим явлениям, которые могут сократить срок эксплуатации. Конструкция горелки должна обеспечивать возможность обслуживания и

ремонта элементов оборудования и его составных частей. Управление промышленным прототипом ТСТП запальником должно быть реализовано от его собственного терминала управления и обеспечивать возможность дистанционного контроля и управления от АСУТП и оператора. Предусмотреть все необходимое дополнительное котельно-вспомогательное оборудование для обеспечения бесперебойной работы прототипа горелки с ТСТП запальником. Обеспечить компоновку оборудования на существующих площадках обслуживания, с выполнением всех требований ФНП по зонам обслуживания оборудования котла.

Результат работы и перспектива использования. Выводы.

- прототип горелочного устройства с установленным ТСТП запальником;
- проведение испытаний, расширение компетенций;
- получение референтных решений для внедрения, как при строительстве новых котлов, так и при модернизации существующих.

Список использованных источников:

1. Аэродинамический расчет котельных установок Нормативный метод. Издание третье. Под редакцией С.И. Мочана. «Энергия», Ленинград, 1977.
2. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод. Издание третье переработанное и дополненное. Санкт-Петербург. 1998.
3. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности "Правила безопасности сетей газораспределения и газопотребления" Приказ Ростехнадзора от 15.12.2020 N531
4. Правила взрывобезопасности при использовании мазута в котельных установках: РД 34.03.351-93. СПО ОРГРЭС, 1994
5. Инструкция по обеспечению взрывобезопасности топливоподач и установок для приготовления и сжигания пылевидного топлива СО153-34.03.352-2003.

Особенности проведения испытаний по определению КПД ГА№1 ГЭС Каракая Кузнецов Я.И.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: гидротурбина, натурные испытания, определение КПД, определение параметров

Key words: hydroturbine, field testing, efficiency evaluation, determination of parameters

Согласно договору АО «Силовые машины» поставит для ГЭС Каракая (Турция) комплект новых рабочих колес. После монтажа на каждом гидроагрегате должны быть проведены натурные испытания по определению КПД гидротурбины для подтверждения выполнения гарантий. Для проведения испытаний на гидроагрегате №1 генподрядчик, в лице компании Temsan, заключила договор со швейцарской etaeval GmbH. Измерения КПД проводились с 26 по 29 мая 2025 года в присутствии представителей нашей компании. Измерения проводились в соответствии со стандартом МЭК 60041:1991.

Целью проведенных измерений было определение абсолютного КПД турбины на гидроагрегате №1, с использованием стационарно установленного 8-канального акустического расходомера, и его сравнение с гарантированными значениями. Параллельно с измерениями с помощью акустическим расходомера проводились индексные измерения с использованием измерения разности давления.

Поскольку положение расходомера не соответствует требованиям стандарта МЭК 60041, согласно которому расстояние до колена выше по потоку от измерительного участка должно быть не менее десяти диаметров трубопровода, в 2008 г. для компании Rittmeyer было проведено численное моделирование потока для проверки погрешности интегрирования.

Измерительный участок на стороне высокого давления турбины расположен ниже по потоку от предтурбинного затвора с измеренным диаметром трубы 5,67 м. Участок высокого давления, отвечающий за определение КПД турбины (контрольный участок), расположен ниже по потоку на входе в спиральную камеру с диаметром трубы 5,10 м. Потери между измерительным и контрольным участками рассчитывались и учитывались при оценке КПД турбины.

Измерения в сечении низкого давления проводилось следующим образом: поскольку в измерительном сечении низкого давления отсутствовали отборы давления, было измерено статическое давление в конусе отсасывающей трубы ГА №2 для определения уровня нижнего бьефа. Гидроагрегат № 2 был остановлен во время измерений.

Атмосферное давление определялось с помощью датчика абсолютного давления Testo. Температура воды определялась с помощью погружного зонда PT 100 компании Testo. Показания данных приборов фиксировались вручную.

Мощность генератора измерялась с помощью прибора Checkmeter 2.3 MTE (класс точности 0,2%) по измерениям напряжения и тока методом трёх ваттметров непосредственно на клеммах генератора. Во время измерений коэффициент мощности $\cos(\varphi) = 1,0$ поддерживался максимально постоянным. Частота вращения определяется этим же прибором.

КПД генератора рассчитывался по заводской характеристике производителя.

Расчетная средняя абсолютная погрешность КПД турбины составляет $\pm 1,16\%$. Рассчитанная средняя относительная погрешность напора составляет $\pm 0,22\%$, мощности – $\pm 0,40\%$, а расхода – $\pm 1,16\%$. Полученные значения учитывают систематическую и случайную погрешности.

Проверка выполнения гарантий проводится в соответствии с технической спецификацией Заказчика. На первом этапе определялся средневзвешенный КПД, полученный по параметрам измеренных точек на натуральных испытаниях. Следующим шагом являлся расчет средневзвешенного КПД турбины на основе модельных испытаний, пересчитанных на натурные условия. Он выполнялся в точках с теми же расходами и напорами, что и при натуральных испытаниях. Затем из средневзвешенного КПД, определенного по результатам модельных испытаний, вычиталась разница вышеуказанных значений. Полученное значение должно быть выше гарантированного с учетом диапазона погрешности измерений.

По итогам проведенных испытаний и обработки результатов измерений гарантийные характеристики поставленного рабочего колеса были подтверждены с запасом. В ходе испытаний нашими сотрудниками был выявлен ряд замечаний, таких как: не соответствие положения расходомера требованиям стандарта, расположение измерительного сечения высокого давления сразу за затвором и в отдалении от контрольного сечения турбины, использование в расчетах теоретических значений размеров выходного контрольного сечения, определение КПД генератора по заводским характеристикам. Выявленные несоответствия стандарту были учтены и устранены, что позволит не допустить их повторения при испытаниях следующих гидроагрегатов.

Список использованных источников:

1. IEC 60041:1991. «Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines».

**Расчетно-экспериментальное исследование вибрационного состояния выводной шины
мощного турбогенератора. Ресурсные испытания**
Логвинова А.А., Соловьев А.С., Михайлов М.В.

Научные руководители: Кривченков Ю.М. , Кийло О.Л.
АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: соединительная шина, модальный анализ, АФЧХ, коэффициент динамичности, верификация КЭ модели, ресурсные испытания, усталостная долговечность

Key words: bus bar, modal analysis, FRF, dynamic amplification factor, FE model verification, endurance tests, fatigue life

Знакопеременные напряжения в элементах лобовых частей статора мощных турбогенераторов, возникающие вследствие вибрации, могут привести к зарождению и распространению усталостных трещин. Это является одной из ключевых причин локальных повреждений и последующего выхода из строя всего турбогенератора. Опыт эксплуатации показал, что одними из наиболее нагруженных элементов лобовой части являются выводные шины. Наиболее достоверным методом оценки ресурса данной сложнопространственной конструкции являются ресурсные испытания полноразмерного макета, воспроизводящего реальный узел с учетом всех конструктивных особенностей.

Цель работы – оценки ресурса вывода соединительной шины мощного турбогенератора.

Гипотеза исследования состоит в том, что комплексное применение расчетных и экспериментальных методик позволит с высокой точностью прогнозировать вибрационное поведение и выполнить оценку усталостной долговечности выводов соединительных шин как при проектировании новых генераторов, так и при диагностике эксплуатируемого оборудования.

Объектом исследования является макет выводной шины мощного турбогенератора с водородно-водяным охлаждением (рисунок 1).

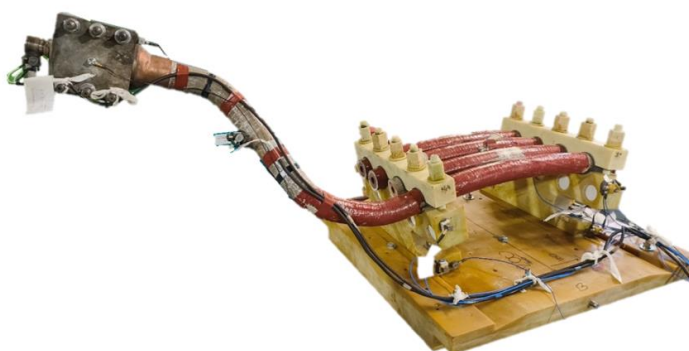


Рис.1 – Общий вид макета

Для достижения поставленной цели был выполнен следующий перечень задач

1. Разработать комплексную методику оценки вибропрочности выводного узла соединительной шины;
2. Экспериментально исследовать вибрационное состояние выводной шины мощного турбогенератора:
 - 2.1 Выполнить модальный анализ и снять амплитудно-фазовую частотную характеристику макета шины при возбуждении в трёх взаимно перпендикулярных направлениях для полного понимания поведения конструкции;
 - 2.2 Определить направление нагружения по максимальному коэффициенту динамичности для выявления наиболее опасного режима эксплуатации вывода соединительной шины мощного генератора;
3. Разработать трехмерную конечно-элементную модель выводного узла шины:
 - 3.1. Выполнить верификацию расчетной модели на основе экспериментальных данных;
 - 3.2. На основе численного анализа определить программу и параметры ресурсных испытаний;
4. Выполнить ресурсные испытания вывода соединительной шины для экспериментального подтверждения долговечности конструкции.

Методы и подходы

Исследования выполнялись на полноразмерном макете соединительной шины Сб, моделирующем реальный узел. Программа работ включала последовательное применение взаимодополняющих методик:

- Модальный анализ для определения собственных частот и форм колебаний конструкции;
- Экспериментальное снятие амплитудно-фазовых частотных характеристик при аксиальном, поперечном и вертикальном возбуждении;
- Конечно-элементное (КЭ) моделирование динамического отклика конструкции с последующей верификацией;
- Ресурсные испытания с контролем виброперемещения на резонансной частоте.

В результате выполнения работ получены следующие результаты:

Разработаны комплексные методики оценки вибропрочности сложного сборочного узла, включающая последовательное проведение экспериментального модального анализа, верификации КЭ-модели и ресурсных испытаний

Проведен модальный анализ и сняты АФЧХ макета шины при возбуждении в трёх взаимно перпендикулярных направлениях, что позволило получить полную картину динамических характеристик конструкции.

Определено критическое направление нагружения по максимальному коэффициенту динамичности.

Построена и верифицирована КЭ модель для выявленного критического режима, показавшая высокую точность соответствия экспериментальным данным ($\pm 5\%$ по частотам, совпадение форм колебаний).

Разработана и реализована программа ресурсных испытаний в верифицированном режиме нагружения.

Основные результаты и выводы

Проведенные исследования позволили в полном объеме решить поставленные задачи и подтвердить высокий запас долговечности конструкции вывода соединительной шины.

Новизна работы заключается в создании и практической реализации методики оценки ресурса вывода соединительной шины, который моделирует не штатные условия эксплуатации, а аварийные режимы работы, связанных с возникновением резонансных явлений в конструкции.

Оригинальность работы состоит в целенаправленном исследовании вибрационной прочности и усталостной долговечности выводных шин круглого сечения мощных турбогенераторов с применением взаимодополняющих расчетных и экспериментальных методов, которые ранее для данного узла в таком объеме не проводившихся.

Ценность работы для компании:

1. Разработана комплексная методика оценки вибропрочности сложного сборочного узла;
2. Получены экспериментальные данные для верификации и актуализации нормативов по допустимым виброперемещениям;
3. Создан инструмент в виде верифицированной КЭ модели для оптимизации конструкций соединительных шин.

Полученные результаты работ позволяют экспериментально определить предельные значения усталостной долговечности узла в наиболее тяжелых условиях нагружения.

Перспективы развития работ

В дальнейшем планируется выполнить испытание выводной шины без изоляции для получения и актуализации характеристик материала, а также применить отработанную методику при совершенствовании существующих и разработки новых конструкций соединительных шин мощных турбогенераторов.

Список использованных источников:

1. Биргер И.А., Пановко Я.Г. Прочность. Устойчивость. Колебания. Справочник в трех томах. Том 3. М.: Машиностроение, 1968. 569с.

2. Прочность и колебания электрических машин / Детинко Ф.М., Загородная Г.А., Фастовский В.М.. – Л.: Энергия, 1969. – стр.440.
3. Самородов Ю.Н. Причины и последствия аварий и отказов турбогенераторов. 2014, т.2, вып,13 // Энергия единой сети. – С.70-80
4. Турбогенераторы. Расчет и конструкция / В.в. Титов, Г.М. Хуторецкий, Г.А. Загородная, Г.П. Вартаньян, Д.И. Заславский, И.А.Смотров. – Л.: Энергия, 1967. – 896с.
5. Шевчук Р.Э. Разработка методов оценки вибросостояния основных элементов статоров турбогенераторов: дис. канд. тех. наук: 01.02.06

**Разработка новой конструкции зонтичного гидрогенератора малой мощности с
улучшенными параметрами
Марков М.А. , Шестаков А.О.**

АО «Силовые Машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: вертикальный гидрогенератор, зонтичная конструкция, электрическая машина, грузонесущая крестовина, двусторонняя схема вентиляции, номинальный режим работы, режим покоя, угонная частота вращения, напряжения.

Key words: vertical hydro-generator, umbrella-type design, electrical machine, load-bearing spider, two-end ventilation system, nominal operating mode, stop mode, runaway speed of rotation, stresses.

Работа посвящена разработке новой конструкции гидрогенератора с целью создания новой конкурентоспособной конструкции с улучшенными параметрами для гидрогенераторов малой мощности ($S = 5 \div 30$ МВА, $n = 50 - 750$ об/мин) с учетом ключевых требований, определенных заказчиком и проектировщиком машинного зала ГЭС. В настоящий момент для гидрогенераторов данного типа актуальны задачи снижения материалоемкости, себестоимости и повышения монтажной готовности — и все это при одновременном повышении требований к надежности, качеству и эффективности оборудования. В рамках данной работы рассмотрен вертикальный гидрогенератор для малой ГЭС, турбина — поворотно-лопастная. В соответствии с вышесказанным было принято решение о проектировании и изготовлении генератора с учетом ряда новых конструктивных решений, эффективность и работоспособность разрабатываемых конструкций подтверждается механическими расчётами с использованием метода конечных элементов.

Цель работы — создание новой конструкции гидрогенератора малой ГЭС с улучшенными характеристиками, а также методики конструирования и расчета. Помимо этого, к разрабатываемой конструкции предъявляются следующие требования: соответствие современным стандартам,

снижение себестоимости по сравнению с определенном на эскизном проекте аналогом, а также обеспечение полного контроля завода-изготовителя над производственным циклом.

Гипотеза работы. В настоящее время отечественные и зарубежные заводы-изготовители гидрогенераторов для электрических машин данного типа применяют устаревшие технические решения, которые требуют пересмотра и верификации с помощью метода конечных элементов. В работе обоснована необходимость пересмотра конструкций всех узлов генератора, так как новые решения эффективны для самых разных компонентов — от грузонесущей крестовины до воздухоразделяющего щита.

Объект работы. В данном исследовании рассмотрена конструкция гидрогенератора МГЭС, предназначенного для установки на территории Российской Федерации. В техническом задании на проектирование были указаны следующие ключевые технические требования к оборудованию: тип генератора – вертикальный, номинальная мощность 16 500 кВт, номинальное напряжение 6600 В, $\cos\varphi$ 0,9, номинальная частота вращения ротора 150 об/мин, угонная частота с сохранением комбинаторной зависимости 360 об/мин. Ключевым фактором являлось то, что заранее не был определен конкретный тип компоновки генератора, что позволило рассмотреть несколько и выбрать наиболее эффективный [1].

Задачи работы. Улучшение характеристик генератора выполнялось по ряду критериев, улучшение значений которых соответствует более эффективной и конкурентоспособной конструкции. Ниже эти критерии приведены в порядке их значимости:

- 1) Повышение надежности и качества;
- 2) Снижение материалоемкости, обеспечение меньшей себестоимости изготовления;
- 3) Повышение монтажной готовности генератора и уменьшение транспортных габаритов.

Методы работы. Разработка конструкции выполнена в системе NX / Teamcenter спроектирован ЭМИ изделия на основе электрического расчета и предварительного механического расчета методом конечных элементов выполнен выбор оптимальных вариантов конструкций узлов генератора. Оценка работоспособности выполнена с использованием программы ЭВМ [5] и расчётной методики, разработанной в СКБ по проектированию гидрогенераторов.

Результаты работы. В результате работы создана конструкция вертикального гидрогенератора СВ 588/90-40 УХЛ4 (Рис. 1), далее рассмотрим основные решения, принятые при разработке рабочего проекта генератора.

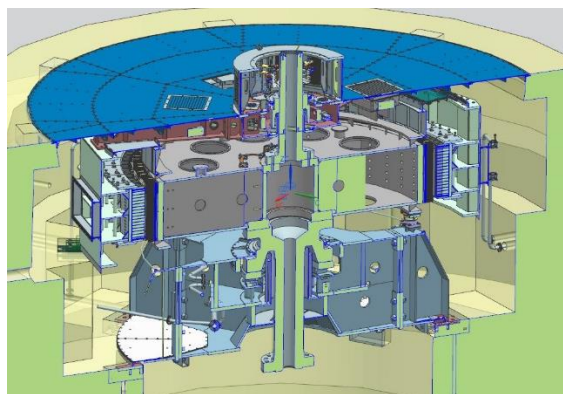


Рис. 1. Общий вид гидрогенератора

Исходя из нашего опыта, были рассмотрены зонтичный, полужонтичный и подвесной варианты компоновки в соответствии с ГОСТ Р МЭК 60034-7-2012 [2]. На основе проведенных расчетов была принята зонтичная компоновка агрегата, что позволило значительно уменьшить грузонесущую крестовину и обеспечить снижение боя вала генератора.

Ротор в данной конструкции выполнен в безвальном исполнении, соответственно у генератора отсутствует цельный вал, отдельная вал-надставка, втулка ротора, являющаяся частью остова ротора и отдельный вал генератора, Рис.2. Данная конструкция позволяет уменьшить длинноцикловые изделия, а именно отказ от дорогостоящей поковки цельного вала, при сохранении требований по механической прочности [3]. Реализованное решение также позволяет транспортировать по частям вал-надставку, вал и остов ротора, что позволяет уменьшить транспортный габарит. К особенностям данной конструкции следует отнести гнуто-сварную конструкцию кольца обода, которое является частью остова ротора генератора, Рис.3. В аналоге была реализована конструкция с шихтованным ободом, которая является нецелесообразной для генератора с требуемыми характеристиками. Крепление полюсов осуществляется с помощью отверстий в ободе и резьбовых отверстий в полюсах посредством соединения с помощью шпилек. Данное решение позволило сократить массу остова с ободом на 15 т и сократить массу вала на 4 т. Сварная конструкция остова также предполагает полный УЗК контроль нагруженных сварных соединений.



Рис. 2. Ротор

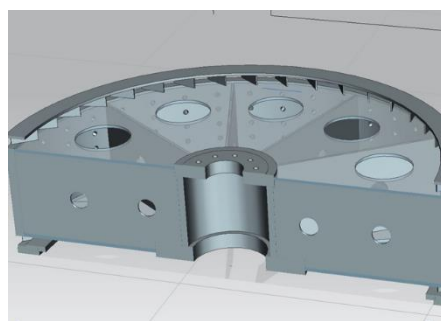


Рис. 3. Сварной остов ротора

Конструкция остова ротора позволяет реализовать схему двухсторонней вентиляции в которой осуществляется двусторонняя подача воздуха посредством центробежных вентиляторов, расположенных по торцам ротора.

Корпус статора (Рис. 4) гидрогенератора выполнен из двух частей, в конструкции корпуса реализованы гнутые ребра, которые позволяют упростить процесс его изготовления и обеспечить требуемую механическую прочность. Шихтованный сердечник и обмотка статора монтируются на заводе-изготовителе, на монтажной площадке осуществляется сборка статора из двух половин с установкой стержней в стыковые зоны.

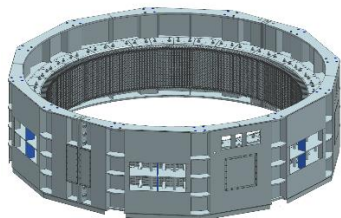


Рис. 4. Статор необмотанный

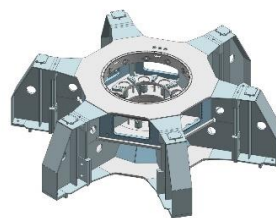


Рис. 5. Нижняя крестовина

На Рис.5 представлена нижняя крестовина гидрогенератора, в данной компоновке она является грузонесущей, нагрузка на подпятник составляет 375 т. Для крестовины был выполнен ряд расчетов, которые позволили оптимизировать конструкцию. Крестовина состоит из центральной части с подпятником и отъемных лап. В данной компоновке в нижней крестовине размещен подпятник и направляющий подшипник. Верхняя крестовина генератора Рис. 6 – выполнена в виде центральной части и 8 отъемных лап, также в верхней крестовине присутствует верхний направляющий подшипник.

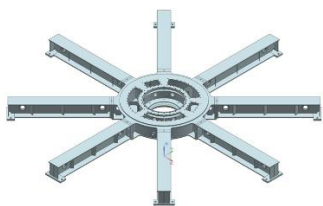


Рис. 6. Верхняя крестовина с подшипником

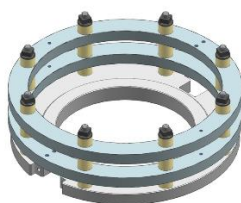


Рис. 7. Контактные кольца

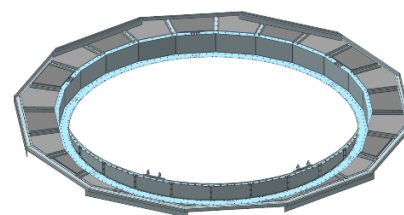


Рис. 8. Воздухоразделяющий щит

В подшипнике и подпятнике применяются ЭМП сегменты с фторопластовым покрытием. Данное решение позволяет существенно увеличить удельные нагрузки по сравнению с баббитовым покрытием: до 6 – 6,5 МПа.

Для гидрогенератора реализована новая конструкция контактных колец (Рис.7): переход на бескарманную конструкцию для исключения скопления токопроводящей пыли и снижение толщины кольца для экономии металла, что устраняет главные недостатки традиционной конструкции (пробой изоляции и перерасход материала) [4]. В рамках данного проекта создана новая конструкция воздухоразделяющих щитов (Рис.8), которая позволяет значительно уменьшить зазор между щитом и вращающимся ротором электрической машины, за счет чего достигается существенное снижение вентиляционных потерь на рециркуляцию воздуха в воздушном тракте электрической машины.

Механический расчёт. Для подтверждения работоспособности узлов рассматриваемого гидрогенератора был выполнен ряд механических расчётов с использованием метода конечных элементов и [5]:

1. Расчёт остова ротора (рис. 3).
2. Расчёт нижней грузонесущей крестовины (рис. 5).

Подход к оценке работоспособности сварных соединений узлов гидрогенераторов подробно описан в [6].

Основные выводы по проделанной работе. Создана новая конструкция гидрогенератора с улучшенными характеристиками, разработана методика конструирования и расчета. Были применены технические решения, обеспечивающие рентабельность производства и надежную работу гидрогенератора, в числе которых:

- 1) Полузонтичная компоновка;
- 2) Конструкция ротора без цельного вала, исключая операцию горячей посадки;
- 3) Гнuto-сварной обод (вместо шихтованного обода) для снижения массы;
- 4) Усовершенствованная конструкция контактных колец;
- 5) Оптимизация сегментировки сердечника статора под формат отечественной рулонной стали;
- 6) Модернизированная конструкция нижнего воздухоразделяющего щита;
- 7) Оптимизация грузонесущей крестовины для восприятия повышенных нагрузок.

Новизна и оригинальность работы состоит в том, что впервые реализован ряд новых решений для гидрогенератора малой мощности, а также разработана новая методика конструирования и расчета новых конструкций.

Ценность работы и перспектива использования в АО Силовые машины, завод Электросила. Работа была выполнена для проекта строительства новой МГЭС в России, срок окончания строительства – 2026 год. В перспективе – результаты будут использованы в новых проектах гидрогенераторов зонтичных и полузонтичных конструкций. На основании полученных в результате работы решений были разработаны новые воздухоразделяющие щиты для зонтичных и подвесных генераторов средней (67,88 МВА) и большой мощности (120 МВА).

Список использованных источников:

4. ГОСТ 5616-89. Генераторы и генераторы-двигатели электрические гидротурбинные. Общие технические условия. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. – 18 с.
5. ГОСТ Р МЭК 60034-7-2012 Машины электрические вращающиеся. Часть 7. Классификация типов конструкций, монтажных устройств и расположения коробок выводов (Код IM)
6. Марков М.А. и др. Применение зонтичного исполнения двигателей для улучшения характеристик насосных агрегатов оросительных систем. – Электричество, 2023, № 11, с. 49–58.

7. Марков М.А. и др. Разработка генератора для малого капсульного гидроагрегата. – Электричество, 2023, № 1, с. 44–51.

8. Расчёт характеристик сопротивления усталости сварных конструкций высоконагруженных узлов гидрогенератора [Электронный ресурс] URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=44244011&ysclid=lx34tki2hf217755672>

9. Шестаков А.О. Опыт проведения оценки работоспособности сварных соединений узлов гидрогенераторов с использованием метода конечных элементов. – Известия ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева, 2025, Т. 315, стр. 127 – 138.

**Разработка градиентного усилителя
для низкопольного аппарата магнитно-резонансной томографии
Матнина А.В., Золов П.Д., Маматов А.Г.**

Университет ИТМО, Санкт-Петербург

Ключевые слова: градиентный усилитель, полномостовой преобразователь, регулирование тока, управление с внутренней моделью, управление с предсказанием.

Key words: gradient amplifier, full-bridge power converter, current control, internal model control, model-predictive control.

Развитие низкопольных аппаратов магнитно-резонансной томографии (МРТ) расширяет возможности применения МРТ, за счет компактной конструкции [1]. Одним из важных компонентов таких систем является градиентный усилитель, предназначенный для формирования токов заданной амплитуды и формы на градиентных катушках, которые создают управляемые пространственные изменения магнитного поля (градиенты) вдоль трёх координатных осей — X, Y и Z [4].

Целью работы является разработка градиентного усилителя для низкопольного МРТ.

Разрабатываемый градиентный усилитель должен обеспечивать формирование токов по предварительно загруженной последовательности амплитудой до 90 А с фронтом до 1 мс. Задержка формирования фронта не более 20 мкс. Точность отработки постоянного задания по току не более 1%. Пульсации тока при постоянном задании не более 0.2 А.

В работе решаются следующие задачи:

- разработка аппаратной части: силового преобразователя, модулей управления;
- разработка программного и алгоритмического обеспечения;
- экспериментальная проверка разработанного образца градиентного усилителя.

Силовой преобразователь реализован по полномостовой схеме (H-мост) с параллельными MOSFET транзисторами, шунтированными быстродействующими SiC диодами. Напряжение звена постоянного тока 24 В. Реализована гальваническая изоляция

контура управления силовыми ключами от контура контроллера управления. В качестве датчиков тока использованы датчики компенсационного типа с элементом Холла.

Для исключения колебательных процессов при коммутации силовых ключей выполнена оптимизация паразитных параметров силовой платы в пакетах программ для решения задач методом конечных элементов, введены снабберные цепи. Достижимая частота коммутации силовых ключей в реализованном усилителе составила 200 кГц.

Модуль управления реализован на базе микроконтроллера TMS320F28379D, обеспечивает взаимодействие с программным обеспечением МРТ (ПО МРТ): загрузку желаемых токовых последовательностей, получение сигналов управления, передачу диагностической информации. Обмен с ПО МРТ реализован по Ethernet, взаимодействие с персональным компьютером в режиме отладки по CAN (протокол CANopen).

Изготовленный градиентный усилитель одной градиентной катушки представлен на Рисунке 1.



Рис.1 – Градиентный усилитель одной катушки

Программно-математическое обеспечение разработанного градиентного усилителя обеспечивает запись желаемой токовой последовательности с разрешением 10 мкс и повторяющуюся обработку заданной последовательности по сигналу от ПО МРТ.

Алгоритм регулирования тока включает два канала регулирования: по обратной связи и с прогнозирующей моделью. Структура регулятора тока представлена на Рисунке 2.

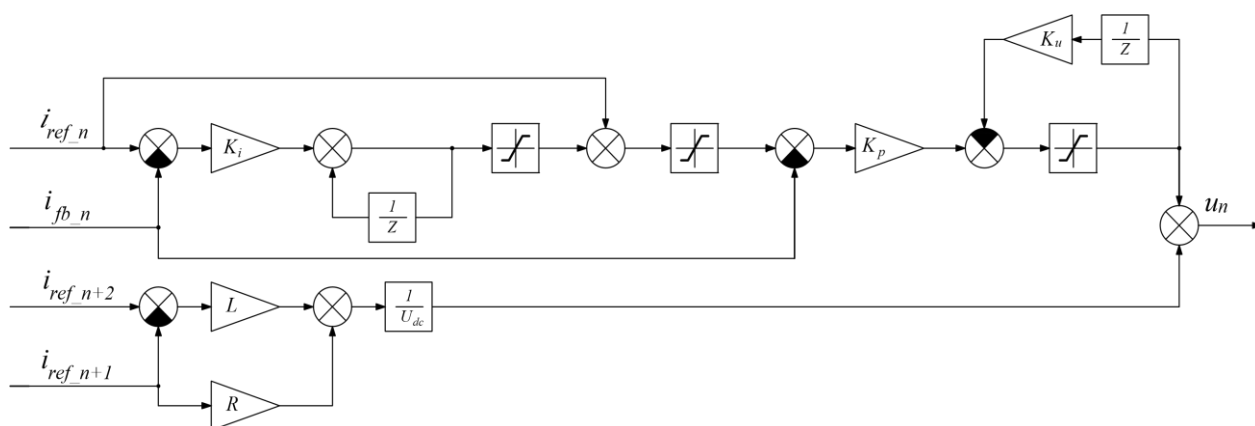
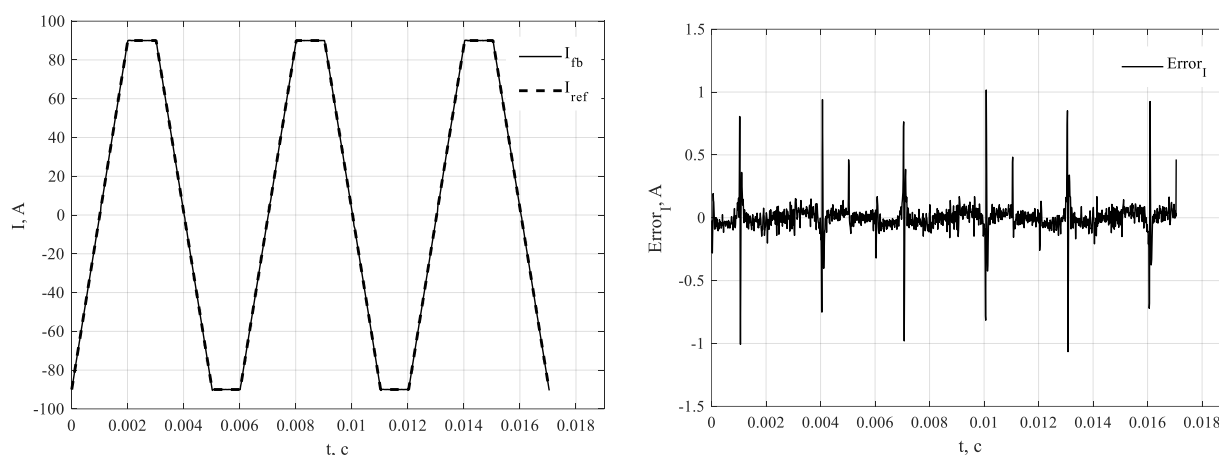


Рис.2 – Структура регулятора тока

Управление с прогнозирующей моделью формируется на основе параметров катушки и желаемых значений тока на двух следующих тактах управления, что позволяет минимизировать временную задержку формирования фронта тока. Регулятор по обратной связи синтезирован с использованием теории модального управления с внутренней моделью с полосой пропускания 10 кГц.

Экспериментальные результаты, полученные при отработке трапецеидального задания по току с фронтом 1 мс от 0 А до 90 А представлены на Рисунке 3. Разработанный преобразователь удовлетворяет всем заявленным характеристикам.



а)

б)

Рис.3 – Отработка трапецеидального задания с фронтом 1 мс и амплитудой 90 А:

а) задание по току и обратная связь с датчика, б) ошибка регулирования тока

Новизна работы заключается в создании специализированного технического решения для создания градиентных полей в низкопольных МРТ аппаратах, обеспечивающего частоту коммутации силовых ключей до 200 кГц, отработку заданных последовательностей тока с минимальными задержками за счет управления с предсказанием и нулевой установившейся ошибкой как при постоянном задании, так и отработке фронта.

Практическая ценность работы состоит в том, что разработанный градиентный усилитель может стать основой для портативных МРТ аппаратов, а также может быть масштабирован с использованием многоуровневой топологии для аппаратов большей мощности [3-4]. Предложенные технические решения могут быть использованы в других областях силовой электроники, где требуется высокая частота коммутации силовых ключей и точность регулирования тока.

Список использованных источников:

1. Blasche M. Gradient Performance and Gradient Amplifier Power // MAGNETOM Flash. 2017. Vol. 69, No. 3. P. 3–14.

2. Sabaté J., Garcés L., Szczesny P., Li Q., Wirth W. High-Power High-Fidelity Switching Amplifier Driving Gradient Coils for MRI Systems // Proceedings of the 35th Annual IEEE Power Electronics Specialists Conference. Aachen, 2004. P. 261–268.
3. Zeng K., Mao S., Rietveld G., Popovic J., Yu H., Wang L., Liu K., Zhou Z. High-Precision Control Method for High-Power MRI Gradient Power Amplifiers // IEEE Transactions on Power Electronics. 2022. V. 37, No. 8. P. 9035–9048.
4. Gudino N., Littin S. Advancements in Gradient System Performance for Clinical and Research MRI // Journal of Magnetic Resonance Imaging. 2023. Vol. 57. P. 57–70.

