



**Материалы  
научно-практической конференции  
молодых инженеров  
АО «Силловые машины»  
2-3 ноября 2022 г.**

**ЭНЕРГИЯ МОЛОДОСТИ**





# ЭНЕРГИЯ МОЛОДОСТИ



**Материалы  
научно-практической конференции  
молодых инженеров  
АО «Силловые машины»  
2-3 ноября 2022 г.**

Санкт-Петербург  
2023 г.

# ОГЛАВЛЕНИЕ



## ГЕНЕРАТОРЫ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА »

Разработка высокоскоростного асинхронного двигателя мощностью 16 МВт и частотой вращения 8200 об/мин. Бекузин Владимир Игоревич	<u>8</u>
Моделирование влияния транспозиции на потери в стержнях крупных турбогенераторов. Венцеров Михаил Сергеевич	<u>17</u>
Разработка закона управления для электропривода с двигателем постоянного тока независимого возбуждения. Волбуева Яна Сергеевна	<u>22</u>
Разработка турбогенератора с форсированным водородным охлаждением типа ТВФ-350-2У3. Доржиева Бэлигма Станиславовна	<u>27</u>
Особенности и проблемы при разработке и проектировании крупных тихоходных синхронных двигателей. Раднаев Андрей Баирович	<u>34</u>
Статический преобразователь электроэнергии на основе карбид-кремниевых полупроводниковых приборов. Старцев Евгений Андреевич, Гришкевич Николай Александрович, Михайлов Данил Павлович	<u>38</u>
Динамика изменения механических характеристик элементов системы изоляции статора турбогенератора в процессе теплового старения. Федотов Никита Алексеевич	<u>44</u>
Инновационная конструкция ротора гидрогенератора Чиркейской ГЭС и решения, принятые при ее разработке. Шестаков Антон Олегович	<u>52</u>



## ГИДРОТУРБИННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ »

Проведение расчета условий возникновения протечек в подшипниках скольжения (втулках) для высоконапорных маслоприемников. Каргина Наталия Павловна	<u>60</u>
Анализ возможности использования аддитивных технологий применительно к модельным испытаниям г/т. Нелюбин Евгений Николаевич	<u>63</u>
Проектирование отсечного золотника с помощью параметризованной модели. Сергеев Алексей Федорович	<u>69</u>



## ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ВИЭ И НОВЫЕ ПРОДУКТЫ »

Перспективные газотурбинные установки с внешним подводом теплоты. Баранов Виктор Владимирович, Барсков Виктор Валентинович	<u>78</u>
Разработка методов расчета тепловой схемы и турбины КТЭК на базе цикла Аллама. Бердюгин Кирилл Александрович	<u>83</u>
Оценка характеристик солнечных тепловых электрических станций для климатических условий европейской части Российской Федерации. Жариков Артем Андреевич	<u>90</u>
Увеличение производственных мощностей ТЭЦ путем внедрения водородных топливных элементов. Киршина Елена Юрьевна	<u>95</u>
Конвективное охлаждение лопаточных аппаратов в турбине, работающей на сверхкритическом диоксиде углерода. Смирнов Алексей Олегович	<u>102</u>
Оптимизационное проектирование лопасти рабочего колеса и лопатки выправляющего аппарата осевого пропеллерного насоса. Устименко Александр Сергеевич	<u>110</u>



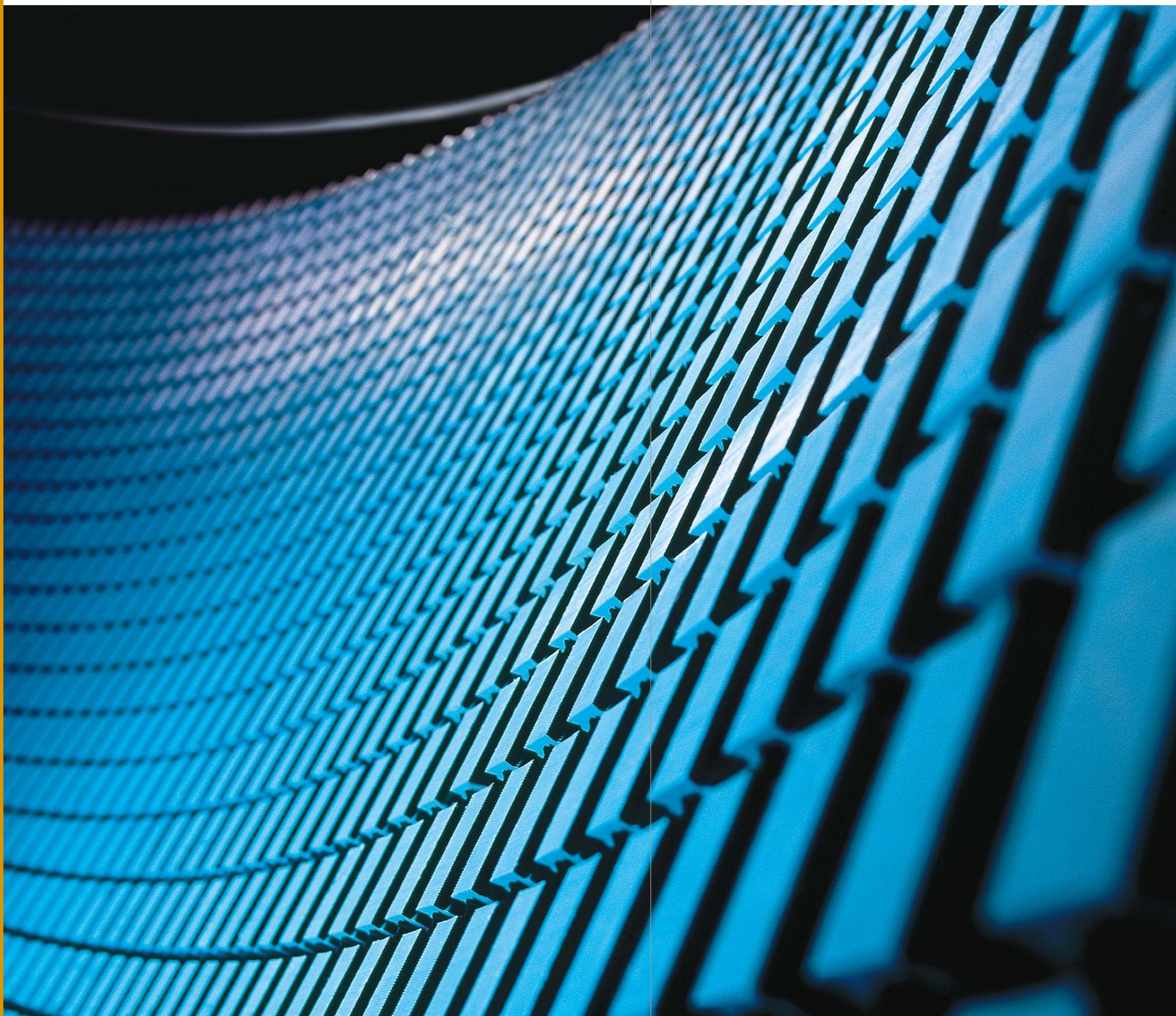
## ПАРОТУРБИННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ »

- Автоматизация процессов жизненного цикла паротурбинных установок на этапе проектирования.** [122](#)  
Азанов Константин Евгеньевич
- Анализ возможности снижения индексов эмиссии NOx и CO в камерах сгорания ГТУ с применением CFD-пакетов.** [127](#)  
Бадамшин Альберт Русланович, Балакин Антон Михайлович, Барсков Виктор Валентинович
- Использование программ и технологий параметрического проектирования элементов энергетических установок.** [133](#)  
Ганков Максим Сергеевич
- Результаты численного моделирования течения влажного пара в линейном сепараторе для выявления решений по оптимизации конструкции.** [140](#)  
Городничина Софья Сергеевна, Коростелева Дарья Борисовна
- Интенсификация теплообмена путем создания гидрофобных поверхностей конструкционных материалов на основе обработки лазером.** [147](#)  
Киселев Роман Сергеевич, Порученко Андрей Сергеевич
- Использование выносных насосов смазки в системе маслоснабжения.** [155](#)  
Пархоменко Анастасия Алексеевна
- Внедрение нового метода разработки технических условий на паровую турбину.** [161](#)  
Самушия Екатерина Автандиловна
- Оценка возможности использования CFD-пакета моделирования FLOEFD для исследования характеристик работы выходного диффузора осевого компрессора стационарной ГТУ.** [164](#)  
Цариков Александр Константинович
- Использование биметаллической конструкции при создании высокотемпературных теплообменников для повышения эффективности малорасходных газотурбинных установок.** [167](#)  
Чу Ван Чунг, научный руководитель: профессор, д.т.н. Рассохин В.А.



## ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА »

- Карбид кремния как составная часть полупроводящих эмалей в свете импортозамещения, сравнение характеристик и свойств.** [178](#)  
Гусева Полина Игоревна
- Дорнование детали как способ обеспечения требуемого качества глубоких отверстий неполного профиля.** [184](#)  
Денисова Екатерина Алексеевна, Солдатов Артур Романович
- Разработка автоматизированной технологии формирования защитных покрытий на рабочих поверхностях лопаток турбин генераторов методом плазменного напыления.** [190](#)  
Крисковец Дмитрий Сергеевич
- Прогнозирование длительной прочности сплава INCONEL 792 при эксплуатации более 10 тысяч часов при помощи искусственного интеллекта.** [200](#)  
Мельников Илья Игоревич
- Исследование пористости материала 3D-печати при постобработке изостатическим прессованием.** [208](#)  
Расулов Зайнодин Нурмагомедович, Соловьев Иван Владимирович, Тарек Абу Фадда Мухаммадович, Бильдина Карина Александровна
- Улучшение технологичности полупроводящих эмалей за счет введения диспергаторов.** [211](#)  
Сорокина Наталья Андреевна



# ГЕНЕРАТОРЫ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА



[« В ОГЛАВЛЕНИЕ](#)

# РАЗРАБОТКА ВЫСОКОСКОРОСТНОГО АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ МОЩНОСТЬЮ 16 МВт И ЧАСТОТОЙ ВРАЩЕНИЯ 8200 ОБ/МИН

Бекузин Владимир Игоревич

АО «Силовые машины», инжиниринговый центр в регионе Москва

Протопоповский пер., д. 25, корп. А, г. Москва, 129090, Россия

Bekuzin\_VI@power-m.ru

## ВВЕДЕНИЕ

Одним из основных направлений, формирующих облик перспективных компрессорных установок для транспортировки газа в промышленных масштабах, является применение высокоскоростных безредукторных компрессорных установок (ВБКУ). Приводом ВБКУ является электрическая машина. Объем и, как следствие, масса электрической машины обратно пропорциональны частоте вращения электрической машины, поэтому чем выше частота вращения, тем меньше массогабаритные показатели.

Согласно данным [1], компании GE за счет увеличения частот вращения удалось уменьшить габариты до 30 %, а массу – до 33 %, в сравнении с аналогичными низкочастотными электрическими машинами с частотой вращения менее 3000 об/мин. На рис. 1 показана линейка высокоскоростных двигателей компании GE.

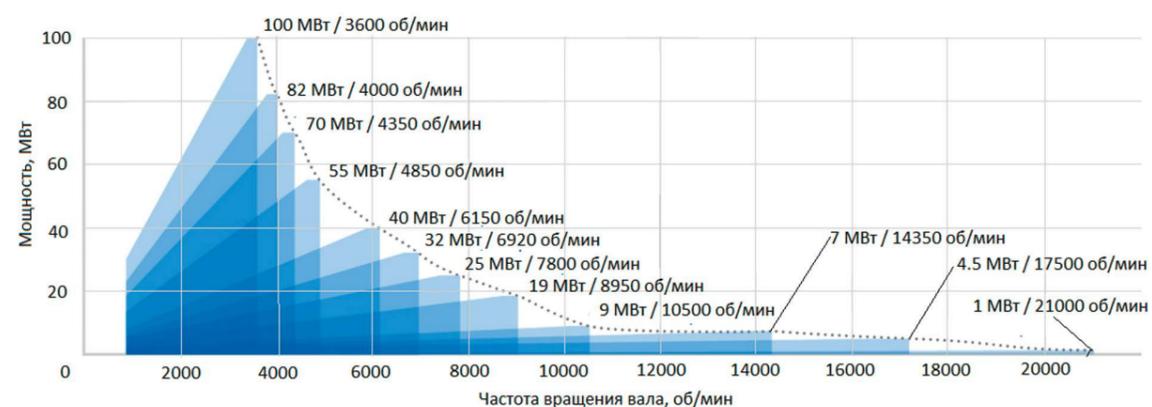


Рис. 1.

Линейка высокоскоростных АД компании GE

Разработка высокоскоростного асинхронного двигателя мощностью 16 МВт и частотой вращения 8200 об/мин с низкими массогабаритными показателями является актуальной научно-технической задачей. При этом в России подобные двигатели не выпускаются, а проведенный обзор научно-технической литературы показал отсутствие подобных отечественных разработок.

## 1. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ

В ВБКУ используется, как правило, асинхронный тип электрической машины из-за простоты конструкции ротора, высокой надежности и низкой себестоимости (в сравнении с синхронными машинами). ВБКУ являются высокомоментными установками, мощность составляет не менее 1 МВт.

### 1.1. Требования к конструкции

Асинхронный двигатель (АД) ВБКУ является ответственным узлом, что определяет ряд жестких требований, предъявляемых к нему. Требования можно разделить на три составляющие: механические, электромагнитные и тепловые.

Механические требования заключаются в обеспечении механической прочности обмотки ротора, магнитопровода ротора при условии высоких частот вращения ротора и термическом расширении обмотки и магнитопровода ротора. Обеспечение работы либо до первой критической частоты с запасом более 20 %, либо работы между критическими частотами вращения с запасом более 20 %.

Электромагнитные требования заключаются в обеспечении высокого коэффициента мощности, коэффициента полезного действия (КПД), жесткой механической характеристики, а также надежности изоляции при условии работы на высоких напряжениях питания (не менее 6 кВ) и с преобразователем частоты.

Тепловые требования заключаются в минимизации аэродинамических потерь, потерь коэффициента Филда, потерь в магнитопроводах статора и ротора, а также активных потерь в обмотках статора и ротора.

При этом некоторые требования могут друг другу противоречить. К примеру, для минимизации аэродинамических потерь необходимо уменьшать внешний диаметр ротора, что ведет к увеличению активной длины, уменьшению коэффициента мощности, увеличению потерь в обмотке ротора (из-за уменьшения поперечного сечения) и уменьшению значений критических частот ротора. При проектировании необходимо находить оптимум между механической, электромагнитной и тепловой составляющими расчета.

### 1.2. Выбор материалов ротора

Уменьшение количества деталей ротора ведет к уменьшению количества соединительных узлов, что способствует увеличению механической прочности и надежности ротора, поэтому вал, магнитопровод ротора и дисковый бандаж выполнены из единой поковки. Принятый материал – 30ХГСА ГОСТ 4543-2016 (предел текучести 835 МПа, коэффициент линейного расширения  $1,25 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ).

Согласно работам [2-3], в качестве материала обмотки ротора для обеспечения механической прочности принимают бронзовые сплавы. В таблице 1 приведено сравнение медной и бронзовой обмоток ротора с точки зрения механической прочности и электрической проводимости. Согласно таблице 1 предел текучести бронзы более чем в 2,5 раза превышает предел текучести меди, а электрическая проводимость бронзы в 2,25 раза меньше меди.

Таблица 1.

Сравнение медных и бронзовых обмоток ротора

Параметры	Материал стержня ротора	
	Медь	Бронза (БРХ 0,8)
Предел текучести, МПа	164	414
Электрическая проводимость, См/м	58 000 000	25 715 800

Исходя из условия, что механические напряжения в стержне не должны превышать 50 % от предела текучести материала, механические напряжения в стержне будут составлять 0,44 от предела текучести бронзы БРХ0,8 при увеличении сечения в бронзовом стержне в 2,25 раза для компенсации электрической проводимости. За счет увеличения сечения уровень потерь остается на прежнем уровне, а удельные потери за счет увеличения массы уменьшаются в 2,25 раза.

Чтобы обеспечить уровень потерь на должном уровне (уровне возможности отведения потерь), необязательно увеличивать сечение бронзового стержня в 2,25 раза (можно ограничиться увеличением сечения до 2,25 раза), а для поддержания механических напряжений не более 50 % от предела текучести появляется возможность увеличивать внешний диаметр ротора. Таким образом, применение бронзового стержня дает возможность работы высокоскоростного АД при больших диаметрах роторов (в сравнении с ротором с медной обмоткой), поэтому материал обмотки ротора, отвечающий требованиям механической прочности, – бронза.

### 1.3. Выбор формы стержней ротора

Согласно работе [4], с механической точки зрения целесообразно использовать открытый паз ротора без шлицов. Это значительным образом упрощает изготовление пазов, но способствует уменьшению коэффициента мощности (в среднем на 0,03-0,05 о.е.). При этом стержень ротора должен самоподклиниваться при вращении ротора для увеличения механической прочности. Геометрия стержня, отвечающая этому требованию, – трапециевидальная.

#### 1.4. Технология изготовления обмотки ротора

Чтобы исключить увеличение зазора между стержнем и магнитопроводом ротора в результате действия центробежных сил и термического расширения обмотки и магнитопровода, обмотка и магнитопровод должны иметь надежное механическое соединение между собой, поэтому обмотку ротора следует изготавливать по аддитивной технологии.

Под аддитивной технологией подразумевается электроннолучевая аддитивная технология заполнения паза материалом, выбранным для обмотки ротора, в результате которого между обмоткой и магнитопроводом ротора образуется интерфейсное (сварное), механически надежное соединение. Без этой технологии значительным образом роторы были бы ограничены в диаметрах, что потребовало бы увеличения активной длины бочки ротора, что вызвало бы дополнительные технические сложности. В частности, уменьшились бы значения критических частот ротора, и для достижения номинальной частоты вращения необходимо было переходить не только через первую критическую частоту вращения, но и через вторую, и через третью. Увеличение активной длины бочки ротора вызвало бы сложности с изготовлением, необходимо было бы найти более длинную вакуумную камеру для аддитивного заполнения паза обмоткой ротора.

Коэффициенты оснований трапецеидального паза выбирались, исходя из возможностей аддитивной технологии и из технологической возможности изготовления паза ротора. Черновую прорезку пазов целесообразно производить дисковой фрезой. Для чистовой обработки пазов необходимо заказывать специальные концевые фрезы с обратным конусом.

#### 1.5. Выбор геометрии статора

Открытый паз и откат шлицов паза ротора способствуют увеличению негативного влияния высших гармоник, для их компенсации и упрощения конструкции ротора на статоре применен скос пазов на одно пазовое деление ротора.

Количество фаз АД было принято равным шести для снижения фазного тока. Чем меньше величина фазного тока, тем конструктивно проще и меньше габариты ключей (транзисторы) преобразователя частоты. Обмотка во всех случаях АД распределенная, двухслойная, с укороченным шагом. Обмотка – катушечная, каждая катушка имеет два витка (эффективных проводника) при использовании технологии укладки обмотки с полной транспозицией. Поскольку АД имеют высокую мощность и частоту тока, необходима полная транспозиция для минимизации коэффициента Фильда.