**Оптимизация грузового пространства для комплектов ЗИП
при разработке ведомости отправки с помощью информационных технологий
Могильников А.В. ,**

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург
Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург

Ключевые слова: запасные части, инструменты и принадлежности, ведомость отправки, проектирование упаковки, оптимизация, планировщик грузового пространства, информационные технологии

Key words: spare parts, tools and accessories, packing list, packaging design, optimization, cargo space planner, information technology

На сегодняшний день перед конструкторским отделом систем возбуждения энергетических машин (КОСВЭМ) АО «Силовые машины» стоит не решенная в полной мере проблема, заключающаяся в отказе со стороны отдела проектирования упаковки (ОПУ) отрабатывать ведомость отправки (ВО), направляемую конструктором-разработчиком, в связи с отсутствием в ней проставленных габаритных размеров (ранее определяемых самим ОПУ) у входящих одиночных/групповых комплектов запасных частей, инструмента и принадлежностей (ЗИП). Отсутствует техническая возможность автоматического проставления габаритных размеров ЗИП (рисунок 1) в системе автоматизированного проектирования конструкторско-технологической информации (САПР КТИ).

Согласно п. 4.2.5 стандарта предприятия СТП БС-1-556-2003 «Документация на консервацию, упаковку и транспортирование продукции завода «Электросила» при формировании ВО конструкторский отдел-разработчик изделия в обязательном порядке заполняет графы 1-10, 13, 18. В графе 10 (рисунок 2) размеры l , b и h указываются в следующей последовательности: $l \times b \times h$. [1]

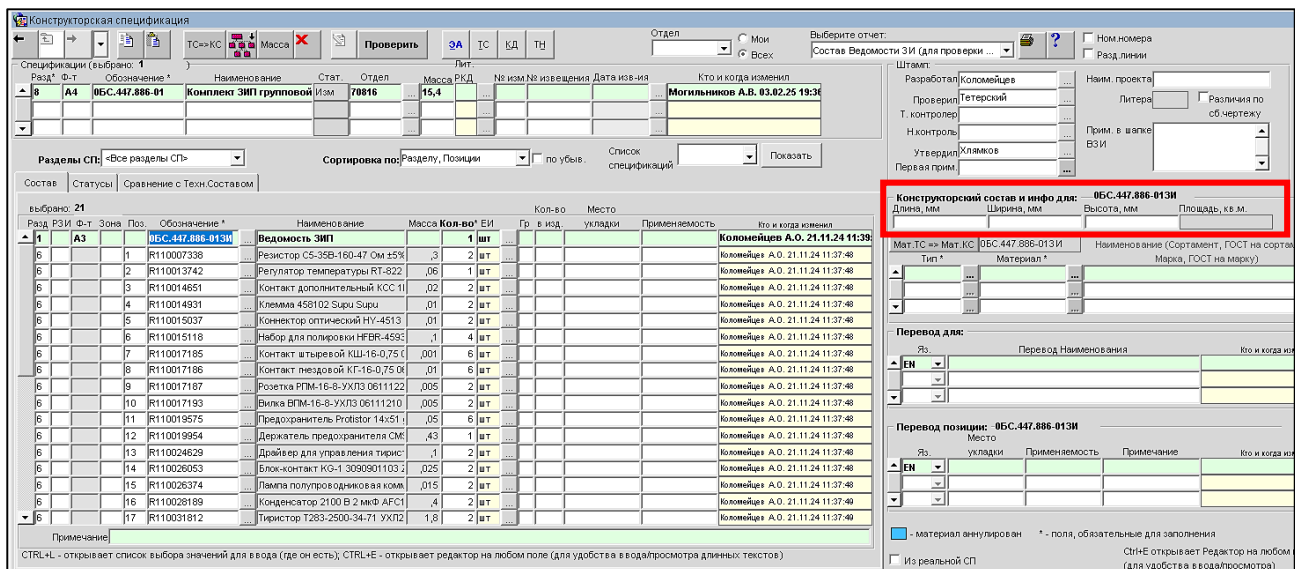


Рис 1. Ведомость ЗИП 0БС.447.886-01 ЗИ в САПР КТИ ЭЛС

Заполнение графы 10 «Габаритные или характ. размеры детали (узла), мм» у комплектов ЗИП в ВО технически не предоставляется возможным, поскольку в комплекты ЗИП, как правило, входят несколько покупных позиций (до 100 и более). Для формирования грузовых мест в адрес ОПУ направлялись конструкторами-разработчиками таблицы по составу ведомостей ЗИ с указанием размеров и массы для каждой позиции в списке согласно п. 4.2.1.2 СТП БС-1-556-2003. Для всех остальных позиций графа 10 заполнялась в соответствии с п. 4.2.5 СТП БС-1-556-2003. Однако принимать в работу выгруженные таблицы по составу ЗИП ОПУ отказался.

| Пор. № | Обозначение | | Наименование | Куда входит | | | Масса, кг | | Габаритные или характ. размеры детали(узла) | № группового места | Кол-во стов грузов. мест | Общие масса грузового места, кг | | Упаковка | | | Примечание | | |
|--------|--|------|---|------------------|------|------|-----------|-------|---|--------------------|--------------------------|---------------------------------|--------------------------------|----------------|--------------|-----------|--------------------------|--------------------------------|----------|
| | Тип, чертеж, № документа | Вар. | | Сборочный чертеж | Поз. | Кол. | 1 шт. | Общая | | | | Обозначение чертежа | Габариты, см дл., шир., высот. | Объем м3 | Обозначение | | | Габариты, см дл., шир., высот. | Объем м3 |
| | | | | | | | | | | | | | | | Брутто, кг | Нетто, кг | | | |
| | Запасные части, блоки, кассеты | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 06С.447.886-01 Комплект ЗИП групповой к секциям тиристорным типа ТСП-2И-23-1600/660 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 15 | | | Тиристор Т283 2500-34-71 УХЛ2 длина выводов 400 мм ТУ 3417-062-41687/291-2016 | 06С.447.886-01 | | 2 | 1,8 | 3,6 | 120x120x28 | ящ. 3 | | | | | | | | | |
| 16 | | | Предохранитель 580FE611250 750 V 1250 A Zhejiang Chifeng Electric | - | | 6 | 1,4 | 8,4 | 120x105x67 | ящ. 6 | | 8,4 | 11 | 55С.820.840-28 | 49x30x27 | | | | |
| 17 | | | Остальное | - | | 1 | 3,25 | 3,25 | 220x250x125 | ящ. 3 | | | | | | | | | |
| 18 | 06С.490.039 | | СУР. Комплект ЗИП групповой | | | 1 | 7,41 | 7,41 | 330x435x140 | ящ. 7 | | 12,75 | 18 | 55С.820.840-52 | 55x54,5x31 | | | | |
| | 06С.490.117 Комплект принадлежностей для наладки СВ | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 19 | 55С.488.902 | | Приспособление закрывающее. Вилка СНП356-32 | 06С.490.040 | | 5 | 0,2 | 1 | 114x44x96 | ящ. 7 | | | | | | | Упаковать по 06С.412.063 | | |
| 20 | 55С.488.903 | | Приспособление закрывающее. Розетка СНП356-32 | - | | 5 | 0,2 | 1 | 114x44x100 | ящ. 7 | | | | | | | Упаковать по 06С.412.063 | | |
| 21 | 55С.488.904 | | Приспособление закрывающее. Розетка СНП35-10 | - | | 1 | 0,12 | 0,12 | 80x44x100 | ящ. 7 | | | | | | | Упаковать по 06С.412.063 | | |
| 22 | 55С.488.975 | | Приспособление закрывающее комбинированное (вилка) | - | | 2 | 0,17 | 0,34 | 112x90x43 | ящ. 7 | | | | | | | | | |
| 23 | | | Приспособление для наладки регулятора AVR-4М 421417.034 АСУ-ВЗИ АСУ-ВЗИ | - | | 1 | 1,55 | 1,55 | 170x330x110 | ящ. 8 | | 1,55 | 4 | 55С.820.840-28 | 49x30x27 | | | | |
| 24 | | | Патч-корд GCR-52553 5 м черный GCR GCR | - | | 1 | 0,23 | 0,23 | 175x190x30 | ящ. 7 | | | | | | | | | |
| 25 | | | Кабель USB 2.0 AM-BM 1,8 м 30344 Behrex Behrex | - | | 2 | 0,05 | 0,1 | 150x150x30 | ящ. 7 | | | | | | | | | |
| 26 | 55С.140.722 | 04 | Сюба | 06С.447.885-01 | | 1 | 0,24 | 0,24 | 145x16x42 | ящ. 7 | | | | | | | | | |
| 27 | 55С.488.783 | 01 | Приспособления для проверки изоляции | - | | 2 | 0,17 | 0,34 | 112x43x90 | ящ. 7 | | | | | | | | | |
| 28 | 55С.488.904 | | Приспособление закрывающее. Розетка СНП35-10 | - | | 2 | 0,12 | 0,24 | 80x44x100 | ящ. 7 | | | | | | | | | |
| 29 | 55С.543.473 | | Перемычка | - | | 12 | 0,05 | 0,6 | 50x50x6,3 | ящ. 7 | | | | | | | Упаковать | | |
| 30 | | | Индикатор часового типа ИЧ10 кл. 1 ГОСТ 577-68 ИЧ ГОСТ 577-68 | - | | 1 | 0,12 | 0,12 | 108x56x24 | ящ. 7 | | | | | | | | | |
| 31 | | | Ноутбук Lenovo 20VE008MM ThinkBook 15 G2 I7L | 06С.490.117 | | 1 | 4,7 | 4,7 | 400x160x380 | ящ. 9 | | 4,7 | 9 | 55С.820.840-03 | 65x54,5x25,2 | | 06С.412.063 | | |
| 32 | | | Набор слесарного инструмента №68 ТУ3926-023-05797687-2006 | - | | 1 | 7,5 | 7,5 | 470x340x90 | ящ. 10 | | 7,5 | 12 | 55С.820.840-03 | 65x54,5x25,2 | | | | |
| 33 | | | Набор универсальный для снятия изоляции резки опрессовки UNI 79758 КВТ | - | | 1 | 2,2 | 2,2 | 375x305x80 | ящ. 11 | | 2,2 | 6 | 55С.820.840-35 | 50x40x20 | | | | |
| 34 | | | Пресс-клещи для обжима втулочных наконечников ПКБК-16 54549 КВТ | - | | 1 | 0,41 | 0,41 | 175x85x30 | ящ. 7 | | | | | | | | | |

Рис 2. Фрагмент ВО 6БС.158.757 ВО для заводского заказа 10825-1019 Новочеркасская ГРЭС в автоматизированной системе «Отгрузка»

У разработчиков со стороны КОСВЭМ отсутствуют ресурсы и возможности для ручного раскрытия всех входящих в ВО комплектов ЗИП с указанием масс и габаритов, поэтому дополнительно в адрес ОПУ направлялись таблицы в формате Excel, выгруженные из САПР КТИ ЭЛС, с данной информацией по всем запасным частям, чтобы далее на их основе ОПУ смог подобрать ящики, в которые имеющиеся в ВО ЗИП можно было бы укомплектовать.

Пример выгруженной ведомости ЗИ из САПР КТИ в формате Excel, состоящей из 20 позиций, представлен в таблице 1. При формировании ВО конструктором-разработчиком из группового комплекта ЗИП отдельными позициями выносятся тиристор Т283-2500-34-71 УХЛ2 (поз. 17 в таблице 1, пор. №15 на рисунке 2) и предохранитель 580FE611250 750 V 1250 A Zhejiang Chifeng Electric (поз. 18 в таблице 1, пор. №16 на рисунке 2), как позиции, имеющие наибольшие массы среди всех представленных. Оставшиеся запасные части вносятся в ВО общей позицией с названием «Остальное» (пор. №17 на рисунке 2), для которой также необходимо определить массу (вручную) и габаритные размеры, расчет которых уже вызывает некоторые сложности.

Табл. 1. Состав Ведомости ЗИ ОБС.447.886-01 Комплект ЗИП групповой к секциям тиристорным типа ТСП-2И-23-1600/660 (для проверки Массы) в формате Excel

| Состав Ведомости ЗИ ОБС.447.886-01 Комплект ЗИП групповой к секциям тиристорным типа ТСП-2И-23-1600/660 (для проверки Массы) | | | | | | | | | | | | 14.01.2026 |
|--|-------|-----|------|------------------|-----------------|----------|--------|---------|---------|--------|-----|---------------|
| Ведомость | Разд. | ... | Поз. | Вх.Обозначение | Наименование | Масса,кг | Дли-на | Шири-на | Высо-та | Кол-во | ... | ВесПо-зиции |
| ОБС.447.886-01 | 1 | | | ОБС.447.886-01ЗИ | Ведомость ЗИ.. | | | | | 1 | | |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 1 | R110007338 | Резистор С5-... | 0,3 | 220 | 47 | 30 | 2 | | ,6 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 2 | R110013742 | Регулятор те... | 0,06 | 90 | 65 | 32 | 1 | | ,06 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 3 | R110014651 | Контакт доп... | 0,02 | 37 | 11 | 30 | 2 | | ,04 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 4 | R110014931 | Клемма 4581... | 0,01 | 22 | 10 | 12 | 2 | | ,02 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 5 | R110015037 | Коннектор о... | 0,01 | 45 | 10 | 7 | 2 | | ,02 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 6 | R110015118 | Набор для по... | 0,1 | 100 | 100 | 5 | 4 | | ,4 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 7 | R110017185 | Контакт шты... | 0,001 | 25 | 4,5 | 4,5 | 6 | | ,006 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 8 | R110017186 | Контакт гнез... | 0,01 | 22,2 | 4,5 | 4,5 | 6 | | ,06 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 9 | R110017187 | Розетка РПМ... | 0,005 | 35 | 14 | 30 | 2 | | ,01 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 10 | R110017193 | Вилка ВПМ-... | 0,005 | 34 | 14,6 | 30 | 2 | | ,01 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 11 | R110019575 | Предохранит... | 0,05 | 51 | 14 | 14 | 6 | | ,3 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 12 | R110019954 | Держатель п... | 0,43 | 150 | 65 | 65 | 1 | | ,43 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 13 | R110024629 | Драйвер для... | 0,1 | 65 | 92 | 75 | 2 | | ,2 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 14 | R110026053 | Блок-контакт... | 0,025 | 51 | 16 | 34 | 2 | | ,05 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 15 | R110026374 | Лампа полуп... | 0,015 | 57 | 30 | 30 | 2 | | ,03 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 16 | R110028189 | Конденсатор... | 0,4 | 155 | 65 | 65 | 2 | | ,8 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 17 | R110031812 | Тиристор Т2... | 1,8 | 120 | 120 | 28 | 2 | | 3,6 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 18 | R110032343 | Предохранит... | 1,4 | 120 | 105 | 67 | 6 | | 8,4 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 19 | R180011658 | Реле давления.. | 0,15 | 86 | 102 | 57,5 | 1 | | ,15 |
| ОБС.447.886-01 | 6 | | 20 | R180011700 | Реле давления.. | 0,06 | 86 | 102 | 57,5 | 1 | | ,06 |
| | | | | Итого: | | | | | | | | 15,246 |

Перед КОСВЭМ была поставлена задача по оптимизации грузового пространства для комплектов ЗИП при разработке ВО. Для ее решения конструкторский отдел-разработчик в настоящий момент использует программу «Планировщик грузового пространства» (рисунок 3), чтобы определить точные габариты будущего грузового места. Через кнопку «Добавить груз +» вносятся грузы с указанием количества, массы и габаритных размеров, которые также можно выборочно штабелировать (укладывать в несколько ярусов для экономии места) для того, чтобы предотвратить смещение и повреждения при транспортировке. Данная методика позволяет автоматически определить/подобрать габариты грузового пространства позиции «Остальное» (220 х 250 х 130 – на рисунке 3), избегая ручного расчета и минимизируя ошибки разработчика ВО при работе с данными.

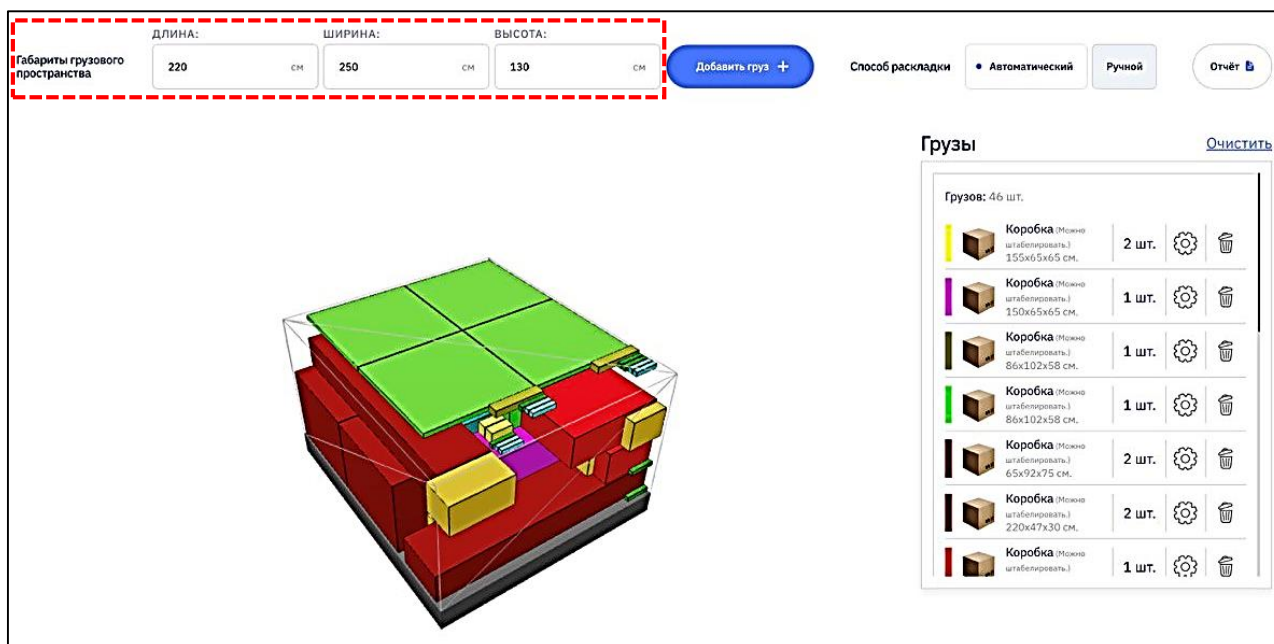


Рис 3. Интерфейс программы «Планировщик грузового пространства»

Используя программу «Планировщик грузового пространства», достигается плановый экономический эффект:

- значительно сокращается время и трудозатраты КОСВЭМ на формирование ВО по заводским заказам;
- точность расчетов габаритных размеров ЗИП позволяет ОПУ подобрать оптимальный по габаритам ящик (упаковку) без переплаты за воздух, минимизируя при этом транспортные расходы и риск потери и повреждения.

С помощью цифровых инструментов улучшается эффективность выполнения задач и операций внутри организации. Такие технологии позволяют автоматизировать рутинные задачи, улучшить управление ресурсами, снизить затраты и повысить качество работы. [2]

Список использованных источников:

1. Стандарт предприятия СТП БС-1-556-2003 «Документация на консервацию, упаковку и транспортирование продукции завода «Электросила».
2. Пошибаев, А. Ю. Влияние цифровых технологий на эффективность деятельности организации / А. Ю. Пошибаев // Вестник евразийской науки. — 2024. — Т. 16. — № 5. — URL: <https://esj.today/PDF/51FAVN524.pdf> (дата обращения 14.01.2026).

Перспективы использования новых антифрикционных материалов в конструкции подшипников мощных газовых турбин

Назаргулов А.Р. ,

АО «Силовые машины», Уфа

Целью данной работы является обзор возможности использования новых антифрикционных материалов в конструкции подшипниковых мощных газовых турбин.

Ключевые слова:

Подшипник, антифрикционное покрытие, газовая турбина, модернизация, ресурс, несущая способность.

Key words:

Bearing, antifriction coating, gas turbine, modernization, service life, load-bearing capacity.

В настоящее время в конструкции подшипников мощных паровых и газовых турбин применяют в основном баббитовые сплавы, такие как Б83, Б88, Б16. Данный вид антифрикционных материалов имеет следующие преимущества:

1. Высокая доступность
2. Низкий коэффициент трения
3. Высокая ремонтпригодность вкладышей с баббитовой заливкой (ремонт способом наплавки, шабровка рабочих поверхностей)
4. Хорошие антифрикционные свойства
5. Хорошая теплопроводность

Однако, у баббитовых сплавов есть ряд недостатков:

1. Низкая усталостная прочность
2. Склонность к ликвации
3. низкие значения воспринимаемых удельных давлений
4. Низкая пластичность
5. При больших температурах сильно изменяются физические и механические свойства
6. Выкрашивание
7. Высокая скорость выхода из строя (локальное подплавление приводит к эффекту «цепной» реакции и выплавлению всего материала за доли секунды)
8. Значительные потери мощности и нагрузки из-за сухого трения (в период пуска, особенно на тяжелых роторах)
9. Коррозия

Подшипники текущей конструкции мощных газовых турбин серии V94.2, ГТЭ-160, ГТЭ-170.1, SGT5-2000E старых версий имеют некоторые особенности, связанные с чувствительностью к изменению осевого усилия в турбине. При эксплуатации данных машин

в предельном режиме происходит ускоренный износ упорных колодок и снижение надежности работы подшипника.

В связи с невозможностью преодоления ограничений в развитии баббитовых сплавов и нивелирования их главных недостатков, чрезвычайную актуальность приобретает применение альтернативных антифрикционных материалов в конструкции подшипников современных газовых турбинах.

Сущность гипотезы исследования: Оценить эффект по улучшению эксплуатационных характеристик подшипников при внедрении в конструкцию новых антифрикционных материалов без существенного изменения конструкции.

Объектами исследования являются полимерный материал и опорно-упорный подшипник ГТЭ-170.

Для достижения целей исследования были сформулированы следующие задачи:

1. Анализ свойств имеющегося антифрикционного покрытия – баббита Б83
2. Сбор информации об опыте применения и свойствах полимерных покрытий
3. Оценка возможности внедрения новых материалов
4. Сравнительный анализ характеристик антифрикционных материалов

Метод исследования делится на 4 этапа:

1. Анализ материала баббит Б83.
2. Поиск информации по полимерным покрытиям и опыту их эксплуатации.
3. Определение эффективности полимерного покрытия
4. Оценка возможности внедрения полимерных покрытий в существующую конструкцию подшипников
5. Сравнение характеристик подшипника с полимерным покрытием и с баббитом Б83.
6. Анализ результатов

Новизна и оригинальность данной работы состоит в том, что предложенные материалы позволяют значительно увеличить надежность и несущую способность подшипника без внесения существенных изменений в конструкцию подшипникового узла.

Результаты исследования, изложенные в данной работе, в перспективе могут быть использованы при разработке и изготовлении новых подшипников газовых турбин ГТЭ-65, ГТЭ-170, ГТЭ-200.

Доклад сопровождается презентацией, чертежами, 3Д-моделью.

Список использованных источников:

1. Специализированный научно-практический журнал «Турбины и дизели» - ГПА-32 «Ладога» работают на Амурском ГПЗ, 2024г.

2. Специализированный научно-практический журнал «ПИК Диад» - ОПОРНЫЕ И УПОРНЫЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ ВСЕХ ТИПОВ, 2024г.

3.<https://www.turbunist.ru/49602-lepestkovye-gazodinamicheskie-podshipniki.html>.

4.<https://mechanicinfo.ru/babbitt-nedostatki-i-alternativy-remont-podshipnikov-skolzheniya/>

- «Баббит: недостатки и альтернативы. Ремонт подшипников скольжения.»

5. «Применение антифрикционных углепластиков в гидротурбинах» - И. Ю. Абозин, В. Е. Бахарева, Г. А. Вильнер

6. «Влияние температуры и скорости деформации на механические свойства баббита Б83 с различной структурой» - Институт проблем сверхпластичности металлов РАН, Ф. А. Садыков, Н. П. Барыкин, И. Ш. Валеев

7. «Перспективы применения антифрикционных углепластиков ФУТ-Б и УПФС для подшипников паровых турбин»- Научные исследования и научно-технические разработки в области создания и применения инновационных технологий, В. Е. Бахарева, И.А. Ковалев, И. В. Лишевич, Ю. И. Моногаров, А. С. Саргсян, Д. Г. Эсперов, С. С. Энрольд, 2012 год.

Экономическая оценка интеграции высокотемпературного парового электролиза (ВТПЭ) в ТЭЦ-22: влияние на коэффициент потери мощности и себестоимость водорода

Найпак К.А.

АО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург

• инженер-конструктор 1 категории, ДСАЭМ, Отдел расчетов, Сектор электроэнергетических расчетов;

• аспирантка 3 курса обучения СПбПУ Петра Великого по направлению 2.4.5 «Энергетические системы и комплексы»

Ключевые слова: высокотемпературный паровой электролиз (ВТПЭ), ТЭЦ, коэффициент потери мощности (КПМ), мультигенерация, водород, технико-экономическая оценка, удельная себестоимость водорода ($УС_{H_2}$).

Key words: high-temperature steam electrolysis (HTSE), TPP, power loss factor (PLF), multigeneration, hydrogen, techno-economic analysis, levelized cost of hydrogen ($LCOH_2$).

Цель работы/исследования: Целью исследования является обоснование целесообразности интеграции высокотемпературной паровой электролизной установки (ВТПЭ) в тепловую схему паротурбинной установки ТЭЦ-22, а также определение влияния различных вариантов подключения на коэффициент потери мощности (КПМ) и уровень удельной себестоимости водорода ($УС_{H_2}$).

Гипотеза работы/исследования: Предполагается, что использование отбора пара для нужд ВТПЭ в зоне регенерации и последующий возврат компенсационного потока в подогреватель высокого давления (ПВД) (схема «пар-подогреватель») позволит существенно снизить потери электрической мощности по сравнению с традиционной схемой возврата компенсационного потока в конденсатор (схема «пар-конденсатор»). Это приведёт к уменьшению КПМ, снижению удельных эксплуатационных затрат (УЗЭ) и, как следствие, снижению $УС_{H_2}$. Данное решение способно повысить экономическую привлекательность водородных технологий и открыть для компании «Силовые машины» новые направления развития в области энергетического оборудования.

Объект работы/исследования: Теплофикационная паротурбинная установка ТЭЦ-22 с интегрированной ВТПЭ установкой на твёрдооксидных элементах (ТОЭ).

Задачи работы/исследования:

1. Сформировать математическую модель совместной работы паротурбинной установки и ВТПЭ с помощью ПО Aspen Hysys и United Cycle.
2. Выполнить термодинамическое моделирование четырёх интеграционных сценариев (конденсационный, теплофикационный, мультигенерационный с возвратом пара в конденсатор, мультигенерационный с возвратом в ПВД).
3. Рассчитать КПМ, Δh по цилиндрам турбины и изменение нетто-выработки электроэнергии.
4. Оценить $УС_{H_2}$ для каждого сценария с использованием современной модели удельной стоимости водорода (удельные капитальные затраты (УЗк), удельные эксплуатационные затраты (УЗЭ), удельные затраты на вывод из эксплуатации (УЗвЭ)).
5. Сопоставить результаты и определить оптимальный вариант интеграции ВТПЭ для условий российских ТЭЦ.

Методы работы/исследования:

- моделирование ВТПЭ установки в ПО Aspen Hysys;
- моделирование паротурбинной установки в ПО United Cycle;
- экономический анализ по методике $УС_{H_2}$ в специально разработанной компьютерной программе на языке программирования Fortran;
- оценка чувствительности результатов к макроэкономическим параметрам (ставка дисконтирования, рост цен на топливо, стоимость электричества);
- сравнение схем по показателям КПМ и структуре затрат.

Результаты работы/исследования:

1. Построены $h-s$ диаграммы для четырёх схем интеграции, подтверждающие снижение полезного перепада энтальпии при возврате тепла в конденсатор и его сохранение при возврате в ПВД.

2. Выявлено, что в схеме «пар-конденсатор» КПМ увеличивается до 4,4%, тогда как в схеме «пар-подогреватель» КПМ составляет лишь 2.4%, что свидетельствует о более рациональном использовании пара.

3. Получены значения удельной стоимости водорода: • 2021 год: 5.426 \$/kg («пар-конденсатор»), 4.521 \$/kg («пар-подогреватель»); • 2025 год: 10.551 \$/kg («пар-конденсатор»), 8.775 \$/kg («пар-подогреватель»).

4. Доказано, что экономия по $УС_{H_2}$ при переходе к схеме «пар-подогреватель» составляет 16–17%, инвариантно году расчёта.

5. Определено, что структура затрат $УС_{H_2}$ более чем на 90% определяется эксплуатационными расходами, тогда как доли капитальных и расходов на вывод из эксплуатации не превышают 6–8% и 1% соответственно.

Основные выводы:

1. Наиболее выгодной с точки зрения совокупной эффективности является схема интеграции ВСПЭ с возвратом компенсационного пара в ПВД.

2. Данная схема обеспечивает минимальный КПМ, максимальный полезный Δh в зоне низкого давления и наименьшую себестоимость водорода.

3. Экономические преимущества, выраженные в снижении $УС_{H_2}$ на 16–17%, сохраняются в различных макроэкономических условиях.

4. Полученные результаты могут служить основанием для разработки коммерческих проектов по внедрению ВТПЭ в действующие ТЭЦ.

Новизна и оригинальность работы: Новизна заключается в комплексном подходе к оценке интеграции ВТПЭ в российскую теплофикационную ТЭЦ-22 с применением двух вариантов возврата пара. Впервые выполнено сопоставление влияния данных вариантов на КПМ, структуру затрат и итоговый $УС_{H_2}$ с учётом макроэкономических условий РФ (2021 и 2025 гг.). Работа предлагает инженерно значимую методику определения оптимальной точки подключения ВТПЭ.

Ценность работы для компании «Силловые машины»:

- формирует базу для расширения продуктовой линейки в направлении водородных технологий и ТОО-оборудования;

- демонстрирует экономические преимущества альтернативных схем регенерации пара;

- показывает потенциал повышения конкурентоспособности турбинных установок компании на мировом рынке.

Перспективы использования результатов:

- возможность разработки демонстрационного проекта «водородной» ТЭЦ;
- применение методики оценки КПМ и $УС_{H_2}$ в инженерных проектах «Силовых машин»;
- использование полученных данных при модернизации существующих ТЭЦ под требования низкоуглеродной энергетики.

Список использованных источников:

1. Baiguini, M., G. Di Marcoberardino, and P. Giulio Iora, High-temperature electrolysis integrated with advanced power cycles for the combined production of green hydrogen, heat and power. *Energy Conversion and Management*, 2024. **322**: p. 119121.
2. Sadeghi, K., et al., Power loss factor minimization and economic assessment of nuclear-hydrogen cogeneration via modular high-temperature steam electrolysis driven by a light-water reactor. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024. **71**: p. 1104-1120.
3. Kalmykov, K.S., et al., Improving the efficiency of chp plants through the combined production of hydrogen, heat and electricity. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024. **51**: p. 49-61.
4. Gorina, O., Energy Efficiency of Hydrogen Technologies on Thermal Power Plant. *Advances in Engineering Research*, volume 213, 2021.
5. Wendt, D.S., L.T. Knighton, and R.D. Boardman, High Temperature Steam Electrolysis Process Performance and Cost Estimates. 2022.

Новый метод определения аэродинамических сил, возникающих в уплотнениях турбин

Никитин И.А. , Мокробородов В.А.

ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» г. Москва

Ключевые слова: неконсервативная составляющая аэродинамической силы, уплотнение, рабочая решетка, измерения, жесткость силы, смещение осей ротора и статора, эксцентриситет

Key words: non-conservative component of aerodynamic force, sealing, working grid, measurements, force stiffness, offset of rotor and stator axes, eccentricity

До сих пор измерение аэродинамических сил, возникающих в уплотнениях турбомашин проводится двумя традиционными методами: либо при помощи двухкомпонентных тензометрических весов, установленных на роторе и позволяющих напрямую измерить эти силы, либо на основании измеренных давлений по длине и по окружности в камерах

уплотнений. Эти традиционные способы измерения аэродинамических сил требуют значительных трудовых и материальных затрат. В связи с этим в настоящей работе предлагается разработанный и экспериментально апробированный на кафедре паровых и газовых турбин НИУ "МЭИ" метод определения аэродинамических сил, позволяющий по значению аэродинамической силы, измеренной в статике, в первом приближении быстро решить задачу оценки неконсервативной составляющей аэродинамической силы в уплотнениях без применения традиционных дорогостоящих методов исследований. Вообще говоря, термины неконсервативная сила или консервативная используются для обозначения сил в динамике.

Полученные с использованием нового метода значения неконсервативной составляющей аэродинамической силы в уплотнении при помощи расчетной зависимости, предложенной А.Г. Костюком, были сравнены с результатами измерения этой силы для аналогичных моделей уплотнений, но полученных ранее традиционными способами, с помощью тензометрических весов и по показаниям дренажей в камерах уплотнений.

Цель исследования. Целью работы является апробация новым методом измерения неконсервативных сил.

Гипотеза исследования. Предполагается, что предложенный метод прямого измерения неконсервативной составляющей аэродинамической силы, возникающей в уплотнениях, позволит и качественно, и количественно верно оценить эту силу.

Объект исследования – различные типы бесконтактных уплотнений.

Задачи исследования:

- Сборка нового стенда для исследования динамических характеристик уплотнений уплотнения;
- Проведение серии экспериментов по измерению неконсервативных сил различными методами;
- Оценка полученных результатов.

Методы исследования: моделирование, сравнение, эксперимент.

Результаты исследования.

На рис. 1 построены зависимости неконсервативной составляющей силы и ее жесткости в зависимости от радиального зазора δ для всех случаев.

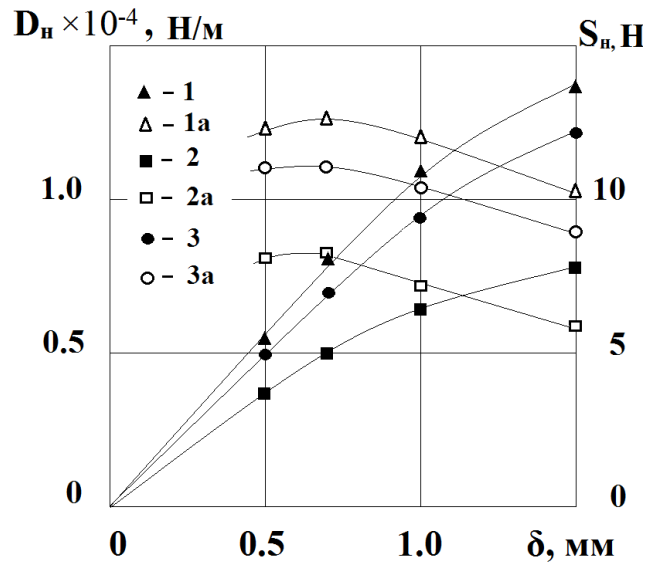


Рис. 1. Силовые характеристики различных моделей двугребчатых уплотнений

1 - S_n , 1a - D_n модели № 1; 2 - S_n , 2a - D_n модели № 2; 3 - S_n , 3a - D_n модели № 3

Оценка отношения жесткостей неконсервативных сил для сравниваемых уплотнений приводит к качественному совпадению с экспериментальными результатами, представленными на рис. 1. Жесткости, экспериментально определенные для модели № 3 по описанному в настоящей работе способу оказываются при всех значениях δ меньше жесткостей модели № 1 и больше жесткостей модели № 2. При этом различие при сравнении моделей № 2 и № 3 по экспериментальным и расчетным данным оказалась не выше 10%. Следует однако отметить более значительное, до 40%, расхождение отношений жесткостей, посчитанных по экспериментально определенным значениям для моделей № 1 и № 3, связанное, по-видимому, с принятым допущением при определении коэффициента безразмерной жесткости ζ . Для более точного определения ζ для сравниваемых моделей уплотнений требуется знание такого параметра, как окружная составляющая скорости внутри камеры уплотнения, от которого существенно зависит коэффициент безразмерной жесткости ζ , и которым мы для моделей № 1 и № 2, исследованных достаточно давно, просто не располагаем.

Основные выводы по проделанному исследованию:

1. В работе предложен простой метод прямой оценки неконсервативных аэродинамических сил, возникающих в надбандажных уплотнениях, позволяющий оперативно оценить различные конфигурации уплотнений с точки зрения величины возникающих в них аэродинамических сил, способных вызывать автоколебания вала турбомашин.

2. Сравнительный анализ результатов определения неконсервативных сил, выполненных предложенным методом и традиционными способами позволяет утверждать, что предложенный метод прямого измерения неконсервативной составляющей аэродинамической силы, возникающей в уплотнениях, позволяет и качественно, и количественно верно оценить эту силу.

3. Предложенный метод может быть использован и при определении неконсервативных сил, возникающих в уплотнениях, и венцовых сил в рабочей решетке, вызываемых неравномерностью утечки через надбандажные уплотнения.

В чем состоит новизна и оригинальность исследования.

Разработан новый метод определения аэродинамических сил, позволяющий в первом приближении быстро решить задачу оценки неконсервативной составляющей аэродинамической силы в уплотнениях без применения традиционных дорогостоящих исследований.

Ценность исследования и перспектива использования результатов в компании.

В целом полученные результаты показали, что предложенный метод позволяет получить качественно и количественно верные результаты и может быть использован для сравнения различных конфигураций уплотнений по величине возникающей в них неконсервативной составляющей силы, способной вызывать автоколебания валопроводов турбомашин.

Список использованных источников.

1. Костюк А.Г., Серков С.А., Наумов В.В., Петрунин Б.Н. Экспериментальное исследование аэродинамических венцовых сил в турбинной ступени и обоснование метода их расчета // Теплоэнергетика. 1992. № 3. С.41-45.

2. Петрунин Б.Н. Исследование аэродинамических сил в уплотнениях турбомашин и экспериментальное обоснование расчетной методики. Дисс. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук. М.: МЭИ. 1991. 188 с.

3. Дмитриев С.С., Б. Н. Петрунин, М. Э. А. Э. Ахмед. Экспериментальные исследования влияния вращения ротора и закрутки потока перед уплотнениями на расход утечки// Теплоэнергетика, 2021. № 2. С. 16–27.

Исследование влияния разгрузочных труб на энергетические параметры гидротурбины РО 150 с использованием численного анализа

Никулин Д.А.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: осевая сила, разгрузочные трубы, РО, щелевое уплотнение, ANSYS

Key words: axial force, discharge pipes, Francis turbine, gap seal, ANSYS CFX.

Введение. В работе исследовалось влияние разгрузочных труб на энергетические параметры. Исследование проводилось с помощью инструментов численного моделирования для режимов работы гидротурбины при максимальных мощностях.

Гипотеза работы. В рабочих колесах радиально-осевых гидротурбин от величины протечек через уплотнения в большей мере зависит осевое усилие [1]. Чтобы уменьшить осевое усилие над крышкой рабочего колеса устанавливают разгрузочные трубы. Таким образом через верхнее уплотнение появляются объемные потери, влияющие на энергетические параметры.

Объект работы. Исследование проводилось для параметров гидротурбины РО150 (см. табл. 1).

Табл. 1 – Параметры РО150

| | |
|--|--|
| Расчетный напор H_p , м | |
| Максимальный напор H_{max} , м | |
| Минимальный напор H_{min} , м | |
| Номинальная частота вращения n , об/мин | |
| Расчетный расход Q_p , м ³ /с | |
| Диаметр рабочего колеса D_1 , м | |
| Высота отсасывания H_s , м | |
| Номинальная мощность N , МВт | |
| Максимальная мощность N_{max} , МВт | |

Расчетная модель состояла из щелевого уплотнения с диаметром $d_{щ}=2.5$ мм, области над крышкой рабочего колеса и разгрузочных труб (см.рис.1).

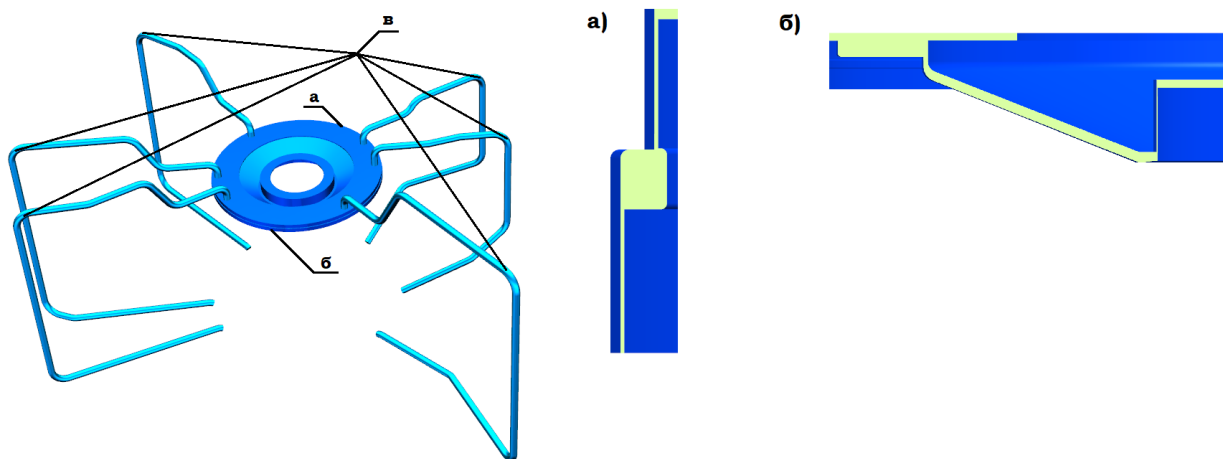


Рис. 1. Модель для исследования: а) щелевое уплотнение; б) область над крышкой;
в) разгрузочные трубы

Этапы работы. На первом этапе был проведён расчет гидротурбины, когда осевая сила принимает максимальное значение при нормальной работе гидроагрегата, т. е. при N_{max} и N_{max} . Расчетная модель состояла из сегмента направляющего аппарата, сегмента рабочего колеса и отсасывающей трубы. По результатам расчета были получены значения давлений на входе в щелевое уплотнение и на выходе из труб, которые были заданы в качестве граничных условий для следующих расчетов. Также была получена величина осевого усилия, действующая на РК со стороны проточной части F_{OC1} .

Второй этап работы заключался в проведении расчетов с постепенным уменьшением количества разгрузочных труб. По результатам расчетов (см. табл. 2) была получена величина расхода через разгрузку РК $Q_{щ}$, определены объемные потери и гидравлическое осевое усилие со стороны крышки рабочего колеса F_{OC2} . Выполнена оценка суммарного осевого усилия ΣF_{OC} .

Табл.2 – Результаты расчетов (режим работы $N_{max}=152M$, $Q=210 \text{ м}^3/\text{с}$)

| | | | |
|---------------------------------|--|--|---|
| Кол-во труб | | | |
| $Q_{щ}, \text{ м}^3/\text{с}$ | | | |
| $Q_{щ}/Q$ | | | |
| $F_{OC1}, \text{ т. с.}$ | | | |
| $F_{OC2}, \text{ т. с.}$ | | | 1 |
| $\Sigma F_{OC}, \text{ т. с.}$ | | | |
| $F_{OC.доп}, \text{ т. с. [2]}$ | | | |

Анализ работы. Уменьшение количества разгрузочных труб влияет на величину объемных потерь, при этом максимальная суммарная гидравлическая сила не превышает допустимого значения.

Расход воды через уплотнение рабочего колеса зависит от разности давлений до входа в уплотнение и при выходе из него и сопротивления самого уплотнения [3]. Таким образом можно предположить, что расход через щель, при фиксированном напоре, практически не зависит от расхода гидротурбины. Это позволяет оценить объемные потери для любого расхода (см. табл. 3).

Таблица 3 – Оценка влияния количества разгрузочных труб для режима работы $H_{\max}=152\text{м}$, $Q_{\min}=180\text{ м}^3/\text{с}$

| | | | |
|--------------------------------------|--|--|--|
| Кол-во труб | | | |
| $Q_{\text{щ.}}, \text{м}^3/\text{с}$ | | | |
| $Q_{\text{щ.}}/Q$ | | | |

Заключение. Для гидротурбин типа РО150 за счет уменьшения количества разгрузочных труб можно уменьшить объемные потери. Наибольший эффект влияния на КПД достигается при малых расходах в режимах на линии ограничения минимальной мощности. С уменьшением количества разгрузочных труб гидравлическая осевая гидравлическая сила значительно возрастает, но не превышает допустимых пределов.

По результатам работы можно рекомендовать для гидротурбин данного типа предусматривать возможность регулировки расхода через систему разгрузки, что поможет, уменьшив объемные потери, оптимизировать работу гидротурбины без превышения допустимой величины осевой силы.

Список использованных источников:

1. Макаров В. В., Расчет осевых усилий, действующих на рабочие колеса радиально-осевых гидротурбин, и определение объемных и дисковых потерь //Издание завода-втуза при ЛМЗ. – 1986. – 37 с.
2. Summary report on model turbine acceptance test for the Karakaya HPP carried out in the presence of the purchaser representatives
3. Ковалев Н. Н., Гидротурбины //Л., Машиностроение. – 1971. – 584 с.

Конвертация прикладной программы для ЭВМ из Turbo Pascal в Fortran Отставнов А.А.

Научный руководитель - Данилевич О.Я.
АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: Turbo Pascal, Fortran, функциональная эквивалентность, программа.
Key words: Turbo Pascal, Fortran, functional equivalence, software.

Актуальность

В настоящее время важно обеспечить автоматизацию расчетов и оптимизацию работы в целом за счет использования моделирования и программных инструментов. В АО «Силовые машины» существует ряд прикладных программ для вычислений, разработанных в среде Turbo Pascal. Значительный массив уникального алгоритмического обеспечения, разработанного в среде Turbo Pascal для решения научно-технических и инженерно-расчетных задач, представляет существенную ценность, однако, стремительно утрачивает функциональную пригодность в связи с её несовместимостью с современными вычислительными средами. Технологическое устаревание платформы проявляется в проблемах совместимости с современными 64-разрядными операционными системами, отсутствием поддержки современных стандартов и инструментов для интеграции в распределенные вычислительные комплексы, а также ограничениями по объему доступной оперативной памяти. Это привело к искусственному дроблению исходного алгоритма расчёта на отдельные подпрограммы, что усложняет процесс модернизации и сопровождения программного продукта. В этом контексте задача адаптации алгоритмов на современный стандарт языка Fortran (2003/2008/2018) приобретает особую актуальность. Такой перенос способен обеспечить длительную поддержку и надёжное функционирование программного обеспечения на современных компьютерах, одновременно существенно сократив число необходимых промежуточных рабочих файлов и упростив структуру программы.

Цель работы - конвертация прикладной программы для ЭВМ из Turbo Pascal в Fortran.

Гипотеза исследования

Корректно выполненный перенос алгоритмов, сопровождающийся строгой верификацией результатов, позволит обеспечить их полную функциональную эквивалентность при существенном улучшении читаемости текста программы для ЭВМ.

Объект исследования

Исходные тексты программ для ЭВМ и программные модули на языке Turbo Pascal.

Задачи работы

1. Изучить структуру текста программы для ЭВМ, разработанной на основе Turbo Pascal, и выявить проблемные места (например, использование глобальных переменных, устаревшие методы организации управления, особенности работы с памятью и файлами).

2. Разработать стратегию переноса и комплекс тестов для верификации перенесенных данных.

3. Выполнить перенос алгоритмов на Fortran, используя современные подходы к организации текста программы для ЭВМ (модульная организация, явное задание интерфейсов, использование современных типов данных).

4. Выполнить анализ результатов расчетов и выводимых данных, получаемых на основе Turbo Pascal и Fortran.

Методы исследования

В работе планируется применение методов структурного и сравнительного анализа языков программирования, методов модульного и интеграционного тестирования для верификации, а также методов программной инженерии, направленных на изменение внутренней структуры программы без изменения её внешнего поведения и улучшение архитектуры исходного текста программы для ЭВМ.

Результаты работы

1. Структурный анализ исходного текста программы для ЭВМ, написанного на Turbo Pascal, выявил ряд системных проблем, таких как зависимость от DOS, активное использование глобальных переменных, различия в написании системных команд и устаревшие методы работы с памятью, что усложняло сопровождение и модернизацию.

2. Выполнена конвертация прикладной программы для ЭВМ из Turbo Pascal в Fortran с применением модульной организации и современных конструкций Fortran.

3. Выполнено тестирование и верификация на основе расчёта турбогенератора ТЗВ-890-2А, проведенный в Turbo Pascal и Fortran, подтвердил их полную идентичность. Верификация осуществлялась путем сравнения итоговых показателей расчета.

Основные выводы по проделанной работе

1) Доказана полная функциональная эквивалентность. Разработанная программа на Fortran воспроизводит все алгоритмы исходного кода на Turbo Pascal, что подтверждено результатами тестовых расчетов.

2) Устранены ограничения исходной платформы такие как: зависимость от DOS-окружения, ограничения по памяти, исключено искусственное дробление на промежуточные файлы.

3) программа переведена в состояние, пригодное для долгосрочного использования.

Оригинальность работы

Новизна работы заключается в создании программы для ЭВМ на языке программирования Fortran, который функционально эквивалентен исходному тексту программы для ЭВМ, написанному на Turbo Pascal. Уникальные алгоритмы Turbo Pascal адаптированы для Fortran.

Практическая ценность работы заключается в обеспечении возможности перехода в состояние, пригодное для долгосрочного сопровождения и дальнейшего развития в соответствии с действующими технологическими регламентами и стандартами компании, необходимого для выполнения и оптимизации расчетных задач.

Перспективы использования результатов

1. Создание расчетного модуля на основе перенесенных алгоритмов, способного передавать результаты вычислений в современные системы визуализации для автоматического построения графиков, диаграмм и инженерных схем.
2. Разработка автоматизированного инструментария для преобразования базовых конструкций Turbo Pascal в Fortran на основе разработанного подхода, что ускорит конвертацию текста программы для ЭВМ.

Список использованных источников:

1. ISO/IEC 1539-1:2018. Information technology — Programming languages — Fortran — Part 1: Base language.

Модернизация газовой турбины большой мощности ГТЭ-170.1 путем введения новой системы охлаждения

Павлов Н.С.

АО “Силовые машины”, Санкт-Петербург

Ключевые слова: ГТЭ-170, стационарная турбина, направляющая лопатка, сопловая лопатка, пар, воздух, паровое охлаждение, воздушное охлаждение, пгу, температурные напряжения.

Key words: GTE-170, stationary turbine, guide blade, steam, air, steam cooling, air cooling, ccgt, temperature stresses.

Сегодня мы наблюдаем активное возрождение производства отечественных газовых турбин большой и средней мощности. Лидирующую позицию на рынке производителей на данный момент занимает компания АО “Силовые машины” с линейкой турбин ГТЭ-170 (ГТЭ-170.1 мощностью 155 МВт и ГТЭ-170.2 мощностью 170 МВт) и ГТЭ-65. Недавно компания отгрузила заказчику третью машину ГТЭ-170.1 на Артемовскую ТЭЦ-2. Кроме того, недавно, в конце сентября генеральный конструктор компании Александр Ивановский анонсировал расширение линейки газовых турбин большой мощности, а именно создание проектов турбин мощностью 200 МВт и 300 МВт [4]. Данный вектор развития свидетельствует о потребности рынка в ГТУ такой мощности.

Из теории термодинамических циклов ГТУ известно, что улучшить основные параметры установки возможно с помощью повышения давления и температуры перед турбиной. Одним из возможных способов достижения этого является разработка новых схем охлаждения турбины для сохранения рабочей температуры металла в допустимых диапазонах для обеспечения заданного ресурса.

По типу охлаждения различают открытые (охлаждающее тело проходит через внутренние полости лопатки и выбрасывается в проточную часть) и закрытые (охлаждающее тело циркулирует по замкнутому контуру, проходя через внутренние полости лопатки). По способу охлаждения выделяют конвективное, конвективно-плёночное и пористое охлаждение. И наконец по типу хладагента выделяют воздушное, паровое, и жидкостное охлаждение. Воздушное охлаждение является самым распространенным для высокотемпературных газовых турбин большой мощности, однако имеет ряд недостатков, такие как снижение эффективного КПД, ограниченный хладоресурс и т.д. Паровое охлаждение является вторым по популярности, и его применение основано на теплофизических свойствах. Особенно целесообразным считается использование этого хладагента для ГТУ, работающих в составе ПГУ. Пар отбирается выше линии насыщения и

при давлении большим, чем давление в проточной части турбины (т.е примерно 497 - 516 К). При сопоставлении свойств воздуха и пара при температуре около 500 К становится ясно, что:

- Плотность пара ниже плотности воздуха приблизительно на 40%, что приводит при одинаковых расходах к большей на 40% скорости пара по сравнению со скоростью воздуха;
- Критерий Рейнольдса также оказывается на 40% больше (кинематическая вязкость при данной температуре практически не отличаются);
- Критерий Прандтля для пара примерно на 49% больше, чем у воздуха;
- Теплопроводность пара на 8% выше теплопроводности воздуха;
- Теплоемкость пара практически в 2 раза выше теплоемкости воздуха.

Более подробные графики зависимости величин, перечисленных выше можно посмотреть в [7]. Все указанные выше преимущества положительно влияют на теплообмен.

Положительный опыт использования пара в качестве хладагента также подтверждается опытом зарубежных компаний, таких как General Electric, Mitsubishi [1, 9-12].

В работе анализируется возможность применения пара в качестве охладителя для высокотемпературной газовой турбины большой мощности ГТЭ-170 на примере ГТЭ-170.1. При поддержке отдела регулирования и теоретических расчетов ГТУ, выполняется термогазодинамический анализ установки с измененной схемой в программе ThermoGTE для получения граничных условий. Для косвенного моделирования парового охлаждения исключаются отборы воздуха из компрессора. В работе рассматриваются два варианта регулирования турбины с помощью задания определенных ограничений – сохранение температуры газа на входе в турбину / сохранение температуры газа на выходе из турбины. Результатом данных расчетов является построение графиков изменения основных важных параметров: мощность на клеммах генератора, электрический КПД, температура газа перед турбиной [3]. Графики выстраиваются для различных уровней нагрузок и различной температуре окружающего воздуха. В таблице 1 приведены осредненные по всему диапазону изменения нагрузки и температуры окружающего воздуха значения изменения основных параметров, в процентах.

Табл.1 – Изменения основных параметров ГТУ

| Режим работы | Мощность на клеммах генератора | Электрический КПД | Температура газов перед турбиной |
|---|--------------------------------|-------------------|----------------------------------|
| | Средний прирост, % | | Среднее снижение, % |
| Режим сохранения температуры на выходе | 1,94 | 2,3 | 2,56 |
| Режим сохранения температуры перед турбиной | 3,37 | 3,4 | - |

Для оценки эффективности внедрения паровой системы охлаждения в ходе работы выполняется тепловой и газодинамический расчет с применением воздуха и пара в качестве охладителя. В качестве индикатива выбирается направляющая лопатка 1 ступени турбины, как лопатка, воспринимающая наибольшую тепловую нагрузку. Подготовка моделей выполняется в программном комплексе Siemens PLM NX. Для сборки общего проекта используется программный комплекс ANSYS, сетки выполняются в ANSYS Meshing, решение задачи и обработка результатов производится с помощью ПК ANSYS CFX. Расчеты состоят из двух частей. В первой части рассматривается воздух для охлаждения лопатки ГТЭ-170.1, а во второй части – пар. По результатам тепло-газодинамического расчета получают эпюры температурного состояния металла лопатки по трем сечениям, что представлено на рисунке 1

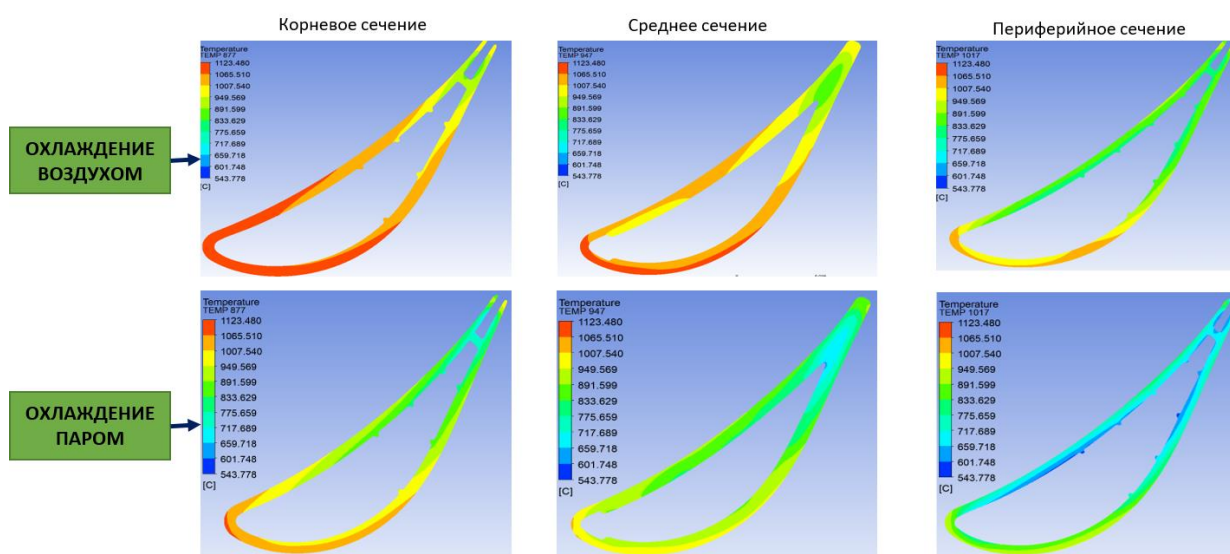


Рис. 1 – Температура металла лопатки по трем сечениям

Предварительно задав контрольные точки (24 шт.) на поверхности спинки и корытца лопатки снимается распределение температур по перу при использовании парового и воздушного охлаждения.

Основным критерием оценки эффективности охлаждения является безразмерный параметр - коэффициент глубины охлаждения θ . Данный параметр характеризует долю снижения температуры металла стенки лопатки по сравнению с температурой газа в проточной части и вычисляется следующим образом:

$$\theta = \frac{T_r - T_c}{T_r - T_o};$$

где θ – коэффициент глубины охлаждения;

T_r – температура газа перед рассматриваемой ступенью, К;

T_c – температура металла стенки лопатки;

T_o – температура охлаждающего хладагента соответственно

Среднее значение коэффициента глубины охлаждения по всем контрольным точкам составило $\theta = 0,312$ для воздушного охлаждения и $\theta = 0,395$ для парового охлаждения. Средняя разница между температурой металла при воздушном и паровом охлаждении по всем контрольным точкам составила около 118 К или 11,83%, разница между эффективностью рассматриваемых систем охлаждения составила около 21%, что безусловно говорит о неоспоримом положительном результате использования пара в качестве хладагента.

Данный эффект от внедрения парового охлаждения открывает горизонты для различных модернизаций ГТУ. С одной стороны, появляется возможность добиться увеличения ресурса лопаток, т.е. межсервисного интервала при соблюдении особенностей использования пара в качестве охладителя с точки зрения устойчивости металла к влиянию хладагента этого типа. С другой стороны, появляется пространство для повышения температуры газа перед турбиной, сохраняя допустимую температуру металла лопатки с помощью парового охлаждения. Повышение температуры перед турбиной, как упоминалось в начале несомненно ведет к повышению параметром установки, таких как мощность и КПД.

Таким образом внедрение парового охлаждения позволяет проработать два варианта модернизации ГТЭ-170.1 – это увеличение межсервисного интервала за счет снижения температуры металла лопатки при неизменной температуре перед турбиной, или увеличение параметров ГТУ (мощность, КПД) за счет повышения температуры перед турбиной, но при сохранении допустимых температурных диапазонов материала лопатки с помощью парового охлаждения.

Список использованных источников:

- 1 Павлов Н.С., Барсков В.В. Выпускная квалификационная работа магистра. Анализ возможности использования пара в качестве охладителя для высокотемпературных турбин большой мощности на примере ГТЭ-170 – 2024 г. – 79 стр.
- 2 Анализ температурного состояния охлаждаемой лопатки турбины большой мощности при переходе от воздушного охлаждения к паровому / Н. С. Павлов, В. В. Барсков, М. А. Лаптев [и др.] // Турбины и дизели. – 2024. – № 6(117). – С. 26-30. – EDN RMRAVN.
- 3 Анализ изменения основных параметров газовой турбины ГТЭ-170.1 / Н. С. Павлов, В. В. Барсков, Р. Ф. Султанов [и др.] // Турбины и дизели. – 2025. – № 2(119). – С. 30-35. – EDN YPRJEG.
- 4 «Силовые машины» разрабатывают газовые турбины повышенной мощности 200 и 300 МВт. – Интерфакс 2024 г. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.interfax.ru/business/983610>
- 5 В.Г. Полищук, Н.П. Соколов, К.Д. Андреев, В.А. Рассохин, Н.А. Забелин. Паровое охлаждение газовых турбин – С.П. СПГПУ 2011г. – 371с.

- 6 А.А. Ивановский, Н.И. Фокин, Н.О. Симин. АО “Силовые машины”. Реализация программы НИОКР газовых турбин большой мощности в АО “Силовые машины”. Журнал Турбины и Дизели Выпуск №6. – 2023 г. –111 с.
- 7 Борисов, Д. С. Эффективность различных типов охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин с различными видами охладителя / Д. С. Борисов, К. Д. Андреев // Международный журнал гуманитарных и естественных наук. – 2021. – № 4-1(55). – С. 23-31. – DOI 10.24412/2500-1000-2021-4-1-23-31. – EDN VCRBNG.
- 8 К. Д. Андреев., А. Л. Беркович. Энергетические машины. Охлаждение элементов высокотемпературных газовых турбин. – СПб.: Изд-во Политехнического университета. – 2008 г.
- 9 GE Vernova //7HA Gas turbine: официальный сайт : - 2024. – URL: <https://www.ge.com/gas-power/products/gas-turbines/7ha> (дата обращения 10.02.2024).
- 10 Mitsubishi Power//M701 J Series, Specifications. Power Output: Frequency – 2024 [Электронный ресурс].– Режим доступа:<https://power.mhi.com/products/gasturbines/lineup/m701j> (дата обращения 10.02.2024).
- 11 А.В. Голованов, Ю.А. Зейгарник, А.Ф. Поляков, С.А. Мешков. Сравнительная эффективность парового и воздушного охлаждения лопаток газовых турбин. – ИВТ РАН. Журнал теплоэнергетика. Выпуск №10. – 1996г
- 12 М.Б. Цирков. Совершенствование утилизационных ПГУ за счет использования парового охлаждения газовых турбин. – Московский энергетический институт. Москва, 2007 г. – 166 стр.
- 13 Alloy IN-738 Technical Data. THE INTERNATIONAL NICKEL COMPANY INC One New York Plaza, New York, N.Y. – 1-11 page.

**Повышение прочностных характеристик компрессорных лопаток
для увеличения ресурса ГТД и ГТУ**

Парфенков Н.А.

БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург

Ключевые слова: компрессорные лопатки, усталостная прочность, критическая степень деформации, мелкозернистая структура, термомеханическая обработка

Keywords: Compressor blades, fatigue strength, critical degree of deformation, fine-grained structure, thermomechanical processing

В представленной работе рассматривается актуальная проблема повышения усталостной прочности и ресурса компрессорных лопаток газотурбинных двигателей (ГТД) и установок (ГТУ). Ключевым фактором, определяющим сопротивление усталости, является

размер зерна микроструктуры материала: мелкозернистая структура существенно повышает прочностные характеристики. Основное внимание уделяется анализу технологической проблемы, возникающей при изготовлении холодновальцованных лопаток: в переходной зоне между горячедеформированным хвостовиком и холоднодеформированным пером неизбежно образуются участки с критической степенью деформации (КСД), что приводит к росту крупного зерна при последующей термической обработке и резко снижает усталостную долговечность в наиболее нагруженной области.

В качестве решения предложена и апробирована новая технология, исключающая возникновение КСД. Её суть заключается в предварительном холодном обжиге хвостовика и радиуса сопряжения перед вальцовкой пера, что обеспечивает деформацию всего объема заготовки выше критического уровня. Экспериментально подтверждено, что данный метод позволяет получить однородную мелкозернистую структуру в готовом изделии. Работа носит прикладной характер и направлена на значительное увеличение межремонтного ресурса ответственных деталей силовых агрегатов без дорогостоящей замены материала, что сулит существенную экономию и повышение надежности в энергетике и авиации. Определены дальнейшие задачи по внедрению технологии, включая разработку новых чертежей заготовок и оптимизацию режимов термической обработки.

Введение

Газотурбинные двигатели (ГТД) и установки (ГТУ) являются ключевыми элементами в таких критически важных отраслях, как авиация, энергетика и транспортировка газа. Их надежность, экономичность и срок службы напрямую определяют безопасность и эффективность работы целых систем. В этой связи продление ресурса силовых агрегатов представляет собой стратегическую задачу, решение которой сулит многомиллионную экономию и снижение эксплуатационных рисков.

Важнейшим элементом, лимитирующим ресурс всего агрегата, является компрессор, а точнее — его лопатки, работающие в условиях сложного нагружения. Основным критерием их долговечности выступает **усталостная прочность**, которая, как известно из фундаментальных исследований, находится в прямой зависимости от размера зерна микроструктуры материала. Мелкозернистая структура, обеспечивая большее количество границ зерен, создает эффективный барьер для движения дислокаций и распространения усталостных трещин.

Современная технология изготовления холодновальцованных лопаток из жаропрочных сплавов зачастую приводит к формированию неоднородной структуры по сечению изделия. Наиболее проблемной является **переходная зона** между горячедеформированным хвостовиком и холоднодеформированным пером, где степень деформации варьируется от 0%

до 15-30%. В этом диапазоне неизбежно возникают участки с **критической степенью деформации (КСД)**, которые при последующей термической обработке провоцируют аномальный рост зерна. Именно в этой, наиболее нагруженной, части лопатки чаще всего инициируются усталостные разрушения. Традиционные попытки скорректировать структуру дополнительными термообработками не дают желаемого эффекта, а иногда и ухудшают прочностные характеристики.

Таким образом, существует очевидное противоречие между требованием к высочайшей усталостной долговечности лопаток и технологическими ограничениями, приводящими к структурной неоднородности. Решение данной проблемы через разработку принципиально новых сплавов является крайне дорогостоящим и длительным путем. В связи с этим, наиболее перспективным представляется **комплексный деформационно-термический подход**, направленный на радикальное изменение существующей технологии формообразования для управления структурой в готовом изделии.

Цель работы: разработка и экспериментальное обоснование новой технологической схемы изготовления компрессорных лопаток, которая за счет исключения зон с критической степенью деформации обеспечит формирование стабильной равноосной мелкозернистой структуры по всему объему изделия, что позволит существенно повысить их усталостную прочность и ресурс.