Геометрия паза статора прямоугольная, геометрия элементарного проводника также прямоугольная. Марка провода ППИПК-2 (ТУ 16.К71-202-93). Материал и толщины изоляции обмотки, корпусной изоляции выбраны аналогично изоляции катушечных обмоток, изготавливаемых для турбогенераторов номинальным напряжением 10,5/6,3 кВ.

Для минимизации потерь на вихревые токи в качестве материала магнитопровода статора выбрана анизотропная электротехническая сталь марки 3406 ГОСТ 32482-2013 с толщиной листа 0,27 мм.

## 2. ПРОВЕДЕНИЕ РАСЧЕТОВ РАЗРАБАТЫВАЕМОГО АД

На основании вышесказанных технических решений был получен облик активной части разрабатываемых АД.

#### 2.1. Электромагнитный расчет

В таблице 2 представлены результаты электромагнитного расчета для номинального режима работы.

Таблица 2.

Результаты электромагнитного расчета для номинального режима работы

Параметры	Значения
Частота тока, Гц	137
Скольжение, %	0,31
Частота вращения, об/мин	8194,5
Линейное напряжение, В	6000
Фазное напряжение, В	3464,1

Продолжение таблицы 2.

Параметры	Значения
Электромагнитный момент, Нм	18825,2
Выходная мощность (без учета потерь в подшипниках), кВт	16101,9
Выходная мощность + сумма потерь, кВт	16362,5
КПД (без учета механических потерь подшипниковых опор)	0,98
Полная мощность, кВА	18986,9
Коэффициент мощности	0,86
Плотность тока обмотки статора, А/мм <sup>2</sup>	3,6
Плотность тока стержня ротора, А/мм <sup>2</sup>	4,9
Плотность тока КЗ кольца, А/мм <sup>2</sup>	2,6
Коэффициент Фильда (Kac) (при полной транспозиции)	1,3
Температура активной части при расчете электромагнитного расчета, °С	145
Сумма потерь, кВт	260,6

На рис. 2 показаны картины распределения магнитной индукции в магнитопроводе статора и ротора при номинальном режиме работы. Из рис. 2 следует, что перенасыщения локальные и незначительные.

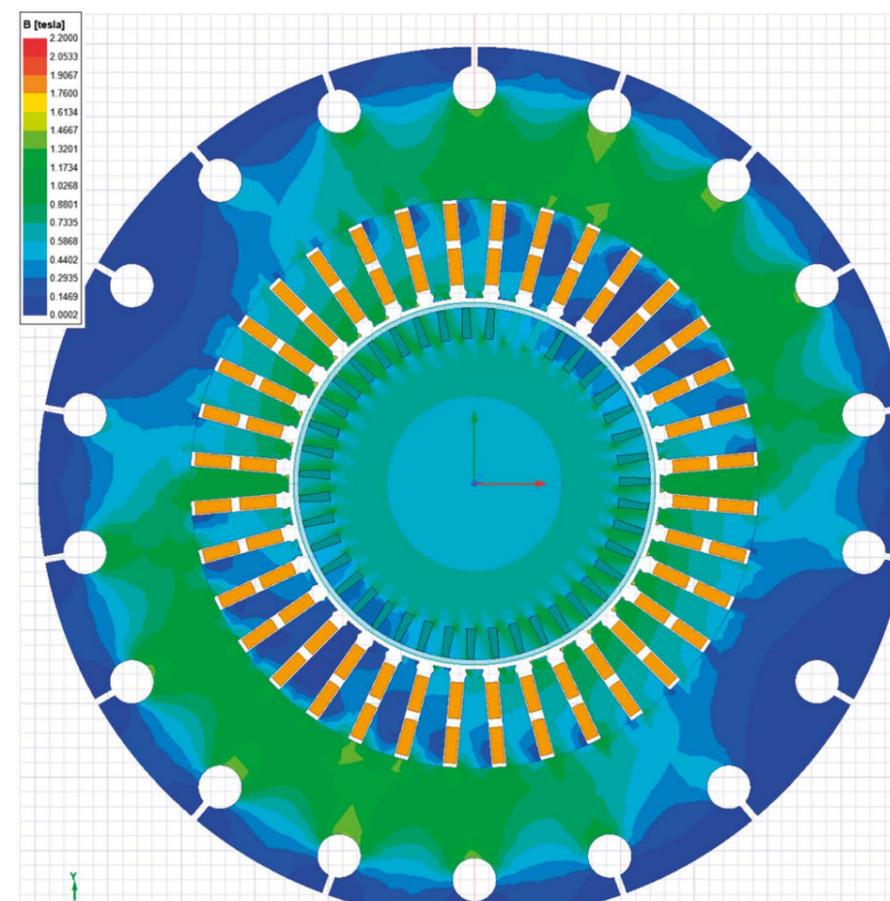


Рис. 2.

Картина распределения магнитной индукции в магнитопроводах статора и ротора при номинальном режиме работы АД

Далее приведены рабочие характеристики АД. На рис. 3 представлены функции зависимости момента на валу от частоты вращения, на рис. 4 – функции зависимости коэффициента мощности от выходной мощности, на рис. 5 – функции зависимости фазного тока от выходной мощности и на рис. 6 – функции зависимости КПД от выходной мощности.

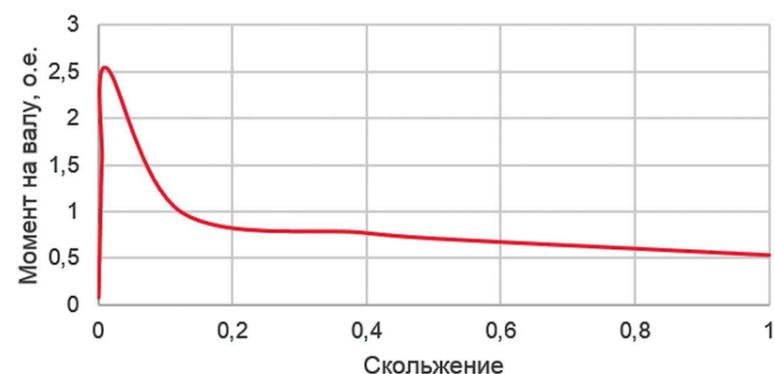


Рис. 3.

Функции зависимости момента на валу от частоты вращения ротора (без учета потерь в подшипниковых опорах) АД

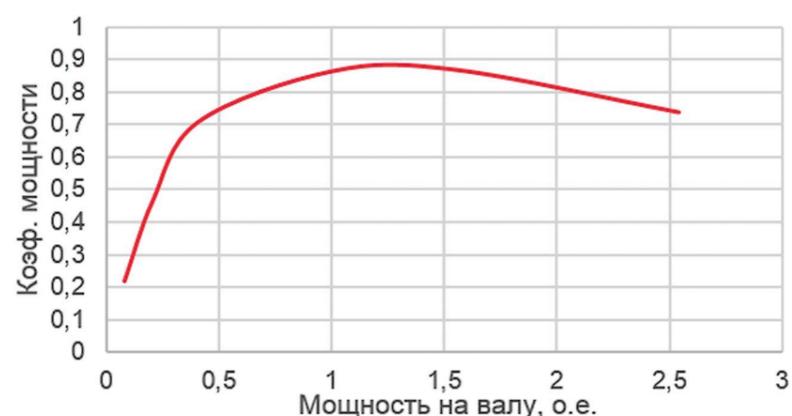


Рис. 4.

Функции зависимости коэффициента мощности от выходной мощности (без учета потерь в подшипниковых опорах) АД

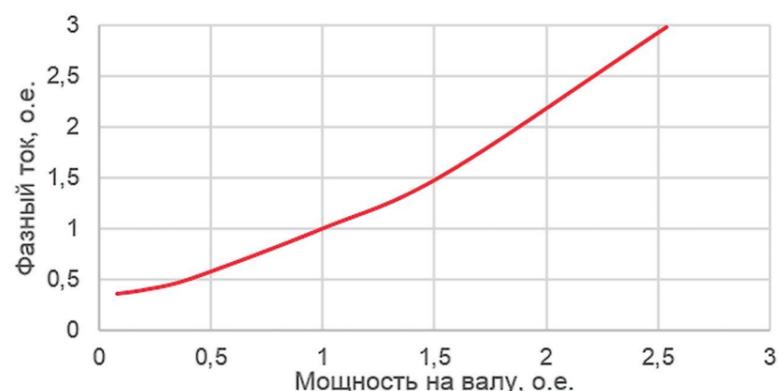


Рис. 5.

Функции зависимости фазного тока от выходной мощности

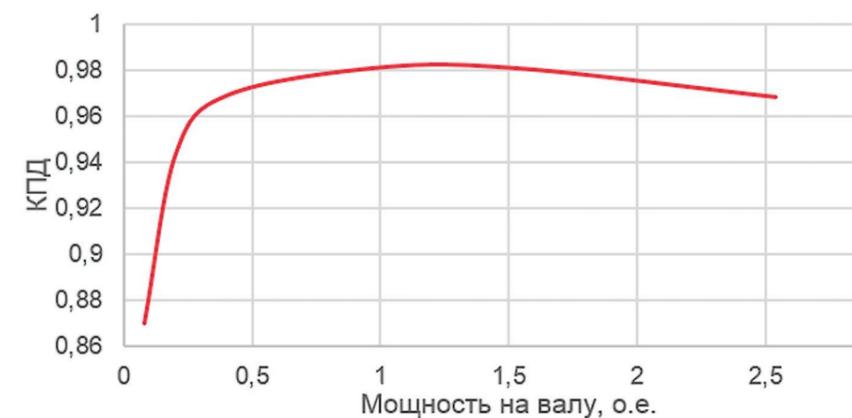


Рис. 6.

Функции зависимости КПД от выходной мощности (без учета потерь в подшипниковых опорах) АД

## 2.2. Механический расчет

В таблице 3 приведены критические частоты роторов разрабатываемого АД. Из таблицы 3 следует, что АД работает между первой и второй критическими частотами.

Таблица 3.

Критические частоты роторов разрабатываемых АД

Критическая частота	Значения
1-я	6020
2-я	17000
3-я	23994

Расчет механических напряжений в роторе производился при угонной частоте вращения ротора, на 20 % выше номинальной частоты вращения. Также учитывались различные коэффициенты линейного расширения ротора и обмотки ротора. В таблице 4 приведены сводные данные по напряжениям и перемещениям.

Таблица 4.

Результаты механического расчета

Параметры	Значения
Максимальные напряжения боковой поверхности стержня, МПа	190
Средние напряжения боковой поверхности стержня, МПа	140
Максимальные напряжения внешней поверхности стержня, МПа	242
Максимальные напряжения внутренней поверхности стержня, МПа	168
Максимальные напряжения в короткозамкнутом кольце, МПа	169
Максимальные напряжения в активной части магнитопровода ротора, МПа	182
Максимальные перемещения в аксиальном направлении, мм	5,7
Максимальные перемещения в радиальном направлении, мм	0,497
Коэффициент линейного расширения обмотки, 1/°C	1,7e-05
Коэффициент линейного расширения ротора, 1/°C	1,25e-05

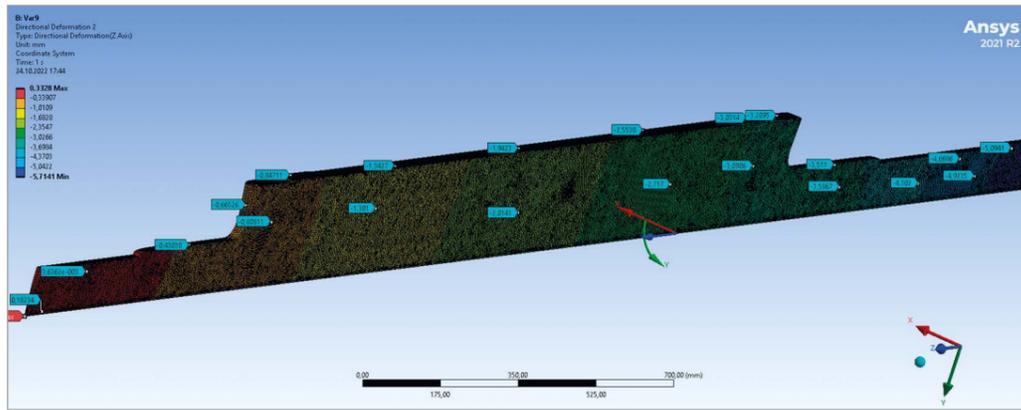


Рис. 7.

Перемещения в аксиальном направлении при угонной частоте вращения

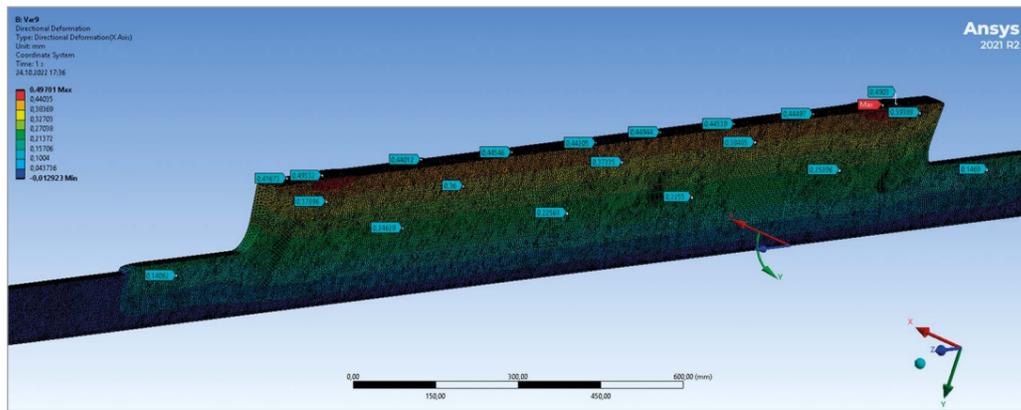


Рис. 8.

Перемещения в радиальном направлении при угонной частоте вращения

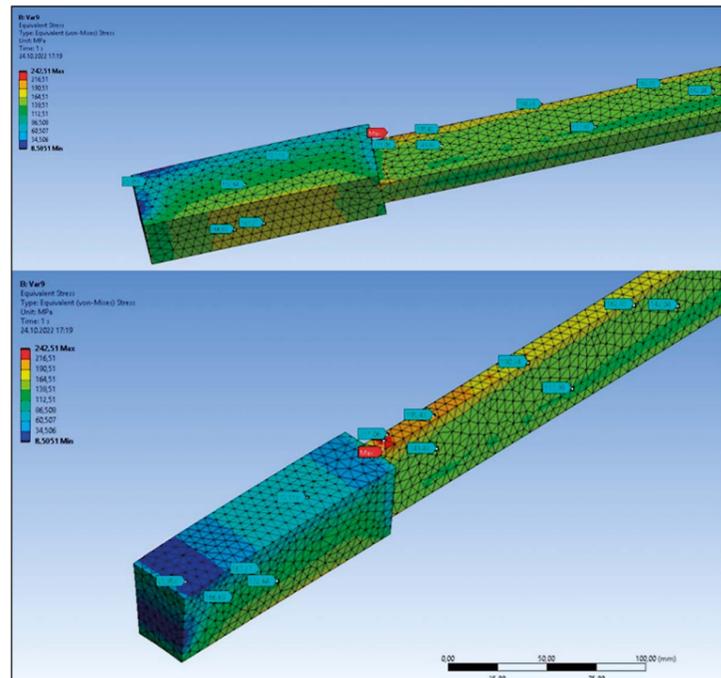


Рис. 9.

Механические напряжения обмотки при угонной частоте вращения

На рис. 7 показаны перемещения в аксиальном направлении при угонной частоте вращения. На рис. 8 – перемещения в радиальном направлении при угонной частоте вращения. На рис. 9 – механические напряжения обмотки при угонной частоте вращения.

АД имеет аксиальные каналы по внешней части магнитопровода статора. Магнитопровод статора по внешней части статора соединяется через сегменты корпуса.

Исходя из вышесказанного, следует, что ротор АД отвечает требованиям механической прочности с двукратным запасом по пределу текучести материала ротора. Номинальные частоты вращения не пересекаются с критическими с запасом более  $\pm 20\%$ .

### 2.3. Тепловой расчет

АД охлаждается метаном и имеет аксиальные каналы охлаждения. Выбор аксиальных каналов охлаждения обусловлен высоким давлением контура охлаждения. В таблице 5 представлены результаты теплового расчета АД.

Таблица 5.

Результаты теплового расчета разрабатываемых АД

Параметры	Значения
Хладагент	Метан
Теплопроводность метана, Вт/м <sup>0</sup> С	0,0332
Плотность метана, кг/м <sup>3</sup>	0,6679
Удельная теплоемкость метана, Дж/кг <sup>0</sup> С	2222
Кинематическая вязкость метана, м <sup>2</sup> /с	1,09E-05
Теплопроводность всех изоляционных материалов при расчете, Вт/м <sup>0</sup> С	0,22
Удельная теплоемкость всех изоляционных материалов при расчете, Дж/кг <sup>0</sup> С	1500
Плотность всех изоляционных материалов при расчете, кг/м <sup>3</sup>	1200
Расход хладагента с торца, м <sup>3</sup> /с	20
Температура хладагента на входе, <sup>0</sup> С	33
Температура хладагента на выходе, <sup>0</sup> С	41,7
Разница температуры на выходе и входе хладагента, <sup>0</sup> С	8,7
Перепад давления хладагента (без учета надпазового канала статора), кПа	9,9
Максимальная температура лобовой части обмотки статора, <sup>0</sup> С	155,2
Максимальная температура обмотки статора в пазу, <sup>0</sup> С	154,5
Максимальная температура стержня ротора, <sup>0</sup> С	142
Максимальная температура КЗ кольца ротора, <sup>0</sup> С	118
Максимальная температура зубца ротора, <sup>0</sup> С	142
Максимальная температура ярма ротора, <sup>0</sup> С	143
Максимальная температура ярма статора, <sup>0</sup> С	107
Температурное расширение ротора в процессе разгона не более, <sup>0</sup> С	15

На рис. 10 показана картина распределения температуры в разрабатываемом АД. Температура активных частей не превышает 160 <sup>0</sup>С.