Основная часть:

ГТУ и ГТД применяются в энергетике для производства электроэнергии и тепла (на электростанциях (ТЭС), парогазовых установках (в том числе для энергоснабжения городов и удаленных районов), в промышленности (для привода насосов и компрессоров, например, на газоперекачивающих станциях) и на транспорте (в судостроении, авиации, на крупнотоннажных автомобилях).

Продление ресурса силовых агрегатов в перечисленных областях в масштабах страны даст огромную экономию материальных средств, а также повысит безопасность перемещения на транспорте, особенно в авиации.

Компрессор – важнейшая составляющая часть газотурбинных установок. Лопасти являются неотъемлемой частью компрессора и определяют ресурс службы компрессора.

Главным критерием для оценки эксплуатационных свойств лопаток компрессора является их усталостная прочность, которая сильно зависит от разнотерности и размера зерна. На международной конференции в Хоулдсворде (Англия) Уилкисон Н.А. в своей работе «Технологические аспекты штамповки жаропрочных сплавов для деталей ротора» показал, что при большом цикле нагружения (1...10 млн) усталостная прочность материала тем выше, чем мельче его зерно. В структуре с мелким зерном гораздо больше границ зерен,

которые служат барьерами для движения дислокаций и распространения трещин, увеличивая прочность, пластичность и вязкость материала, тем самым повышая сопротивление усталости [1, 2, 3].

Задача состоит в том, чтобы, оказавшиеся недостаточными, прочностные характеристики улучшать не за счет очень дорогостоящей разработки с заменой химического состава материала лопаток, а комплексным деформационно-термическим воздействием на структуру существующего материала лопаток. Что нужно сделать, чтобы в готовой деформированной лопатке была равноосная мелкозернистая структура?

Все знают, что критическая степень деформации (КСД) – это такая величина деформации, при которой после нагрева выше температуры рекристаллизации происходит резкий рост зерен, изменяющий структуру и свойства материала. Размер зерна зависит от условий термомеханической обработки и для большинства металлов и сплавов составляет 2...10%.

Сегодняшние типы представляют примерно следующее:

- Локальное упрочнение (дробеструйная обработка, упрочняющая проковка). Повышает поверхностную прочность, но не устраняет опасную макроструктуру в объеме материала.
- Легирование сплавов элементами, подавляющими рост зерна. Эффективно, но ведет к удорожанию материала, необходимости пересмотра всей технологии его производства и может ухудшить другие свойства.
- Сложные режимы термообработки. Часто носят подборный характер, не гарантируют стабильного результата от партии к партии и могут негативно влиять на фазовый состав.

Предлагаемый способ отличается тем, что позволяет устранить саму причину дефекта (КСД), без смены материала и без риска побочных эффектов.

В заготовках лопаток из сплава ЭИ437БВД, у которых при горячей штамповке не удаётся предотвратить КСД вследствие значительных перепадов толщины между сечениями, формирование равномерной мелкозернистой структуры достигается с помощью предварительной непродолжительной выдержки, при которой температура на 50...80 °С превышает стандартный режим, с последующей ТО по стандартному режиму.

При непродолжительной выдержке выше температуры стандартной ТО процессы отдыха и полигонизации протекают интенсивно и успевают завершиться перед началом рекристаллизации, подавляя процесс собирательной рекристаллизации в зонах, попавших в область с КСД [3]. Это пример того, как можно исправить ситуацию с крупным зерном при горячей штамповке.

Сложнее ситуация с холодновальцованными лопатками у которых, после деформирования, получаются три зоны с разными структурами:

- горячештампованная – в хвостовике и радиусе сопряжения хвостовика с пером,
- холоднодеформированная - на пере,

- переходная между горяче- и холодно-деформированными зонами (с зернами как слабо искаженными, так и разрушенными) – на участке внедрения входного радиуса вальцовочных секторов на котором степень деформации меняется от 0% до 15...30%, т.е. неизбежно образуются зоны с КСД. Как правило, прикомлевой участок лопаток (наиболее близкий к хвостовику) является самым нагруженным, где чаще всего появляются усталостные трещины.

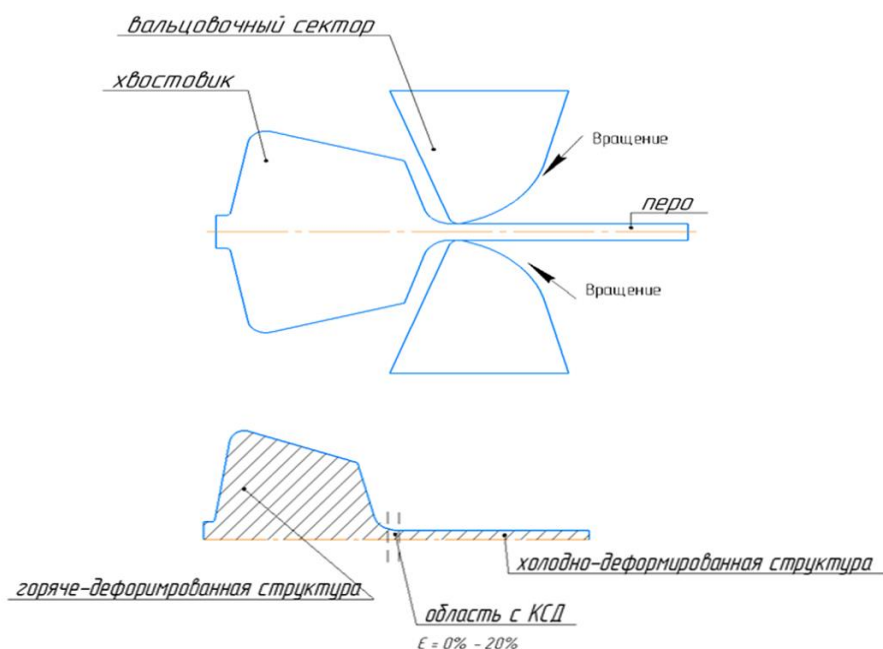


Рис. 1. Холодная вальцовка пера лопаток

Поскольку для снижения усилия вальцевания уже используется предварительный нагрев с повышенной температурой (отжиг), последующий высокий отжиг лишь приводит к собирательной рекристаллизации в горячедеформированной и переходной зонах, а также приводит к избыточной коагуляции (росту размеров частиц упрочняющих фаз уменьшая их количество), тем самым освобождая проходы для движения дислокации, и, следовательно, к снижению прочности лопаток. Решение проблемы заключается в том, чтобы исключить предпосылки для возникновения зон с КСД в любой точке вальцованной лопатки.

Для этого требуется продеформировать весь объем заготовки лопатки в холодном состоянии, включая хвостовик, радиус и перо. Сначала обжать хвостовик с радиусом сопряжения и примыкающим к хвостовику участком пера, на котором при вальцевании происходит внедрение входного радиуса вальцовочных секторов. Затем, без промежуточных ТО, провальцевать перо. Получаем лопатку с холоднодеформированной структурой во всем

ее объеме со степенями деформации выше критических. Если нет КСД – нет условий для роста крупных зерен. Далее применяется серийная ТО.

Из серийных штамповок из упрочняемых сплавов ХН35ВТЮ и ХН45МВТЮБР по технологии с обжимом хвостовика и радиусом сопряжения были изготовлены опытные партии двух наименований лопаток. Соответственно серийные штамповки имели пропорциональный припуск на пере, который отвечает требованиям вальцовки, и эквидистантный припуск на хвостовике для лезвийной обработки. Такая форма хвостовика не позволяет при обжиме увеличить степень деформации в хвостовике и в радиусе сопряжения выше 15%.

Ближайшей задачей остается:

1. Провести поиск возможности изготовить партии штампованных заготовок по чертежам с геометрическими формами хвостовиков, отвечающим требованиям холодного обжима заготовки лопатки с большими степенями деформации.

2. Выполнить подбор режимов ТО для получения мелкозернистой структуры в холоднодеформированных лопатках и рациональное распределение дисперсионных фаз в наиболее нагруженных участках лопаток.

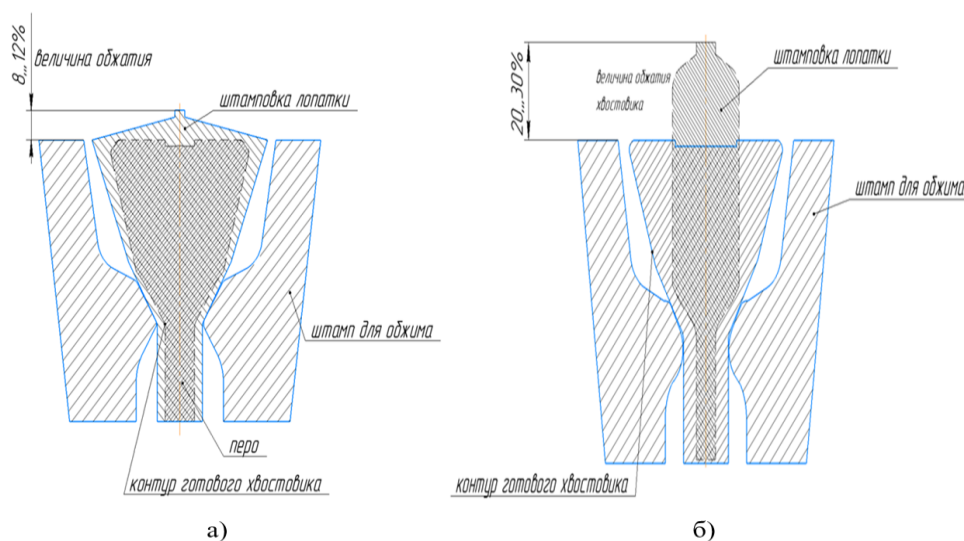


Рис. 2. Обжим с существующей формой хвостовика (а) и предлагаемой формой хвостовика (б).

Список использованных источников:

1. Деформация и свойства материалов для авиационной и космической техники Тр. междунар. конф., Хоулдсворт, 1977 / Пер. с англ. под ред. С. Г. Глазунова. — Москва : Металлургия, 1982. — 374 с. : ил. : 22 см.; ISBN В пер.

2. Петухов А.Н. Роль деформационных и структурных факторов в формировании прочности деталей ГТУ // Конференция в машиностроении. 2006. №6. С. 5-6.

3. Разуваев Е. И., Лебедев Д. Ю., Бубнов М. В. Формирование ультрамелкозернистой и наноразмерной структуры в металлах и сплавах методами

деформации // Авиационные материалы и технологии. 2010. №3 (16). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/formirovanie-ultramelkozernистой-i-nanorazmernoj-struktury-v-metallah-i-splavah-metodami-deformatsii> (дата обращения: 30.11.2025).

4. Дзугутов, Михаил Яковлевич. Пластическая деформация высоколегированных сталей и сплавов [Текст]. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : Металлургия, 1977. — 479 с. : ил. : 21 см.

Опыт проектирования сервомотора направляющего аппарата ГЭС Квар Писклов А.С.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: сервомотор, аппарат направляющий

К

е

у **Введение:** Сервомотор в гидротурбине — это высокоточный привод, который через систему тяг и рычагов управляет лопатками направляющего аппарата (НА) для регулировки потока воды и, соответственно, мощности и скорости турбины. Специалисты СКБ «Гидротурбомаш» за 100-летнюю историю существования коллектива приобрели колоссальный опыт проектирования сервомоторов разного типа и исполнения. Было спроектировано порядка 100 сервомоторов различных конструкций и типоразмеров, из них только два сервомотора имели программный закон закрытия. Из-за особенностей проекта ГЭС Квар, сервомотор данной станции, не похож не на один из ранее спроектированных в КБ, что ставит перед конструктором новую, более сложную задачу реализации данного проекта с учетом обязательного выполнения всех требований заказчика. В этой работе мы рассмотрим все стадии проектирования сервомотора, от получения технических требований до выпуска КД на готовое к изготовлению изделие.

Гипотеза работы: Существующий в КБ опыт проектирования сервомоторов, совмещенный с применением современных методов проектирования и расчетов позволяют реализовать проект сервомотора с применением программного закона закрытия, реализующий механическое изменение скорости движения штока сервомотора на трех участках.

Этапы работы: При проектировании сервомотора конструктор опирается на требования Заказчика и расчет направляющего аппарата. На основе данных документов, с учетом особенностей проектируемого турбинного оборудования формируется ЛПЗ (лист постановки задач) в котором указаны все основные значения, которые необходимо учесть в проектировании.

В тендере заказчика существует пункт по реализации программного закона закрытия, который позволяет изменять скорость закрытия в разных участках хода (три участка). Данное

требование усложняет конструкцию сервомотора и требует тщательной проработки конструкции.

Помимо этого, одним из условия заказчика является наличие стопорного устройства на сервомоторе. Обычно спорное устройство расположено на регулирующем кольце и является стандартным механизмом с точки зрения проектирования и расчета. Реализация данного требования Заказчика накладывает дополнительные критерии требующие проработки.

Также в конструкции сервомотора должно быть реализована возможность его разворота в опоре, позволяющая убирать его в нишу шахты турбины для проведения монтажных и ремонтных работ на основном оборудовании ГА.

В настоящее время ведется конструктивная проработка сервомотора, с реализацией механического закона закрытия, были выставлены параметры по ходу сервомотора, спроектировано стопорное устройство и предусмотрена цапфа, которая позволяет реализовать установку сервомотора в опоре шахты турбины. На основе расчета переходных процессов и выбора диаметра трубопровода системы регулирования, был выбран диаметр отверстий для подвода масла в полости сервомотора для открытия и закрытия, с учетом обеспечения необходимого расхода. После предварительной проработки конструкции, модель сервомотора был передана специалистам сектора прочностных расчетов для произведения расчета на предельные нагрузки по каждому элементу конструкции, включая стопор. Была проведена работа по поиску на рынке поставщика необходимых покупных элементов от уплотнительных материалов до регуляторов расхода, которые также входят в состав узла.

Заключение: В настоящее время проект находится в активной стадии, проектирование ведется. К моменту проведения конференции будут финальные результаты, будет интересно!

Разработка современных подходов к проектированию рекуперативных теплообменных аппаратов с трижды периодическими поверхностями для ГТУ **Полетаев А.О., Щербак И.В., Ежов А.Д.**

ФГБОУ ВО «МАИ (НИУ)», Москва

Ключевые слова: аддитивные технологии, регенеративный теплообменник, трижды периодические поверхности, ГТУ.

Key words: additive technologies, regenerative heat exchanger, three-time periodic surfaces, gas turbine.

Повышение эффективности газотурбинных установок (ГТУ) традиционно достигается за счёт увеличения температуры газа перед турбиной и степени повышения давления в компрессоре. Однако термодинамические пределы материалов и рост удельных затрат на охлаждение горячих частей ограничивают дальнейшее развитие этих подходов. В этом контексте рекуперация тепла с помощью регенеративных теплообменных аппаратов

становится одним из наиболее перспективных направлений повышения КПД, особенно в установках средней и малой мощности, где относительный прирост эффективности оказывается наиболее значимым. Регенераторы позволяют частично использовать теплоту выхлопных газов для подогрева сжатого воздуха до камеры сгорания, снижая расход топлива при сохранении мощности. Современные исследования направлены на поиск компактных, лёгких и эффективных конструкций теплообменников, способных работать при высоких температурах и перепадах давления. Особый интерес представляют теплообменники с трижды периодическими минимальными поверхностями (ТМПИ), сочетающие высокую плотность поверхности теплообмена, развитую турбулизацию потока и приемлемые гидравлические потери. Такие структуры позволяют достичь оптимального баланса между интенсивностью теплообмена и аэродинамическим сопротивлением, что критически важно при интеграции регенераторов в компоновку ГТУ.

Цель работы заключается в создании алгоритма расчёта и экспериментального подтверждения работоспособности и эффективности теплообменных аппаратов с ТМПИ структурами. На рисунке 1 представлен пример теплообменного аппарата с ТМПИ структурой [1].

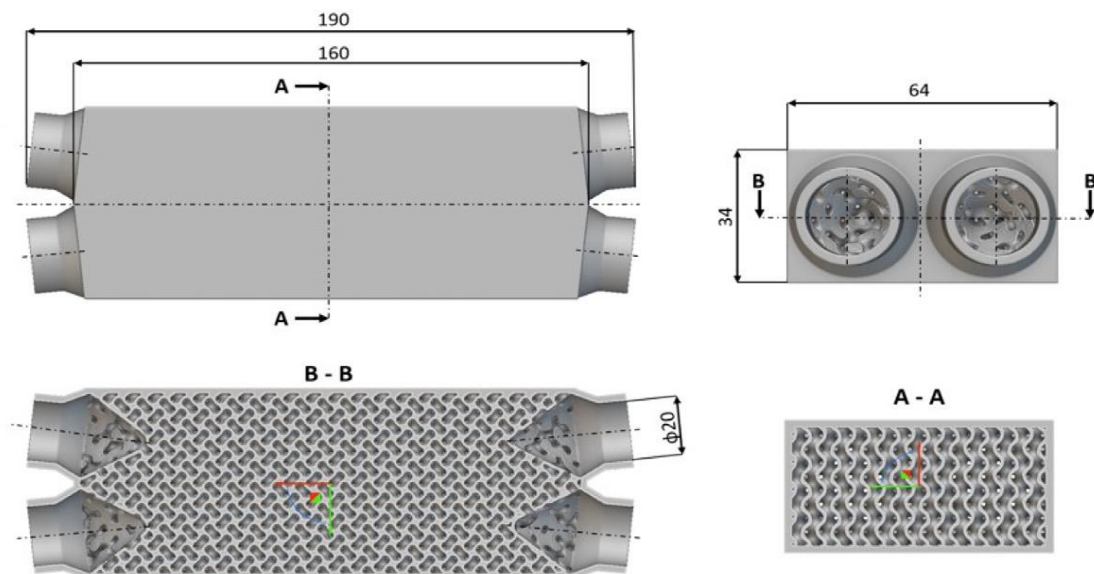


Рис. 1. Теплообменный аппарат с гироидальной ТМПИ

Классические методы изготовления теплообменных аппаратов накладывают значительные ограничения на геометрию теплообменных аппаратов, что может привести к ухудшению параметров теплообменного аппарата в угоду технологии изготовления. Перспективным методом решения данной проблемы является применение аддитивных технологий для изготовления теплообменных аппаратов [2]. Данный подход позволяет сосредоточить большее внимание на эффективность и компоновку теплообменного аппарата.

Параметром оценки эффективности теплообменного аппарата является температурная эффективность η_t для нагревателя и охладителя соответственно:

$$\eta_{t \text{ нагр}} = \frac{T_{22} - T_{21}}{T_{11} - T_{21}}, \eta_{t \text{ охл}} = \frac{T_{11} - T_{12}}{T_{11} - T_{21}},$$

где T_{11} и T_{21} – температуры горячего и холодного теплоносителей на входе в теплообменный аппарат, T_{21} и T_{22} – температуры горячего и холодного теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата.

Вторым параметром для оценки эффективности является NVH [3]:

$$NVH = (p_{in} - p_{out}) \cdot \frac{\rho_{ref} \cdot F_{ref}^2}{\dot{m}^2},$$

где p_{in}, p_{out} – давления на входе и выходе теплообменного аппарата; ρ_{ref} – плотность жидкости при параметрах на входе в теплообменный аппарат; F_{ref} – максимальное сечение для прохода жидкости; \dot{m} – массовый расход жидкости.

Теплообменный аппарат, удовлетворяющий требованиям по температурной эффективности и компоновке может иметь поверхности теплообмена в виде различных ТПМП структур или их комбинаций. Такие ТПМП, в свою очередь, могут в меньшей или большей степени удовлетворять требованию NVH. Для определения того, насколько выбранные ТПМП подходят для применения в теплообменном аппарате осуществляется численное моделирование, по разработанным математическим моделям (рис. 2).

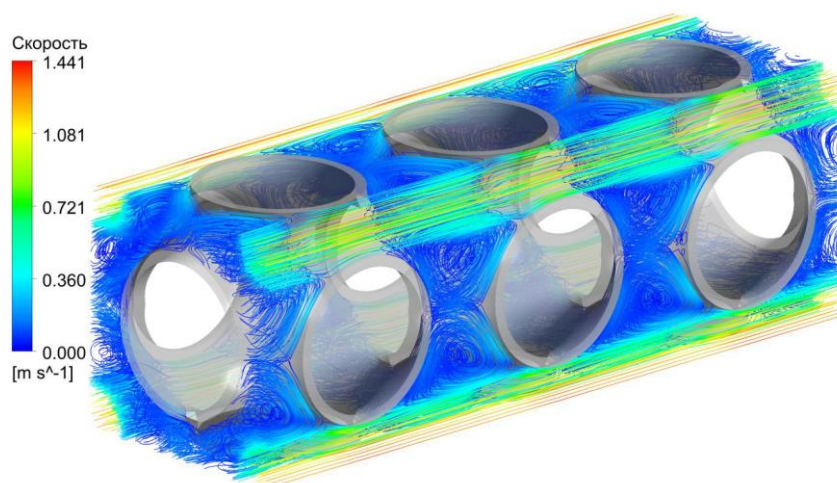


Рис. 2. Пример численного моделирования обтекания ТПМП структуры

Подтверждение ключевых параметров теплообмена и течения теплоносителя осуществляется на экспериментальных установках (рис. 3), где испытываются образцы ТПМП, отобранные при предварительном математическом моделировании.



Рис. 3. Установка для измерения падения давления на образце

В ходе работы был разработан и опробирован алгоритм разработки малоразмерного теплообменного аппарата на основе ТПМП с экспериментальным подтверждением закладываемых параметров.

По результатам работы возможно изготовить с применением аддитивных технологий представляющий собой ТПМП структуру и удовлетворяющий заложенным требованиям.

Применение ТПМП структур в теплообменных аппаратах может позволить уменьшить существующие теплообменные аппараты ввиду того, что в одном и том же объёме, можно обеспечить увеличение теплосъёма за счёт большей площади соприкосновения горячего и холодного теплоносителей.

Список использованных источников:

1. Kus K. et al. Numerical and experimental investigation of the gyroid heat exchanger //International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2024. – Т. 231. – С. 125882.
2. Перспективы применения аддитивных технологий для создания деталей и узлов авиационных газотурбинных двигателей и прямоточных воздушно-реактивных двигателей // Магеррамова Л. А. и др. Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2019. – Т. 18. – №. 3. – С. 81-98.
3. Справочник по теплообменникам: В 2 т. /Пер. с англ., под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.

Разработка отраслевого профориентационного кейса как инструмента формирования кадрового резерва в энергомашиностроении **Порохненко К.А., Салихов К.Ф., Чернева А.А.**

СПбГЭТУ «ЛЭТИ», Санкт-Петербург

Ключевые слова: профориентационный кейс, энергомашиностроение, кадровый резерв, инженерное образование.

Key words: career guidance case, power engineering, personnel reserve, engineering education.

В работе представлены результаты разработки профориентационного кейса, как ключевого элемента системы раннего вовлечения талантливых абитуриентов и студентов профильных ВУЗов. Разработанный инструмент помогает наглядно показать процесс работы в энергомашиностроении.

Цель работы является разработка и апробация профориентационного кейса для привлечения будущих инженерно-технических специалистов для энергомашиностроительной компании.

Гипотеза работы заключается в том, такой кейс, основанный на контексте конкретной компании, будет более эффективно формировать осознанный интерес к инженерным специальностям в области энергетического машиностроения и автоматизации.

Объектом исследования выступает процесс профессионального самоопределения учащихся старших классов и студентов в рамках высокотехнологичной промышленности.

Задачи работы включают в себя анализ лучших практик, моделирование структуры и наполнения кейса, разработку методических рекомендаций по его проведению и оценке эффективности.

В работе использованы методы теоретического анализа, проектирования, моделирования, опрос для апробации результатов.

Основным результатом является готовый к внедрению профориентационный кейс, который включает в себя материалы и методическое обоснование по использованию в работе.

Разработанный кейс является инструментом, который помогает погрузиться в будущую профессиональную область и развить системное мышление, а также мотивацию к освоению необходимых учебных дисциплин и построению карьеры в целевой компании и отрасли.

Новизна работы заключается в адаптации кейса к задачам ранней профориентации в индустрии и созданию инструмента привлечения талантливых абитуриентов в отрасль.

Ценность для компании заключается в получении инструмента для привлечения мотивированных абитуриентов и студентов, формирование кадрового резерва.

Перспектива использования результатов работы заключается в использовании кейса в рамках школьной программы, программы профориентационных мероприятий (дни карьеры, дни открытых дверей и другое), а также масштабирование модели кейса для других инженерных специальностей внутри компании.

Список использованных источников

1. АО «Силловые машины»: [Сайт компании] — Режим доступа: <https://power-m.ru/> (дата обращения: 15.11.2025).

2. Пряжникова, Е. Ю. Профорентация : учеб. пособие для студентов высш. учеб. заведений / Е. Ю. Пряжникова, Н. С. Пряжников. - 5-е изд., испр. и доп. - М. : Академия, 2010. - 488, [1] с. - (Высшее профессиональное образование. Психология).

3. Панина, С. В. Профессиональная ориентация : учебник и практикум для среднего профессионального образования / С. В. Панина, Т. А. Макаренко. — 3-е изд., перераб. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2019. — 312 с.

Анализ эффективности влияния количества цилиндров низкого давления для энергоблоков АЭС средней мощности ВВЭР-600 с учетом оборотного и прямоточного типа водоснабжения конденсаторной группы

Проценко М.М.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: АЭС средней мощности, цилиндр низкого давления, регенеративная схема ПТУ, прямоточное водоснабжение.

Key words: Medium-power nuclear power plants, low pressure cylinder, regenerative scheme of a steam turbine plant, direct-flow water supply.

В настоящее время доля атомной энергетики в производстве электроэнергии в России составляет около 20%. В планах правительства РФ поднять долю атомной энергетики до уровня 25%, учитывая экономические тенденции в мире - рост инфляционных издержек, в настоящее время вынесен на обсуждение законопроект об отмене запрета на проектирование прямоточных систем водоснабжения для повышения общей рентабельности проектов АЭС и, соответственно, успешного выполнения плана правительства РФ.

Согласно генеральной схеме размещения объектов электроэнергетики до 2042 года запланировано строительство нескольких энергоблоков типа ВВЭР-600 для Кольской АЭС, Хабаровской АЭС. В последствии данный тип энергоблоков может быть предложен иностранным заказчикам в развивающиеся страны, поскольку капитальные затраты на сооружение энергоблока средней мощности ниже, чем для энергоблоков большей мощности.

| Характеристика | ВВЭР-1000 | ВВЭР-1200 | ВВЭР-ТОИ | ВВЭР-600 |
|---|-----------|-----------|----------|----------|
| Тепловая мощность реакторной установки, МВт | 3012 | 3212 | 3312 | 1606 |
| Давление пара, кгс/см ² перед турбиной | 60,0 | 69,34 | 69,34 | 69,34 |

Характеристики современных ВВЭР. Таблица 1

Анализируя данные по характеристикам современных энергоблоков типа ВВЭР, очевидно, что начальные параметры пара во втором контуре при переходе с ВВЭР-1200 на

ВВЭР-600 не меняются, а конечные параметры в цикле будут варьироваться в зависимости от принятого решения по прямоточному водоснабжению, и, соответственно, утвержденными параметрами охлаждающей воды (ОВ) – температуры и расхода.

При применении оборотного типа водоснабжения необходимо учитывать капитальные затраты на строительство башенных градирен, а также дополнительные затраты на поставку более мощных циркуляционных насосов подачи охлаждающей воды для преодоления дополнительного гидравлического сопротивления градирни, что увеличивает эксплуатационные затраты станции по мощности нетто насосов. Однако существенным плюсом оборотного водоснабжения является замкнутая система охлаждения – нет необходимости в возврате нагретой воды в водоем, что является одним из основных предметов обсуждения в части снятия запрета на проектирование прямоточного водоснабжения.

Допустимые экологические нормы в России по величине максимальной температуры сброса в водоем-охладитель оказывают существенное влияние на принятие решение о снятии запрета об использовании прямоточного водоснабжения. Максимальный нагрев воды в конденсаторной группе должен ограничиваться значением, которое зависит от конкретного региона поставки – средняя допустимая величина нагрева для России около 10 °С.

Величина нагрева от сбросов охлаждающей воды в водоем-охладитель оказывает влияние на определение требуемого расхода охлаждающей воды на один конденсатор, обеспечение расхода подтверждается Генпроектировщиком, а затем на основании этих параметров проектируется трубный пучок конденсаторной группы. Расход охлаждающей воды влияет на скорость охлаждающей воды в трубках, у которой есть нижние и верхние пороговые значения. Для существующих проектов скорость ОВ в трубках находится в оптимальной зоне и редко превышают верхние пороговые значения, поскольку наиболее существенным ограничением значений расходов ОВ является использование более мощных циркуляционных насосов подачи ОВ и, соответственно, повышения капитальных и эксплуатационных затрат.

Использование третьего ЦНД является существенным отклонением проекта с точки зрения проекта фундамента машинного зала станции, но позволит существенно повысить экономичность цикла паротурбинной установки и получить дополнительную электрическую мощность для станции.

По проведенным исследованиям, при применении дополнительного ЦНД с учетом повышения расхода охлаждающей воды на величину, равную расходу ОВ через один конденсатор, можно получить прирост мощности для проекта с увеличением экономичности цикла второго контура около 1,1%.

В результате применения третьего ЦНД и применения одинаковых цилиндров высокого давления (ЦВД) в исследовании, разделительное давление системы промежуточного перегрева (СПП) или давление за ЦВД понизится с 5,7 бар до 3,6 бар, что повлечет за собой необходимость учета этого изменения в проекте оборудования СПП и изменения начального давления пара в ЦНД. Соответственно, изменится распределение нагревов по ступеням регенерации, что повлечет за собой перепроектирование регенеративной группы.

Чтобы этого избежать, необходимо перепроектировать проточную часть ЦНД – рассмотреть возможность добавления еще одной ступени в цилиндр. Такое решение приведет к изменению существующих габаритов ЦНД, проектируемого здания машинного зала и может затронуть внедрение больших изменений в проект АЭС, что может быть нивелировано снижением затрат с учетом возможности перехода на прямоточное водоснабжение.

Для минимизации затрат на строительство станции, рассмотрено решение о сохранении существующих габаритов ЦНД – перепроектирование первой ступени НД для поднятия разделительного давления СПП и, соответственно, всех отборов турбины, зависящих от этого параметра. Однако подобное решение не обеспечит полное сохранение проекта регенеративной группы.

Большого результата в задаче унификации оборудования можно добиться при перепроектировании проточной части цилиндров НД.

В последствии необходимо при проведении ТЭО учитывать изменение задания на фундамент, возможные изменения в части системы подачи охлаждающей воды, а также перепроектирование проточной части ЦНД или ступеней регенерации, для принятия окончательного решения: выгодно ли использование третьего ЦНД.

Заключение. Применение третьего ЦНД повышает экономичность цикла, позволяет получить дополнительную мощность для станции, что повышает рентабельность проекта. Данное решение особенно эффективно с учетом обсуждений о снятии запрета на проектирование прямоточных систем водоснабжения. При использовании третьего ЦНД необходимо учитывать возможное использование в проекте прямоточного водоснабжения, а также выделения дополнительного расхода ОВ на третий корпус конденсатора.

При сохранении капитальных затрат на строительство станции в проекте конструктивной схемы турбоустановки ЦВД + 3 ЦНД на уровне капитальных затрат для конструктивной схемы турбоустановки ЦВД + 2 ЦНД применение третьего ЦНД целесообразно.

Проектирование и изготовление переходника

Рашитов И.Р.

АО «Силовые машины», Уфа

Ключевые слова: переходник, мерный участок, температурный шок, стенд для испытаний камер сгорания

Key words: adapter, measuring section, temperature shock, combustion chamber test bench

Стендовые испытания и доводка камер сгорания ГТУ занимают одно из главных мест в повышении надежности газовых турбин, работающих в энергетике. Для испытаний полноразмерных узлов камер сгорания энергетических ГТУ средней и большой мощности в АО «Силовые машины» была спроектирована и введена в эксплуатацию испытательная станция камер сгорания.

Стенд огневых испытаний камер сгорания предназначен для автономных испытаний и доводочных работ на полноразмерных моделях камер сгорания ГТУ с возможностью провести испытания камер сгорания на натуральных параметрах, то есть при расходе, давлении и температуре рабочего тела, идентичных работе в газовой турбине на всех режимах.

На сегодняшний день на стенде огневых испытаний были проведены:

- холодные продувки;
- розжиг камеры сгорания;
- испытание на номинальном режиме.

В ходе проведения испытаний были выявлены дефекты (см. рисунки 1-3):

- трещины в горячем тракте (проточная часть) мерного участка и переходника, в имитаторах сопловой лопатки I-й ступени газовой турбины ГТЭ-65.1;
- деформация от воздействия температур и давления, что привело к нарушению геометрии узлов переходник и мерный участок;
- поломка металлических труб подвода/отвода охлаждающей воды узлов мерный участок и переходник.



Рис.2 – Дефекты в узле переходник:
а – трещины; б – деформация.



Рис.3 – Дефекты в узле мерный участок:
а – трещины; б – деформация.

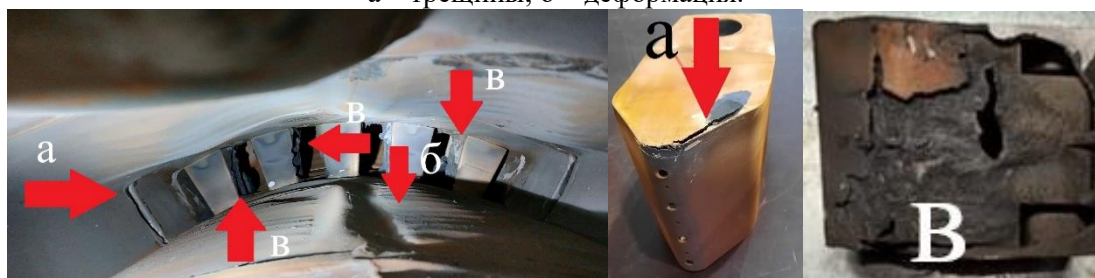


Рис. 4 – Дефекты в имитаторах:
а – трещины; б – деформация; в – прогар и плавление.