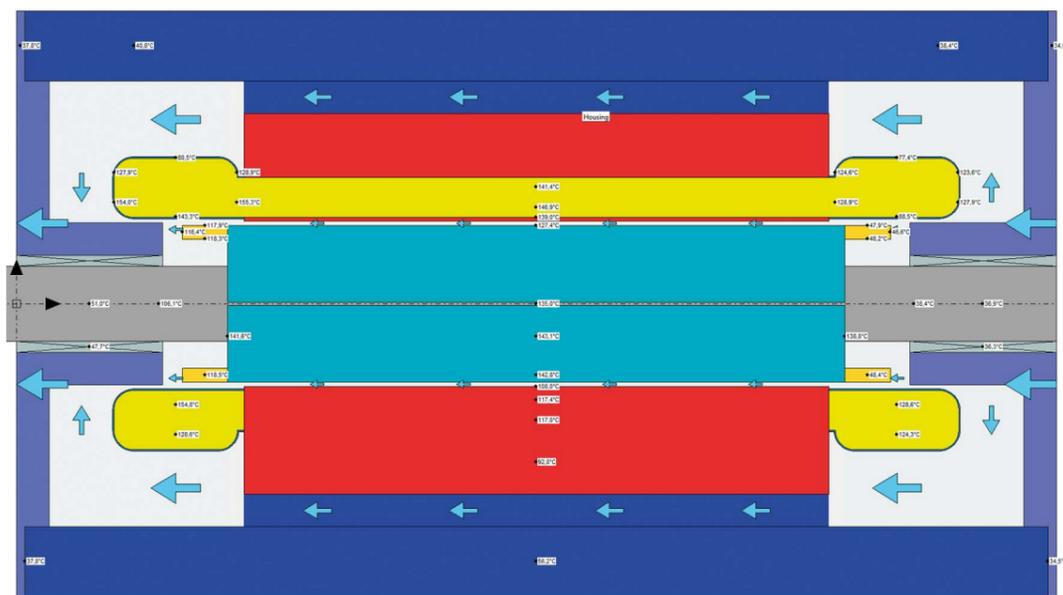


Рис. 10.  
Картина распределения температуры в АД

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенной работы разработан высокоскоростной асинхронный двигатель мощностью 16 МВт и частотой вращения 8200 об/мин с низкими массогабаритными показателями. Разработанный АД отвечает следующим требованиям: коэффициент мощности в номинальном режиме составляет не менее 0,85 о.е.; КПД (без учета потерь в подшипниковых узлах) составляет не менее 98 %; максимальный момент на валу составляет не менее 2 номинальных моментов; перенасыщений магнитопровода статора и ротора не наблюдается; роторы отвечают механической прочности с двукратным запасом по пределу текучести; номинальные частоты вращения не пересекаются с критическими с запасом более  $\pm 20$  %; температура активной части не превышает 160 °С.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. GE power conversion [Электронный ресурс]. URL: <https://www.gepowerconversion.com/> (дата обращения: 15.10.2022).
2. Walter H., Moehle A., Bade M. / Asynchronous solid rotors as high-speed drives in the megawatt range // IEEE Petroleum and Chemical Industry Technical Conference, 2007. PCIC '07. Paper No. PCIC-2007-38. P. 1-6. DOI:10.1109/PCICON.2007.4365799/.
3. Lateb R., Enon J., Durantay L. High speed, high power electrical induction motor technologies for integrated compressors // International Conference on Electrical Machines and Systems, 2009. ICEMS 2009. P. 1-5. DOI:10.1109/ICEMS.2009.5382960/.
4. Rodrigues K. V., Pradurat J. F., Barras N., Thibaut E. Design of high-speed induction motors and associate inverter for direct drive of centrifugal machines // 18th International Conference on Electrical Machines, 2008. ICEM 2008. P. 1-6. DOI:10.1109/ICELMACH.2008.4799870/.

# МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТРАНСПОЗИЦИИ НА ПОТЕРИ В СЕРЖНЯХ КРУПНЫХ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

Венцеров Михаил Сергеевич  
АО «Силловые машины», завод «Электросила», СКБ по проектированию турбогенераторов

ул. Ватутина, д. 3, лит. А, г. Санкт-Петербург, 195009, Россия  
vencerev\_ms@powerm.ru

## ВВЕДЕНИЕ

Одним из ключевых элементов электроэнергетической системы являются турбогенераторы, эксплуатируемые на тепловых и атомных электростанциях. Мощность современных турбогенераторов, выпускаемых заводом «Электросила» компании АО «Силловые машины», может достигать 1200 МВт [1]. Несмотря на высокий КПД (98-99 %), потеря даже 1 % мощности приводит к значительным тепловым нагрузкам, что обуславливает необходимость использования специальных систем охлаждения. Принято различать два способа охлаждения активных частей – прямой (непосредственный) и косвенный. Если речь идет об обмотке статора, непосредственное охлаждение означает, что большая часть выделяемого тепла отводится непосредственно с меди проводника при помощи хладагента, циркулирующего по внутренним каналам. В случае косвенного охлаждения весь тепловой поток проходит через проводниковую изоляцию в сердечник, что приводит к ее старению в течение всего срока эксплуатации. Превышение температуры обмотки на несколько градусов (например, в результате длительной перегрузки или ошибок при проектировании) может привести к снижению срока службы изоляции в 2 и более раза. Добавим к сказанному, что обмотка статора является одним из наименее надежных и наиболее важных узлов синхронной электрической машины в целом [2]. Таким образом, проблема тепловыделения в обмотке статора при косвенном охлаждении встает более остро.

Помимо оптимизации системы охлаждения рационально сокращать сами потери. Эффективным способом уменьшить потери в обмотке статора является ее транспозиция.

При протекании переменного тока возникает эффект вытеснения, который выражается в стягивании носителей заряда к границам проводника. Это вызывает дополнительные резистивные потери. Для уменьшения вытеснения тока стержень обмотки статора разделяют на элементарные проводники, изолированные друг от друга. Из-за их различного пространственного расположения и неоднородного распределения поля по глубине паза индуцированные в них ЭДС различаются. Следовательно будут различаться и токи, что повлечет за собой разное тепловое состояние проводников. Это негативно сказывается на работе генератора.

На концах стержня проводники технологически проще соединить между собой, однако это приводит к образованию замкнутых контуров, по которым циркулируют паразитные токи. Уменьшить влияние упомянутых эффектов можно путем переплетения проводников между собой, как показано на рис. 1. Такая

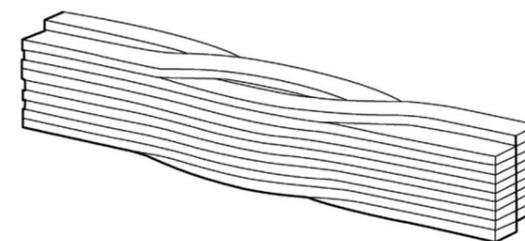


Рис. 1.  
Пример транспозиции стержня с косвенным охлаждением [3]

конфигурация проводников называется транспозицией Ребеля и применяется в подавляющем большинстве турбогенераторов. При наличии транспозиции каждый элементарный проводник проходит все возможные положения по длине стержня как минимум один раз. Благодаря этому индуцированные в элементарных проводниках ЭДС выравниваются и циркуляционные токи уменьшаются.

Основными видами транспозиции в пазовой части являются транспозиция на 360°, при которой каждый проводник занимает все возможные положения в пазу один раз, и транспозиция на 540°, при которой каждый проводник занимает

все возможные положения в пазу полтора раза. Дополнительно может выполняться транспозиция в лобовых частях на  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  и  $360^\circ$ .

Основными причинами возникновения циркуляционных токов являются поля пазового и лобового рассеяния. В [4, 5] подробно рассмотрен характер влияния способа плетения на степень снижения потерь. В приведенном анализе, а также в используемых на сегодняшний день методиках проектирования принято, что при углах  $360^\circ$  и  $540^\circ$  потери, вызванные полем пазового рассеяния, снижаются до нуля. Однако опыт эксплуатации дает основания полагать, что в действительности полной компенсации не происходит.

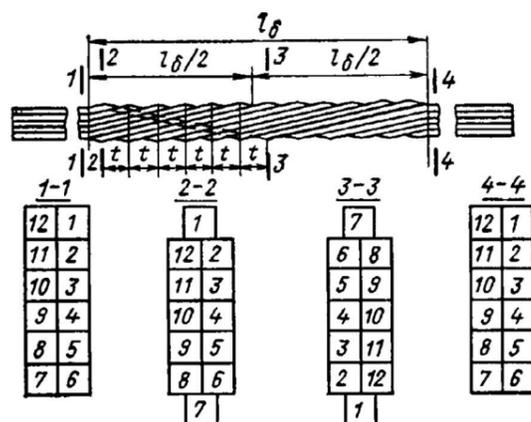


Рис. 2.

Транспонированный стержень и его поперечные сечения. Транспозиция выполнена на  $360^\circ$ , шаг транспозиции отмечен буквой  $t$  [6].

Цель данной работы – выявить наличие некомпенсированных потерь в транспонированных стержнях крупных турбогенераторов, а также исследовать зависимость потерь от шага транспозиции (рис. 2). Метод исследования – численное моделирование электромагнитных полей.

## 1. МОДЕЛИРОВАНИЕ

В качестве примера был выбран турбогенератор ТФ-63-2У3 с косвенным воздушным охлаждением обмотки статора. На первом этапе был проведен статический расчет поля в активной зоне в двумерной постановке при различных положениях ротора (рис. 3). Возбуждение задавалось условно в виде гармонического распределения магнитной индукции по наружной поверхности ротора.

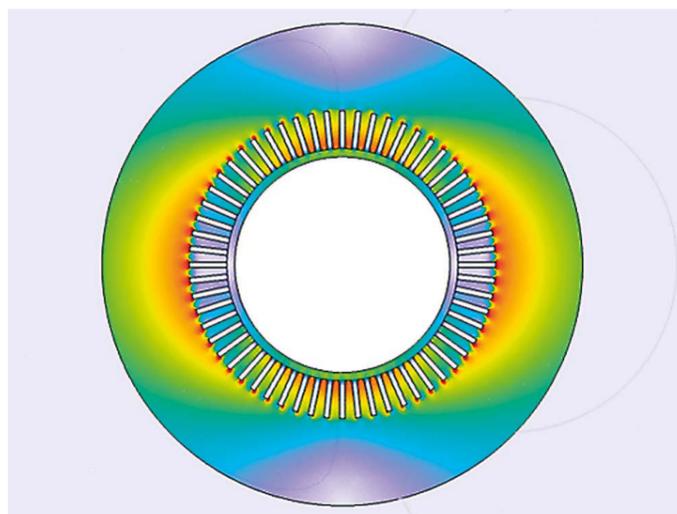


Рис. 3.

Цветовая карта магнитной индукции в сечении ТФ-63-2У3

На основе расчета анализируем поле в выбранном пазу. На рис. 4 представлены зависимости, иллюстрирующие распределение напряженности магнитного поля по а) высоте и б) ширине паза в фиксированный момент времени. Данная неоднородность является одной из ключевых причин, приводящих к неодинаковости индуцированных ЭДС и возникновению циркуляционных токов.

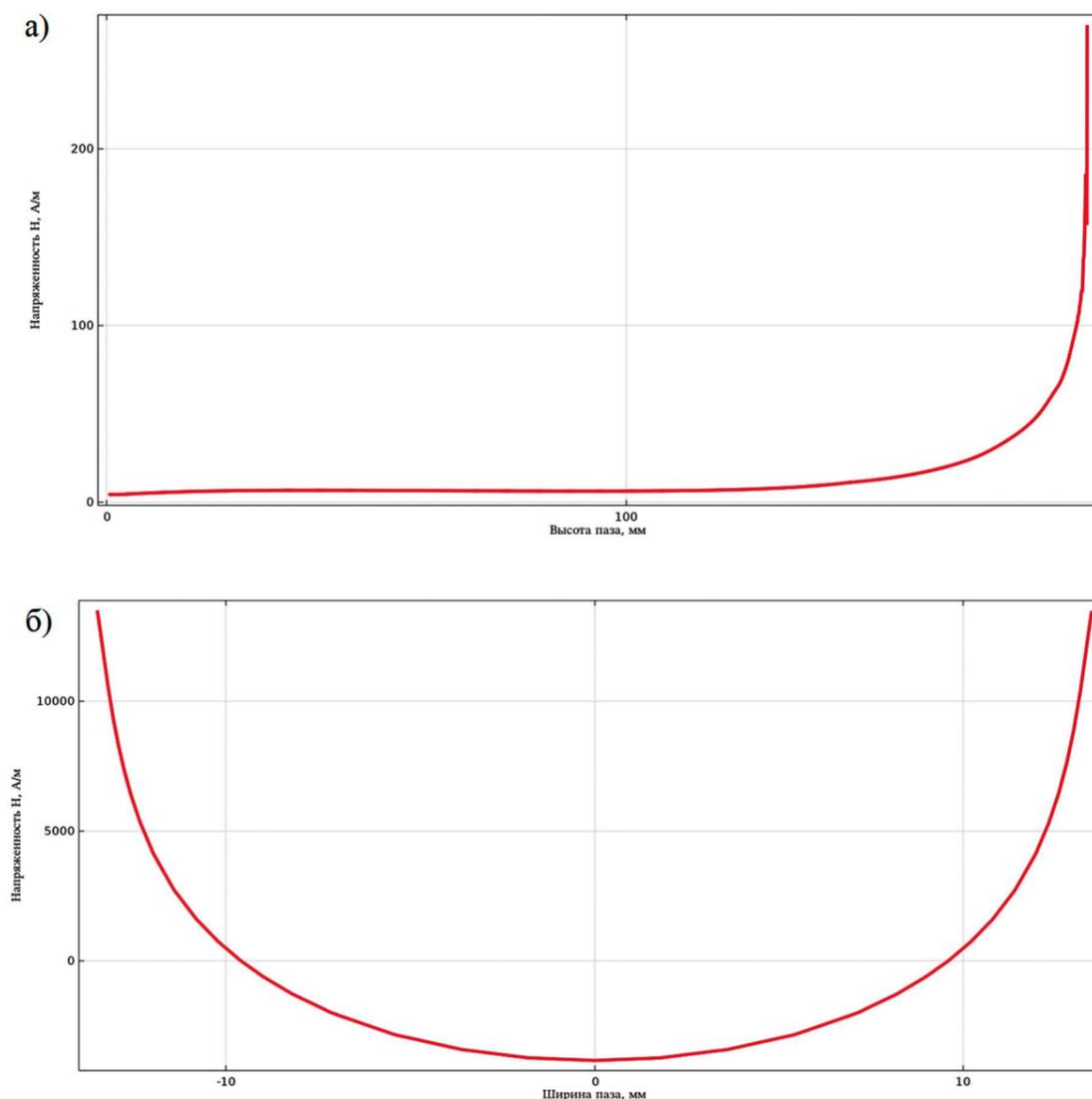


Рис. 4.

Распределение тангенциальной компоненты напряженности магнитного поля по а) высоте и б) ширине паза турбогенератора, полученное по результатам двумерного расчета

На основе полученных данных можно смоделировать поле в пазу более детально. Для этого была разработана трехмерная геометрическая модель плетеного стержня с углом транспозиции  $360^\circ$ . На первом этапе модель представляет собой набор бесконечно тонких проводников. На участках, соответствующих внутренним границам паза, были заданы аппроксимированные функции тангенциальной компоненты напряженности, полученные из предыдущего расчета, с учетом их изменения во времени. На рис. 5 показан фрагмент расчетной модели в трехмерной постановке. Представлены два среза цветовой карты магнитной индукции.

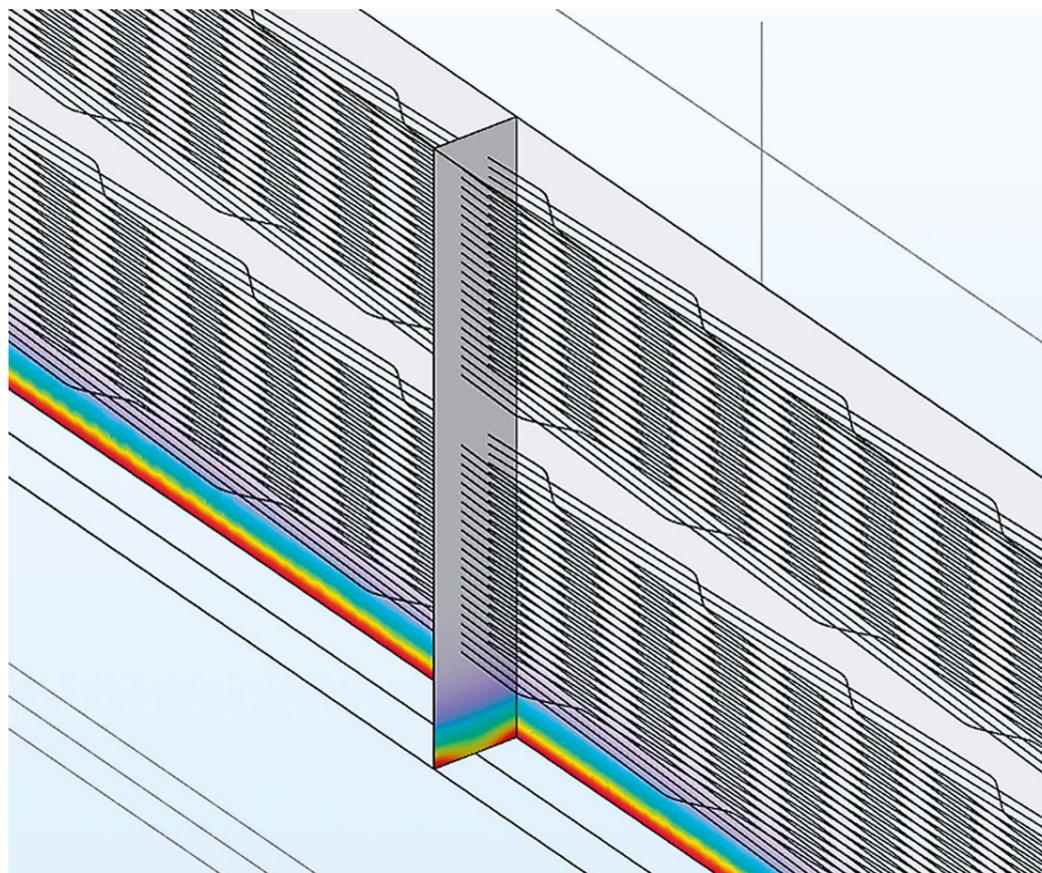


Рис. 5.

Поле в пазу турбогенератора при наличии в нем двух плетеных стержней обмотки.  
Цветовая шкала отражает распределение магнитной индукции

Параллельно было выполнено аналогичное моделирование выбранного стержня, но без транспозиции. По результатам расчета были определены индуцированные ЭДС в нескольких проводниках, расположенных на различной высоте паза. На рис. 6 сопоставлены ЭДС в выбранных проводниках при наличии и отсутствии транспозиции. На представленном графике достаточно наглядно виден эффект выравнивания ЭДС в плетеном стержне.

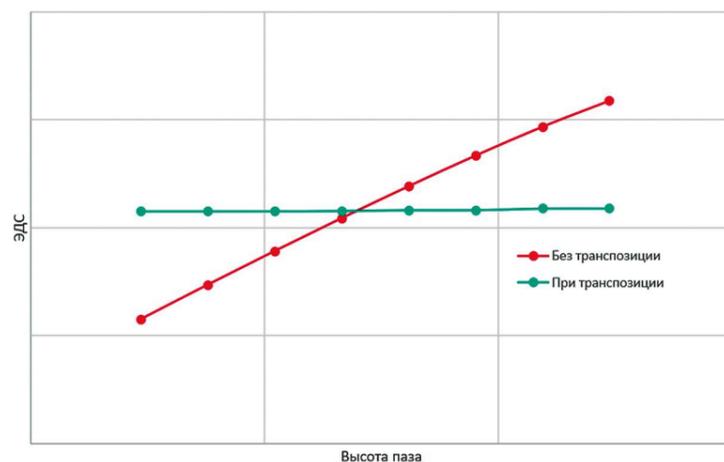


Рис. 6.