Мероприятия по устранению дефектов (подварка трещин, усиление в местах деформаций и т.д.) хоть и имели положительный эффект, но были лишь временным решением. Как итог было принято решение о модернизации конструкции в виду недостаточной прочности охлаждаемых узлов отсека для испытаний камер сгорания ГТУ.

Узлы мерный участок и переходник, входящие в состав отсека испытательного стенда, предназначены для имитации горячего тракта реальной машины ГТУ и измерения основных выходных параметров работы камеры (давление, температура).

Данные узлы подвержены экстремальным условиям работы – высокие температуры газа при сгорании топлива (свыше 1300 °С), значительные перепады давлений и градиенты температур, что является одним из основных эксплуатационных факторов, которые приводят к выходу из строя.

Цель данной конструкторской работы – проектирование и изготовление упрочненной конструкции узлов переходник и мерный участок, обеспечивающих работоспособность на всех режимах работы стенда огневых испытаний камеры сгорания ГТУ.

Для достижения поставленной цели была сформирована рабочая группа из специалистов АО «Силовые машины» и эксперта по проектированию испытательных стендов камер сгорания.

Решались основные задачи:

- предотвращение образования горячих трещин в конструкции из-за термического шока;
- риски закипания воды в системе охлаждения и образование паровых пробок.

Были представлены следующие решения:

- доведение существующей конструкции до работоспособного состояния с водяным охлаждением;

- перепроектирование конструкции аналогично концепции *General Electric* с воздушным охлаждением (на основе воздушного охлаждения I-й ступени лопаток турбины ГТЭ-65.1) с последующим впрыском охлаждающей воды в горячий тракт отсека для снижения температур потока;

- повышение надежности существующей конструкции, для обеспечения проведения испытаний КС на доступных режимах.

Проделаны следующие работы:

- анализ существующих технических решений по испытательным отсекам КС ГТУ;
- проектирование новой упрочненной конструкции переходника с улучшенными характеристиками;

- выполнены тепловые, гидравлические, прочностные и газодинамические расчеты;

- выпуск конструкторской документации для дальнейшей передачи на изготовление.

Сложность работы заключалась в следующем:

- ограниченное время, так как простой стенда означал срыв сроков изготовления и передачи заказчику газовой турбины ГТЭ-65.1;

- минимизировать изменение смежных узлов для обеспечения собираемости;

- большое количество итераций расчетов и моделирования расчетной модели, до получения конечной цели;

- избегание сложных технических решений для сокращения сроков проектирования и изготовления, а также минимизировать производственный брак и расходы из-за ограниченного бюджета.

В результате была разработана и выпущена конструкторская документация на новую конструкцию переходник менее чем за 1 год, которая находится на этапе подписания договора с исполнителем на изготовление. Принятые технические решения позволили унифицировать конструкцию переходника и применять в узле мерный участок, что значительно ускорил процесс разработки и выпуск конструкторской документации.

Спроектированный переходник по результатам расчетов показал значительное улучшение характеристик в сравнении с существующим. Принятые технические решения позволят решить проблемы образования горячих температурных трещин в узлах отсека для испытаний камер сгорания и может стать полезным для тех компаний, которые занимаются испытаниями горячих частей энергетических машин.

**Разработка каскадного преобразователя частоты ПЧК-10-400
для ударного генератора ТИ-200-4
Розбицкий Г.Г., Найпак К.А., Шаралапова Т.В.
АО «Силовые машины», Санкт-Петербург**

Ключевые слова: каскадный преобразователь частоты, механический расчет, силовой блок, синхронная машина, разгон, торможение, конструкция, потери энергии, температура, моделирование.

Key words: cascaded frequency converter, mechanical calculation, transistor-capacitor unit, synchronous machine, acceleration, braking, construction, energy losses, temperature, modeling.

Предпосылкой к разработке каскадного преобразователя частоты серии ПЧК является государственный контракт №23412.1620392155.21.001 от 10.11.2023 на оказание услуг «Экспертно-аналитическая услуга по проведению проектно-изыскательских работ (включая разработку проектно-сметной документации) в целях создания Всероссийского испытательного центра для проведения комплексных исследований и испытаний высоковольтного электротехнического оборудования классов напряжений до 750 кВ (в перспективе до 1150 кВ)».

Цель работы – превентивное формирование предварительных ведомостей покупных длинноцикловых покупных комплектующих изделий для обеспечения сроков поставки комплекта оборудования в соответствии с предварительным календарно-сетевым графиком производства 4 комплектов ударных генераторов (УГ) типа ТИ-200-4.

На рис. 1 приведена структура рассматриваемой установки с УГ ТИ-200-4, асинхронным двигателем (АД) АДР-6000-4, ПЧК-10-400 и нагрузочным модулем (НМ). ПЧК-10-400 построен по топологии многоуровневого преобразователя напряжения с широтно-импульсной модуляцией инверторов со сдвигом опорных напряжений по уровню или фазе, что позволяет снизить искажения выходных напряжений и токов. ПЧК-10-400 конструктивно содержит шкаф ввода, шкаф трансформатора, шкаф инверторный, шкаф управления и шкаф вывода.

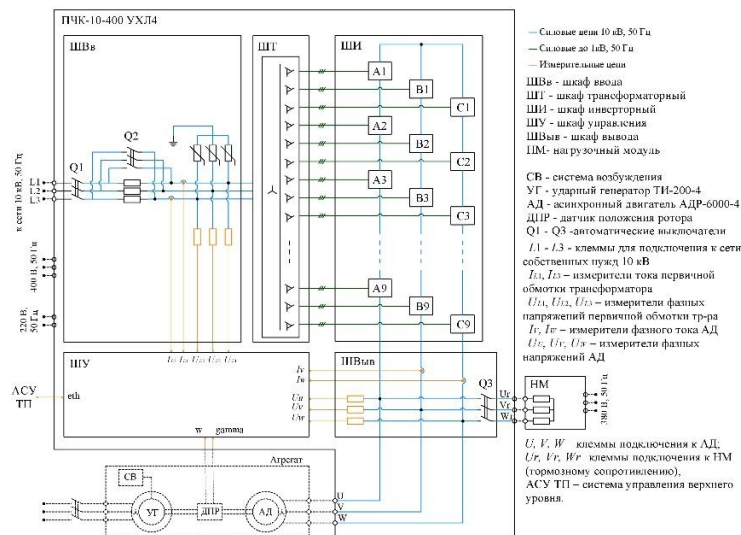


Рис. 1. Структура установки УГ ТИ-200-4

Разгон агрегата УГ-АД от нуля до номинальной частоты вращения (1500 об/мин) осуществляется за время не более 10 мин при ограничении пускового тока 400 А и при отсутствии тока возбуждения в УГ с помощью векторной системы управления. Потребляемая мощность в режиме разгона не более 7 МВА. После стабилизации частоты вращения УГ возбуждается, и агрегат переходит в режим готовности к опытам короткого замыкания (КЗ). Серия опытов КЗ проводится в состоянии выбега агрегата. Проведены расчеты снижения частоты вращения генератора при коротком КЗ (155 кА, 0,5 сек, пауза 30 мин), при двойном КЗ (КЗ - 0,3 сек, пауза - 0,25 сек, КЗ, пауза - 15 мин), при одном долгом КЗ (54,8 кА, 4 сек, пауза - 30 мин). После окончания опытов обеспечивается либо подхват агрегата, либо торможение.

Сравнены варианты торможения УГ: самовыбег, торможение через ПЧК-10-400 с утилизацией энергии во внутренние чопперные резисторы, рекуперация в сеть и сброс энергии во внешний НМ. Показано, что с учётом ограничений по мощности и габаритам силовых блоков технически рациональным способом торможения является сброс энергии во внешний резистивный НМ, подключаемый к выходу преобразователя перед торможением. Во время торможения ПЧК-10-400 снабжает АД только реактивной мощностью. Время торможения от номинальной частоты вращения до нуля осуществляется за время не более 10 мин при отсутствии тока возбуждения в УГ. С точки зрения простоты реализации и отсутствия жестких требований по времени остановки целесообразно рассматривать вариант самовыбега (1342 с – невозбужденный генератор, 814 с – возбужденный генератор с номинальным потоком).

В аварийных режимах работы для вывода из строя неисправного силового блока предусмотрены предохранители, устанавливаемые в фазах выпрямителя. По результатам расчетов был выбран предохранитель типа OptiFuse FR-S30-690V-350A производства АО «КЭАЗ». В зависимости от напряжения КЗ многообмоточного трансформатора допускается

установка предохранителей как в трех фазах при напряжении КЗ не более 9 %, так и в двух фазах (А и С) при напряжении КЗ не более 4,5 %.

Также определены технические требования к многообмоточному трансформатору и проведен расчет пусковых резисторов. В одном варианте возможен предзаряд конденсаторов как от сети 400 В, 50 Гц, так и от сети 10 кВ, 50 Гц, в том числе возможно при проведении пусконаладочных работ и испытаний на холостом ходу не подавать высокое напряжение и осуществить большой объем проверок. В другом варианте подразумевается предварительный заряд от сети 400 В, 50 Гц и последующее ограничение пусковых токов трансформатора с помощью резисторов, установленных в цепи высоковольтного выключателя.

Поскольку в конструкции образующим элементом ПЧК является силовой блок (БС-690-400), то в рамках работы также определена и компоновка БС-690-400, разработаны электрические принципиальные схемы БС-690-400 и секции управления ПЧК-10-400. В качестве ключевых элементов БС-690-400 рассмотрено применение отечественных IGBT-модулей М2ТКИ-800-17КТ и М2ТКИ-1200-17СТ производства ПАО «Электровыпрямитель», а также МДЗ-400-18-С1 производства АО «Протон-Электротекс».

Для выбранных полупроводников был проведен тепловой расчет с выбором необходимого охладителя в ПО Ansys Fluent. Выбран охладитель АВМ-243 фирмы ООО «Фабрика алюминиевого профиля». Т.к. профиль охладителя имеет сложную геометрию (волнистые ребра) для построения сетки и последующего вычисления, в расчете принята упрощенная (без волн) форма ребра. Длина охладителя 834 мм. При скорости набегающего потока на охладитель 9 м/с максимальный перегрев составил 64 °С, перепад давления – 274 Па. Для скорости 12 м/с – 57 °С 456 Па соответственно.

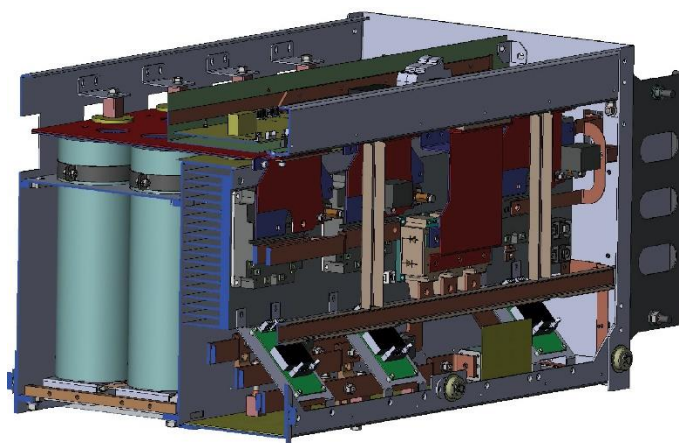


Рис. 2. Компоновка БС-690-400

В результате расчетов режимов работы БС-690-400 были выбраны фильтровые емкости фирмы «Нюкон Энерджи» FA3F11K116D345H1950C3 1100 В, 1950 мкФ – по 10 параллельно соединенных емкостей в силовой ячейке. На рис.2 приведена компоновка БС-690-400.

Основные ценности работы для АО «Силовые машины»:

1. Работа формирует основу для собственной линейки высоковольтных каскадных преобразователей частоты АО «Силовые машины» на отечественной элементной базе, что соответствует задачам импортозамещения и технологического суверенитета.

2. Разработанные решения позволяют компании участвовать в проектах по созданию испытательных центров высоковольтного оборудования, а также в поставках пусковых устройств и приводов большой мощности для различных отраслей промышленности.

3. Унификация силового блока и СУ открывает возможности для масштабирования решений к другим типам электроприводов, снижая затраты на разработку и производство.

Перспектива использования результатов работы - переход от эскизного проекта к разработке РКД на силовой блок БС-690-400 и полный комплект документации на ПЧК-10-400 УХЛ4 с последующим изготовлением головного образца.

Список использованных источников:

1. V. N. Zheleznyak, N. V. Korovkin, A. A. Burmistrov and A. S. Adalev, "Simulation of Operating Condition of the Equipment of the Short-Circuit Generator Package," *2024 Conference of Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering (ElCon)*, SPB, Rus, 2024, pp. 865-868

2. Воронцов А.Г., Глушаков В.В., Пронин М.В., Сычев Ю.А. "Особенности управления каскадными преобразователями частоты" *Записки Горного института*, Т. 241, 2020, с. 37-45.

Универсальная, уточненная и быстродействующая модель АИН в ComSim Розбицкий Г.Г.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: автономный инвертор напряжения, паразитная индуктивность, мертвое время, коммутационное перенапряжение, предмодуляция, потери энергии, температура, моделирование, затраты машинного времени.

Key words: autonomous voltage inverter, parasitic inductance, “dead” time, switching overvoltage, premodulation, energy losses, temperature, modeling, machine time costs.

Мостовые трехфазные транзисторные преобразователи (IGBT-мосты) используются во многих устройствах. В электроприводах они применяются в качестве автономных источников напряжения (АИН), питающих электродвигатели переменного тока, и в качестве активных выпрямителей в устройствах, питающихся от электросетей переменного напряжения.

Разработаны математические и компьютерные модели трехфазного IGBT-моста. В моделях учтено время переключения полупроводников, “мертвое время” при их переключении, “паразитные” индуктивности схем, снабберные цепи. Учтена дискретность управления, предмодуляции для повышения использования оборудования, для снижения потерь энергии (трех- и шестипульсная). В моделях предусмотрен расчет нагрева полупроводников с использованием сплайн-аппроксимации зависимостей, заданных графически, а также суммарных потерь энергии в IGBT-мосту. Использована методология расчета систем по взаимосвязанным подсистемам, обеспечивающая сокращение затрат машинного времени [1]. Компьютерные модели разработаны на языке C++ для расчетов в среде ComSim [2].

Установка (рис.1) содержит источник электроэнергии с ЭДС e_d , индуктивностью L_d и активным сопротивлением R_d . Эта ветвь схемы имеет напряжение u_d и ток i_d . На входе моста установлен фильтровой конденсатор с емкостью C , “паразитным” активным сопротивлением R_c и током i_c . Параллельно конденсатору включена цепь защиты от превышения напряжения с транзистором k_z и резистором R_z , зашунтированного диодом. В ней протекает ток i_z . Соединение фильтрового конденсатора с мостом осуществляется шинами с эквивалентной “паразитной” индуктивностью L_h и током i_h . Мост содержит 6 транзисторов, зашунтированных обратными диодами, состояния которых описываются функциями k_n ($n=1, 2, \dots, 6$). В плечах моста протекают токи i_{in} ($n=1, 2, \dots, 6$). Напряжения фаз трехфазной обмотки u_n , токи i_n , индуктивности L_l , активные сопротивления R_l . Принято, что IGBT-мост содержит три полумоста, каждый зашунтирован RC-цепью с емкостью C_i и активным сопротивлением R_i .

Расчеты процессов в установке рис. 1 выполнены в ComSim, результаты представлены на рис. 2. Расчет выполнен при следующих основных параметрах. Источник питания содержит ЭДС 660 В, активное сопротивление 0,01 Ом, индуктивность 0,5 мГн. Емкость фильтрового конденсатора 0,002 Ф, активное сопротивление 0,001 Ом. “Паразитная” индуктивность 0,4 мГн. Емкость эквивалентной RC-цепи 9 мкФ, активное сопротивление 0,1 Ом. АИН построен на модулях SKM1400GB17R8, температура охлаждающей жидкости 38°C, частота ШИМ 4 кГц, “мертвое” время 2 мкс. В нагрузке напряжение 380 В, активные сопротивления 0,351 Ом, индуктивности 0.838 мГн, заданный ток 500 А, частота 50 Гц.

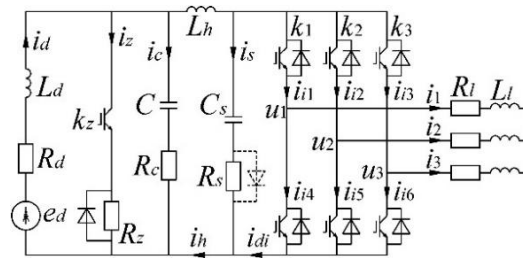


Рис. 2. Схема установки с 3-фазным АИН

Рис. 2 построен при шаге интегрирования переменных 0,5 мкс и шаге записи результатов 1 мкс. С момента от 1,5 с до 1,54 с осуществляется предмодуляция для повышения использования АИН по напряжению. В момент 1,54 с включается 3-пульсная предмодуляция. В момент 1,58 с включается 6-пульсная предмодуляция. На рис. 2 k_1 и k_4 – функции состояния транзисторов 1 и 4. Результаты анализа процесса представлены в табл. 1.

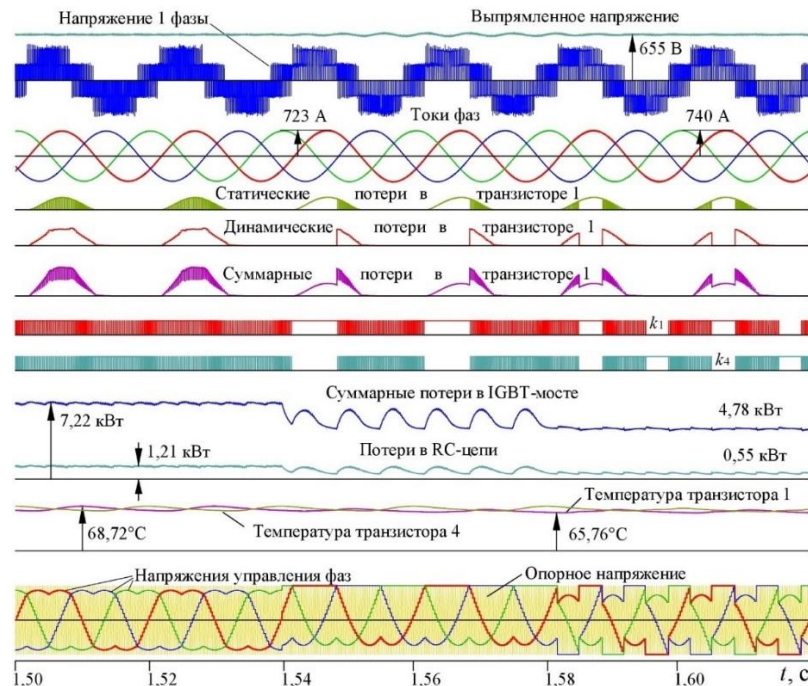


Рис. 2. Расчет процессов в установке в среде ComSim

Как следует из расчета рис. 2 и из анализа кривых табл. 1, на первом участке без “притяжки” напряжений управления обеспечивается заданный симметричный режим работы системы. При активной мощности 283,8 кВт КПД АИН равен 97,3 %, максимальная температура транзисторных модулей 68,7°С, мощность потерь распределена между IGBT-модулями равномерно. При 3-пульсной “притяжке” напряжений управления к положительному полюсу АИН суммарные потери в мосту уменьшились на 23 %, однако это не приводит к снижению максимальной температуры IGBT-модулей (так как динамические потери и температура уменьшаются только в верхних плечах моста). При 6-пульсной “притяжке” напряжений управления мощности потерь в АИН снижается на 36 %, КПД АИН увеличивается до 98,3 %. Снижается максимальная температура IGBT-модулей на 6°С.

Затраты машинного времени на расчет процессов в системе в MatLab-Simulink сравнительно большие. Но при проектировании систем с одним IGBT-мостом они несущественно влияют на длительность процесса разработки конструкций (в данном случае выигрыш в ComSim в 5 раз, табл.2), так как существенно меньше других затрат. Однако установка с активным каскадным преобразователем частоты (КПЧ) напряжением 10 кВ может быть выполнена на 18 низковольтных трехфазно-однофазных блоках и может содержать 90 полумостов – в 30 раз больше, чем в трехфазном IGBT-мосте.

Табл. 1. Результаты анализа переменных рис. 2

| | | | |
|--|----------------|-------------|-------------|
| Интервал времени, мс | 1,5 – 1,54 | 1,54 – 1,58 | 1,58 – 1,62 |
| Тип предмодуляции | без “притяжки” | 3-пульсная | 6-пульсная |
| Действующий ток фаз АИН, А | 507,8 | 516,3 | 516,3 |
| Коэффициент гармоник токов фаз АИН | 0,0086 | 0,0128 | 0,0106 |
| Коэффициент мощности нагрузки АИН | 0,8 | 0,8 | 0,8 |
| Активная мощность АИН, кВт | 272,8 | 281,6 | 281,3 |
| Статические потери в транзисторе 1, кВт | 0,242 | 0,276 | 0,251 |
| Динамические потери в транзисторе 1, кВт | 0,547 | 0,177 | 0,281 |
| Динамические потери в транзисторе 4, кВт | 0,55 | 0,568 | 0,267 |
| Мощность потерь в RC-цепи, кВт | 1,210 | 0,821 | 0,547 |
| Мощность потерь в АИН, кВт | 7,4 | 5,7 | 4,721 |
| Максимальная температура транзистора 1, °С | 68,04 | 60,5 | 62,13 |
| Максимальная температура транзистора 4, °С | 68,08 | 68 | 61,8 |

В ComSim, как показывает опыт построения и использования сложных моделей ЭМТС, затраты машинного времени при расчетах на ЭВМ ориентировочно пропорциональны количеству полупроводников в системах. В MatLab-Simulink затраты машинного времени на расчет имеют степенную зависимость от размерности матрицы n ($\approx n^{2,8}$).

При переходе от расчета процессов в системе с одним трехфазным АИН к расчету процессов в установке с высоковольтным активным КПЧ в MatLab-Simulink следует ожидать увеличения затрат машинного времени в 13675 раз.

Табл. 2. Сравнение длительности расчета на персональной ЭВМ

| | ComSim | MatLab-Simulink |
|---|--------|-----------------|
| Время при выводе графики в конце расчета, с | 8,2 | 42,46 |

Предполагается, что в дальнейшем разработанные компьютерные модели могут быть использованы при проектировании каскадного преобразователя частоты производства АО "Силовые машины", при разработке электроприводов трансмиссий самосвалов "Белаз", электроприводов экскаваторов с активными выпрямителями, в системах электродвижения судов, в тяговых электроприводах поездов метрополитена, приводов насосов, вентиляторов и т.п.

Список использованных источников:

1. Пронин М.В., Воронцов А.Г. Электромеханотронные комплексы и их моделирование на ЭВМ по взаимосвязанным подсистемам // СПб., изд-во "Ладога", 2020 г. –336 с.
2. Воронцов А.Г. Развитие методологии моделирования ЭМТС по взаимосвязанным подсистемам и комплекс моделей в ComSim / Известия СПбГЭТУ. – 2022. – № 3. С. 57-65.

Определение коэффициента гидравлического сопротивления обратной арматуры Рыбаков М.О.¹, Смирнов А.А.²

1 – АО «Силовые машины», 2 – БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова,
Санкт-Петербург

Ключевые слова: обратная арматура, численное моделирование, коэффициент сопротивления, турбулентность, испытания арматуры.

Key words: check valves, numerical modeling, flow resistance coefficient, turbulence, valve testing.

Рассматриваются особенности применения основных подходов к моделированию турбулентности (RANS и LES), получивших широкое применение для исследования газодинамических процессов в трубопроводной арматуре различного назначения, с использованием программного пакета ANSYS Fluent. Численно исследуется процесс течения водяного пара и определяется коэффициент гидравлического сопротивления обратного клапана. Анализируется влияние конфигурации экспериментальной установки, общие требования к которой регламентированы нормативно-технической документацией, на определяемые интегральные характеристики обратного клапана.

Нормативно-техническая документация, например [1-3], предъявляет обязательное требование к экспериментальному определению коэффициента гидравлического сопротивления обратной арматуры. Сложность натурального эксперимента обусловлена

необходимостью воспроизведения параметров рабочей среды и необходимостью обеспечения требований, предъявляемых к экспериментальной установке в соответствии с [4], для арматуры номинальным диаметром свыше $DN > 400$. Фактически требования нормативно-технической документации приводят к необходимости воспроизведения условий работающей турбины, что оказывается нереализуемым в существующих аккредитованных лабораториях. Использование пакетов программ и методов численного моделирования позволяет перейти от натурального эксперимента к численному, что является распространенным подходом в современных разработках и исследованиях, в частности в энергомашиностроении.

Цель работы заключалась в формировании методики расчета коэффициента гидравлического сопротивления обратной арматуры на примере клапана обратного типа КОС системы защиты турбины от обратного потока пара методом численного моделирования.

В качестве гипотезы работы выступило предположение, что натуральный эксперимент может быть заменен с требуемой точностью численным на основе верифицированной методики. Объектом исследования является клапан обратный типа КОС.

В ходе работы решались следующие задачи:

1. На примере клапана обратного типа КОС численно определить коэффициент гидравлического сопротивления.

2. Выполнить оценку влияния подхода к моделированию турбулентности на получаемые результаты.

3. Оценить затраты временных и вычислительных ресурсов для выполнения расчетов. Определить оптимальный с точки зрения соотношения затрат вычислительных ресурсов подход.

Вычислительная область включает подводящий и отводящий трубопровод, длина которых регламентирована [4]; проточную часть клапана обратного типа КОС номинальным диаметром $DN 600$. Число Рейнольдса в рассматриваемом течении имеет порядок 10^4 и, следовательно, течение является турбулентным. Рассмотрено влияние выбора подхода к моделированию турбулентности на получаемые результаты. В первом случае модель течения основана на осредненных по Фавру уравнениях Навье-Стокса (RANS). Для замыкания системы уравнений используются модели турбулентности: $k - \varepsilon$ Realizable; $k - \omega$ SST; Reynolds Stress Model BSL. Во втором случае использовался метод моделирования крупных вихрей (LES WALE). Граничные условия задавались в соответствии с параметрами пара в трубопроводе отбора турбины. В входном патрубке клапана задавался массовый расход $G_{inlet} = 146,9$ кг/с и температура $T_{inlet} = 506,2$ К. В выходном – давление $P_{outlet} = 29,4$ кг/см². Стенки подводящего и отводящего трубопровода – адиабатные; задавалось условие прилипания и непротекания. При использовании осредненных уравнений Навье-Стокса

размер сетки варьировался от 32,7 (при использовании высокорейнольдсовых моделей) до 42,3 млн. ячеек (при использовании низкорейнольдсовых моделей), а при использовании метода моделирования крупных вихрей составил 329,9 млн. ячеек.

В результате систематических численных расчетов были получены поля распределения всех газодинамических параметров. На рисунке 1 представлено поле скорости при моделировании течения методом LES.

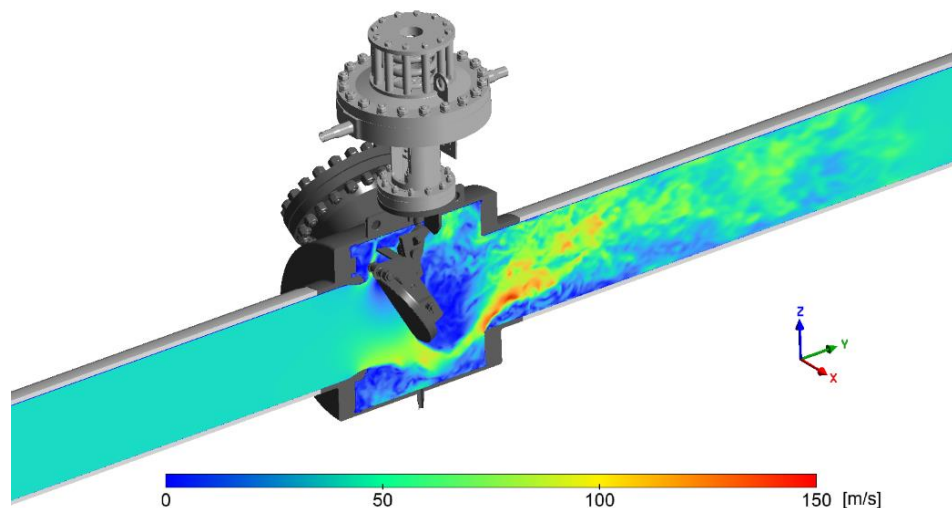


Рис.1 – Поле скорости (метод LES)

Метод крупных вихрей обладает высокой разрешающей способностью для анализа газодинамических процессов, протекающих в клапане. Определено, что наименьшее расхождение в значении гидравлического сопротивления (порядка 5 %), в сравнении с LES, показала модель турбулентности $k - \epsilon$ Realizable. Также модель показала эффективность с точки зрения временных затрат (в 8 раз меньше времени расчета методом LES) и может быть использована для определения газодинамических характеристик клапана с требуемой инженерной точностью. Выполнена сравнительная оценка с характерными параметрами в трубопроводе отбора пара турбины. Результаты показали, что численный эксперимент может выступать как замена натурных испытаний для определения гидравлического сопротивления арматуры с требуемой точностью.

Новизна работы состоит в использовании одного из самых затратных и точных подходов к моделированию турбулентности (LES) с учетом размеров расчетной области, соответствующих требованиям, предъявляемым к экспериментальной установке, конфигурация которой труднореализуема при натурных и численных испытаниях.

Полученные результаты работы могут быть использованы при доработке, верификации и согласовании с профильными организациями методики численного определения коэффициента гидравлического сопротивления. Методика определения коэффициента гидравлического сопротивления арматуры посредством численного моделирования позволит

сократить количество натуральных испытаний головных и опытных образцов, тем самым сокращая затраты на проведение экспериментов в аккредитованных лабораториях, а также металлоёмкость и цикл изготовления.

Список использованных источников:

1. ГОСТ Р 58788-2019 Арматура трубопроводная класса безопасности 4 для технологических систем атомных станций. Общие технические требования.

2. НП-068-05 Трубопроводная арматура для атомных станций. Общие технические требования.

3. МУ 1.2.3.07.0057-2018 Состав и объем испытаний специальной трубопроводной арматуры и приводов для атомных электростанций. Методические указания.

4. ГОСТ 34437-2018 Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик.

Исследование влияния характера распределения скоростей на характеристики спиральной камеры Рябчикова В.А. ,

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: спиральная камера, гидротурбина, ansys cfx

Key words: spiral case, hydraulic turbine, ansys cfx

Введение: Заказчик, в большинстве случаев, выставляет требование обеспечить самозакрывание лопаток направляющего аппарата во всем диапазоне открытий [1]. Для обеспечения требования необходимо получить угол выхода потока с колонн статора $\delta > 40^\circ$. Это может быть выполнено увеличением размеров спиральной камеры (СК) или доворотом потока, с помощью изменения угла выхода потока с колонн статора [2]. Не всегда возможно получить требуемый угол выхода потока с помощью приведенных методов, но если изменить закон проектирования спиральной камеры, то задача будет полностью решена.

Гипотеза работы: Меняя закон проектирования спиральной камеры, можем изменить закрутку потока, не ухудшая гидравлические характеристики.

Этапы работы: При проектировании металлической СК круглого сечения рассматривались законы [3] постоянства момента скорости в любой точке потока (спираль 1), убывания средней скорости потока вдоль спирального канала (спираль 2), смешанный закон (спираль 3) (рисунки 1-3). При проектировании проводился аналитический расчет угла выхода потока с колонн статора (дельта спирали) [4]. По результатам расчета получили $\delta=27,9^\circ$ для спирали 1, $\delta=37,5^\circ$ спираль 2, спираль 3 $\delta=32,5^\circ$. Эти значения не удовлетворяют

заданному требованию $\delta > 40^\circ$, потребуется доворот потока колоннами статора [2]. Но при довороте потока, чтоб избежать отрыва потока на профилях статорных колонн не рекомендовано менять угол потока больше чем на 10° . Из полученных результатов делаем вывод: спираль, спроектированную по закону уменьшения скорости из габаритных соображений мы не будем рассматривать, спираль с законом постоянного моментом скорости необходимо менять: уменьшать скорость в первом сечении, тем самым получая больше угол дельта $\delta=32,5^\circ$ и габариты (спираль 4). При смешанном законе (спираль 3) получаем относительно небольшой размер СК и угол выхода потока $\delta=32,5^\circ$, который совместно с доворотом потока колоннами статора на 10° , позволит обеспечить требуемый угол выхода потока с колонн статора $\delta > 40^\circ$.

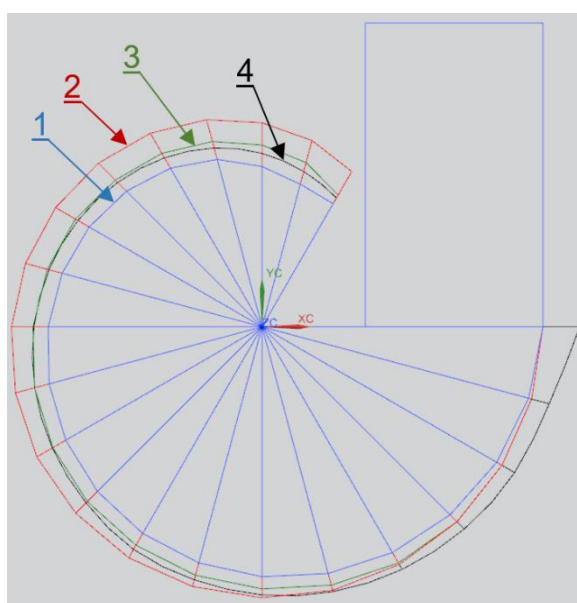


Рис.5 - Габаритное сравнение спиральных камер

Синяя (1) – Закон постоянного момента, Красная (2) – Закон убывания скоростей, Зеленая (3) – Смешанный закон, Черная (4) – Закон постоянного момента с уменьшенной скоростью в первом сечении

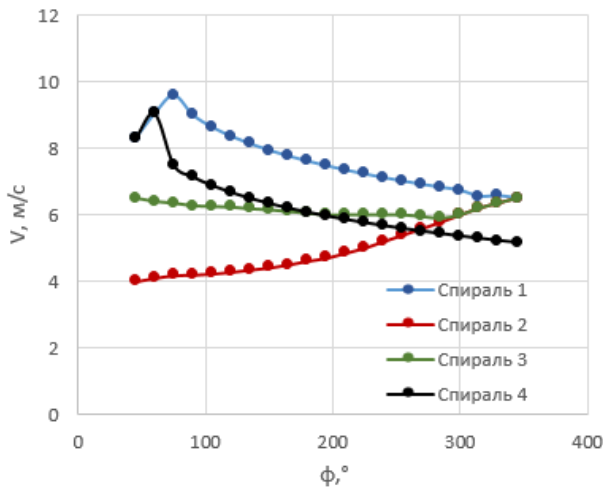


Рис. 6 - Распределение скоростей

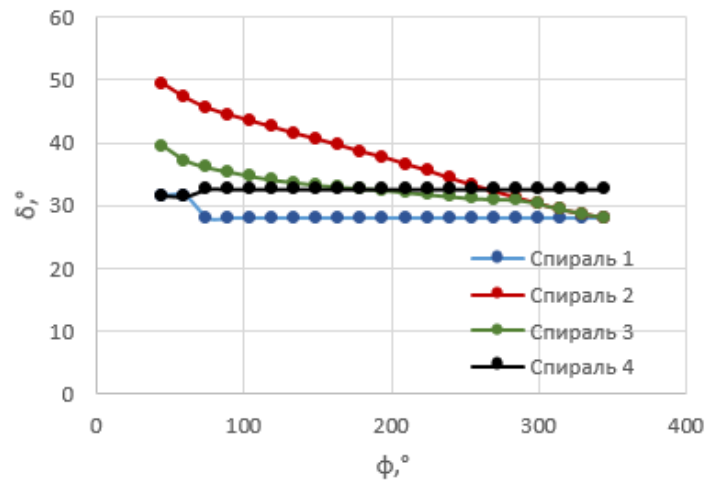


Рис. 7 - Распределение дельты

Для определения гидравлических характеристик спроектированных спиральных камер были выполнены расчеты в Ansys CFX [5] для спиралей 1 и 3 в совместной постановке с направляющим аппаратом (НА). Гидравлические расчеты для спиралей 2 и 4 не проводились из-за больших габаритных размеров. Результаты расчета представлены в таблице 1. Видно, что гидравлические потери в спирали 3 ($dSK=1.34\%$) ниже, чем в спирали 1 ($dSK=1.96\%$), а потери в направляющем аппарате практически одинаковы в обоих случаях. Таким образом спираль 3, спроектированная по смешанному закону имеет приемлемые габаритные размеры, лучшие гидравлические характеристики (гидравлические потери) и угол входа потока ($\delta=32,5^\circ$), который совместно с доворотом потока колоннами статора на 10° , позволит обеспечить требуемый угол выхода потока с колонн статора $\delta > 40^\circ$.

Табл. 1 - Расчетные значения потерь

| | dNA, м | dSK, м | dH |
|-----------|--------|--------|-----|
| Спираль 1 | | | |
| Спираль 3 | | | 8%) |

Вывод: Для обеспечения самозакрывания направляющего аппарата необходимо обеспечить угол выхода потока с колонн статора более 40° . Наиболее эффективным решением данного вопроса можно считать использование смешанного закона проектирования спиральной камеры совместно с доворотом потока колоннами статора.

Список использованных источников

1. СТО РусГидро 02.01.110-2015 Гидротурбинные установки. Условия поставки. Нормы и требования.
2. Никулин, Д . А. Проектирование металлической спиральной камеры с требуемым углом выхода потока / Д. А. Никулин // Энергия молодости : Сборник трудов XIII

научно-технической конференции молодых инженеров, Санкт-Петербург, 19–20 февраля 2025 года. – Москва: Издательство "Перо", 2025. – С. 134-136. – EDN JMSPOX.

3. Михайлов И.Е. Турбинные камеры гидроэлектростанций. Москва Энергия – 1970 стр. 271
4. Барлит В.В. Гидравлические турбины – М.: Энергоатомиздат, 1977. – 384с.
5. Пугачев П. В., Свобода Д. Г., Жарковский А. А. Расчет и проектирование лопастных гидромашин. Расчет вязкого течения в лопастных гидромашинах с использованием пакета ANSYS CFX: учебное пособие. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. университета, - 2016. [URL:http://elib.spbstu.ru/dl/2/s16-80.pdf](http://elib.spbstu.ru/dl/2/s16-80.pdf)

Моделирование и оценка КИТТ для энергоблока с интегрированным производством водорода на основе газификации ТКО
Савельев М.О.

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург

Ключевые слова: водород, твердокоммунальные отходы, энергетика, моделирование

Key words: hydrogen, solid municipal waste, energy, modeling

Актуальной задачей современной энергетики и утилизации отходов является поиск экологически безопасных и экономически эффективных методов производства альтернативных видов топлива. Одним из перспективных направлений является получение водорода из возобновляемого сырья, такого как твердые коммунальные отходы (ТКО). Для выделения водорода из синтез-газа (СГ) от газификации ТКО (смесь газов CO и H₂) применяется технология, включающая концентрирование [1,2]. Вследствие непостоянного состава сырья требуется дополнительная очистка. *Новизна* заключается в технологической цепочке парового доокисления CO с последующей абсорбцией образовавшегося CO₂ методом короткоциклового адсорбции (КЦА). Хотя это эффективно повышает чистоту водородосодержащего потока, процесс требует обеспечения паром регламентированных температуры и давления [3]. Исследование представляет собой количественные обоснованные данные для принятия стратегических решений о модернизации генерирующих активов. Она *демонстрирует потенциальный путь* повышения общей эффективности станции за счёт утилизации ТКО.

Цель работы – разработка метода оценки повышения эффективности работы когенерационной электростанции с установками по производству синтез-газа и утилизацией тко. Отсюда формулируется *гипотеза*, а именно внедрение водородной установки на основе газификации ТКО в схему энергоблока приведёт к повышению общего коэффициента

использования теплоты топлива (КИТТ) и улучшит энергоэффективность станции без значительного роста удельных расходов топлива.

Проанализировать эффективность установки доступно при моделировании энергоблока из нескольких турбин в комплексе с водо-водяным охладителем СГ (ВВО), раствором этиленгликоля (РЭ), отпуском пара на реакцию доокисления окиси углерода (ОПРД) и дополнительной подпиткой цикла (рис.1). Модуль энергоблока станции будет являться объектом работы.

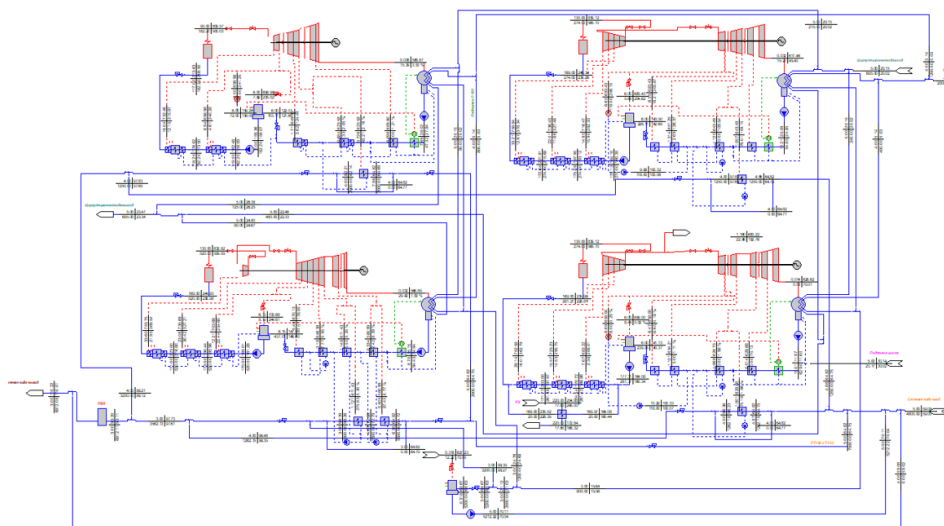


Рис. 1 – Визуально сжатая схема средне-зимнего режима работы блочной ТЭЦ с ВВО при объёмном содержании водорода в синтез-газа равному 25% в САПР «United Cycle»

В исследовании были поставлены следующие задачи: разработка модели тепловой схемы в САПР «United Cycle», анализ влияния объёмной доли водорода в СГ (25%, 50% и 75%), оценка энергетической эффективности схемы в двух режимах (с ВВО и без него), сравнительный анализ КИТТ в исследуемых режимах, а также формулировка заключения.

Методы работы заключаются в моделировании схемы станции, энергетическом анализе на основе расчёта КИТТ с учётом водорода как полезного продукта и сравнительном анализе результатов моделирования с исходной схемой. Обычно КИТТ определяется как доля полезной энергии (тепло и электричество) в общей теплоте сгорания топлива, однако в данной схеме будет присутствовать дополнительный продукт – водород, а в общий тепловой баланс добавится теплота синтез-газа.

$$\text{КИТТ} = \frac{\sum Q_{\text{ПСГ}} + \sum Q_{\text{ВП}} + \sum N_{\text{Э}} + Q_{\text{H}_2}}{\sum B_{\text{ПГ}} \cdot Q_{\text{нПГ}}^{\text{P}} + \sum B_{\text{СГ}} \cdot Q_{\text{нСГ}}^{\text{P}}} \quad (1)$$

где $\sum Q_{\text{ПСГ}}$ – тепловая нагрузка сетевых подогревателей, МВт;

$\sum Q_{\text{ВП}}$ – тепловая нагрузка встроенного пучка, МВт;

$\sum N_{\text{Э}}$ – отпущенная электроэнергия, МВт;

$Q_{H_2} = G_{H_2} \cdot Q_{nH_2}^p$ - теплота генерируемого водорода, равная произведению расхода водорода и его низшей теплотворной способности ($Q_{nH_2}^p$), МВт;

$\Sigma B_{ПГ}$ – суммарный расход природного газа, кг/с;

$Q_{nПГ}^p$ – низшая теплотворная способность природного газа, МДж/кг;

$\Sigma B_{СГ}$ – суммарный расход генерируемого синтез-газа из ТКО, кг/с;

$Q_{nСГ}^p$ – низшая теплотворная способность генерируемого синтез-газа.

Результаты исследования. Конечные итоги расчёта энергетического эффекта от внедрения установки по производству водорода в тепловую схему свели в таблицу 1.

Табл. 1 – Итоги производства водорода в цикле

| Параметр | Результаты | | | |
|--|----------------|---|--------|--------|
| | Исходный режим | Объёмное содержание водорода в синтез-газе, % | | |
| | | 25 % | 50 % | 75 % |
| Расход пара на реакцию доокисления оксида углерода, т/ч | - | 9,68 | 9,24 | 8,16 |
| Расход генерируемого водорода, т/ч | - | 1,43 | 2,05 | 3,62 |
| КИТТ энергоблока 1 (режим <u>без включения</u> охладителя синтез-газа), % | 70,68 | 75,14 | 75,61 | 76,68 |
| КИТТ энергоблока 1 (режим <u>с включением</u> охладителя синтез-газа), % | - | 75,30 | 75,82 | 76,99 |
| Удельный расход топлива на выработку тепловой энергии (режим <u>без включения</u> охладителя синтез-газа) | 0,1377 | 0,1377 | 0,1377 | 0,1377 |
| Удельный расход топлива на выработку тепловой энергии (режим <u>с включением</u> охладителя синтез-газа) | - | 0,1377 | 0,1377 | 0,1377 |
| Удельный расход топлива на выработку электрической энергии (режим <u>без включения</u> охладителя синтез-газа) | 0,1804 | 0,1816 | 0,1816 | 0,1814 |
| Удельный расход топлива на выработку электрической энергии (режим <u>с включением</u> охладителя синтез-газа) | - | 0,1807 | 0,1803 | 0,1794 |

Основные выводы исследования. Разработанное техническое решение позволяет решить сразу несколько вопросов, связанных с экологией, энергоэффективностью, привлечением зеленой энергетики и др.. По результатам моделирования можно сформулировать несколько основных выводов, а именно:

- Внедрение установки по производству водорода из ТКО увеличит КИТТ от 70,68% до 76,99% в зависимости от объёмной доли водорода в синтез-газе;
- Установка по производству водорода из ТКО способствует увеличению энергетической эффективности станции. При этом, чем больше объёмная доля водорода в синтез-газе, полученном при газификации RDF-топлива, тем выше оказывается энергетическая эффективность работы всей станции;
- Внедрение ВВО в схеме с производством водорода повышает эффективность ещё на 0,3%. Однако при этом требуются конструктивные и технологические решения.

Список использованных источников

1. Трещёва М.А., Колбанцева Д.Л., Аникина И.Д., Трещёв Д.А., Владимиров Я.А. Анализ регионального потенциала и перспектив преобразования ТКО в водород на базе ТЭС (на примере Уральского федерального округа). Альтернативная энергетика и экология (ISJAEE). 2024;(9):131-152. <https://doi.org/10.15518/isjaee.2024.09.131-152>

2. Боровков В.М. Автоматизированное проектирование тепловых схем и расчет переменных режимов ПГУ ТЭС и АЭС/ В.М. Боровков, С.А. Казаров, А.Г. Кутахов, С.Н. Романов//Теплоэнергетика - 1993 - №3 - С. 5-9.
3. Демидов О.И. САПР “Тепловая схема”: комплексная автоматизация разработки, расчета и оптимизации тепловых схем энергоблоков ТЭС и АЭС/О.И. Демидов, Н.И. Жук, В.А. Иванов, В.М. Корень, А.Г. Кутахов, С.Н. Романов // Труды СПбГТУ «Энергетические машины и установки» -1999 -№ 481 - С.115-123

Оптимизация технологии предварительной термообработки для поковок роторов сечением от 1000 мм до 2000 мм включительно Cr-Ni-Mo-V группы сталей

Свинарева Я.Е.

Филиал АО «АЭМ-технологии» «АЭМ-Спецсталь» г. Санкт-Петербург г. Колпино

АЭМ-Спецсталь – предприятие, специализирующееся на производстве металлургических полуфабрикатов из различных марок сталей, предназначенных для таких отраслей промышленности как атомная, нефтехимическая, для энергомашиностроения, судостроения, металлургии и общего машиностроения.

Одним из основных и важных видов продукции, производимых на предприятии АЭМ-Спецсталь, являются заготовки роторов. Для предприятия важно обеспечивать качество производимой продукции, с этой целью производственные процессы постоянно совершенствуются.

Ротор – это крупногабаритная и дорогостоящая продукция.

Ротор турбины – вращающаяся часть турбины, состоящая в основном из дисков, лопаток и вала. Служит для преобразования кинетической и потенциальной энергии газового потока в механическую работу на валу турбины.

Основными недостатками при производстве данных заготовок на предприятии АЭМ-Спецсталь является длительный цикл изготовления, который варьируется от четырех до шести месяцев из-за большой загрузки оборудования, а также высокие затраты на изготовление в виде расходов газа или электричества при термической обработке, поэтому работа по оптимизации технологии изготовления очень важна для предприятия.

Предварительная термическая обработка

Заготовки роторов подвергаются следующим видам термической обработки: предварительная, окончательная и отпуск для снятия напряжений.

Основная цель предварительной термической обработки – предотвращение флокенов, снижение уровня напряжений, возникших во времяковки, и твердости до уровня, допускающего механическую обработку, а также подготовка структуры металла поковок для

получения после основной термической обработки требуемого комплекса физико-механических свойств.

До запуска проекта по оптимизации режим предварительной термической обработки заготовок роторов Cr-Ni-Mo-V группы сталей представлял собой двойную нормализацию и двойной отпуск и представлен на рисунке 1.

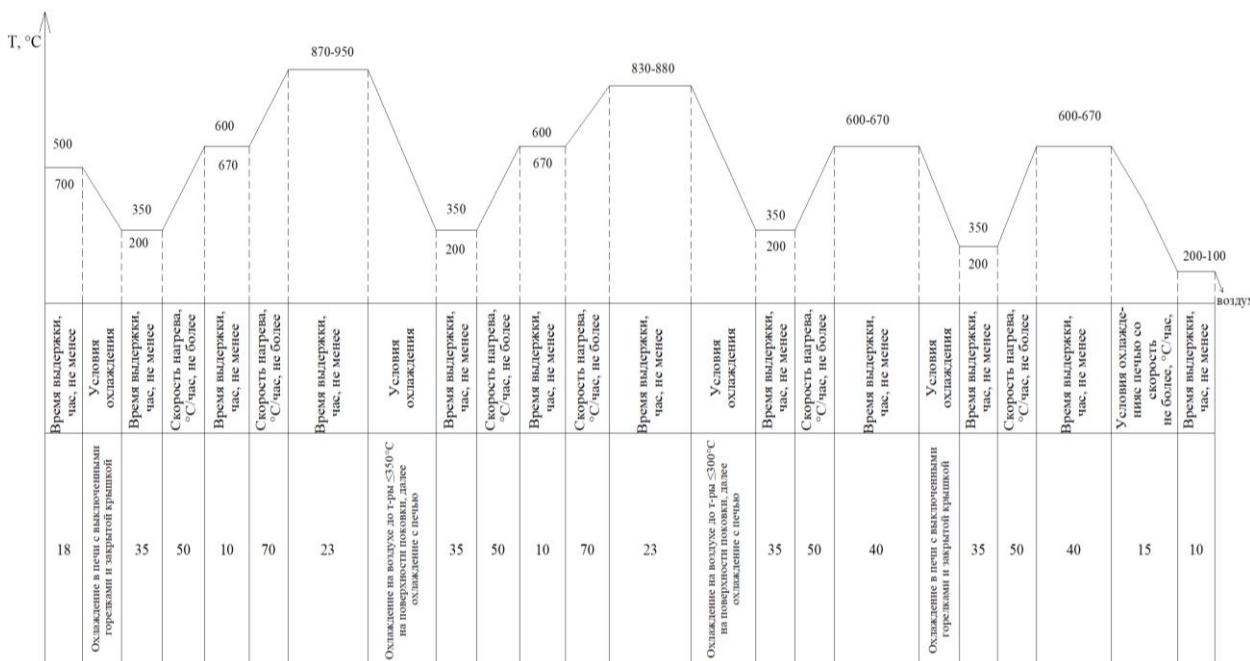


Рис.1 – ранее действующий режим предварительной термической обработки заготовок роторов Cr-Ni-Mo-V группы сталей

Текущий процесс позволяет обеспечивать качество, удовлетворяющее требованиям НТД, однако цикл процесса достаточно длителен.

На рисунке 2 представлены данные по продолжительности режимов для различных поковок роторов Cr-Ni-Mo-V группы сталей.

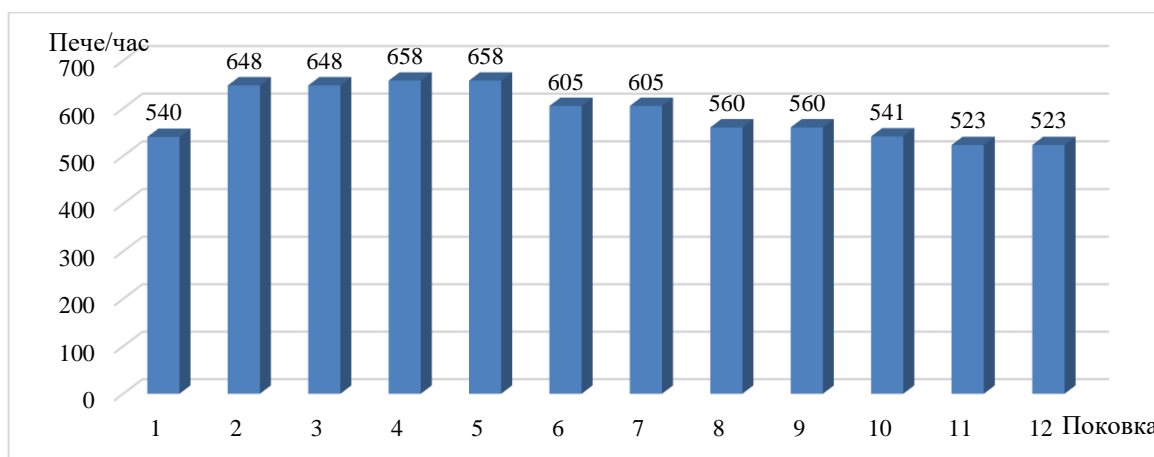


Рис. 2 – статистика по фактическому исполнению ранее действующей технологии ПТО
Среднее время режима предварительной термической обработки составляет 589 часов работы печи, что равняется 25 суток.

В виду большого количества заказов данной номенклатуры в качестве проблемы выступает длительный цикл изготовления.

Решение проблемы

Процесс изготовления металлургической продукции не стоит на месте, подходы производства совершенствуются, качество улучшается.

Если раньше при выплавке стали немалое количество водорода присутствовало в металле, то на современном оборудовании получается достигать минимальных значений, в большинстве случаев содержания водорода в плавках составляет $H_2 < 1,8 \text{ ppm}$.

В качестве решения предлагается оптимизировать режим предварительной термической обработки путем исключения одного отпуска из режима за счет обеспечения пониженных значений содержания водорода $H_2 < 1,8 \text{ ppm}$ в плавках, таким образом оптимизированный режим предварительной термической обработки будет представлять собой двойную нормализацию и одинарный отпуск, как показано на рисунке 3.

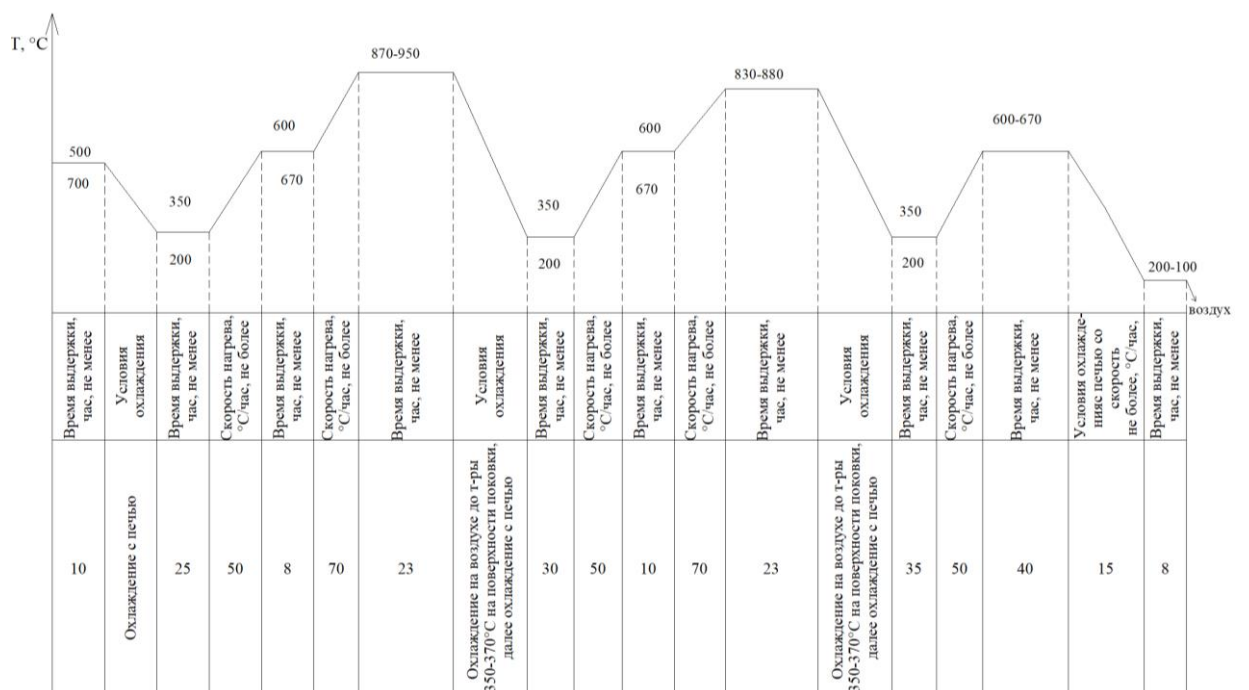


Рис. 3 – оптимизированный режим предварительной термической обработки заготовок роторов Cr-Ni-Mo-V группы сталей

За период март – декабрь 2024 года по оптимизированному режиму предварительную термическую обработку прошли 18 поковок из сталей Cr-Ni-Mo-V группы различных сечений.

На рисунке 4 представлены данные по продолжительности оптимизированных режимов для различных поковок роторов Cr-Ni-Mo-V группы сталей, а на рисунке 5 – фактическое содержание водорода в плавках.

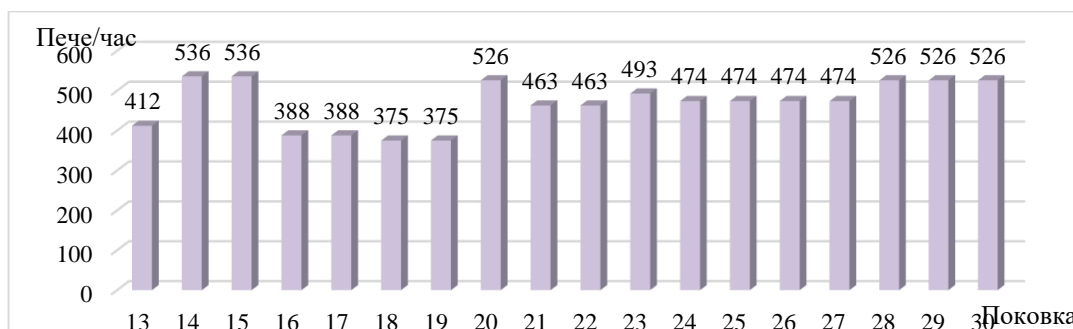


Рис. 4 – статистика по фактическому исполнению оптимизированной технологии ПТО

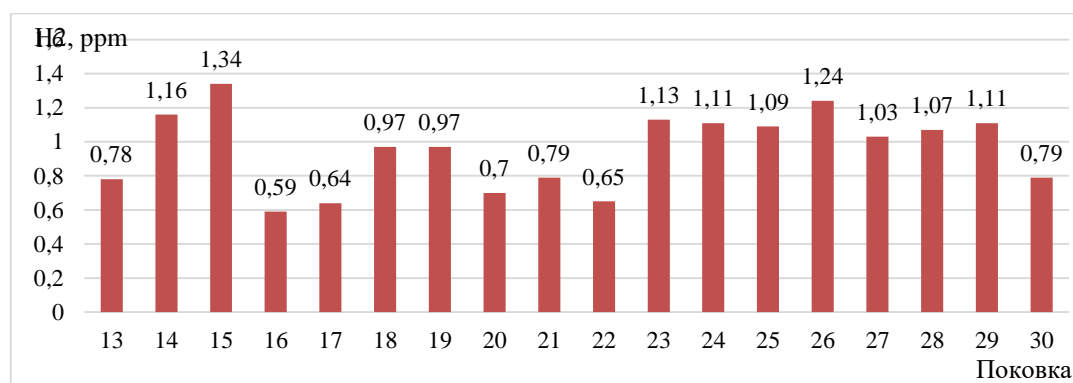


Рис. 5 – статистика по фактическому содержанию H₂ в плавках поковок, прошедших оптимизированный режим ПТО

По результатам, указанным на рисунке 4, видно, что среднее время проведения оптимизированного режима ПТО составляет 468 пече/час.

Наблюдается снижение продолжительности режима ПТО в сравнении со штатной технологией в среднем на 5 суток от текущего показателя.

Содержание водорода в плавке H₂<1,8 ppm.

Для наглядности уменьшения длительности режима ПТО в таблице 1 представлены сравнительные данные для поковок, которые прошли ранее действующий режим по инструкции и оптимизированный.

Для достоверности результатов было необходимо, чтобы поковки имели одинаковое сечение, поэтому в каждом из сечений поковки выбирались по одинаковому чертежу.

| Интервал сечения по ТИ, мм | Поковка | Чертеж | Сечение под ПТО, мм | Режим по ТИ, п/час | Оптимизированный режим, п/час | Экономия пече/час (сут.) |
|----------------------------|---------|--|---------------------|--------------------|-------------------------------|--------------------------|
| Св. 1000 до 1200 вкл. | 10 | Данным поковкам соответствует один и тот же чертеж | 1148 | 541 | - | 165 (6,9) |
| | 16 | | | - | 376 | |
| Св. 1200 до 1500 вкл. | 9 | Данным поковкам соответствует один и тот же чертеж | 1215 | 560 | - | 86 (3,6) |
| | 24 | | | - | 474 | |
| Св. 1500 до 2000 вкл. | 3 | Данным поковкам соответствует один и тот же чертеж | 1574 | 648 | - | 112 (4,7) |
| | 15 | | | - | 536 | |
| Среднее | | | | | | 121 (5) |

Таблица 1 – Статистика по фактическому исполнению штатной и оптимизированной технологии ПТО для поволоков одинаковых чертежей в разных интервальных сечениях

В среднем экономия составила 5 суток.

Выводы

Из мониторинга достигнутых результатов видно, что при оптимизации режима продолжительность сократилась в среднем на 5 суток, режим длится примерно 20 суток.

Это же и подтверждается при сравнении поволоков по одинаковому чертежу, прошедших по разным режимам предварительную термическую обработку.

Подтверждено, что во всех плавках уровень водорода достигается $H_2 < 1,8 \text{ ppm}$

Заключение

- Содержание водорода в плавке $H_2 < 1,8 \text{ ppm}$.
- При оптимизации режима ПТО цикл изготовления уменьшается ≈ 5 суток;
- Оптимизированный режим ПТО показал положительные результаты в плане сокращения длительности изготовления и, как следствие, экономию по «газу».
- Поковки сданы с годными результатами разрушающих и неразрушающих видов контролей.
- Достигнута экономия по газу 111435 м³.

Список использованных источников:

1. А.П. Гуляев Металловедение. – Учебник для вузов. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Металлургия, 1986. – 544 с.
2. Ю.П. Солнцев, Е.И. Пряхин Материаловедение. – Учебник для вузов. Изд. 7-е, стереотип. – СПб.: ХИМИЗДАТ, 2020г., 784с.

Применение алгоритмов машинного обучения для диагностики коротких замыканий обмотки асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором

Соловьев А.С., Михайлов М.В., Логвинова А.А.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: диагностика, машинное обучение, асинхронный электродвигатель, межвитковое замыкание.

Key words: diagnostics, machine learning, asynchronous electric motor, interturn short circuit.

На сегодняшний день асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором (АД), являются наиболее распространенными двигателями, используемыми в промышленности. По данным статистики основными потребителями энергии в промышленности с долей потребления электроэнергии более 80% от всего объема электроэнергии является электрооборудование, имеющее в своем составе асинхронный электродвигатель [1]. Асинхронные двигатели получили широкое распространение благодаря простой конструкции и высокой ремонтпригодности [1,2]. В то же время АД зачастую подвержены повышенному износу в основном связанному с условиями эксплуатации данных двигателей [3]. В связи с этим появляется необходимость диагностирования состояния АД с помощью различных систем. Однако большинство используемых на данный момент систем диагностики требуют остановки двигателя и не позволяют диагностировать его состояние в динамических режимах [4].

Таким образом, целью данной работы является создание алгоритма машинного обучения способного своевременно и точно диагностировать короткие замыкания в обмотке асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором.

Результатом данной работы будет являться создание алгоритма машинного обучения, и его апробация на лабораторном стенде, способным имитировать межвитковые короткие замыкания.

Объектом данной работы является анализ возможности использования алгоритмов машинного обучения для диагностики коротких замыканий обмотки асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором.

Задачами данной работы являются:

1. Создание нескольких алгоритмов машинного обучения;
2. Сборка лабораторного стенда с возможностью имитации межвитковых коротких замыканий обмотки статора;
3. Проведение испытаний и сбор данных;
4. Фильтрация и нормализация полученных данных;

5. Анализ полученных данных с помощью алгоритмов машинного обучения;
6. Сравнение точности используемых алгоритмов машинного обучения.

При написании работы были использованы следующие методы:

1. Анализ литературы связанной с темой работы;
2. Классификация методов машинного обучения;
3. Экспериментальный сбор данных;
4. Анализ полученных данных.

Результатами данной работы являются сравнение различных алгоритмов машинного обучения, определение точности их диагностирования и пригодности использования для определения межвитковых коротких замыканий в обмотке статора асинхронного двигателя.

На основании результатов проделанной работы можно сделать вывод о том, что алгоритмы машинного обучения могут быть использованы для определения наличия межвитковых коротких замыканий в обмотке статора асинхронного двигателя, а также могут определить степень их развития с достаточно высокой точностью (более 98%).

Новизна и актуальность данной работы состоит в применении алгоритмов машинного обучения для определения межвитковых коротких замыканий в обмотке статора асинхронного двигателя на этапе зарождения дефекта (в случаях, когда количество короткозамкнутых витков от общего числа витков не более 5%).