Сравнение индуцированных ЭДС в нескольких проводниках, расположенных на различной высоте паза, при наличии и отсутствии транспозиции

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения работы было проведено численное моделирование электромагнитного состояния стержня обмотки статора турбогенератора с косвенным охлаждением. Показано, что неравномерность индуцированных ЭДС возникает даже на холостом ходу, при этом транспозиция позволяет выровнять состояние проводников.

Направлениями дальнейших исследований являются:

- моделирование стержня при нагрузке. Очевидно, что при появлении собственного тока возникнет поле пазового рассеяния, которое повлияет на распределение результирующего поля в пазу;
- анализ зависимости потерь от параметров транспозиции. Шаг транспозиции принято считать технологическим параметром, однако есть гипотеза, что существует некое его значение, при котором наблюдается минимум потерь. В ходе работы планируется получить оптимальное соотношение шага и других параметров (например, отношение шага к длине пазовой части), которое найдет применение в существующих методиках проектирования с целью улучшить тепловое состояние обмотки;
- моделирование элементарных проводников в виде бесконечно тонких «лент» и в виде твердых тел. Степень упрощения геометрии влияет на скорость расчета, однако точность таких допущений следует оценить. Построение относительно несложной модели даст возможность при проектировании детально оценивать состояние стержня в каждом конкретном случае.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Силовые машины – официальный сайт // Турбогенераторы [Электронный ресурс] URL: <https://power-m.ru/customers/thermal-power/turbogenerators/> (дата обращения 22.09.22).
2. Кузнецов Н. Л. Надежность электрических машин: учеб. пособие для вузов – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 432 с.
3. Kerszenbaum I., Klempner G. Handbook of Large Turbo-Generator Operation and Maintenance. – John Wiley & Sons, 2018.
4. Домбровский В. В., Хуторецкий Г. М. Основы проектирования электрических машин переменного тока. – Л.: Энергия, 1974. – 504 с.
5. Титов В. В., Хуторецкий Г. М., Загородная Г. А., Вартаньян Г. П., Заславский Д. И., Смотров И. А. Турбогенераторы. Расчет и конструкция. – Л.: Энергия, 1967. – 895 с.
6. Копылов И. П. Электрические машины: Учебник для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 360 с.

# РАЗРАБОТКА ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ ДЛЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДА С ДВИГАТЕЛЕМ ПОСТОЯННОГО ТОКА НЕЗАВИСИМОГО ВОЗБУЖДЕНИЯ

Волобуева Яна Сергеевна

АО «Силловые машины», дирекция по системам автоматизации энергетических машин

ул. Ватутина, 3, лит. А, г. Санкт-Петербург, 195009, Россия

volobueva\_ys@power-m.ru

## ВВЕДЕНИЕ

Для регулирования координат электропривода широко используется принцип подчиненного регулирования [1], поэтому характеристики системы с бэкстеппинг-регулятором будут оцениваться относительно характеристик системы со стандартными регуляторами, рассчитанными по принципу подчиненного регулирования. На рис. 1 представлена функциональная схема системы управления электроприводом, построенной по принципу подчиненного регулирования, где обозначено: РС – регулятор скорости, РТ – регулятор тока, ТП – тиристорный преобразователь, ТГ – тахогенератор, М – двигатель постоянного тока, ДТ – датчик тока.

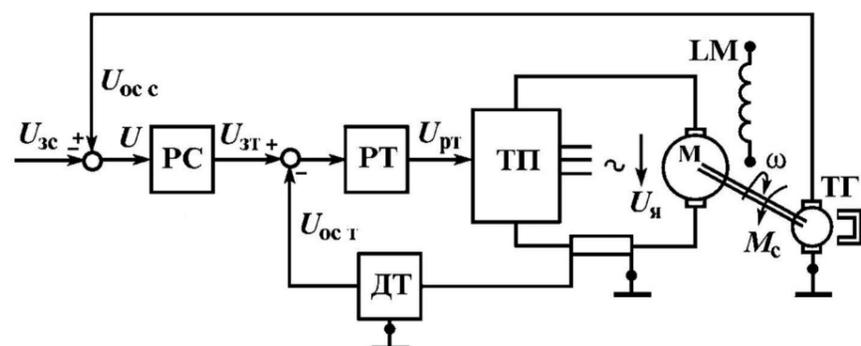


Рис. 1.

Функциональная схема системы управления электроприводом

Для такой системы типовым решением является настройка контура тока на оптимум по модулю, а контур скорости на симметричный оптимум [2]. Недостатком такой настройки является высокий уровень перерегулирования при отработке ступенчатых управляющих воздействий. Величину перерегулирования можно уменьшить, установив на входе контура скорости сглаживающий фильтр.

В данной работе вместо ПИ-регулятора для контура скорости будем использовать бэкстеппинг-регулятор совместно с П-регулятором. При создании системы управления таким способом перед разработчиком встает задача выбора функции стабилизации, функции Ляпунова и коэффициентов разрабатываемого регулятора.

## 1. РАЗРАБОТКА БЭКСТЕППИНГ-РЕГУЛЯТОРА

Момент сопротивления, приложенный к валу электродвигателя, имеет две составляющие:

- 1) Составляющая, соответствующая полезной работе, выполняемой рабочей машиной (в данной работе рассматривается характеристика вентиляторного типа).
- 2) Составляющая, соответствующая механическим потерям, обусловленным наличием сил трения.

Таким образом, суммарный момент сопротивления определяется следующим выражением:

$$M_c = M_{cn} + M_{cm} = f \cdot \omega^2 + a \cdot \text{sign}(\omega), \quad (1)$$

где  $a, f$  – положительные коэффициенты.

Тогда математическая модель рассматриваемой системы:

$$\dot{x}_1 = -\frac{a}{J} \text{sign}(x_1) - \frac{f}{J} x_1^2 + \frac{1}{J} x_2, \quad (2)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{1}{T_{к.м.}} x_2 - \frac{k_{п.с.} k_{д.с.} c_{д.}}{k_{д.м.} T_{к.м.}} x_1 + \frac{k_{п.с.} c_{д.}}{k_{д.м.} T_{к.м.}} u, \quad (3)$$

где  $c_{д.}$  – постоянный коэффициент, зависящий от конструкции двигателя;  $J$  – момент инерции;  $T_{м.п.}, T_{я.ц.}$  – постоянные времени тиристорного преобразователя и якорной цепи;  $k_{м.п.}, k_{д.м.}, k_{д.с.}$  – коэффициенты передачи тиристорного преобразователя, датчика тока и датчика скорости.

Разобьем исходную систему на две подсистемы, каждая из которых соответствует одному из дифференциальных уравнений. Рассмотрим первую подсистему, которая описывается уравнением (2).

Составляющую момента сопротивления, возникающую из-за наличия сил трения, при достаточно большой величине положительного коэффициента  $b$  можно аппроксимировать функцией гиперболического тангенса

$$M_{cm} = a \cdot \text{sign}(x_1) = a \cdot \text{th}(bx_1). \quad (4)$$

Тогда в качестве функции Ляпунова можно использовать приведенную ниже функцию

$$V(x_1) = \frac{1}{2} x_1^2. \quad (5)$$

Так как в системе должно быть компенсировано влияние обеих составляющих момента сопротивления, выберем стабилизирующую функцию следующего вида

$$\Phi(x_1) = a \cdot \text{th}(bx_1) - Jx_1 + fx_1^2. \quad (6)$$

Тогда уравнение первой подсистемы

$$\dot{x}_1 = -\frac{a}{J} \text{th}(bx_1) - \frac{f}{J} x_1^2 + \frac{1}{J} \Phi(x_1). \quad (7)$$

Производная функции Ляпунова в данном случае

$$\dot{V}(x_1) = x_1 \dot{x}_1 = x_1 \left[ -\frac{a}{J} \text{th}(bx_1) - \frac{f}{J} x_1^2 + \frac{1}{J} (a \cdot \text{th}(bx_1) - Jx_1 + fx_1^2) \right] = -x_1^2 \leq -W(x_1), \quad (8)$$

где  $W(x_1)$  – положительно определенная функция.

Согласно теореме Ляпунова [3] предложенная стабилизирующая функция обеспечивает асимптотическую устойчивость положения равновесия подсистемы в начале координат.

Теперь перейдем ко второй подсистеме. Сделаем замену переменных, называемую обратным шагом

$$z = x_2 - \Phi(x_1), \quad (9)$$

$$\dot{z} = \dot{x}_2 - \dot{\Phi}(x_1), \quad (10)$$

тогда

$$\dot{V}_c(x_1, x_2) = \frac{dV(x_1)}{dx_1} \left[ -\frac{a}{J} \text{th}(bx_1) - \frac{f}{J} x_1^2 + \frac{1}{J} (a \cdot \text{th}(bx_1) - Jx_1 + fx_1^2) \right] + \frac{1}{J} \cdot \frac{dV(x_1)}{dx_1} z + z\dot{z} \quad (11)$$

Функция Ляпунова в данном случае описывается следующим выражением

$$V_c(x_1, x_2) = \frac{1}{2}x_1^2 + \frac{1}{2}z^2. \quad (12)$$

Производная функции Ляпунова

$$\dot{V}_c(x_1, x_2) = \frac{dV(x_1)}{dx_1} \left[ -\frac{a}{J} \operatorname{th}(bx_1) - \frac{f}{J} x_1^2 + \frac{1}{J} (a \cdot \operatorname{th}(bx_1) - Jx_1 + fx_1^2) \right] + \frac{1}{J} \cdot \frac{dV(x_1)}{dx_1} z + z\dot{z} \quad (13)$$

будет отрицательно определена, если выполняется следующее условие

$$\dot{z} = -\frac{1}{J} \cdot \frac{dV(x_1)}{dx_1} - kz. \quad (14)$$

Тогда производная функции Ляпунова

$$\dot{V}_c(x_1, x_2) = x_1 \left[ -\frac{a}{J} \operatorname{th}(bx_1) - \frac{f}{J} x_1^2 + \frac{1}{J} (a \cdot \operatorname{th}(bx_1) - Jx_1 + fx_1^2) \right] - kz^2 \leq -W(x_1) - kz^2, \quad (15)$$

где  $k > 0$  – коэффициент дополнительной стабилизации, позволяющий регулировать динамические свойства системы.

На основании обратных преобразований

$$\dot{z} = -\frac{1}{J} \cdot \frac{dV(x_1)}{dx_1} - kz = -\frac{1}{J} \cdot \frac{dV(x_1)}{dx_1} - k(x_2 - \Phi(x_1)) = -\frac{1}{J} x_1 - k(x_2 - a \cdot \operatorname{th}(bx_1) + Jx_1 - fx_1^2) \quad (16)$$

получаем окончательное выражение для второй подсистемы

$$\dot{x}_2 = -\frac{a^2 \cdot b \cdot \operatorname{th}(bx_1)}{J \cdot \operatorname{ch}^2(bx_1)} - \frac{f \cdot a \cdot b}{J \cdot \operatorname{ch}^2(bx_1)} x_1^2 + \frac{a \cdot b}{J \cdot \operatorname{ch}^2(bx_1)} x_2 + a \cdot \operatorname{th}(bx_1) + f \cdot x_1^2 - x_2 - \frac{2f \cdot a \cdot \operatorname{th}(bx_1)}{J} x_1 - \frac{2f^2}{J} x_1^3 + \frac{2f}{J} x_1 \cdot x_2 - \frac{1}{J} x_1 - k(x_2 - a \cdot \operatorname{th}(bx_1) + Jx_1 - fx_1^2). \quad (17)$$

Далее, опираясь на математическое описание исходной системы, получаем искомый сигнал на выходе бэкстеппинг-регулятора.

$$u_p = \frac{k_{\partial m} T_{к.м.}}{k_{p.c.} c_{\partial}} \left[ -\frac{a^2 \cdot b \cdot \operatorname{th}(bx_1)}{J \cdot \operatorname{ch}^2(bx_1)} - \frac{f \cdot a \cdot b}{J \cdot \operatorname{ch}^2(bx_1)} x_1^2 + \frac{a \cdot b}{J \cdot \operatorname{ch}^2(bx_1)} x_2 + a \cdot \operatorname{th}(bx_1) + f \cdot x_1^2 - x_2 - \frac{2f \cdot a \cdot \operatorname{th}(bx_1)}{J} x_1 - \frac{2f^2}{J} x_1^3 + \frac{2f}{J} x_1 \cdot x_2 - \frac{1}{J} x_1 - k(x_2 - a \cdot \operatorname{th}(bx_1) + Jx_1 - fx_1^2) + \frac{1}{T_{к.м.}} x_2 \right] \quad (18)$$

Система с разработанным бэкстеппинг-регулятором является асимптотически устойчивой.

## 2. ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ С РАЗРАБОТАННЫМ БЭКСТЕППИНГ-РЕГУЛЯТОРОМ

Проведем сравнительный анализ переходных характеристик системы с разработанным бэкстеппинг-регулятором и системы, имеющей стандартную настройку.

На основании результатов моделирования, представленных на рис. 2, можно сделать вывод, что при номинальных параметрах бэкстеппинг-регулятор позволяет увеличить быстродействие системы в 2, 3 раза, а также позволяет избавиться от задержки начала переходного процесса.

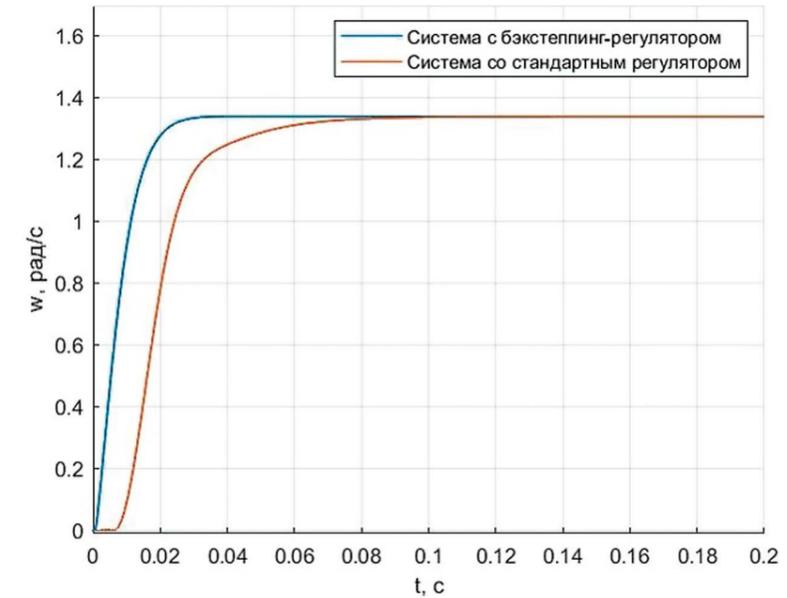


Рис. 2. Переходные характеристики при номинальных параметрах

В системе присутствуют три параметра, которые могут изменяться в зависимости от характера технологического процесса: коэффициенты пропорциональности двух составляющих момента сопротивления  $a$  и  $f$ , а также момент инерции. Путем моделирования было исследовано влияние изменения данных параметров на обе системы.

При увеличении коэффициента  $f$  в системе, имеющей стандартную настройку, время переходного процесса значительно увеличивается. Система с бэкстеппинг-регулятором не чувствительна к изменению данного параметра, время переходного процесса не изменяется. Бэкстеппинг-регулятор позволяет увеличить быстродействие системы в несколько раз, сохраняя перерегулирование равным нулю. Соответствующие данные представлены в таблице 1.

Таблица 1.

Сравнение быстродействия систем при изменении коэффициента «f»							
Величина коэффициента $f$	1,5	2,25	3	3,75	4,5	5,25	6
Во сколько раз быстродействие системы с бэкстеппинг-регулятором выше	2,3	2,95	3,35	3,85	4,3	4,8	5,3

При увеличении коэффициента  $a$  в системе со стандартной настройкой увеличивается время начала переходного процесса, что приводит к увеличению общего времени переходного процесса. Система с бэкстеппинг-регулятором не чувствительна к изменению параметра  $a$ , время переходного процесса не изменяется, задержка начала переходного процесса всегда отсутствует. Бэкстеппинг-регулятор обеспечивает более чем в 2 раза более высокое быстродействие, сохраняя перерегулирование равным нулю. Соответствующие данные представлены в таблице 2.

Таблица 2.

Сравнение быстродействия систем при изменении коэффициента «a»							
Величина коэффициента «a»	2	3	4	5	6	7	8
Во сколько раз быстродействие системы с бэкстеппинг-регулятором выше	2,3	2,35	2,5	2,55	2,6	2,7	2,75

При увеличении момента инерции в системе со стандартным регулятором без перенастройки изменяется вид переходного процесса, система становится более колебательной, что продемонстрировано на рис. 3.

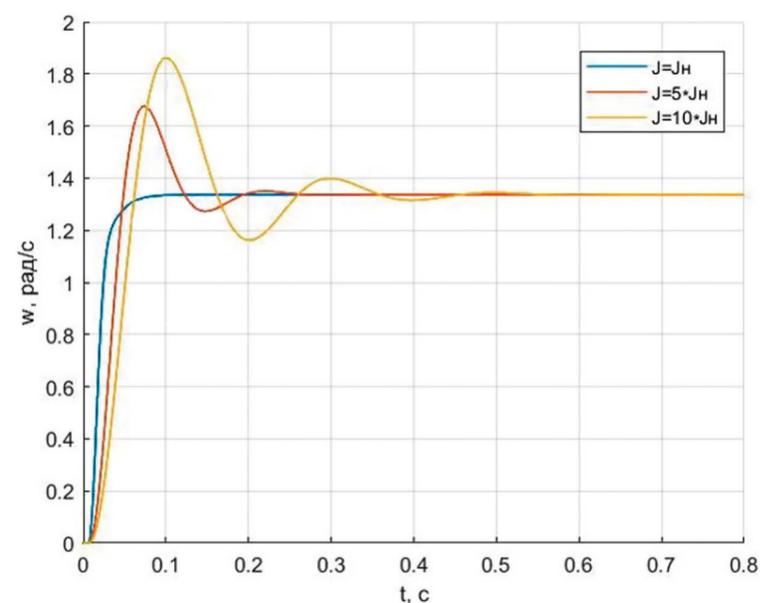


Рис. 3.  
Переходные характеристики системы со стандартной настройкой

У системы с бэкстепинг-регулятором при увеличении момента инерции переходный процесс остается монотонным, однако время переходного процесса увеличивается по сравнению с номинальным режимом. Изменяя величину коэффициента дополнительной стабилизации, можно регулировать динамические свойства системы в очень широком диапазоне, что позволяет добиться в несколько раз более высокого быстродействия по сравнению с системой со стандартной настройкой, сохраняя при этом отсутствие перерегулирования.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе предложен и исследован оригинальный алгоритм управления для электропривода с двигателем постоянного тока независимого возбуждения. Проведен сравнительный анализ переходных характеристик системы с разработанным бэкстепинг-регулятором и системы, имеющей стандартную настройку контуров.