Основной ценностью данной работы для компании, является увеличение продолжительности срока службы электродвигателей при применении данного метода диагностики за счет своевременного обнаружения и предупреждения развития дефекта.

Результаты данной работы могут быть использованы для создания комплекса диагностики межвитковых коротких замыканий в различных электрических машинах.

Список использованных источников:

1. Мясоедова, М. А. Анализ современных методов диагностики электрооборудования / М. А. Мясоедова, Л. Г. Мамонова // Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса: Сборник научных статей 2-й Всероссийской научно-технической конференции, Курск, 05 июня 2024 года. – Курск: ЗАО "Университетская книга", 2024. – С. 81-84. – EDN IRZCBO.
2. Ремезовский, В. М. Техническая эксплуатация и обслуживание судовой энергетики и электрооборудования: Учебник для СПО / В. М. Ремезовский, В. Г. Лихачев. – Саратов: Профобразование, 2023. – 369 с. – ISBN 978-5-4488-1653-6. – EDN UQCEBS.
3. Воронин П.А. Частотно-регулируемый асинхронный электропривод:

методические указания по курсу «Монтаж, наладка, эксплуатация и диагностика электроприводов»/ П.А. Воронин; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ИПК ГОУ ОГУ, 2010. - 82 с.

4. A. Siddique, G. Yadava, and B. Singh, “A review of stator fault monitoring techniques of induction motors,” IEEE transactions on energy conversion, vol. 20, no. 1, pp. 106–114, 2005.

Использование ПЗУ мультициклонного типа в ГТУ высокой мощности Стрепетков Р.М.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: ПЗУ, мультициклонный, ГТУ, компрессор, пылезашита, воздухоочистка

Key words: PZU, multi-cyclone, gas turbine, compressor, dust protection, air purification

Целью данной работы является обзор возможности применения пылезащитного устройства (ПЗУ) мультициклонного типа в ГТУ высокой мощности.

Опыт эксплуатации авиационной техники показал, что одной из самых частых причин отказа ГТД является нарушение его устойчивой работы вследствие абразивного износа лопаток компрессора. Существенное влияние на износ лопаток оказывают мелкие частицы пыли, попадаемые в компрессор при работе двигателя в запылённой атмосфере, например, при полёте вертолётa низко над землей. Для решения данной проблемы были разработаны различные методы для предотвращения попадания твёрдых частиц в компрессор двигателя, наиболее эффективным из которых оказался метод использования ПЗУ мультициклонного типа.

Сущность гипотезы исследования: используя метод из авиации, то есть пылезащитное устройство мультициклонного типа, улучшить характеристики воздухоочистительного устройства перед компрессором ГТУ, при этом не оказывая существенного влияния на характеристики двигателя.

Объектами исследования являются компрессор с ВК-800 и ГТЭ-170.

Для достижения целей исследования были сформулированы следующие задачи:

1. Анализ имеющейся системы воздухоочистки для ГТУ высокой мощности
2. Сбор данных по пылезащитному устройству мультициклонного типа
3. Анализ эффективности выбранного метода при его внедрении
4. Сравнение характеристик двигателя и системы воздухоочистки до и после применения выбранного метода защиты

Метод исследования делится на 5 этапов:

- 1. Поиск материала по имеющимся воздухоочистительным комплексам для ГТУ**

высокой мощности.

На данном этапе необходимо проанализировать конструкцию и опыт работы с воздухоочистительными комплексами для ГТУ высокой мощности, находящимися в эксплуатации. Это поможет определить условия работы, а также, особенности и недостатки имеющихся методов.

2. Поиск информации по пылезащитным устройствам мультициклонного типа и опыту их эксплуатации.

При изучении выбранного метода защиты следует опираться:

- 1) При каких условиях он применяется (при каком количестве попадаемой пыли будет наибольшая эффективность)
- 2) Конструктивные особенности выбранного метода (есть ли возможность изменять форму рабочей поверхности)
- 3) Технологичность выбранного метода (насколько сложный и дорогой выбранный метод в изготовлении и эксплуатации)

3. Определение эффективности мультициклонного метода пылезащиты

Особенно важными критериями при определении эффективности будут:

- 1) Количество пыли, которое можно отсеять выбранным методом
- 2) Сложность конструкции при внедрении (как сильно придётся изменить имеющуюся конструкцию)
- 3) Частота обслуживания и ремонтпригодность конструкции
- 4) Технологичность метода (насколько легок и дешев выбранный метод при производстве)
- 5) Влияние на долговечность системы (как изменится срок службы всего воздухоочистительного устройства и турбины)

4. Сравнение характеристик двигателя и системы воздухоочистки до и после использования выбранного метода.

На данном этапе необходимо сравнить эффективность воздухоочистительного комплекса до внедрения мультициклонного ПЗУ и после, по таким параметрам как: степень очистки и количество пропускаемого воздуха, а также с точки зрения технологичности. Так же необходимо провести анализ, как изменятся технические и ресурсные характеристики двигателя при внедрении выбранного метода.

5. Анализ результатов

Вывод по результатам сравнения даёт понимание, получилось ли доказать гипотезу исследовательской работы, путем внедрения пылезащитного устройства мультициклонного типа, добиться улучшения характеристик воздухоочистительного устройства перед

компрессором, при этом не оказывая существенного влияния на характеристики двигателя.

В процессе решения поставленных задач были сделаны следующие выводы:

1. Конструктивные и технические характеристики мультициклонного пылезащитного устройства позволяют внедрить его в конструкцию всей системы воздухоочистки перед компрессором двумя способами: установить устройство перед фильтрами в комплексном воздухоочистительном устройстве, тем самым избавиться от нескольких ступеней фильтров грубой очистки, или установить его непосредственно перед входным устройством в компрессор, тем самым получая возможность упростить конструкцию КВОУ.

2. Преимущество использования мультициклонного устройства пылезащиты в системе воздухоочистки для ГТУ заключается в возможности упрощения конструкции всей КВОУ, за счет избавления от части фильтров грубой очистки, тем самым удешевляя как производство, так и обслуживание всей системы, а также избавляет от вредного сопротивления воздушному потоку вызванного фильтрами.

3. Ещё одним преимуществом использования мультициклонного пылезащитного устройства является его экономичность, как в производстве, так и в обслуживании в сравнении с фильтрами грубой очистки, за счёт простоты конструкции устройства, дешевизны материалов, из которых оно состоит и длительности сроков эксплуатации, за счёт возможности к самоочистке.

Новизна и оригинальность данной работы состоит в том, что использование выбранного метода защиты для компрессора ГТУ даёт ряд преимуществ:

1. В традиционном комплексном воздухоочистительном устройстве, в качестве защиты от попадания частиц пыли, используются фильтры грубой очистки, которые при определённой наработке накапливают большое количество пыли на своей поверхности, что ведёт к ухудшению их характеристик, что сказывается на дальнейшей работе турбины. Фильтры не имеют возможности к самоочищению и поэтому подлежат замене, в то время, как циклоны, используемые в выбранном устройстве, не скапливают на своей поверхности пыли, от чего обладают кратно большим сроком службы.

2. Ещё одним достоинством выбранного метода является дешевизна его изготовления и обслуживания в сравнении с использованием фильтров, то есть, материалы и технологии для производства циклонов сравнительно дешевле, чем для производства фильтров.

Результаты, полученные в данной работе в перспективе. будут применяться при производстве ГТЭ-170 и ГТЭ-65.

Список использованных источников:

1. Комплексная защита газотурбинного двигателя, эксплуатирующегося в запылённой атмосфере и морской среде, Еникеев Г. Г. // УГАТУ, Уфа, Вестник УГАТУ, 2013.

2. Иноземцев, А. А., Нихамкин, В. Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок // Москва, Машиностроение, 2008.

3. Экспериментальное исследование неустойчивых режимов работы ступени осевого компрессора, Чигрин В. С. // Национальный аэрокосмический университет им Н. Е. Жуковского, Харьков, 2015.

4. Энциклопедия по машиностроению XXL // <https://mash-xxl.info/>.

5. Хронин, Д. В. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей / Москва 1989.

6. Иноземцев, А. А. Газотурбинные двигатели / Пермь, 2006.

Систематизация методики расчёта лепесткового экономайзера (ЛЭК)

Табаков Д.Н.

ПАО ТКЗ «Красный котельщик», г. Таганрог

Ключевые слова: лепестковая поверхность, оребрение труб, котёл.

Key words: petal surface, finning of pipes, boiler.

Введение. Актуальность методики расчёта лепесткового экономайзера заключается в том, что заводом ТКЗ «Красный котельщик» в 2023 году приобретён станок для лепесткового оребрения труб. Ранее наш завод имел опыт применения мембранно-лепестковых поверхностей нагрева. Отличие её от лепестковой поверхности в том, в зазор между лепестками приваривается мембрана по всей длине прямого участка оребрённой трубы.

Первое промышленное применение мембранно-лепестковой поверхности было осуществлено в 1980 году на котле ТП-230-2 ТЭЦ-17 Мосэнерго. Котёл был спроектирован для работы на подмосковном высокозольном угле. Экономайзерная мембранно-лепестковая поверхность была изготовлена на ТКЗ «Красный Котельщик».

Вторым объектом, где была внедрена в 1983 году поверхность такого типа, была собственная котельная «Красного Котельщика», водогрейный котёл ПТВМ-50, работающий на мазуте. В то время на заводе была создана специальная технологическая установка для сборки змеевиков по две трубы и приварки к ним поперечных рёбер контактным способом.

Информация по первым двум объектам взята из книги «Оребрённые поверхности нагрева паровых котлов» [1], автор Геннадий Иванович Левченко, гендиректор завода «Красный Котельщик» с 1987 по 2001 год.

Спустя долгий срок, в России в 2016-ом году на паровом котле Троицкой ГРЭС была применена лепестковая поверхность в качестве экономайзера. Котёл НГ-2100/25.4-УМ16 был

изготовлен и поставлен Китайской народной республикой, харбинским котельным заводом. Оборудование спроектировано для работы на каменном угле.

Актуальность и перспективы работы. В настоящее время лепестковое оребрение, кроме России, применяется в разных странах: Германии, Китае, Японии и т.д.

В России на ТКЗ «Красный котельщик» лепестковый экономайзер был спроектирован и изготовлен для парового котла Нерюнгринской ГРЭС. Ранее нами применялись мембранные экономайзерные поверхности нагрева. Но к настоящему времени оборудование для их производства сильно устарело. Поэтому был приобретён перспективный на сегодняшний день станок для лепесткового оребрения труб производства Китайской народной республики.

В настоящее время на данном станке пока изготовлена только одна экономайзерная поверхность нагрева. Но в качестве замены экономайзеров мембранного и гладкотрубного типа на котлы различных электростанций наш завод предлагает лепестковые поверхности нагрева.

Цель и объект работы. Так как для расчёта теплообмена, аэродинамики и температурного режима лепестковых поверхностей нужно использовать разные нормативные источники, то для снижения затрачиваемого времени было принято решение систематизировать данные материалы в один документ.

Задачи и методы работы. Первым этапом работы был подбор литературы и нормативных источников по лепестковым поверхностям.

В нормах теплового расчёта 1998г [2] описан метод расчёта теплообмена, но формула, используемая для расчёта сечения для прохода газов не адаптирована для лепесткового оребрения. Данная формула была доработана специалистами конструкторского бюро ТКЗ «Красный котельщик». Также были доработаны формулы для расчёта аэродинамики, используемые из норм аэродинамического расчёта 1977 года [3], где не описан расчёт такого типа оребрения. Для расчёта температурного режима металла труб и рёбер [4] формулы также доработали.

Вторым этапом было составление последовательности расчёта, описание методики расчёта с ссылками на нормативные документы, т.е подробное изложение, где и какой параметр находится, в какой главе, на какой странице и в каком пункте.

Результат работы и перспектива использования. Выводы. Итогом работы стал выпуск документа «Руководство по проектированию и расчёту лепестковых поверхностей нагрева» для использования работниками конструкторского бюро ТКЗ «Красный котельщик». При этом снижение времени на расчёт и проектирование лепестковых поверхностей составило примерно 30%.

Для возможности расчёта лепестковой поверхности нагрева в составе парового котла были внесены изменения в программу тепло-гидравлического расчёта, используемую на нашем заводе.

Выражаю благодарность за проведённую работу:
Харьковскому Анатолию Леонидовичу, Главному специалисту СТГР ТКЗ
Чернышевой Людмиле Владимировне, Начальнику Сектора СТГР ТКЗ
Иваненко Владимиру Витальевичу, Начальнику отдела расчётов КБ ТКЗ

Список использованных источников:

1. Оребрѐнные поверхности нагрева паровых котлов. Г.И. Левченко, И.Д. Лисейкин, А.М. Копелиович и др. – м.: Энергоатомиздат, 1986. – 168с.: ил.
2. Тепловой расчёт котлов (Нормативный метод). Изд. 3-е, переработанное и дополненное. НПО ЦКТИ, СПб, 1998, 256 с. с илл.
3. Аэродинамический расчёт котельных установок (нормативный метод) / Под ред. С.И. Мочана. 3-е изд. Л.: Энергия, 1977.
4. РТМ 108.030.140 – 87. Расчёт и рекомендации по проектированию поперечно-оребрѐнных конвективных поверхностей нагрева стационарных котлов.

Применение лазерных технологий при производстве лопаток последних ступеней паровых турбин
Туганов А.С.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: Лазерная закалка, рабочие лопатки последних ступеней, повышение эксплуатационных характеристик

Key words: Laser hardening, last stage rotor blade, improving performance characteristics

Рабочие лопатки последних и предпоследних ступеней паровых турбин подвергаются интенсивному ударному эрозионному износу. В зонах с повышенной влажностью и высокой скоростью потока, особенно в цилиндрических частях высокого давления турбин АЭС, работающих на влажном паре, наблюдается износ от щелевой эрозии корпусов, обойм, диафрагм, арматуры и других компонентов.

Основная причина эрозионного износа лопаток заключается в ударах капель воды по их входным кромкам, что приводит к образованию шероховатости поверхности. Со временем такие шероховатости перерастают в углубления, кратеры и язвы, что деформирует профиль лопатки и может привести к полному разрушению её верхней части при длительной эксплуатации. Этот процесс снижает механическую прочность лопаток и общую

эффективность ступени. Основным механизмом эрозионного износа рабочих лопаток связан с усталостным разрушением материала из-за высоких механических нагрузок при ударе капель воды о поверхность лопатки.

Для повышения эрозионной стойкости лопаток паровых турбин используются нержавеющие и эрозионностойкие материалы, применяются различные системы охлаждения, на лопатки наносятся защитные покрытия, лопатки подвергаются закалке, также на них припаивают стеллитовые пластины, может использоваться ионная имплантация в специальных камерах при помощи вакуумного оборудования с формированием на лопатках специального покрытия. За счет применения лазерного излучения эрозионная стойкость лопаток паровых турбин, также может быть повышена.

Цель работы заключается в разработке технологии лазерной закалки входной кромки паровой турбины.

Гипотеза данного исследования состоит в следующем: применение лазерной обработки с последующей закалкой вместо традиционного нанесения стеллитовых пластин позволит добиться более однородного распределения микроструктурных особенностей и внутренних напряжений в материале лопаток последних ступеней паровых турбин. Это, в свою очередь, приведет к повышению их износостойкости, прочности и долговечности при эксплуатации в условиях экстремальных тепловых и механических нагрузок.

Объектом работы являются лопатки последних ступеней паровых турбин.

Задачи работы сводятся к разработке технологии лазерной закалки, которая обеспечивает следующие параметры: твердость упрочненного слоя на входной кромке не ниже 430 HV₂, глубина упрочнения в этой зоне не менее 5 мм и не менее 2 мм на примыкающем участке спинки лопатки.

В данном исследовании использовались экспериментальные методы. Первоначально эксперименты проводились на пластинах с проведением металлографического анализа. После достижения необходимых результатов эксперименты были перенесены на лопатки. Однако при обработке лопаток применение только лазера не обеспечило требуемых характеристик, поэтому для нагрева кромки был дополнительно использован индуктор, в то время как лазер продолжил греть спинку лопатки.

Результатами работы является разработанная технология лазерной закалки входных кромок лопаток и создание участка лазерной закалки.

Основные выводы по проведенной работе: разработанная технология лазерного упрочнения лопаток паровых турбин из мартенситной стали (15X11МФ, 20X13, ЭИ-961) обеспечивает достижение минимальной твердости упрочненного слоя не менее 430 HV₂ на стороне входной кромки. Применяемая методика позволяет формировать единую

упрочненную область, охватывающую как входную кромку, так и прилегающий участок спинки лопатки, без наличия дефектов, таких как микротрещины, несплошности или оплавления поверхности. Глубина упрочненного слоя достигает не менее 5 мм на входной кромке и 2 мм на примыкающем участке спинки лопатки, что соответствует заданным технологическим требованиям.

Новизна и оригинальность исследования заключается в применении инновационной технологии упрочнения входной кромки лопатки, которая эффективно заменяет устаревшую методику напайки стеллитовых пластин.

Ценность исследования для компании состоит в улучшении качества защиты лопаток от ударного эрозионного износа и использовании инновационных методов, укрепляя конкурентные преимущества компании на рынке.

Перспектива использования результатов работы заключается в упрочнении четырех штатных комплектов лопаток для Курской АЭС-2 и всех лопаток последних ступеней паровых турбин.

Список использованных источников:

1 Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета // Лазерно-индукционное термоупрочнение жаропрочных сталей. – 2025 - Том 4 - № 2. - С. 237-244.

2 Фотоника // Определение параметров зон лазерной закалки сталей и их трибологических характеристик. – 2019 – №3.

3 Фотоника // Лазерное упрочнение и легирование сталей. – 2011 - №3 С. 34 – 37.

Система регулирования высокого давления

Федотов Г.И.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Актуальность:

Эффективность и продолжительность безаварийной работы газотурбинной установки в значительной мере зависит от вспомогательного оборудования.

Для обеспечения оптимальных технических характеристик газовой турбины и определения возможности импортозамещения зарубежного вспомогательного оборудования, требуется валидация устанавливаемого оборудования на основе анализа инновационных технических решений и возможности его изготовления.

В современных ГТУ применяется гидравлическая часть системы регулирования предназначена для подачи рабочей жидкости высокого давления на приводы топливных регулирующих и отсечных клапанов.

Целью работы является провести детальный обзор разработанной в рамках НИОКР конструкции блока маслоснабжения системы гидравлического регулирования ГТЭ-170 и выполнение сравнительного анализа различных вариантов существующих конструкций.

Объектом исследования является блока маслоснабжения системы регулирования ГТЭ-170 производства АО «Силовые машины».

Основные результатами являются: выявлены инновационные решения, отвечающие современному изобретательскому уровню и промышленной применимости; определены пути возможности повышения эксплуатационной надежности работы оборудования.

Расчетная оценка показателей надежности турбогенератора, его составных частей, исходя из принятых при проектировании схемно-конструктивных решений, режимов и условий эксплуатации, а также стратегии технического обслуживания и ремонта

Алимов А.А. , Фомин К.И.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Авторы публикации выражают благодарность за консультативную и методологическую поддержку в подготовке материала начальнику управления по обеспечению надежности завода «Электросила», Веселовскому Е.В.

Ключевые слова: надежность, расчет надежности, показатели надежности, турбогенератор, составная часть, вероятность безотказной работы, средняя наработка между отказами.

Key words: reliability, reliability calculation, reliability indicators, turbogenerator, components, probability of failure-free operation, mean time between failures.

Надежность турбогенератора – один из основных факторов, определяющих непрерывную выработку электроэнергии. Расчет надежности является количественной оценкой показателей надежности оборудования, и его выполнение является обязательным на стадии разработки изделия.

Цель исследования – разработка математического аппарата, позволяющего вычислять показатели надежности турбогенератора с использованием методов математического моделирования процессов его функционирования, а также по данным о свойствах материалов и покупных изделий, применяемых в его конструкции.

Гипотеза – расчет надежности электрической машины может базироваться на вычислении вероятности ее безотказной работы. Интенсивность отказов системы изоляции обмоток является, в основном, определяющей по отношению к машине в целом.

Объект исследования – процесс нагружения составных частей синхронного трехфазного турбогенератора в типовом режиме эксплуатации с точки зрения его влияния на

показатели надежности.

Задачи исследования

1) Анализ научных разработок в части расчетной оценки показателей надежности турбогенераторов: средней наработки между отказами и коэффициента готовности.

2) Разработка структурной схемы надежности турбогенератора, математических моделей определения вероятности его безотказной работы с целью вычисления заданных показателей надежности.

3) Выполнение расчета надежности турбогенератора.

4) Выявление конструктивных элементов машины, лимитирующих ее надежность.

5) Анализ отказов и несоответствий, выявленных в эксплуатации турбогенераторов.

6) Верификация математического аппарата методом апостериорного анализа.

Методы исследования. В ходе исследования применялась методология системного анализа, включающая информационный поиск, статистическую обработку, теоретические исследования и методы математического моделирования.

Результаты исследования.

Согласно исследованиям [1,2], доминирующим негативным фактором снижения ресурса изоляции является тепловое старение обмотки. Работы [3,4], напротив, устанавливают таковым фактором электрическую напряженность, провоцирующую разрядную активность в толщине изоляции. Все указанные выше труды призваны оценить предполагаемый ресурс изоляции без привязки к действительным показателям надежности.

Исследованием влияния на надежность генератора механических воздействий могут служить работы [5,6], которые также не демонстрируют комплексного подхода, позволяющего оценить его надежность в целом.

В рамках работ по расчетной оценке надежности оборудования была предпринята попытка объединить все вышеназванные работы в рамках одного метода, увязав их в общей структурной схеме генератора, включающей в себя 13 крупных составных частей или более 400 деталей и сборочных единиц (при ее масштабировании).

Расчет надежности подтверждает заявленную гипотезу. Вероятность безотказной работы (ВБР) системы изоляции на момент ввода объекта в эксплуатацию характеризуется высокими показателями названной величины, однако имеет место тенденция к ее снижению на полном сроке службы изделия. ВБР узлов, испытывающих механические нагрузки, обладает относительной стабильностью на всем периоде эксплуатации оборудования.

С целью верификации разработанного математического аппарата была проведена статистическая обработка данных с объектов эксплуатации. В рамках анализа рассматривались турбогенераторы различного конструктивного исполнения.

Статистическая обработка информации подтверждает заявленную гипотезу, а верификация принятого подхода демонстрирует удовлетворительный уровень сходимости расчетных результатов с эксплуатационными данными. Разница в величине средней наработки между отказами составляет порядка 20%.

Выводы. В результате работы разработан подход, позволяющий численно оценить показатели надежности турбогенераторов. Апробация методики демонстрирует удовлетворительный уровень сходимости расчетных результатов с фактически наблюдаемыми значениями. Подтверждена гипотеза исследования.

Для обеспечения коэффициента готовности были определены численные значения среднего и суммарного времени внепланового.

Новизна работы заключается в разработке комплексного подхода, позволяющего с достаточной степенью точности численно оценить показатели надежности турбогенератора.

Значения времени внепланового восстановления относятся к показателям ремонтпригодности, и в перспективе возможно назначение этих параметров в нормативно-технической документации, равно как и величины ВБР, как показателя его безотказности.

Ценность исследования: внедрение подхода позволит расчетным методом обосновать показатели надежности, заявленные на электрооборудование, а также выстроить стратегию его надежно-ориентированного технического обслуживания и ремонта.

Выполнение расчета надежности турбогенератора на этапе проектирования позволит своевременно выявлять критические составные части и вносить корректировки в конструкцию до начала изготовления оборудования.

Перспектива внедрения заключается в снижении затрат на излишнее проектирование, получении экономического эффекта за счет долгосрочного планирования крупноузловой замены составных частей, сокращения числа испытаний, разработка принципиально новых конструкций, обладающих высокой ремонтпригодностью, сниженными затратами на обслуживание и повышенными эксплуатационными характеристиками

Список использованных источников:

1) Лаптев Д.А. Законы старения изоляции и факторы, влияющие на скорость старения изоляции статорной обмотки/ Д.А. Лаптев // Международный журнал «Вестник науки». – 2025, №6 (87). – С. 2343-2348.

2) Ермолин Н.П., Жерихин И.П. Надежность электрических машин. – Л., «Энергия», 1976. – 248с. –С. 79-95.

3) G. Mazzanti, C.G. Montanari, L.A. Dissado.: Electrical Aging and life Models: The role of space charge, IEEE Trans. on Dielectr. and Electr. Insulation, 2005

4) K. Tanaka et al.: Prediction of Residual Breakdown Electrical Field Strength of Epoxy-Mica

Paper Insulation Systems, IEEE Trans. on Dielectr. and Electr. Insulation, 2015

5) Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. / Надежность машин / Под общей редакцией д-ра техн. наук Решетова Д.Н. –М: Высшая школа, 1988.

6) В.В. Болотин / Прогнозирование ресурса машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1984. – 312с.

Влияние трения между обмоткой и бочкой ротора турбогенератора на изгибную жесткость ротора

Ходырева Е.В.

Научный руководитель: Кривченков Ю.М.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: коэффициент трения, изгибная жесткость ротора, контактное взаимодействие

Key words: friction factor, flexural stiffness of the rotor, contact interaction

Актуальность

При исследовании вибраций ротора турбогенератора выявлено присутствие составляющей двойной оборотной частоты, обусловленной неравножесткостью бочки ротора. Ротор двухполюсного турбогенератора представляет собой многоступенчатый вал, некоторые из ступеней которого имеют сечения с неравными величинами главных моментов инерции [3].

Основными причинами наличия неравножесткости бочки ротора двухполюсного турбогенератора является наличие пазов, в которых находятся клинья и медная обмотка с изоляцией, т.е. структура бочки состоит из разнородных материалов с разными механическими свойствами. Также стоит свой вклад в неравножесткость бочки ротора дает наличие системы подпазовых вентиляционных каналов, что делает бочку геометрически неоднородным элементом ротора. Указанные факторы являются причинами из-за чего возникает разница величин статических прогибов в направлении главных осей инерции сечения.

Устранение и корректная оценка неравножесткости бочки ротора двухполюсного турбогенератора имеют принципиальное значение для обеспечения устойчивости его работы и предотвращения роста вибраций в процессе эксплуатации.

Одним из факторов, влияющих на величину неравножесткости и поведение ротора под нагрузкой, является взаимодействие обмотки с поверхностью бочки ротора, включая контактное взаимодействие между проводниками и клиньями.

В доступных исследованиях влияние коэффициента трения в зоне контакта обмотки и валом ротора рассматривается крайне ограниченно. Чаще всего коэффициент трения

принимается близким к единице, то есть обмотка деформируется как единое целое с валом ротора. Однако обмотка не является абсолютно жестко закрепленной с бочкой она удерживается клиньями и изоляцией, и в процессе работы обмотка может двигаться с проскальзыванием. На величину этих перемещений существенное влияние оказывает коэффициент трения в зоне контакта.

Таким образом, корректная оценка трения между обмоткой и бочкой ротора в зоне их контакта является необходимым условием для более корректного определения изгибной жесткости ротора.

Цель работы – исследовать влияние трения между обмоткой и бочкой ротора турбогенератора на изгибную жесткость ротора.

Гипотеза

Гипотеза исследования состоит в том, что коэффициент трения в зоне контакта между обмоткой и бочкой ротора определяет степень их совместной работы при изгибе. Если считать, что обмотка не проскальзывает, то она деформируется совместно с бочкой ротора как единое целое. Если предположить, что обмотка может смещаться относительно бочки, то её вклад в изгибную жесткость становится меньше.

Таким образом, изменение коэффициента трения должно приводить к измеримому изменению изгибной жесткости ротора.

Объектом исследования является бочка ротора с обмоткой и клиньями.

Задачи работы

1. Проанализировать научно-технические источники, которые посвящены анализу колебаний неравножестких валов;
2. Определить направление исследования и подход к моделированию;
3. Разработать 3D конечно-элементную модель контактного взаимодействия между проводником, клиньями и бочкой ротора с учётом трения и ортотропных свойств материала обмотки;
4. Исследовать влияние трения на изгибную жесткость ротора при различных значениях коэффициента трения.

Основные выводы по проделанной работе

По результатам проведенной работы была выявлена закономерность между значением коэффициента трения и изгибной жесткостью ротора.

Новизна работы

Исследование влияния трения между обмоткой и бочкой ротора на изгибную жесткость ротора с использованием трёхмерного моделирования контактных взаимодействий и учётом ортотропных свойств обмотки.

Ценность работы для компании

Уточнённые данные о влиянии трения позволяют корректировать модели изгибной жесткости и уменьшить погрешность при прогнозировании вибрационного поведения ротора турбогенератора.

Перспектива использования результатов работы

1. Возможность разработки методики расчёта изгибной жесткости бочки. ротора с учётом коэффициента трения.
2. Расширение исследования на вопросы изменения коэффициента трения в процессе эксплуатации, повреждения изоляции и тепловых циклов.

Список использованных источников:

1. Довгер Н.Е., Иогансен В.И., Кади-Оглы И.А., Соколов Д.Ю., Штилерман И.З. Неравножесткость ротора двухполюсного турбогенератора // Электросила, - 2003, №42. С.22 – 37.
2. Исакович М.М., Клейман Л.И., Перчанок Б.Х. Устранение вибрации электрических машин. – Л.: Энергия, 1979. – 240 с.
3. Жихаревич М.С., Сивков А.П., Фридман В.М. Расчёт колебаний ротора турбогенератора от двойкой жесткости и собственного веса // Электросила, - 1966, №25. С.55 – 58.
4. Штилерман И.З. Неравножесткость ротора двухполюсного турбогенератора и её выравнивание. Автореф. дис. канд.техн.наук. СПб., 2003. 16 с.

**Проект котла-утилизатора для Яйвинской ГРЭС.
Анализ технических решений. Проблемы и результаты
Четыркин Е.О.
ПАО ТКЗ «Красный котельщик»**

Ключевые слова: паровая турбина, газовая турбина, эффективность, котел - утилизатор, ГТЭ-170.2.

В рамках замещения существующих энергетических блоков на Объекте «Яйвинская ГРЭС» филиал ПАО «Юнипро», ПАО «ТКЗ «Красный котельщик» был разработан проект парового котла-утилизатора для работы в составе парогазового энергоблока с газотурбинной установкой ГТЭ-170.2.

Котел – утилизатор представляет собой барабанный котел, горизонтальной компоновки с вертикальным расположением труб поверхностей нагрева, газоплотный, 2-х давлений с естественной циркуляцией. Конструкция КУ предусматривает возможность поддержания его в горячем резерве установкой заслонки с электроприводом в средней части дымовой трубы. Выброс в атмосферу отработавших выхлопных газов ГТУ осуществляется в индивидуальную, установленную за КУ, дымовую трубу.

Целью работы является проведение анализа принятых в проекте технических решений и их сравнение с проектами аналогов, выявление основных проблем в ходе реализации проекта, оценка результатов.

Гипотеза работы

Сложность реализации проекта даже при наличии оптимального аналога, будет зависеть от конкретных требований Заказчика и характеристик газовой, и паровой турбины.

Объект.

Объектом работы является реальный проект котла - утилизатора для Яйвинской ГРЭС

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

- 1) Выбраны основные узлы, условия работы и параметры сравниваемых котлов-утилизаторов:
- 2) Определены основные факторы, оказывающие непосредственное влияние на конструктивные решения и выбор вспомогательного оборудования.

Метод исследования.

Сравнительный анализ текущего проекта с проектами - аналогами, выполнение теплогидравлических расчетов для определения конструктива и параметров КУ при различных вариациях предоставляемых балансов ПГУ.

Результаты анализа показали, что изменение технических требования Заказчика в части типа сжигаемого топлива, климатических условий эксплуатации и размещения оборудования,

необходимых параметров пара на выходе из котла-утилизатора оказывают существенное влияние на конструкцию части узлов котла-утилизатора, типоразмеры и размещение котельно-вспомогательного оборудования.

К основным узлам котла-утилизатора для Яйвинской ГРЭС, которые должны изменяться по сравнению с котлом аналогом относятся:

- Все поверхности нагрева (шаг орebrения)
- БВД (поля отверстий отводящих труб)
- БНД (поля отверстий отводящих труб)
- Основной газозод (высота модулей, сейсмичность площадки)
- Входной газозод (отметка ГТУ, высота модулей, сейсмичность площадки)
- Исключение выходного газозода
- Дымовая труба (высота, ветровой район)
- Трубопроводы (компоновка КВО).
- Параметры работы ГПК.

Основной вывод

Котел проектируется под конкретную газовую и паровую турбину с учетом обеспечения параметров и выполнения технических требований. Тем не менее, необходимо вести работу по унификации узлов котла и снижению трудоемкости при разработке проектов.

Новизна

В линейке ТКЗ появился котел, учитывающий работу ГТУ на двух топливах (основное - газ, аварийное дизельное топливо).

Ценность

На примере данного проекта появляется возможность рассмотреть и проанализировать возникшие задачи, оценить технические решения и использовать их в будущем.

Перспектива

Данная тема является особенно актуальной, поскольку в настоящее время котлы-утилизаторы для парогазовых установок находят все более широкое распространение в отечественном энергетическом машиностроении.

Замена гибкой муфты Биби на жёсткую зубчатую муфту в турбинах типа ПТ-60

Чуважов Д.И.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: паровая турбина, муфта Биби, муфта со змеевидными пружинами, зубчатая муфта, ПТ-60

Key words: steam turbine, Bibi coupling, grid coupling, gear coupling, PT-60

Целью данной конструкторской работы является замена гибкой муфты Биби (муфты со змеевидными пружинами) на жёсткую подвижную компенсирующую зубчатую муфту с аналогичными техническими характеристиками.