Предложенный алгоритм управления позволяет сделать систему нечувствительной к изменению обеих составляющих момента сопротивления и значительно менее чувствительной к изменению момента инерции. Бэкстепинг-регулятор обеспечивает значительно более высокое быстродействие системы, при этом сохраняя отсутствие перерегулирования. При использовании бэкстепинг-регулятора появляется возможность регулировать динамические свойства системы в очень широком диапазоне, изменяя величину коэффициента дополнительной стабилизации. Система с разработанным бэкстепинг-регулятором является асимптотически устойчивой.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Терехов В. М. Системы управления электроприводов: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В. М. Терехов, О. И. Осипов; под ред. В. М. Терехова. – 2-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 304 с.
2. Шрейнер Р. Т. Системы подчиненного регулирования электроприводов. Часть 1. Электроприводы постоянного тока с подчиненным регулированием координат: Учеб. пособие для вузов. – Екатеринбург: Изд-во Урал. гос. проф.-пед. ун-та, 1997. – 279 с.
3. Мирошник И. В. Нелинейное и адаптивное управление сложными динамическими системами / И. В. Мирошник, В. О. Никифоров, А. Л. Фрадков. – Санкт-Петербург: Наука, 2000. – 549 с.

# РАЗРАБОТКА ТУРБОГЕНЕРАТОРА С ФОРСИРОВАННЫМ ВОДОРОДНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ТИПА ТВФ-350-2У3

Доржиева Бэлигма Станиславовна  
АО «Силовые машины», завод «Электросила», СКБПТ, отдел расчетов

Московский пр., д. 158, г. Санкт-Петербург, 196105, Россия  
Dorzhieva\_BS@power-m.ru

## ВВЕДЕНИЕ

Заводом «Электросила» произведено большое количество турбогенераторов типа ТВВ-320-2У3 и ТВВ-350-2У3, установленные на электростанциях в России и за рубежом. Многие из этих турбогенераторов выработали или в скором времени выработают срок службы, в связи с этим актуальна разработка турбогенератора для замены существующих. Предлагаемое решение – турбогенератор с форсированным водородным охлаждением ТВФ-350-2У3. Турбогенератор разрабатывается с учетом габаритов существующих генераторов типа ТВВ-320-2У3 и ТВВ-350-2У3 с целью установки на существующие фундаменты с минимальным объемом доработки.

Турбогенератор принадлежит к серии ТВФ, включающей в себя турбогенераторы мощностью от 50 до 165 МВт. Турбогенераторы данной серии изготавливаются длительное время и к настоящему моменту прошли всесторонние исследования и испытания на испытательных стендах завода и электростанциях.

## 1. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследования является турбогенератор ТВФ-350-2У3 с номинальной активной мощностью 350 МВт, напряжением 20 кВ, номинальным коэффициентом мощности 0,85. Номинальные параметры взяты аналогичными ТВВ-350-2У3, при расчете также была поставлена задача обеспечить параметры возбуждения турбогенератора ТВФ-350-2У3 близкими к параметрам ТВВ-350-2У3.

## 2. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

При разработке были поставлены следующие задачи:

1) Разработка турбогенератора с полным водородным охлаждением, предназначенного для замены ТВВ-320-2У3 и ТВВ-350-2У3.

При разработке учитывалась возможность установки на существующий фундамент с минимальным объемом доработки фундамента и подключение к существующей системе возбуждения.

2) Повышение энергетических показателей и показателей надежности турбогенератора.

Энергетические показатели турбогенераторов с форсированным водородным охлаждением ТВФ-350-2У3 и надежность в сравнении с турбогенераторами серии ТВВ на аналогичную мощность.

3) Расширение номенклатуры турбогенераторов серии ТВФ, производимой заводом «Электросила» (АО «Силовые машины») до 350 МВт.

В настоящее время серия турбогенераторов с форсированным водородным охлаждением включает в себя генераторы мощностью до 165 МВт.

### 3. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКЦИЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРА ТВФ-350-2У3

В турбогенераторе ТВФ-350-2У3 применяется обмотка статора с косвенным водородным охлаждением, которая позволила исключить систему водяного охлаждения обмотки статора и ее оборудование (насосы, теплообменники, фильтры, комплект контрольно-измерительных приборов).

За счет отсутствия водяного охлаждения повышается и надежность работы генератора, так как отсутствуют неисправности, связанные с системой водяного охлаждения (например, течи и закупорка каналов), сокращаются сроки проведения монтажных и ремонтных работ, снижаются эксплуатационные расходы.

При переходе с непосредственного водяного охлаждения на косвенное водородное охлаждение обмотки статора плотность тока в обмотке статора должна быть снижена для обеспечения допустимого температурного перепада через изоляцию [1].

Переход с непосредственного водяного охлаждения обмотки статора на косвенное водородное может быть реализован благодаря следующим конструктивным решениям:

- 1) увеличению сечения меди, обусловленное необходимостью снижения плотности тока в обмотке статора;
- 2) применению системы изоляции с повышенным коэффициентом теплопроводности.

На рис. 1 приведено сравнение обмоток статора турбогенераторов серии ТВВ (рис. 1 а) и серии ТВФ (рис. 1 б). Как видно из рис. 1, обмотка генератора с косвенным охлаждением в сравнении с обмоткой с непосредственным водяным охлаждением имеет увеличенное сечение меди, элементарные проводники уложены в 4 вертикальных ряда.

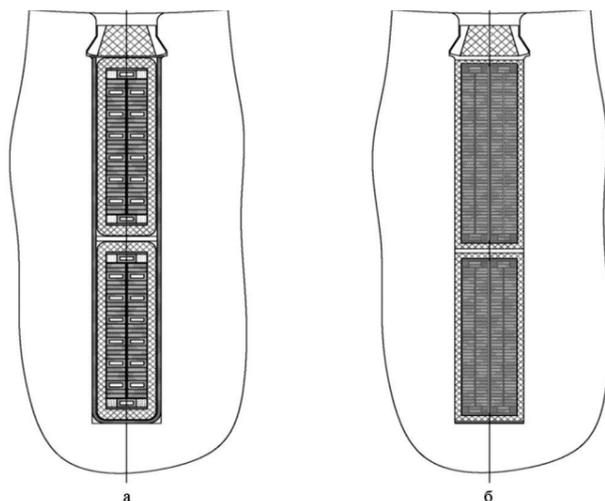


Рис. 1.

Обмотка статора: а – с непосредственным водяным охлаждением, б – с косвенным водородным охлаждением

Для ослабления циркуляционных токов, возникающих в обмотке статора применяется транспозиция в пазовой и лобовой частях обмотки. Устранение циркуляционных токов в пазовой части получают за счет транспозиции проводников в пазу, при которой проводники занимают все положения по высоте паза, и следовательно между ними нет разности ЭДС. Транспозиция на  $540^\circ$  обладает преимуществами для компенсации циркуляционных токов в лобовых частях – полностью компенсируются посторонние и радиальные поля в лобовых частях обмотки, при этом собственные потоки в лобовых частях не компенсируются [2, 3].

Далее приведены номинальные параметры турбогенератора ТВФ-350-2У3 (таблица 1).

Таблица 1.

Номинальные параметры турбогенератора (расчетные)

Наименование параметра	Значение
1. Номинальная активная мощность, МВт	350
2. Номинальная полная мощность, МВА	411,765
3. Номинальное напряжение, кВ	20

Продолжение таблицы 1.

Наименование параметра	Значение
4. Номинальный ток, А	11887
5. Номинальный коэффициент мощности, о.е.	0,85
6. Число фаз	3
7. Частота питающей сети, Гц	50
8. Номинальная частота вращения, об./мин.	3000
9. Коэффициент полезного действия, %	98,93
10. Избыточное давление охлаждающего водорода, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,39 (4,0)

Диаграмма мощности при номинальном напряжении и номинальных параметрах охлаждающих сред приведена на рис. 2.

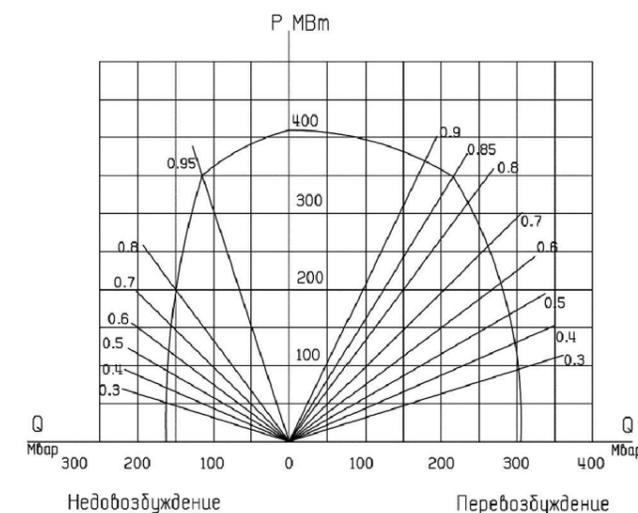


Рис. 2.  
Диаграмма мощности

На рис. 3 приведена примененная одноструйная схема вентиляции турбогенератора.

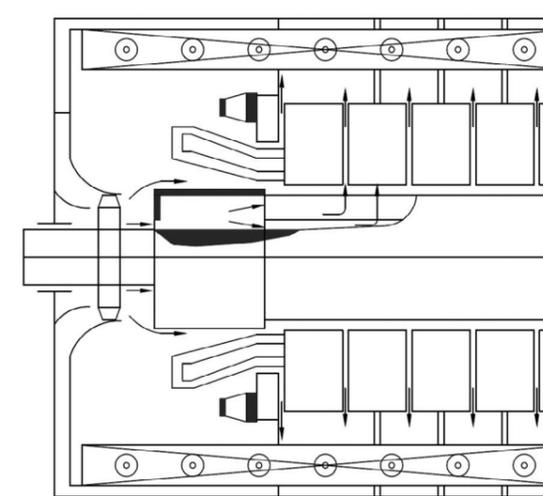


Рис. 3.  
Одноструйная нагнетательная схема вентиляции

Система вентиляции ротора с подпазовыми каналами показана на рис. 4.

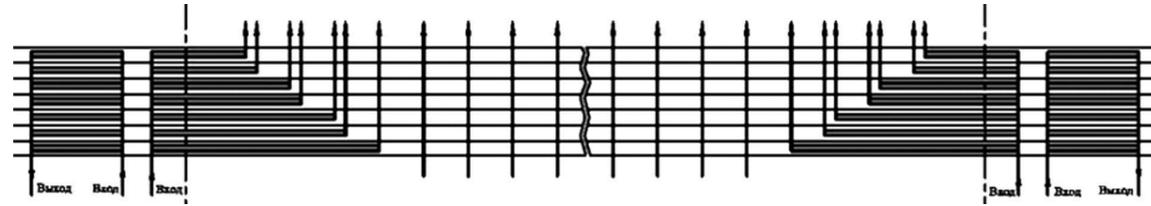


Рис. 4.

Схема вентиляции ротора с подпазовыми каналами

Ротор турбогенератора – гладкий, с радиальными и подпазовыми каналами – приведен на рис. 5. Примененная конструкция ротора позволила снизить механические потери на трение газа.

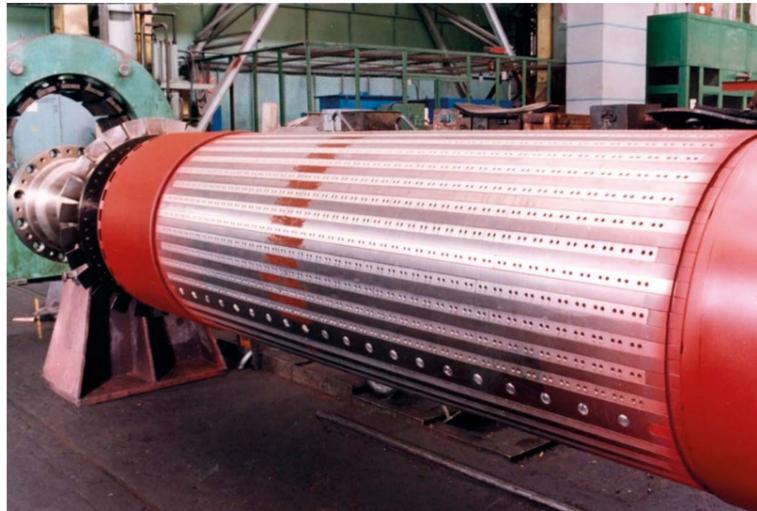


Рис. 5.

Конструкция ротора

Кроме электромагнитного расчета был проведен вентиляционный расчет турбогенератора. Блок-схема вентиляционного расчета турбогенератора показана на рис. 6.

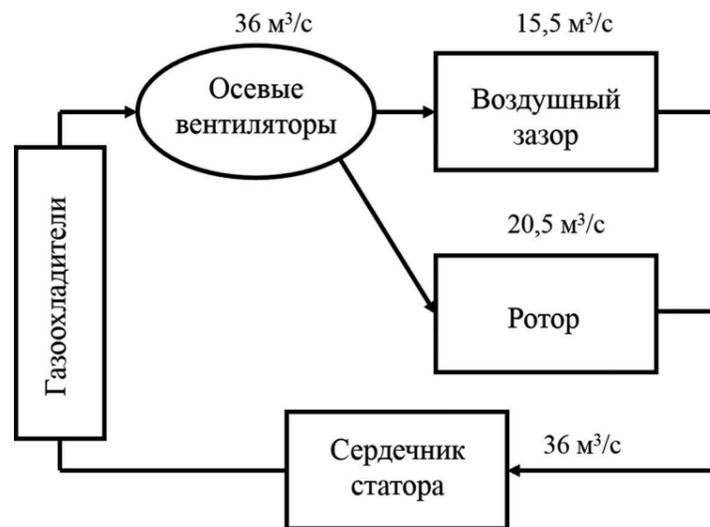


Рис. 6.

Блок-схема вентиляционного расчета

Результаты теплового расчета турбогенератора ТВФ-350-2УЗ приведены в таблице 2. Приведенные в таблице 2 значения соответствуют максимальной температуре охлаждающей воды в охладителях 32 °С.

Тепловое состояние

Таблица 2.

Наименование параметра	Значение
Средняя температура обмотки ротора, °С	75
Максимальная температура обмотки статора, °С	110
Температура зубцов статора, °С	85
Температура ярма статора, °С	74

#### 4. РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ В ANSYS MAXWELL

Для проверки выполненных расчетов была построена двухмерная модель ANSYS MAXWELL.

Для начала необходимо привести расчетные параметры магнитной цепи. В таблице 3 приведены результаты расчета магнитной цепи в номинальном режиме турбогенераторов ТВФ-350-2УЗ и ТВВ-350-2УЗ.

Таблица 3.

Расчет магнитной цепи в номинальном режиме

Наименование параметра	ТВФ-350-2УЗ	ТВВ-350-2УЗ
Индукция в воздушном зазоре, Тл	0,94	0,97
Индукция в ярме статора, Тл	1,652	1,66
Индукция в зубцах статора, Тл	1,83	1,71
Индукция в ярме ротора, Тл	2,03	1,9
Индукция в зубцах ротора, Тл	2,39	2,22
Магнитный поток на полюс, Вб	6,4	7,04

В качестве результатов конечно-элементного моделирования турбогенератора в среде ANSYS MAXWELL можно получить картину распределения магнитной индукции, плотности тока и др. В данной работе приведено распределение магнитной индукции (рис. 7) в турбогенераторе ТВФ-350-2УЗ.

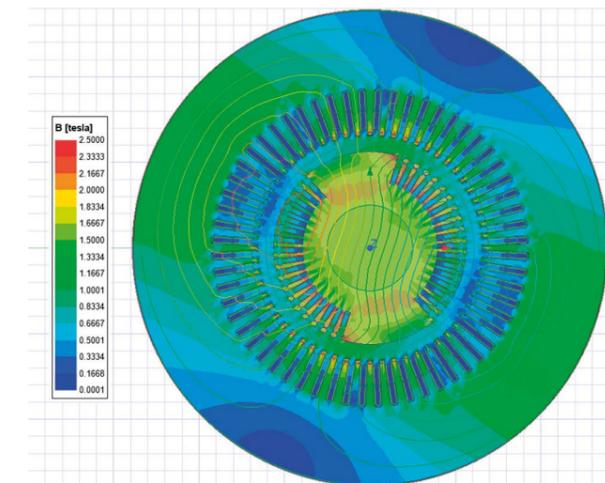


Рис. 7.

Распределение магнитной индукции

Полученное распределение показывает, что полученные значения близки к расчетным (таблица 3). Также наблюдаются локальные повышенные значения в отдельных участках (в зубцах ротора и статора), снижения которых можно добиться путем оптимизации размеров активной зоны. При высоких значениях магнитной индукции также требуется обеспечение эффективного охлаждения, для чего примененная схема охлаждения может быть усовершенствована.

## 5. СРАВНЕНИЕ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ТИПА ТВФ-350-2У3 И ТВВ-350-2У3

При проектировании была поставлена задача разработки турбогенератора, предназначенного для замены турбогенератора ТВВ-350-2У3. Проведем сравнение основных технических характеристик (таблица 4) и геометрии и массы активных материалов этих генераторов (таблица 5).

Таблица 4.

Основные технические характеристики турбогенераторов ТВФ-350-2У3 и ТВВ-350-2У3

Наименование параметра	ТВФ-350-2У3	ТВВ-350-2У3
Номинальная активная мощность, МВт	350	350
Номинальная полная мощность, МВА	411,77	411,77
Номинальный коэффициент мощности, о.е.	0,85	
Частота питающей сети, Гц	50	
Число фаз / соединение фаз обмотки статора	3 / YY	
Номинальный ток, А	11887	11887
Номинальное напряжение, кВ	20	20
Ток возбуждения, А	2780	2875
Напряжение возбуждения, В	565	515
Коэффициент полезного действия, %	98,93	98,7
Плотность тока в стрижнях обмотки статора, А/мм <sup>2</sup> (верхний стержень / нижний стержень)	2,3 / 2,7	5,22 / 5,22
Плотность тока в обмотке ротора, А/мм <sup>2</sup>	8,84	10,14
Суммарные потери, кВт	3798	4620
Потери короткого замыкания, кВт	815	1502
Потери холостого хода, кВт	512	492
Потери на возбуждение, кВт	1521	1525
Механические потери, кВт	950	1100

Необходимое снижение плотности тока в обмотке статора при переходе с непосредственного водяного на косвенное водородное охлаждение сказалось на уменьшении потерь короткого замыкания и следовательно на повышении КПД. Также значительно снижены механические потери благодаря примененной конструкции ротора (на роторе отсутствуют дефлекторы и заборники, применяемые в конструкции турбогенератора ТВВ-350-2У3).

Полученный расчетный коэффициент полезного действия турбогенератора ТВФ-350-2У3 составил 98,93 %, что значительно выше КПД генератора ТВВ-350-2У3, равного 98,7 %.

Таблица 5. Сравнение геометрии массы активных материалов

Наименование параметра	Значение
<b>Геометрия</b>	
1. Длина сердечника статора, о.е.	0,89
2. Внешний диаметр статора, о.е.	1,07
3. Внутренний диаметр статора, о.е.	1,04
4. Длина ротора, о.е.	0,88
5. Диаметр ротора, о.е.	1,05
<b>Масса активных материалов</b>	
1. Масса стали сердечника статора, о.е.	1,01
2. Масса меди обмотки статора, о.е.	2,16
3. Масса меди обмотки ротора, о.е.	1,35

При сравнении геометрии и массы активных материалов за базовую величину (1,0) приняты значения параметров ТВВ-350-2У3. Были уменьшены длина сердечника статора и длина ротора, диаметры статора и ротора были незначительно увеличены.

Сравнение массы активных материалов указывает на значительное увеличение массы меди обмотки статора более чем в 2 раза, обусловленное применением обмотки статора с косвенным охлаждением. Обмотка статора с косвенным водородным охлаждением имеет увеличенное сечение меди, что обеспечивает снижение плотности тока. Этим же обусловлено и увеличение массы меди обмотки ротора.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разрабатываемый турбогенератор типа ТВФ-350-2У3 соответствует требованиям ГОСТ ИЕС 60034 и отличается высокими показателями надежности за счет исключения неисправностей, связанных с системой водяного охлаждения обмотки статора, повышенным КПД, полученным благодаря применению обмотки с косвенным водородным охлаждением и гладкого ротора с радиальными и подпазовыми каналами, сравнительно низкими эксплуатационными расходами.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Турбогенераторы: моногр. / В. В. Титов, Г. М. Хуторецкий, Г. А. Загородная, Г. П. Вартамян, Д. И. Заславский, И. А. Смотров. – Л.: Энергия, 1967. – 894 с.
2. Хуторецкий Г. М., Токов М. И., Толвинская Е. В. Проектирование турбогенераторов. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.: ил.
3. Домбровский В. В., Хуторецкий Г. М. Основы проектирования электрических машин переменного тока. – Л.: Энергия, 1974. – 504 с.: ил.

# ОСОБЕННОСТИ И ПРОБЛЕМЫ ПРИ РАЗРАБОТКЕ И ПРОЕКТИРОВАНИИ КРУПНЫХ ТИХОХОДНЫХ СИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Раднаев Андрей Баирович

АО «Силовые машины», завод «Электросила», СКБПТ, отдел расчетов

Московский пр., д. 158, г. Санкт-Петербург, 196105, Россия

Radnaev\_AB@power-m.ru

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время крупные синхронные двигатели применяют в качестве мощных приводов в металлургической и горнодобывающей промышленности, также широко используются в системах электропривода насосных и компрессорных установок магистральных нефте- и газопроводов.

Из-за высоких требований, предъявляемых к тихоходным синхронным двигателям, еще на этапе проектирования возникает ряд трудностей, которые требуют внесения уточнений в классические заводские методики и подходы к электромагнитному расчету.

В настоящей работе выявляются основные особенности и проблемы при проектировании кольцевых, шахтоподъемных синхронных двигателей; даются рекомендации, критерии и подходы для решения возникающих проблем.

## 1. КОЛЬЦЕВЫЕ СИНХРОННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Кольцевые синхронные двигатели главным образом предназначены для работы в качестве мощных (свыше 15 МВт) приводов кольцевых мельниц.

В настоящее время данный привод становится основным для нужд измельчения в горной промышленности из-за его безотказности, эффективности и долговечности.

Кольцевой двигатель является синхронной электрической машиной. На рис. 1 представлено устройство кольцевого двигателя. Полюсы ротора [2] устанавливаются непосредственно на ядро барабана мельницы [3] и затем окружаются кольцевым статором [1], в результате чего сама мельница становится частью двигателя.

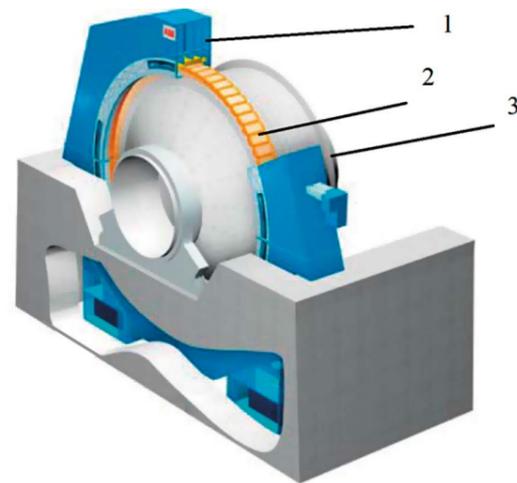


Рис. 1.

Устройство кольцевого двигателя

Крутящий момент, необходимый для вращения барабана мельницы, создается с помощью магнитных полей, взаимодействующих в воздушном зазоре между ротором и статором. Следовательно, отсутствует необходимость в передаче момента через какую-либо механическую трансмиссию (редуктор).

Применение редукторов нежелательно по причинам их повышенного шума, значительных масс и габаритов, люфтов и ряда других отрицательных последствий [1].

Отказ от редуктора повышает эффективность измельчения за счет снижения потерь на трение, уменьшения количества механических компонентов, снижения затрат на техническое обслуживание по причинам износа зубчатых колес редуктора [1].

Система безредукторного привода предлагает решающие преимущества по сравнению с обычными решениями: сокращение работ по техническому обслуживанию и ремонту, а также экономичность эксплуатации.

Однако к таким двигателям предъявляются серьезные требования, которые вызывают трудности еще на этапе электромагнитного расчета:

- глубокий диапазон регулирования;
  - работа при 10 % номинальной скорости и повышенном моменте (режим с ползучей скоростью);
  - высокий КПД и коэффициент мощности (как у сопоставимых сдвоенных приводов);
  - кольцевой двигатель не должен стоить больше, чем аналогичный сдвоенный привод с редуктором.
- Основные преимущества и недостатки таких двигателей представлены в таблице 1.

Таблица 1.

Преимущества	Недостатки
Плавное контролируемое ускорение, замедление и остановка.	Крупные транспортировочные узлы.
Глубина регулирования.	Более длительное время монтажа.
Минимальное техническое обслуживание.	Невозможность работы в режиме компенсатора.
Отсутствие механической связи между мельницей и двигателем.	
Высокая эффективность.	
Нет проблем с распределением нагрузки, так как задействован только один двигатель.	
Небольшой пусковой ток.	

## 2. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТИХОХОДНЫХ МАШИН

Возрастание влияния активного сопротивления обмотки статора при снижении частоты питающего напряжения.

Зачастую в методиках расчета электрических машин из-за того, что активное сопротивление обмотки статора значительно меньше остальных сопротивлений цепи, им обычно пренебрегают. Однако при снижении частоты питающего напряжения влияние активного сопротивления обмотки статора значительно возрастает и падение напряжения на нем вносит значительную ошибку при расчете режимов работы двигателя на низких частотах вращения. В теории электропривода для обеспечения качественных механических и энергетических характеристик двигателя на всем диапазоне частот используют частотное регулирование с компенсацией падения напряжения на обмотке статора (IR-компенсация) [2].

Для синхронных двигателей при расчете ЭДС внутреннего сдвига обычно используется формула (1) [3]:

$$E = \sqrt{(\sin(\varphi) \pm x_p)^2 + \cos(\varphi)^2} \quad (1)$$

Для учета активного сопротивления необходимо использовать формулу

$$E = \sqrt{(\cos(\varphi) \pm r_a)^2 + (\sin(\varphi) \pm x_p)^2} \quad (2)$$

Где знак «+» соответствует режиму перевозбуждения, а знак «-» – режиму недовозбуждения.

### 2.1. Возрастание тока возбуждения в пусковых режимах с перегрузками по моменту

Синхронные двигатели при частотном регулировании скорости имеют три основных канала управления моментом: ток возбуждения, напряжение обмотки статора и его частота. Таким образом условие для обеспечения большинства законов регулирования необходимо соблюдать следующее условие [1]:

$$\frac{U_j \cdot I_{ej}}{U_n \cdot I_{вн}} = \frac{M_j \cdot f_j}{M_n \cdot f_n} \quad (3)$$

Выражение (3), а также ряд расчетов для двигателей шахтоподъемных механизмов (табл. 2) показывают, что для обеспечения необходимой перегрузки по моменту необходимо кратно увеличивать ток возбуждения двигателя.

Таблица 2.

Двигатель	ДСР 1400-48		ДСР 1700-40		ДСРК 5000-48,5	
	Номинал	Перегрузка	Номинал	Перегрузка	Номинал	Перегрузка
n, об./мин.	48	1,4	40	1,1	48,5	1,82
M, кН·м	278	500	406	760	985	1664
Iв, А	248	460	335	685	337	639

Таким образом,

$$I_{ej} \sim M_j$$

Для тихоходных синхронных двигателей, где зачастую требуются перегрузки относительно номинального момента практически в два раза, данное условие необходимо учитывать при проектировании, что значительно влияет на габарит машины и системы возбуждения.

## 2.2. Работа двигателя в режиме недовозбуждения и снижение коэффициента мощности

Исходя из (2) работа в режиме недовозбуждения позволяет значительно снизить ток возбуждения двигателя, а значит, и массогабаритные характеристики двигателя.

Снижение коэффициента мощности также позволяет значительно разгрузить обмотку возбуждения двигателя по току, особенно это становится действенным при пусковых режимах.

Основные преимущества и недостатки работы в режиме недовозбуждения приведены в таблицах 3 и 4.

Таблица 3.

Данные обмотки возбуждения	cosφ, о.е.		
	0,96 (емк)	0,96 (инд)	1
Ток возбуждения, А	753	1140	914
Напряжение возбуждения, В	372	563	451
Ток обмотки статора, А	1714,1	1714,1	1643
Масса меди ОВ, кг	24,2	57 (+136 %)	36,7 (+52 %)

Таблица 4.

Преимущества	Недостатки
Значительное снижение тока возбуждения.	Увеличение фазного тока статора.
Снижение габаритов и массы.	Невозможность работы в режиме компенсатора.
Улучшение условий теплового состояния и расхода меди обмотки возбуждения.	Снижение КПД системы возбуждения.
Увеличение КПД двигателя.	

## 3. КОЛЬЦЕВОЙ ДВИГАТЕЛЬ ТИПА ДСК 22-10,9

На основе особенностей проектирования подобных машин из раздела 3 был разработан двигатель типа ДСК 22-10,9 для привода кольцевой мельницы.

Д – двигатель; С – синхронный; К – кольцевой;

22 – мощность, МВт; 10,9 – частота вращения ротора, об./мин.;

Номинальные данные двигателя приведены в таблице 5.

Таблица 5.

Параметр	Режим	
	Номинальный	Перегрузочный
Мощность, МВт	22	0,9
Напряжение, В	3950	227
Частота вращения, об./мин.	10,9	0,3
Коэффициент мощности, о.е.	0,96	0,938
Момент, кН·м	19240	28860
КПД, %	97,7	50,1
Ток возбуждения, А	755	850
Напряжение возбуждения, В	372	410

Разработанный двигатель обеспечивает требуемые характеристики во всех заявленных частотах вращения при значительных перегрузочных моментах.

На рис. 2-3 приведены результаты численного моделирования кольцевого двигателя.

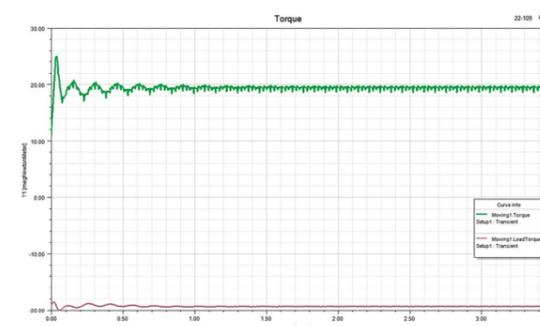


Рис. 2.

Момент двигателя при номинальном режиме работы

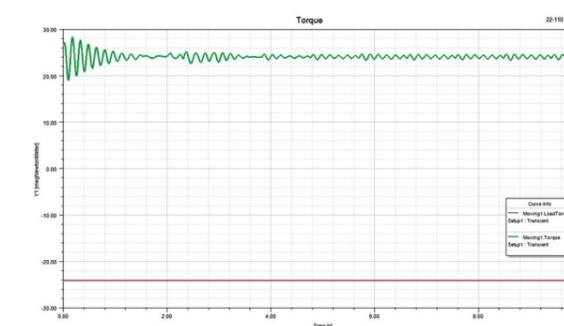


Рис. 3.

Момент двигателя при перегрузочном режиме работы

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выявленные особенности и проблемы при проектировании и разработке тихоходных синхронных машин позволяют отладить производство конкурентоспособных решений для приводов кольцевых мельниц и шахтоподъемных механизмов с высокими энергетическими характеристиками в большом диапазоне регулирования частоты вращения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Машиностроение. Энциклопедия / К. В. Фролов и др. – М.: Машиностроение, 2011. – 496 с.: ил.
2. Электрический привод / Ю. Н. Дементьев, А. Ю. Чернышев, И. Ф. Чернышев. – Томск.: Изд-во ТПУ, 2010. – 232 с.: ил.
3. Основы проектирования электрических машин переменного тока / Домбровский В. В., Хуторецкий Г. М. – Л.: Энергия, 1974. – 504 с.: ил.

# СТАТИЧЕСКИЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ОСНОВЕ КАРБИД-КРЕМНИЕВЫХ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ПРИБОРОВ

Старцев Евгений Андреевич, startsevzhenya@mail.ru  
Гришкевич Николай Александрович,  
Михайлов Данил Павлович  
СПбГЭТУ «ЛЭТИ»

ул. Профессора Попова, д. 5, г. Санкт-Петербург, 197022, Россия

## ВВЕДЕНИЕ

В реалиях XXI века электричество стало неотъемлемой частью нашей жизни: транспорт, производство, бытовые потребности – все это лишь малая часть того, где нам требуется электроэнергия. Очевидно, что такое большое количество различных потребителей требует различного качества и видов электроэнергии. С целью обеспечения этой потребности были разработаны статические преобразователи – специальные электротехнические устройства, позволяющие изменять параметры электроэнергии, такие как напряжение, число фаз, частоту, включая нулевую, то есть постоянный ток, а также позволяющие улучшить качество электроэнергии, изменить форму напряжения и т. д.

Одним из важнейших элементов любого статического преобразователя является выбранная силовая полупроводниковая элементная база. Выбор тех или иных полупроводниковых приборов обуславливается задачами, сферой применения, а также требуемыми параметрами электроэнергии и мощности, которые ставятся перед статическим преобразователем. Аналогично можно сказать и про сам полупроводник. В зависимости от выбора элементной базы характеристики одного и того же полупроводникового прибора могут сильно различаться.

Отрасль производства полупроводниковых материалов постоянно развивается, намечаются новые тренды и тенденции, так одной из последних тенденций в силовой преобразовательной электронике стало применение MOSFET-транзисторов на основе карбида кремния. Данные полупроводниковые приборы обладают рядом преимуществ по сравнению с кремниевыми транзисторами, широко применяющимися в отрасли. Преимуществами карбид-кремниевых MOSFET являются повышенная частота коммутации, теплопроводность, меньшая необходимая напряженность электростатического поля для открытия и, как следствие, возможность данных полупроводниковых приборов работать на большие мощности по сравнению с аналогами на основе кремния, обладающими теми же массогабаритными характеристиками. Все это наметило четкие тенденции на использование карбид-кремниевых MOSFET в силовой преобразовательной технике и в таких отраслях как: электротранспорт, частотно-управляемый электропривод, управление гребными электрическими установками и не только.

В рамках научно-проектной деятельности в лаборатории кафедры САУ был разработан стенд, в который входит статический преобразователь электроэнергии на основе карбид-кремниевых полупроводниковых приборов полной мощностью 200 кВт. Основные цели проекта состоят в освоении актуальной элементной базы, разработке оптимальных алгоритмов управления АИН на основе карбид-кремниевых вентилях, проведение экспериментов, а также оптимизация параметров преобразователя с целью дальнейшего применения в сфере электротранспорта.

## 1. СТРУКТУРНАЯ СХЕМА СТАТИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Структурная схема статического преобразователя частоты изображена на рис. 1 и включает в себя: трехфазную сеть 400 В промышленной частоты, набор силовых контакторов, неуправляемый выпрямитель, инвертор, дроссель, а также нагрузку в виде асинхронного двигателя мощностью 22 кВт. Внешний вид статического преобразователя и нагрузки (объекта управления) представлены на рис. 2.

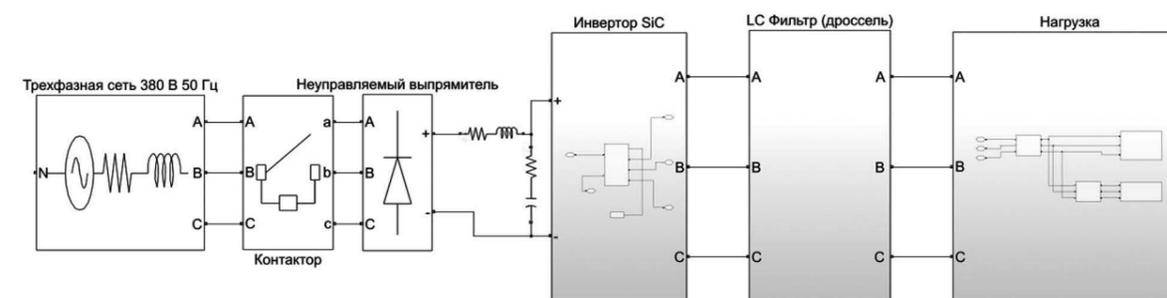


Рис. 1.  
Структурная схема статического преобразователя

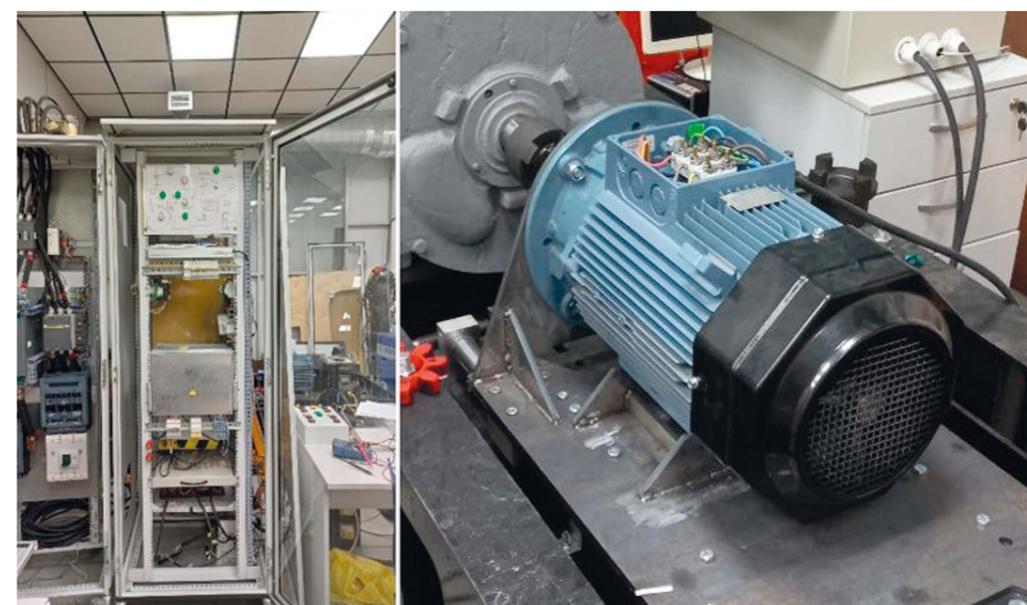


Рис. 2.  
Внешний вид статического преобразователя (слева) и нагрузки (справа)

Статический преобразователь и нагрузка входят в состав единого стенда. Помимо них в состав стенда входят двигатель постоянного тока, работающий в качестве генератора, а также тиристорный выпрямитель, управляющий ДПТ.