Гипотеза работы заключается в том, замена муфты Биби на зубчатую муфту повысит надёжность и ремонтпригодность турбин типа ПТ-60.

Объектом работы является муфта для соединения роторов высокого давления (далее ВД) и низкого давления (далее НД) в турбинах типа ПТ-60.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

- 1) Анализ конструкции муфты Биби и выявление её недостатков;
- 2) Разработка зубчатой муфты новой конструкции;
- 3) Изготовление изделия по разработанной конструкторской документации (далее КД) и отгрузка готового изделия заказчику с последующим вводом в эксплуатацию.

Методы работы включали в себя расчёт геометрических параметров, оценку запасов прочности, разработку 3D-модели изделия и выпуск КД в одной из САД систем.

В результате работы была разработана и утверждена КД новой зубчатой муфты для соединения роторов ВД и НД в турбинах типа ПТ-60, которая была изготовлена в соответствии с разработанной документацией и отгружена заказчику на станцию, где впоследствии успешно введена в эксплуатацию.

Делая выводы по проделанной работе, можно сказать, что конструкция муфты Биби, используемая на ЛМЗ, имела ряд существенных недостатков, таких как:

- 1) Сложность изготовления змеевидных пружин;
- 2) Интенсивный износ зубьев и пружин муфты в результате смазывания загрязнённым маслом из-за неупорядоченного потока масла в муфте и наличия застойных зон в кожухе муфты;
- 3) Необходимость дорогостоящей модернизации с разворотом цилиндра высокого давления (далее ЦВД) для отказа от использования муфты Биби и перехода на жёсткую муфту.

Новая зубчатая муфта по сравнению с муфтой Биби имеет ряд преимуществ:

- 1) Простота изготовления;

- 2) Меньшая зависимость от качества масла;
- 3) Возможность замены муфты без реконструкции ЦВД.

Новизна и оригинальность работы заключается в том, что ранее для соединения роторов турбины использовалась либо гибкая муфта Биби, либо жёсткая муфта, неспособная компенсировать осевые, радиальные и угловые смещения валов. В практике ЛМЗ жёсткая подвижная компенсирующая зубчатая муфта для соединения роторов турбины была использована впервые.

Данное техническое решение позволило:

- 1) Повысить надежность турбины за счёт исключения вероятности заклинивания муфты из-за использования загрязнённого масла;
- 2) Повысить ремонтпригодность турбины за счёт использования в конструкции зубчатой муфты легкосъёмного крепежа (ЛСК) для соединения наружных обойм муфты.

Ценность работы для компании «Силловые машины» заключается в повышении качества продукции и возможности модернизации большого количества турбин типа ПТ-60.

Перспектива использования результатов работы заключается в том, что данное решение позволит производить замену соединительной муфты роторов ВД и НД в турбинах типа ПТ-60 без дополнительной модернизации турбины. Для монтажа зубчатой муфты на станции доработка роторов, специальные инструменты и принадлежности не требуются. Система маслоснабжения муфты монтируется на существующую систему маслоснабжения вкладышей среднего подшипника.

На данный момент зубчатая муфта уже отгружена и введена в эксплуатацию на Архангельской ТЭЦ, Салаватской ТЭЦ, Сосногорской ТЭЦ и Ижевской ТЭЦ. Отгружена и готовится к монтажу на Нижнекамской ТЭЦ. Находится в изготовлении для Набережночелнинской ТЭЦ.

s-CO₂ цикл Брайтона: прогресс в освоении технологии углекислотных энергетических установок на сегодняшний день

Шаров М.Д.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: углекислотные энергетические установки, s-CO₂ цикл Брайтона, t-CO₂ цикл Ренкина, цикл Аллама

Key words: carbon dioxide power plants, s-CO₂ Brayton cycle, t-CO₂ Rankine cycle, Allam cycle

В 21 веке перед человечеством особенно остро встаёт вопрос поиска путей преодоления глобальных проблем. Энергетика не становится исключением. В данной области особого внимания заслуживают вопросы, связанные с глобальным потеплением, а также с истощением невозобновляемых природных ресурсов. Переход к углекислотным энергетическим установкам является перспективным путём для развития современной энергетики в рамках борьбы с обозначенными выше глобальными проблемами.

Углекислотные энергетические установки (УЭУ) – это понятие, введённое в данной работе для обозначения энергетических установок, в основе которых лежит один из трёх циклов – s-CO₂ цикл Брайтона, t-CO₂ цикл Ренкина и цикл Аллама. Обозначения s-CO₂ (от англ. “supercritical”) и t-CO₂ (от англ. “transcritical”) указывают на состояние диоксида углерода в цикле – сверхкритическое и транскритическое соответственно.

Был произведён литературный обзор научных статей в данном направлении и в результате выделены основные преимущества УЭУ. В качестве объекта настоящего исследования был принят s-CO₂ цикл Брайтона, так как из трёх обозначенных циклов он сочетает в себе наибольшее число преимуществ. Актуальность данного цикла, как продемонстрировано на рисунке 1, также подкрепляется ростом количества исследований на его тему в мировом научном сообществе.

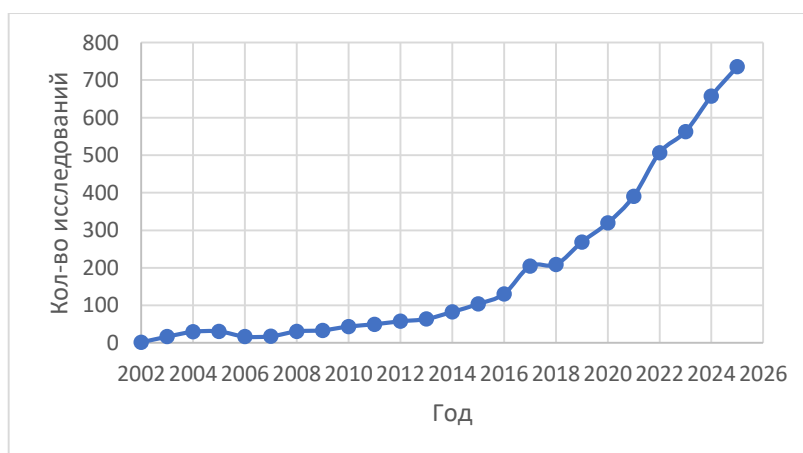


Рис.1 – Количество исследований в период с 2002 по 2025 год согласно базе данных Scopus

Анализ современного состояния исследований позволяет выделить несколько ключевых направлений, требующих углублённого изучения для успешной коммерциализации $s\text{-CO}_2$ технологий. Во-первых, необходимо ускорить разработку и внедрение новых конструкционных материалов, способных выдерживать высокие температуры, давления и коррозионно-агрессивную среду при приемлемой стоимости. Во-вторых, требуется дальнейшее совершенствование динамических уплотнений и подшипниковых узлов для обеспечения надёжной и герметичной работы турбомашин при экстремальных параметрах.

Особое внимание следует уделить разработке и оптимизации теплообменного оборудования. Печатные теплообменники (РСНЕ) уже зарекомендовали себя как наиболее перспективное решение благодаря высокой компактности и прочности, однако их гидравлическое сопротивление и стоимость остаются высокими. Поэтому важны исследования по созданию новых геометрий каналов и методов их изготовления. Третьим, но не менее важным направлением является исследование рабочих тел на основе смесей CO_2 с другими компонентами. Такие смеси позволяют «настраивать» критические параметры под конкретные условия эксплуатации — например, повышать критическую температуру для эффективной работы в жарком климате или понижать её для улучшения характеристик в низкотемпературных приложениях. Однако для этого необходимо решить ряд задач: разработать надёжные уравнения состояния для расчёта термодинамических свойств смесей, провести комплексные эксперименты по совместимости смесей с материалами и оценить их термостабильность при высоких температурах. Комплексное решение этих проблем станет залогом широкого внедрения $s\text{-CO}_2$ циклов в мировую энергетику.

Список использованных источников:

1. Pan Wu et al., A review of research and development of supercritical carbon dioxide Brayton cycle technology in nuclear engineering applications, 2020.
2. Energy, U.S & Baldwin, Samuel. Quadrennial Technology Review: An Assessment of Energy Technologies and Research Opportunities, 2015.
3. E.G. Feher, The supercritical thermodynamic power cycle, 1968.
4. G. Angelino. Carbon dioxide condensation cycles for power production, 1968.
5. V. Dostal et al., A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors, 2004.

Применение методов обратного инжиниринга на примере изготовления обмоток статоров турбогенераторов типа ТВВ-220.

Швец И.В. , Ефремова Ю.А.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург.

Ключевые слова: обмотка статора, турбогенератор, обратный инжиниринг, 3D сканирование

Key words: stator winding, turbine generator, reverse engineering, 3D scanning

Актуальность

В настоящий момент особо остро стоит проблема взаимозаменяемости обмоток по форме, так как заводом «Электросила» произведено более 40 шт. генераторов типа ТВВ-220, находящихся в эксплуатации и которые потребуют планового этапа ремонта и модернизации. В связи с этим в перспективе возникает потребность в изготовлении взаимозаменяемых запасных частей для ремонта и модернизации. При этом существующая на данный момент технология производства обмотки базируется на применении устаревшего оборудования (прессформы), изготовление основных формообразующих элементов которого выполнялось методами ручного проектирования и ручных подгонок формы эвольвенты лобовых частей. Изготовление на старом оборудовании характеризуется длительным производственным циклом, а также создает риски для производства, связанные с его выходом из строя.

В качестве решения предлагается использовать метод обратного инжиниринга, который позволил перейти от использования устаревшей технологии механической опрессовки корпусной изоляции обмотки на технологию гидростатической опрессовки при изготовлении обмоток статора турбогенератора ТВВ-220-2, что повысило качество корпусной изоляции и дало возможность повысить мощность турбогенераторов путем увеличения сечения токоведущей части (гидростатическая опрессовка с предварительным вакуумированием в сравнении с механической опрессовкой минимизирует воздушные включения, т.е. расчетная толщина изоляции может быть уменьшена).

Изучение данного метода открывает перспективы ее использования на повторение/замену обмоток других производителей, ушедших с рынка РФ (Siemens, General Electric и т.д.), а также генерирующего оборудования, которое продолжает находиться в эксплуатации на отечественных ГРЭС и ТЭЦ.

Методика обратного инжиниринга может быть использована не только в сфере изготовления обмоток статоров турбогенераторов, но и для других сфер промышленности компании, где детали узлов имеют сложную конфигурацию.

Цель работы/исследования: описание методики методов обратного инжиниринга для изготовления обмоток статоров турбогенераторов с целью оптимизации производственного цикла и снижения затрат при сохранении высоких эксплуатационных характеристик.

Гипотеза работы/исследования: Гипотеза исследования утверждает, что комплекс цифровых технологий (3D-сканирование и компьютерное моделирование) позволяет добиться воспроизведения конструктивных особенностей оригинальных обмоток с высокой точностью, что подтверждается фактическими данными и имеет прямую ценность для компании АО «Силовые машины».

Объектом работы/исследования являются конструктивные решения и технологические процессы изготовления обмоток статоров турбогенераторов ТВВ-220.

Задачи работы/исследования: Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

1. Разработка дорожной карты с применением метода обратного инжиниринга;
2. Подтверждение эффекта метода обратного инжиниринга;
3. Проведение экспериментальной проверки и сравнительного анализа.

Методы работы/исследования: Применяемые методы включают цифровое 3D-сканирование прибором FARO ARM EDGE, моделирование в специализированном программном обеспечении и практическое изготовление опытных образцов.

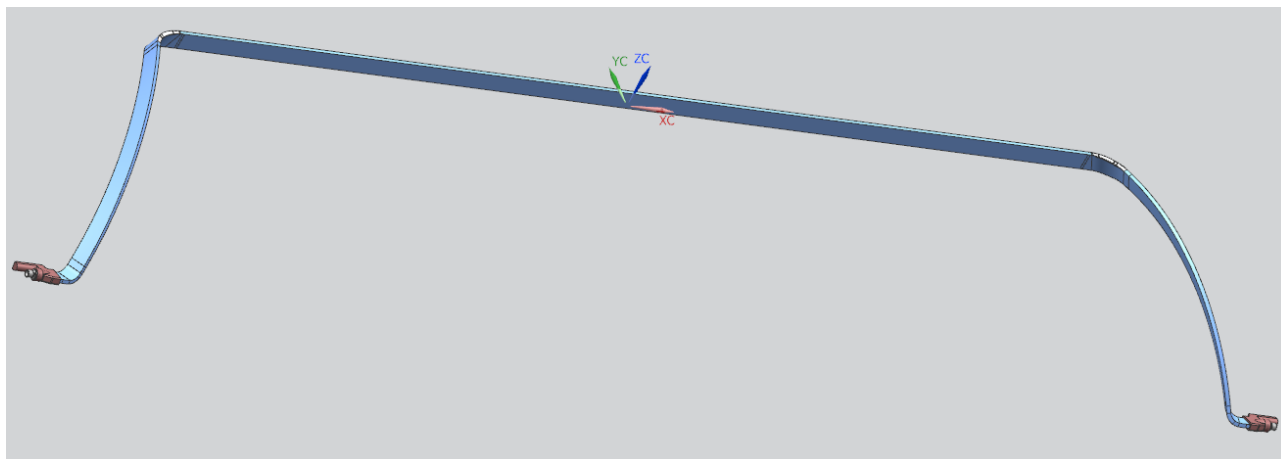


Рис. 1 – 3D модель стержня обмотки статора турбогенератора ТВВ-220-2

Результаты работы/исследования: Обмотки взаимозаменяемы с учетом сложной эвольвенты, универсальность применения подтверждена

Основные выводы по проделанной работе/исследованию: Интеграция методов обратного инжиниринга в производство обеспечивает существенное повышение качества изделий, снижение времени цикла и открывает перспективы выполнения аналогичных работ

по копированию формы обмотки других турбогенераторов, имея в распоряжении только базовые данные по схеме обмотки и её элементы для сканирования.

В чем состоит новизна и оригинальность работы/исследования: Новизна работы заключается не в простой замене старого оборудования на новое, а в объединении цифровых технологий с традиционными методами изготовления, что на заводе «Электросила» выполнялось впервые. Это позволяет получить данные долгосрочного значения для модернизации производства.

Ценность работы/исследования для компании: Результаты исследования представляют практическую ценность для компании, открывая перспективу внедрения инновационной методики в серийное производство и повышения конкурентоспособности продукции.

Перспектива использования результатов работы/исследования в компании: Перспектива использования данной работы в компании АО «Силовые машины» подразумевает внедрение разработанной методики обратного инжиниринга в серийное производство обмоток статоров турбогенераторов, что приведёт к ряду стратегических преимуществ:

- оптимизация технологического процесса;
- возможность модернизации генераторов типа ТВВ-220, находящихся в эксплуатации;
- повторение обмоток других производителей, ушедших с рынка РФ (Siemens, General Electric и т.д.),

Перспектива длительного применения данной методики в производственных процессах закладывает основу для стратегического развития АО «Силовые машины» в условиях современной динамичной и конкурентной отрасли.

Список использованных источников:

1. Циханович Б.Г., Фомин Б.П. Технология крупного электромашиностроения // Турбогенераторы. Ленинград, Энергоатомиздат, Ленинградское отделение, 1989.
2. Турбогенераторы: монография / В.В. Титов, Г.М. Хуторецкий, Г.А. Загородная и др. — Ленинград: Ленинградское отделение издательства «Энергия», 1967. — 894 с.
3. Виноградов Н.В. Обмотки электрических машин, Государственное энергетическое издательство, Ленинград, 1946.

Расчёт новой конструкции щеки полюса ротора гидрогенератора ГЭС КВАР с использованием метода-конечных элементов

Шестаков А.О.

АО «Силовые Машины», Санкт-Петербург

Ключевые слова: гидрогенератор, щека полюса, демпферный стержень, сегмент демпферный, катушка полюса, угон, изгиб, срез.

Key words: hydrogenerator, pole end plate, damper rod, damper segment, pole coil, resting mode, bending, shear.

Работа посвящена расчёту щеки полюса ротора гидрогенератора ГЭС Квар (Индия). Для уменьшения добавочных потерь (потери рассеяния магнитного потока) была разработана специальная конструкция щеки полюса, изображённая на рис. 1. Применение данной конструкции позволило увеличить значение КПД генератора, что позволило добиться выполнения требований тендера по данной величине, а также добиться показателей Конкурентов. Данная конструкция является новой для СКБ по проектированию гидрогенераторов. Поэтому на данный момент отсутствуют методика и программа для выполнения расчёта механической прочности рассматриваемой конструкции. В связи с этим было принято решение о необходимости проведения механического расчёта щеки полюса с использованием метода конечных элементов в программе ANSYS Workbench.

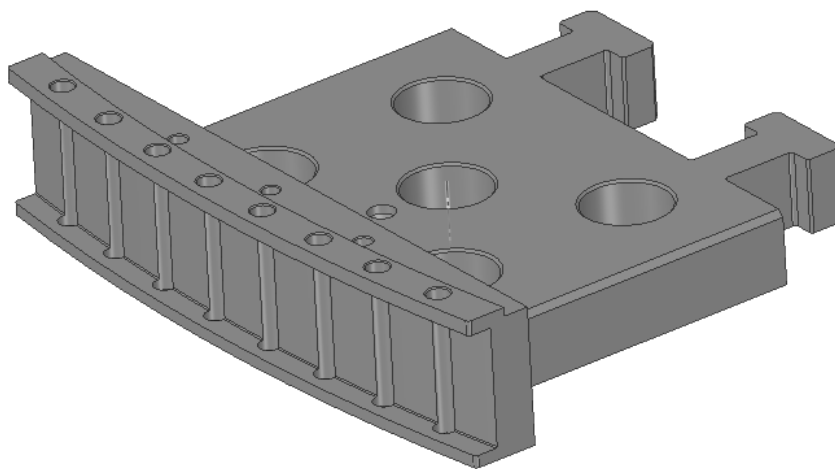


Рис. 8. Модель щеки полюса ротора гидрогенератора ГЭС Квар (Индия)

Цель работы – выполнение механического расчёта щеки полюса ротора гидрогенератора ГЭС Квар (Индия) с использованием метода конечных элементов для подтверждения работоспособности новой конструкции.

Гипотеза работы. По результатам механического расчёта необходимо подтвердить работоспособность рассматриваемой конструкции.

Объект работы – щека полюса ротора гидрогенератора ГЭС Квар (Индия).

Задачи работы:

1. Определение максимальных значений напряжений в расчётных сечениях козырька щеки полюса.
2. Определение максимальных значений напряжений в расчётном сечении хвоста щеки полюса.
3. Сравнение результатов расчёта с допускаемыми значениями напряжений.

Методы работы:

1. Расчёт статической прочности с использованием метода конечных элементов в программе ANSYS Workbench.
2. Анализ полученных результатов расчёта и сравнение их с допускаемыми значениями напряжений с учётом опыта проектирования и использованием специализированной литературы.

Результаты работы – подтверждение механической прочности специальной конструкции щеки полюса ротора гидрогенератора ГЭС Квар (Индия).

Основные выводы по проделанной работе:

1. Подтверждена работоспособность специальной конструкции щеки полюса, использование которой позволило увеличить значение КПД генератора, выполнить требования тендера по значению КПД, а также добиться показателей Конкурентов. Кроме разработки вышеуказанной конструкции был принят ряд технических решений, направленных на снижение таких видов потерь, как вентиляционные, механические и т. д., что позволило выиграть тендер по данному проекту компанией АО «Силовые машины».
2. Для возможности выполнения аналитического прочностного расчёта рассматриваемой конструкции для будущих проектов, а также для возможности сравнения результатов, полученных аналитически и с использованием метода конечных элементов, необходимо разработать новую методику расчёта.

Список использованных источников:

1. BS EN 10025-2:2004. Hot rolled products of structural steels – Part 2: Technical delivery conditions for non-alloy structural steels. BSI British standards, 2004, 38 p.
2. РТМ 16.682.046-74. Гидрогенераторы. Расчёты механические. Введены 24.07.1975. – Л.: завод «Электросила», 1975. – 211 с., ил.
3. Домбровский В.В., Детинко Ф.М., Еремеев А.С. [и др.]. Проектирование гидрогенераторов (часть вторая). Л.: Энергия, 1968. 364 с.
4. Детинко Ф.М., Загородная Г.А., Фастовский В.М. Прочность и колебания электрических машин. Л.: Энергия, 1969. 440 с.

Анализ влияния радиальных зазоров в компрессоре ГТЭ-65.1

Шипунов В.В.

АО «Силовые машины», Самара

Ключевые слова: Аэродинамика, компрессор, ГТЭ-65.1, характеристика компрессора

Key words: Aerodynamic, compressor, GTE-65.1, compressor map

Целью данной работы является анализ влияния радиальных зазоров над рабочими колесами компрессора ГТЭ-65.1 [1] на запас ГДУ, поиск мероприятий по повышению запаса ГДУ за счет перепрофилирования лопаточных венцов, а также выявление рисков реализации параметров компрессора в эксплуатационном диапазоне.

Основная гипотеза настоящего исследования заключается в том, что изменение радиальных зазоров (при частичном уменьшении в одной группе ступеней и увеличении в другой) может существенно влиять на запас ГДУ. Выявление венцов, лимитирующих запас ГДУ с дальнейшим перепрофилированием данных венцов позволит снизить негативное влияние радиальных зазоров.

Объектом исследования является компрессор ГТЭ-65.1.

Задача работы заключалась в определении запасов ГДУ компрессора ГТЭ-65.1 в эксплуатационном диапазоне, а также в выявлении венцов, лимитирующих его с дальнейшим их перепрофилированием. Стоит заметить, что в процессе проектирования компрессора горячие радиальные зазоры над рабочими колесами были уточнены, что и вызвало необходимость проведения данной работы (рис.1).

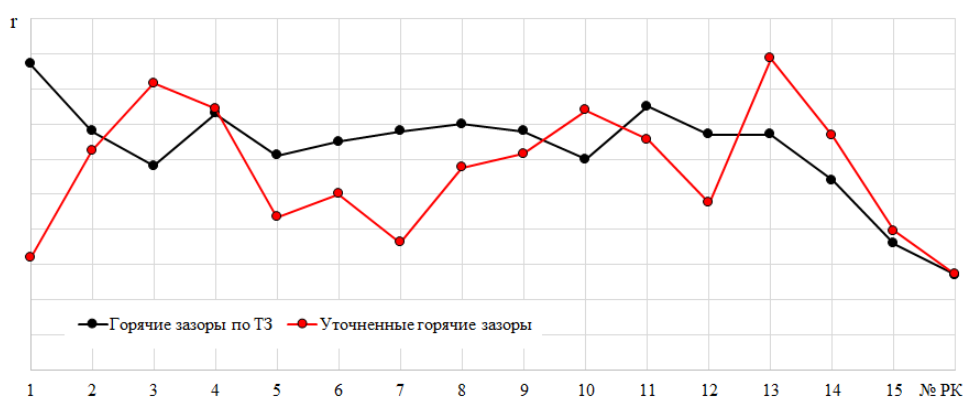


Рис.1 – Сравнение радиальных зазоров.

Метод работы заключался в расчете характеристики компрессора в ПО FINE\Turbo для различных радиальных зазоров. При этом, по результатам расчета характеристики был выполнен анализ срывов в венцах для определения венцов, лимитирующих запас ГДУ. Перепрофилирование выполнялось за счет изменения конструктивных входных и выходных углов, а также за счет ввода окружного выноса центров тяжести сечений.

По результатам работы получена характеристика компрессора в широком диапазоне, в том числе с измененным положением ВНА для различных радиальных зазоров. Выявлены режимы с минимальными запасами ГДУ, а также венцы, лимитирующие запас ГДУ. Так на номинальном режиме запас ГДУ лимитирует входная группа ступеней при расчете в ПО CFX и выходная группа ступеней при расчете в ПО FINE\Turbo. Выявлено, что с уточненными радиальными зазорами запас ГДУ компрессора на номинальном режиме снижается на $\Delta K_y = -1,64\%$.

Сформированы мероприятия по перепрофилированию входной и выходной группы ступеней позволили поднять запасы ГДУ компрессора с уточненными радиальными зазорами во всем исследуемом диапазоне. На номинальном режиме запас ГДУ увеличился на $\Delta K_y = +1,59\%$. На рисунке 2 представлено сравнение характеристик исходного и перепрофилированного варианта компрессора.

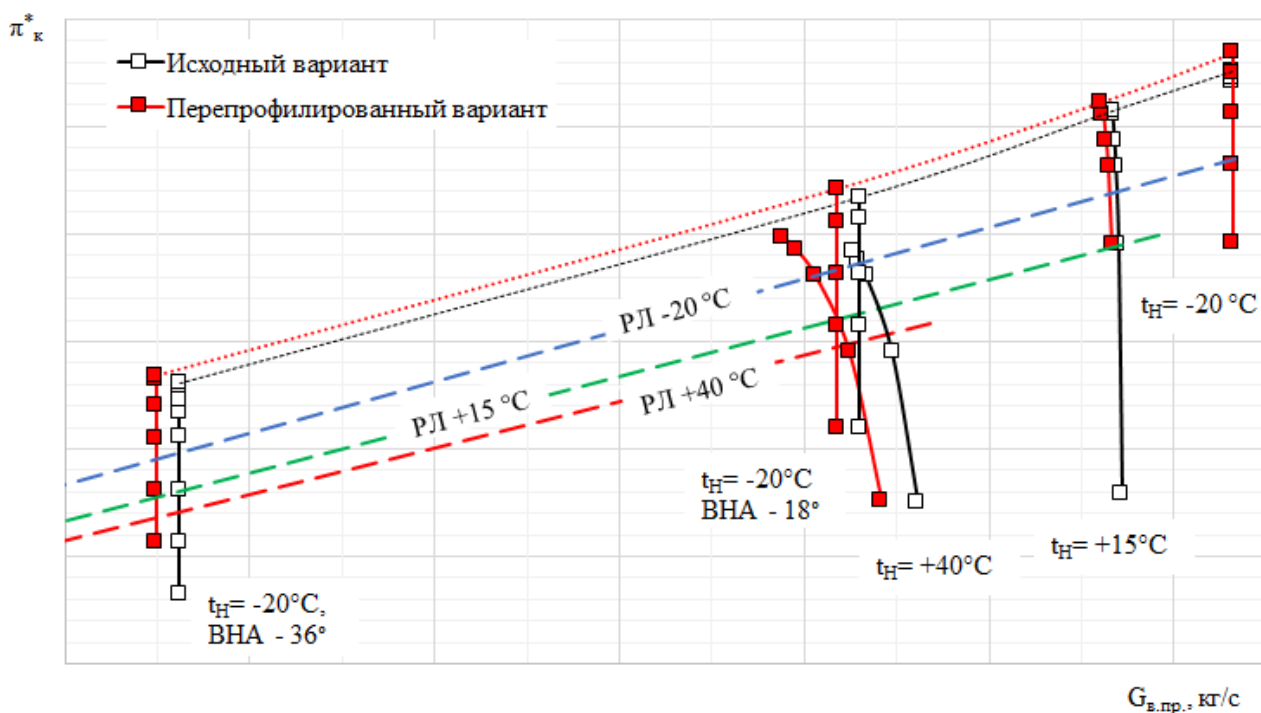


Рис. 2 – Сравнение характеристик исходного и перепрофилированного варианта компрессора

Сравнение профилей исходного и перепрофилированного компрессора для 12 ступени представлено на рисунке 3.

Оригинальность данной работы заключается в том, что выполнен анализ влияния отклонений радиальных зазоров от проектных на параметры компрессора.

Ценность настоящей работы заключается в том, что сформированные мероприятия по перепрофилированию компрессора могут быть применены в дальнейших модификациях компрессора ГТЭ-65.1 для повышения его параметров.

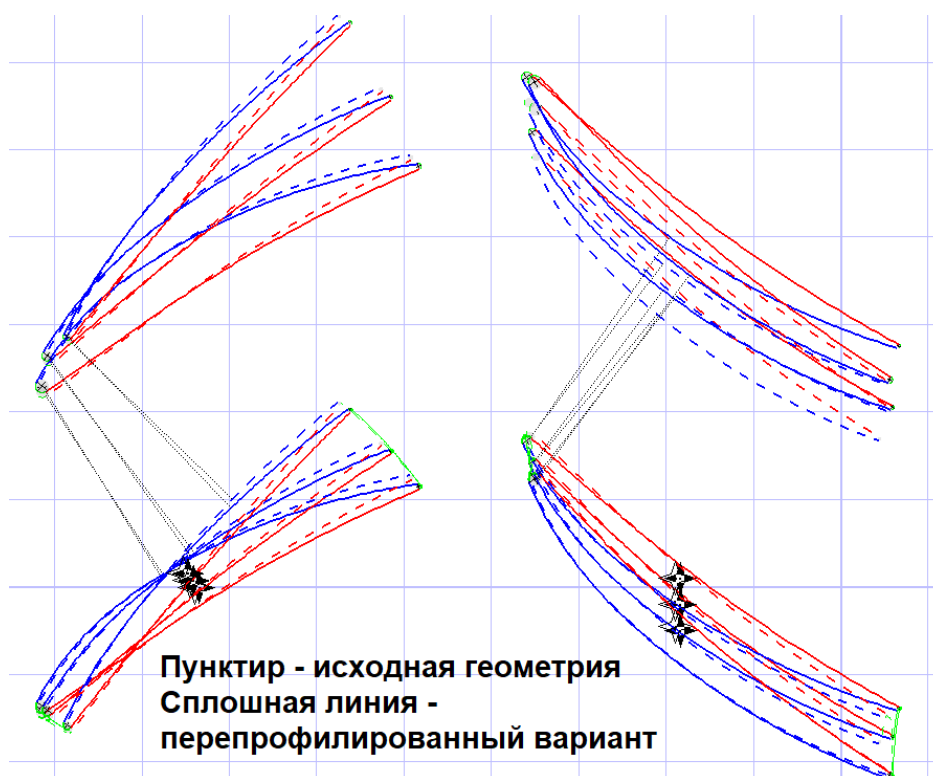


Рис.3 – Сравнение профилей 12 ступени исходного и перепрофилированного компрессора

Перспективой использования результатов работы является то, что сформированные подходы к анализу влияния радиальных зазоров, анализа срывов в венцах и перепрофилированию с целью повышения параметров компрессора могут быть применены как в дальнейших модификациях исследуемого компрессора, так и в других компрессорах.

Список использованных источников:

1. Михеев М.Г., Попов Г.М., Непеин К.Г., Ватетин Д.Е., Круглов А.В., Горячкин Е.С., Зубанов В.М. Разработка компрессора ГТЭ-65.1 // LXVII Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. Научно-технические проблемы широкого применения газотурбинных и парогазовых установок в электроэнергетике РФ. 2020 г. Сборник докладов. с. 119-125.

Алфавитный указатель

- Адрианов М.А., 8
Алимов А.А., 163
Аминев Р.Р., 6
Аюпов Р.Т., 6
Байнов А.П., 11
Балыков О.С., 15
Баранов В.С., 15
Баранова А.А., 18
Бекузин В.И., 22
Бобрик А.А., 24
Бондаренко Н.Н., 26
Воронина А.А., 30
Генералов Д.А., 32
Гладилин Н.Д., 32
Гнутов А.В., 35
Горынцев М.Г., 38
Граблин А.М., 41
Григорьев Л.В., 50
Данилевич О.Я., 107
Долинский Н.В., 43
Дьяконова М.В., 45
Ежов А.Д., 121
Елесов Д.В., 47
Елисеев Е.И., 50
Ефремова Ю.А., 175
Зарифжонов Ж.Ф., 53
Зимзин И.Д., 56
Золов П.Д., 87
Золотухин А.С., 58
Золотухина Е.Ю., 61
Иванов А.А., 63
Казарин Ю.С., 65
Карпычев А.В., 68
Кийло О.Л., 79
Киселев К.М., 73
Ковера Д.А., 75
Кривченков Ю.М., 79
Кузнецов Я.И., 77
Лаврищева Л.С., 11
Логвинова А.А., 79, 153
Маматов А.Г., 87
Маннанов Э.Р., 15
Марков М.А., 41, 82
Матнина А.В., 87
Михайлов М.В., 79, 153
Могильников А.В., 90
Мокробородов В.А., 100
Морозов А.Е., 35
Назаргулов А.Р., 95
Найпак К.А., 97, 132
Никитин И.А., 100
Никулин Д.А., 104
Отставнов А.А., 107
Павлов Н.С., 110
Парфенков Н.А., 114
Писклов А.С., 120
Полетаев А.О., 121
Порохненко К.А., 124
Проценко М.М., 126
Рашитов И.Р., 129
Розбицкий Г.Г., 132, 136
Рыбаков М.О., 139
Рябчикова В.А., 142
Савельев М.О., 145
Салихов К.Ф., 124
Свинарева Я.Е., 148
Смирнов А.А., 139
Соловьев А.С., 79, 153
Стрепетков Р.М., 155
Табакон Д.Н., 158
Туганов А.С., 160
Федотов В.А., 26
Федотов Г.И., 162
Фомин К.И., 163
Ходырева Е.В., 166
Черкасова М.Г., 11
Чернева А.А., 124
Четыркин Е.О., 169
Чуважов Д.И., 171
Шаралапова Т.В., 132
Шаров М.Д., 175
Швец И.В., 178
Шестаков А.О., 82, 178
Шипунов В.В., 180
Шорохова З.Ф., 68
Щербак И.В., 121



**Сборник трудов XIV Научно-технической конференции
молодых инженеров «Энергия молодости»
АО «Силовые машины»**

Издательство «Перо»
109052, Москва, Нижегородская ул., д. 29-33, стр. 27, ком. 105
Тел.: (495) 973-72-28, 665-34-36
Подписано к использованию 15.04.2026.
Объем 22,4 Мбайт. Электрон. текстовые данные. Заказ 364.