## 2. ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ СХЕМА СТАТИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ

Функциональная схема статического преобразователя представлена на рис. 3. В состав функциональной схемы входят:

- Релейно-коммутационное оборудование
- Защитное оборудование
- Система сигнализации
- Лабораторный автотрансформатор
- Неуправляемый выпрямитель
- Инвертор на основе карбид-кремниевых вентилях
- Фильтры, в том числе синус-фильтр
- Пульт управления контакторами
- Плата управления ППЧ
- Волоконно-оптическая линия связи (ВОЛС)

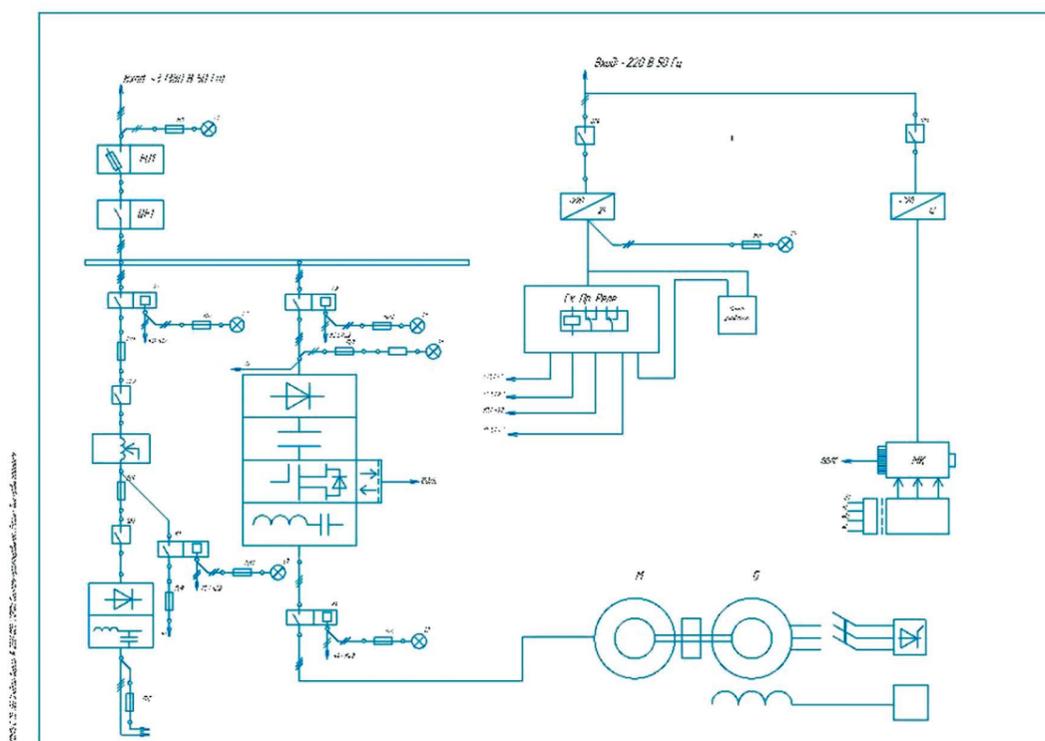


Рис. 3.

Функциональная схема статического преобразователя

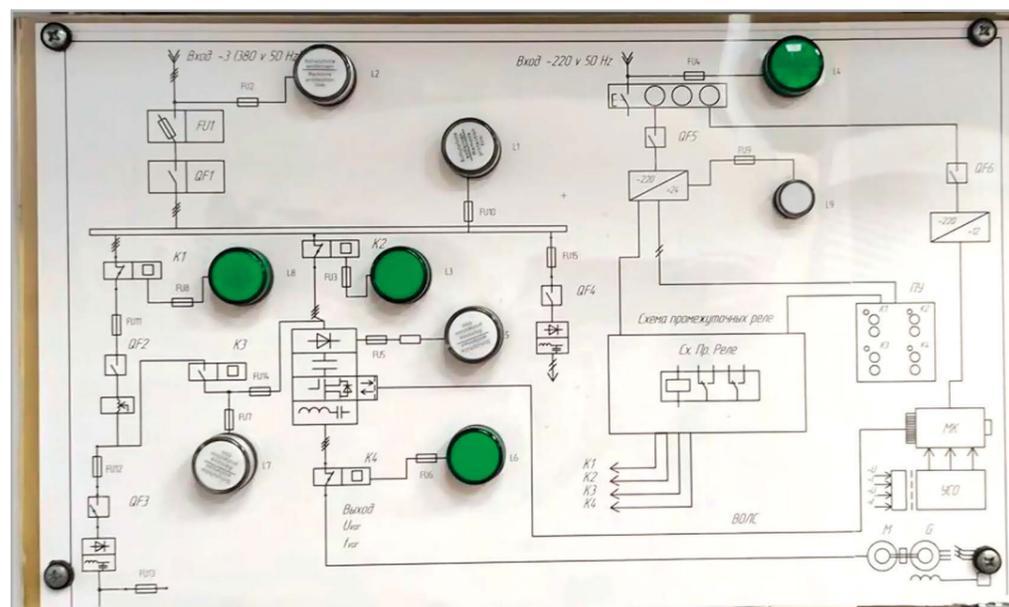


Рис. 4.

Схема индикации

Разработанный статический преобразователь может получать питание как напрямую от сети, так и через лабораторный автотрансформатор, что позволяет регулировать параметры входного напряжения. Переключение между данными режимами осуществляется благодаря силовым контакторам, которые управляются посредством выносного пульта управления. О наличии напряжения в различных частях схемы статического преобразователя сигнализируют индикационные лампы, установленные в лицевой панели статического преобразователя (рис. 4), также такие лампы установлены в пульт управления и сигнализируют о включении контакторов.

### 3. ВЫПРЯМИТЕЛЬ НАПЯЖЕНИЯ

Напряжение, подаваемое на преобразователь, выпрямляется с помощью моста Ларионова в исполнении трех полумостовых сборок (рис. 5). В данном узле также контролируются значения выпрямленного напряжения и мгновенного тока, что позволяет микроконтроллерной системе получать обратную связь и корректировать управляющее воздействие в соответствии с алгоритмом управления.

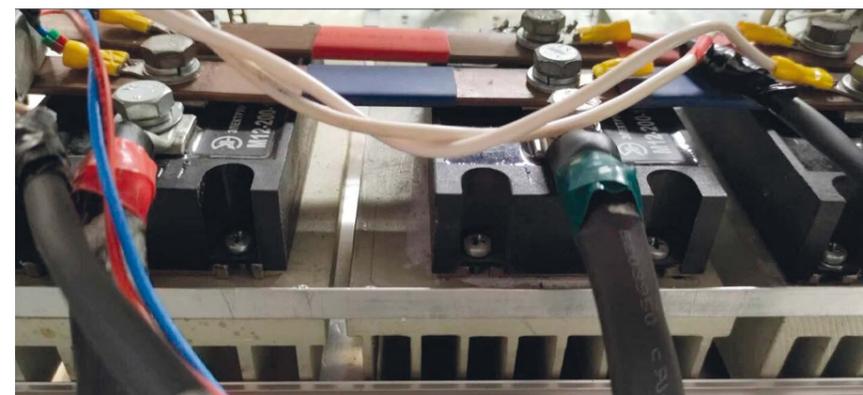


Рис. 5.

Выпрямитель Ларионова

В звене постоянного тока установлен блок управления тормозным резистором, который позволяет вывести в тепло излишки энергии при переходе электрической машины в генераторный режим.

Для того чтобы запитать микроконтроллерную систему управления, а также измерительный блок, используется вторичный источник питания, особенностью которого является большой диапазон входных напряжений от 100 до 600 В, на выходе формируется постоянное значение напряжения 12 и 14,6 В.

### 4. ИНВЕРТОР НА КАРБИД-КРЕМНИЕВЫХ ПРИБОРАХ

Непосредственно инвертор построен на основе карбид-кремниевых полупроводниковых приборов (рис. 6), которые совмещают в себе преимущества полевых и IGBT-транзисторов, то есть управление изменением напряжения на затворе транзистора, а также большое допустимое напряжение сток – исток 1200 В.

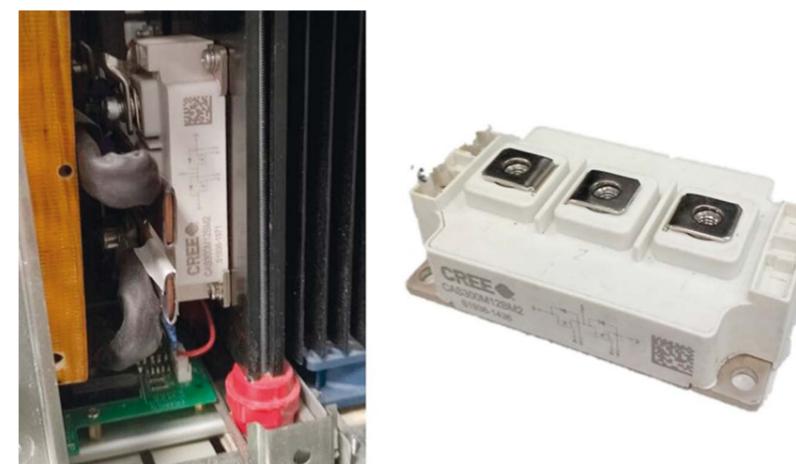


Рис. 6.

Внутреннее устройство инвертора (слева) и внешний вид карбид-кремниевой сборки (справа)

Полупроводниковые карбид-кремниевые приборы позволяют увеличить опорную частоту, что позволяет коммутировать большую мощность при аналогичных массогабаритных параметрах приборов на основе других полупроводниковых материалов.

Карбид-кремниевые полупроводниковые приборы (рис. 6) управляются через специально разработанные драйверы, которые не позволяют открыться двум ключам одного полумоста одновременно, защищая тем самым от короткого замыкания. Также драйверы имеют обратную связь по температуре и защиту от перегрева.

## 5. ПЛАТА УПРАВЛЕНИЯ

Сигналы управления силовыми элементами формируются на плате управления (рис. 7), которая построена на базе микроконтроллера STM32G474RE, позволяющего с помощью аппаратно-программного комплекса реализовать управление электрическим приводом. На МК реализуются и тестируются различные алгоритмы управления, в том числе и полеориентированное (векторное) управление.

На плате управления также находятся разъемные соединения для подключения периферийных устройств, таких как датчики положения ротора, датчики тока и напряжения, датчики температуры и др.

Основными элементами на плате для обеспечения канала управления являются оптические приемопередатчики, которые преобразуют электрические сигналы с МК в световые импульсы, оптические сигналы, передаваемые по волоконно-оптической линии связи, также приемопередатчики расположены на драйверах, где обратно преобразуют последовательность световых импульсов в электрические сигналы.

Для согласования уровня выходных напряжений датчиков и допустимых входных напряжений микроконтроллера используется устройство связи с объектом (УСО), которое позволяет гальванически развязать высоковольтную часть объекта и низковольтную часть системы управления, а также экранировать помехи из окружающей среды.

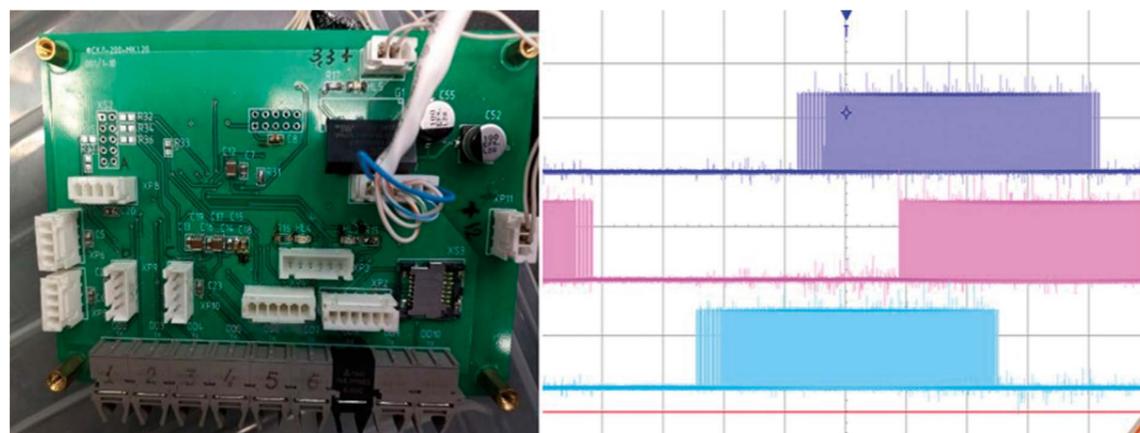


Рис. 7.  
Плата управления (слева) и управляющие сигналы (справа)

Внутренняя схема реализована через входное сопротивление, напряжение с которого подается на схему линейной оптопары. Выход линейной оптопары подается на схему операционного усилителя, который формирует выходное напряжение 0...3,3 В, которое подается на вход АЦП микроконтроллера.

## 6. ПОЛУЧЕННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

На рисунке 8 представлены результаты пусков и первичных тестов статического преобразователя электроэнергии при различных алгоритмах управления. Как видно из осциллограмм, не все выходные напряжения приближены к квазисинусоидальным, что объясняется применением неоптимальных алгоритмов управления.

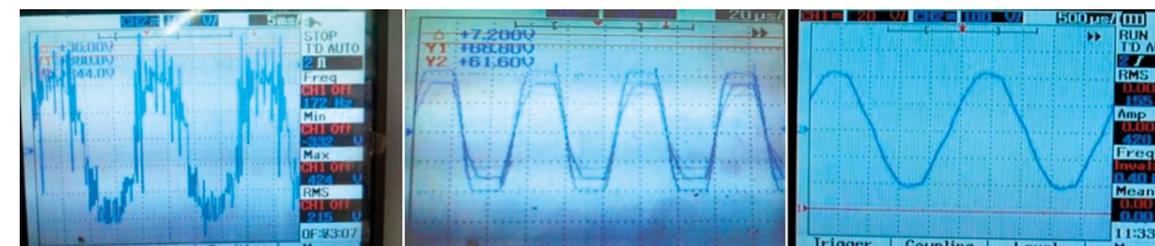


Рис. 8.  
Осциллограммы выходного напряжения при различных алгоритмах управления

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной статье описывается структурная и функциональная схемы статического преобразователя электроэнергии, описан принцип работы статического преобразователя. Выбор карбид-кремниевых полупроводниковых сборок обусловлен изучением новой элементной базы и разработкой оптимальных алгоритмов управления данными вентилями.

Также отметим, что работа над преобразователем продолжается, совершенствуются алгоритмы управления и функциональные узлы, которые в дальнейшем позволят получить максимальную эффективность преобразователя, а также отработать конструктивные особенности для дальнейшего серийного производства.

Преимущественно дальнейшие исследования будут направлены на:

- 1) Поиск оптимальных алгоритмов управления.
- 2) Разработку эффективных конструкций систем охлаждения.
- 3) Подбор параметров синус-фильтров.
- 4) Внедрение полученного опыта в сфере электродвижения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гельман М. В., Дудкин М. М., Преображенский К. А. ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА [Текст] / М. В. Гельман, М. М. Дудкин, К. А. Преображенский. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009. – 425 с.
2. Воскобович В. Ю., Королева Т. Н., Павлова В. А. Электроэнергетические установки и силовая электроника транспортных средств. Учебное издание. – СПб.: Элмор, 2001. – 384 с.
3. Забродин Ю. С. Промышленная электроника. Учебник для вузов. – М.: Высшая школа, 1982. – 496 с.
4. Ладенко Н. В. Выпрямительные устройства в силовой электронике. Учебное пособие. – М.: Инфра-Инженерия, 2019. – 165 с.
5. Попков О. З. Основы преобразовательной техники: Учеб. пособие для вузов. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – 200 с.

# ДИНАМИКА ИЗМЕНЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ИЗОЛЯЦИИ СТАТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРА В ПРОЦЕССЕ ТЕПЛООВОГО СТАРЕНИЯ

Федотов Никита Алексеевич

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Институт энергетики, Высшая школа высоковольтной энергетики

ул. Политехническая, д. 29, г. Санкт-Петербург, 195251, Россия  
nifed4@gmail.com

## ВВЕДЕНИЕ

Систему изоляции статора высоковольтных турбогенераторов (ТГ) условно можно разделить на две составляющие: корпусная изоляция стержневой обмотки и система противокоронной защиты, которая предотвращает внешние электрические разряды, разрушающие изоляцию. Корпусная изоляция современных ТГ состоит из слюдобумаги, стеклоткани и эпоксидной смолы и рассчитана на класс нагревостойкости F (155°C). В промышленности она имеет два вида технологического исполнения – технология сухих (VPI) и пропитанных (Resin Rich) лент. В данной работе рассматривается изоляция, изготовленная по технологии Resin Rich. Система коронозащиты в пазовой части в этом случае состоит из проводящего покрытия, которое наносится на поверхность корпусной изоляции и уплотняющих материалов – проводящих и изоляционных пружинящих прокладок из волнообразного стелотекстолиита.

В процессе работы турбогенератора корпусная изоляция подвержена электрическим механизмам разрушения, наиболее разрушительными из которых являются пазовый разряд (ПР) и вбродуговой разряд (ВБР). ПР происходит, когда разность потенциалов в воздушном пространстве между поверхностью корпусной изоляции и сердечником статора превышает напряжение пробоя воздуха. Для устранения ПР в конструкции генератора предусмотрено проводящее коронозащитное покрытие (КЗП) на основе графита, которое должно быть точечно, надежно и постоянно соединено с заземленным сердечником статора. По этому покрытию к точкам контакта протекают емкостные и индукционные токи. В процессе работы из-за вибрации стержневой обмотки статора может происходить размыкание этих токов с возникновением дуги, то есть возникновение ВБР. ПР – это медленный механизм деградации изоляции статорной обмотки. Наиболее разрушительный механизм деградации – это ВБР, который в кратчайшие сроки может вывести систему изоляции ТГ из строя [1-5]. Для исключения ВБР необходимо исключить вибрацию обмотки и обеспечить постоянный электрический контакт КЗП с сердечником статора. Для этого в системе изоляции используются изоляционные и проводящие уплотняющие материалы.

В процессе работы высоковольтных турбогенераторов с воздушным охлаждением температура в пазовой части обмотки на поверхности изоляции может достигать 120 °С. При такой температуре за счет теплового старения может происходить снижение сопротивления КЗП и ухудшение механических свойств уплотняющих материалов. При достижении сопротивления КЗП определенного значения (ниже 3 кОм) [6] и при потере точек контакта между КЗП и сердечником статора происходит загорание ВБР и локальное выжигание КЗП (рис. 1), что приводит к дальнейшему резкому разрушению уплотняющей боковой проводящей прокладки (рис. 2).

При разрушении боковой гофрированной прокладки происходит загорание пазовых разрядов, выделение озона, что приводит к выходу из строя системы коронозащиты стержневой обмотки (рис. 3, 4) [2].



Рис. 1.  
Локальное выжигание КЗП при ВБР [2]



Рис. 2.  
Разрушение бокового уплотнения под действием ПР [2]



Рис. 3.  
Разрушение КЗП под действием ПР [2]



Рис. 4.  
Выход из строя противокоронной системы защиты стержневой обмотки турбогенератора [2]

## 1. ВОЗНИКНОВЕНИЕ ВИБРАЦИИ СТЕРЖНЕВОЙ ОБМОТКИ СТАТОРА

Известно, что в процессе работы ТГ стержневая обмотка статора подвергается воздействию вибраций из-за электромагнитных сил в радиальном и тангенциальном направлении, о чем свидетельствуют различные литературные источники. Следовательно, возникновение вибраций стержневой обмотки статора остается проблемой, востребованной к изучению и требующей решения для более надежной работоспособности изоляции высоковольтных ТГ.

В работе Домбровского и др. [7] описаны усилия, воздействующие на стержень в радиальном и тангенциальном направлении. Силы, воздействующие на стержень в радиальном направлении, возникают вследствие протекания электрического тока через проводник стержневой обмотки статора. Под действием силы Ампера, в зависимости от направления тока, проводник может начать перемещение в двух направлениях: вниз паза либо в сторону клина. Уравнение усилий, воздействующих на верхний ( $f_{\text{рад.в}}$ ) и нижний ( $f_{\text{рад.н}}$ ) стержень в радиальном направлении [7]:

$$f_{\text{рад.н}} = \frac{\mu_0}{b_{\text{п}}} i_{\text{н}}^2 \quad (1)$$

$$f_{\text{рад.в}} = \frac{\mu_0}{b_{\text{п}}} \left( i_{\text{в}} i_{\text{н}} + \frac{i_{\text{в}}^2}{2} \right), \text{ где} \quad (2)$$

$\mu_0$  – магнитная постоянная

$b_{\text{п}}$  – ширина паза

$i_{\text{в}}$  – ток, протекающий в верхнем стержне

$i_{\text{н}}$  – ток, протекающий в нижнем стержне

Так как стержневая обмотка статора в промышленности изготавливается двухслойной, в конструкции статора возможна ситуация, когда два стержня в одном пазу принадлежат разным фазам и могут быть сдвинуты относительно друг друга на угол  $\pi/3$  [7]:

$$i_B = I_m \cdot \sin(\omega t) \quad (3)$$

$$i_H = I_m \cdot \sin\left(\omega t \pm \frac{\pi}{3}\right) \quad (4)$$

В таком случае в определенный момент времени изменяется направление движения верхнего стержня и появляется сила, выталкивающая стержень из паза [7]:

$$f_{\text{рад.н}} = -0,16 \cdot \frac{\mu_0}{b_{\text{п}}} I_m^2 \quad (5)$$

Это усилие имеет знакопеременный (пульсирующий характер), из-за чего может вызвать вибрации стержня в радиальном направлении.

Силы, воздействующие на стержень в тангенциальном направлении, возникают за счет вытеснения части магнитного потока статора за счет насыщения зубцов стали.

$$f_{\text{танг.н}} = \frac{2}{\pi} B_{\text{п}} I_m [\cos\psi - \cos(2\omega t + \psi)] i_{\text{н}}^2, \text{ где} \quad (6)$$

$\psi$  – угол между ЭДС и током в стержне в статоре.

Это усилие, представленное в выражении (6), способно прижимать стержень по направлению вращения ротора, также имеет пульсирующий характер при  $\psi=0$  и может вызвать вибрации в тангенциальном направлении [7].

При расположении стержней, принадлежащих разным фазам, в определенный момент времени стержни будут перемещаться в разных направлениях, о чем говорит работа [8]. В своей работе авторы используют моделирование методом конечных элементов для определения радиальных и тангенциальных усилий, возникших в реальном генераторе, и сравнивают их с аналитическими данными, полученными при расчете.

Усилия, возникающие в радиальном и тангенциальном направлении, описанные как уравнениями в отечественной, так и в зарубежной литературе, не предоставляют таких значений, которые вызовут вибрации стержня в пазу при использовании уплотняющих материалов в исходном состоянии. Но, как известно, в процессе теплового старения механические характеристики материалов ухудшаются, о чем свидетельствует работа [9], в которой приведены результаты изучения характеристик уплотняющих материалов в процессе теплового старения. Но с момента издания прошло уже более 40 лет, появились новые материалы и изменилась конструкция пазовой части статора генераторов. Следовательно, необходимо исследовать новые материалы в новых реалиях. Поэтому целью данной работы является исследование изменения пружинящих характеристик уплотняющих материалов в процессе теплового старения. Задачи работы заключаются в:

1. Разработке методик определения пружинящих свойств материалов упругого уплотнения стержня в пазу статора турбогенератора.
2. Разработке методики ускоренного теплового старения с учетом реальных эксплуатационных воздействий в статорах турбогенераторов.
2. Испытании материалов упругого уплотнения стержня в пазу статора в исходном состоянии и в процессе теплового старения.

### 1.1. Исследуемые материалы

1. Проводящий и электроизоляционные стеклотекстолиты фирмы Кремпел:
  - Side Ripple Spring толщиной 0,5 мм.
  - Top Ripple Spring толщиной 0,9 мм.
2. Проводящий стеклотекстолит фирмы «Электроизолит»:
  - СТЭФ-ПВ 0,6 толщиной 0,6 мм.
  - СТЭФ-ПВ 1,0 толщиной 1,0 мм.

## 2. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ

Методика проведения испытаний уплотняющих материалов должна учитывать основную причину использования данных материалов в пазу статора. Уплотняющие материалы подобно пружине должны фиксировать стержневую обмотку статора в радиальном и тангенциальном направлении для устранения вибраций. При этом боковая проводящая уплотняющая прокладка должна сохранять точки контакта между КЗП и сердечником статора для исключения возникновения ПР. Исходя из этого установлено, что наиболее важными характеристиками для оценки работоспособности уплотняющих материалов являются удельное усилие распрямления (УУР) и высота волны (ВВ). Главная цель проведения испытаний – это контроль изменения механических характеристик уплотняющих материалов в процессе ускоренного теплового старения при повышенных температурах. Для этого необходимо разработать методику ускоренного теплового старения в соответствии с эксплуатационными особенностями.

### 2.1. Методика определения УУР

Для определения УУР испытуемый образец помещается между двумя металлическими пластинами и подвергается процессу сжатия на универсальной разрывной машине MARK-10. В процессе сжатия образца на компьютер записывается деформационная кривая (зависимость  $P(H)$ ), по которой можно определить УУР материала. Схема проведения испытаний представлена на рис. 5.

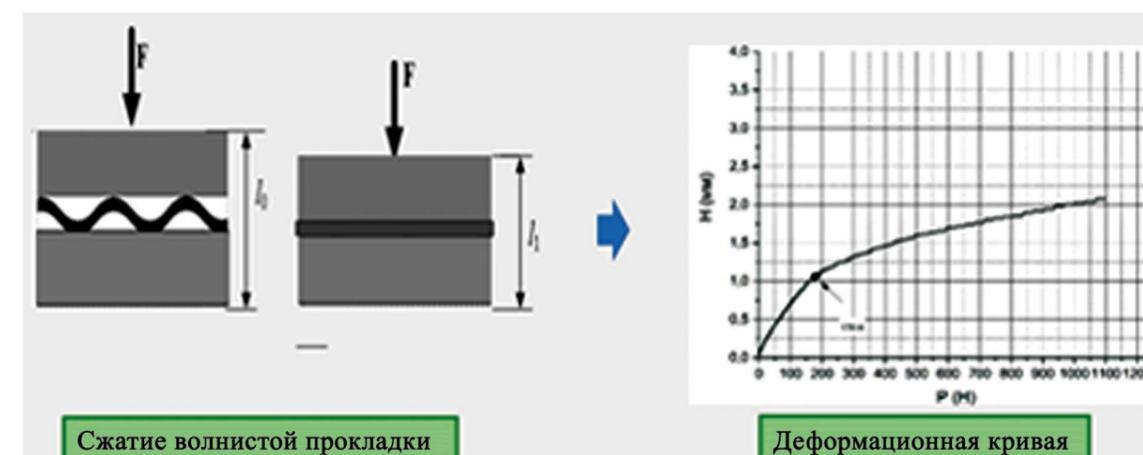


Рис. 5. Схема определения УУР

### 2.2. Методика определения ВВ

Для определения ВВ(H) снимается деформационная кривая при малых усилиях и фиксируется перемещение при усилии  $F=2,5$  Н (рис. 6), что соответствует усилию требуемому в ТУ [10]. Расстояние, оставшееся между двух пластин, покажет ВВ (H) материала. ВВ включает в себя амплитуду волны (A) и толщину материала ( $\delta$ ):

$$H = A + \delta \quad (7)$$

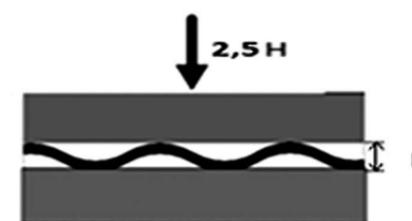


Рис. 6. Схема определения параметра ВВ

### 2.3. Методика ускоренного теплового старения

Тепловое старение материалов упругого уплотнения проводилось в термощкафах с принудительной вентиляцией при трех температурах: 130, 155 и 180 °С в полностью зажато состоянии, как показано на рис. 7 Методика проведения теплового старения основана на отечественных и международных стандартах, также по опыту исследования свойств корпусной изоляции [11].

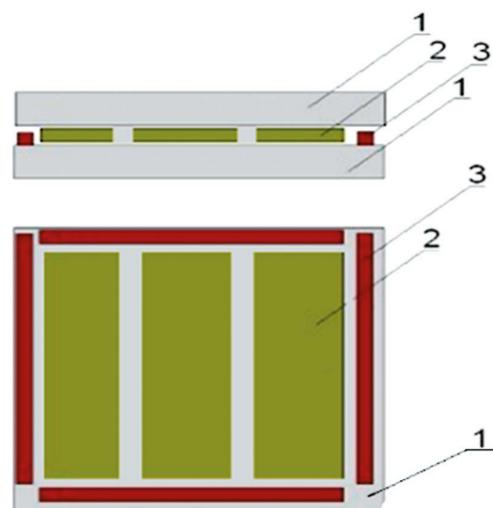


Рис. 7.  
Жимающее устройство с образцами:  
1 – плиты, 2 – образцы, 3 – ограничительные упоры

#### 2.4. Определение критических точек старения

Исследования, связанные с тепловым старением, связаны с постепенным изменением характеристик материалов при воздействии температуры. Поэтому необходимо определить критические точки для характеристик, т. е. предельное значение. По опыту исследования изоляционного уплотняющего материала в радиальном направлении (top ripple spring) он обладает достаточно большим усилием, чтобы предотвращать движение стержня во всех направлениях, и не показывает значительных изменений характеристик в процессе теплового старения. В отличие от этого боковой уплотняющий проводящий материал подвержен изменению характеристик в процессе теплового старения. При определении критических точек рассматриваются две ситуации:

##### 1) Стержень зафиксирован радиальным уплотнением

При фиксации стержня в радиальном направлении вибраций боковая проводящая прокладка должна постоянно сохранять контактные точки между КЗП и сердечником статора. Для этого показатель ВВ не должен опускаться ниже принятого в конструкции значения толщины воздушного зазора. При изготовлении корпусной изоляции по технологии Resin rich величина воздушного зазора в пазу составляет  $(0,2 + \delta)$  мм. Также необходимо учесть изменения воздушного зазора из-за изменения формы паза, температурного расширения изоляции, меди, стали статора и усадки изоляции. Учитывая эти факторы, критическая величина ВВ равняется  $(0,1 + \delta)$  мм.

##### 2) Стержень не зафиксирован радиальным уплотнением

Если стержень не зафиксирован радиальным уплотнением, то боковое уплотнение помимо сохранения точек контакта должно создавать достаточно большое давление на стержень, чтобы предотвращать вибрации во всех направлениях. В этом случае показатель УУР должен быть выше, чем усилия, воздействующие на стержень. Данные усилия зависят от типа и мощности конкретного генератора, потому что зависят от величины тока, протекающего в стержнях (6). В качестве критических значений усилия учитывались данные, полученные при изучении литературы, моделирования и расчетов, полученных от завода «Электросила». Критические значения усилия представлены в табл. 1

Таблица 1.

Значения предельных УУР для боковых гофрированных прокладок

Предельные усилия		
Тип генератора	Тип данных	УУР, кПа
ТВЗ 220-2	Расчет, «Электросила»	3,3
ТВЗ 160-2	Расчет, «Электросила»	2,95
Генератор из [4]	Расчет методом конечных элементов	0,83

### 3. РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

Динамика изменения параметров УУР и ВВ в процессе теплового старения при температуре 130 °С (рис. 8 и 9) – наличие двух участков. В первые часы старения происходит резкое снижение характеристик относительно исходного состояния. Так, показатель высоты волны для материалов снижается примерно на 50 % у всех материалов за первые 100 часов старения (рис. 8.).

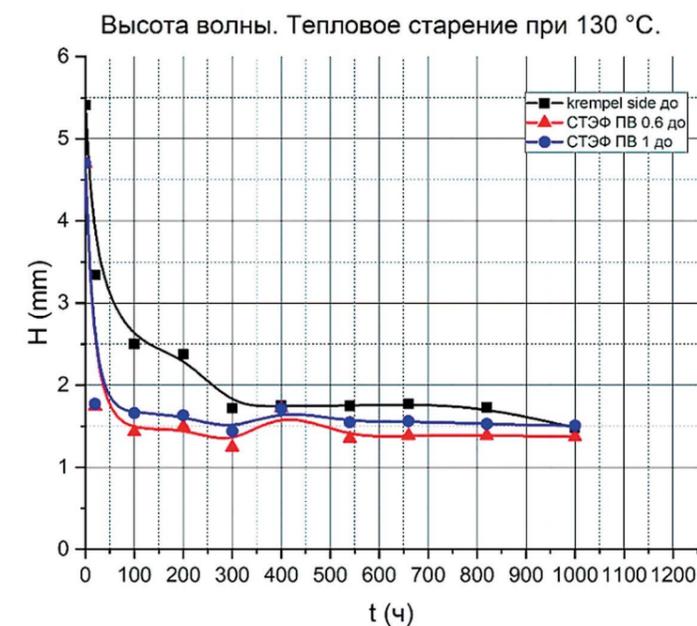


Рис. 8.  
Изменение ВВ в процессе теплового старения при 130 °С

Как показано на рис. 9, параметр УУР снижается при тепловом старении 130 °С более чем на 50 % для всех материалов. Подобным образом происходит снижение характеристик при более высоких температурах старения.

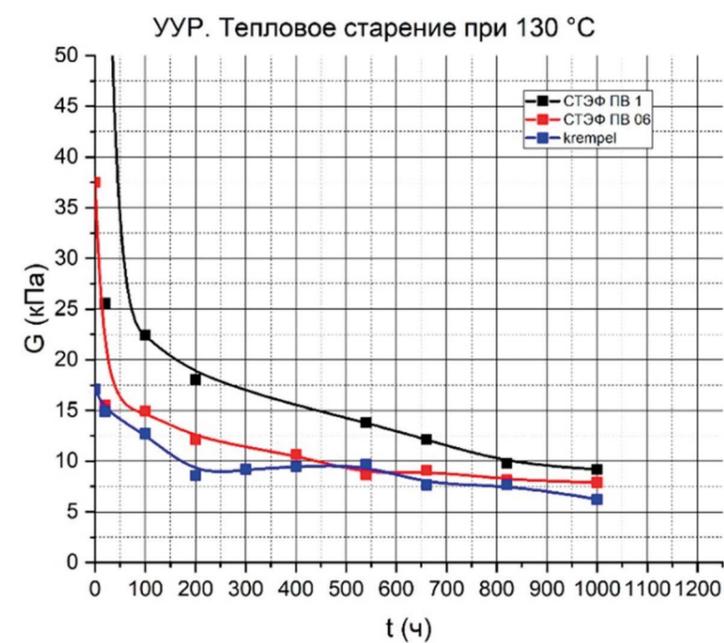


Рис. 9.  
Изменение УУР в процессе теплового старения при 130 °С

Динамика изменения механических характеристик элементов уплотнения относительно исходного значения представлена на рис. 10 и 11. Параметр УУР в случае СТЭФ ПВ 1 показывает значительное снижение относительно исходного значения (до 3–4 %). СТЭФ ПВ 0,6 и Krempel Side несколько лучше сохраняют усилие в процессе теплового старения. Сравнение этих результатов с предельным значением УУР показывает, что этого усилия достаточно, чтобы удерживать стержневую обмотку в пазу, предотвращая вибрации.

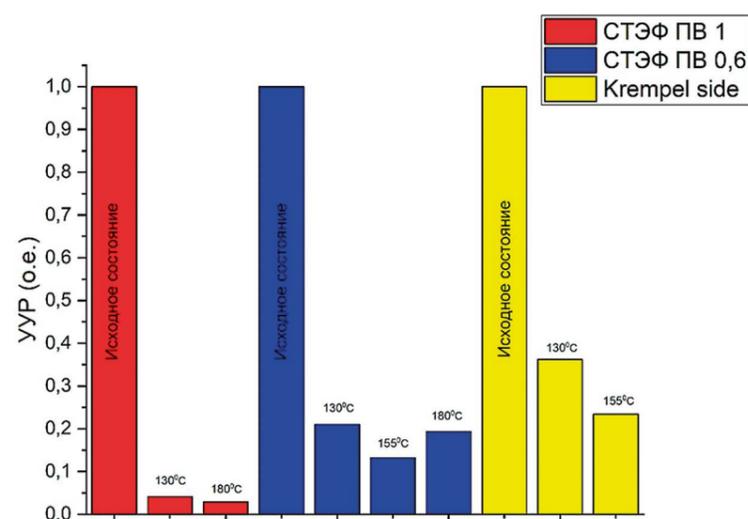


Рис. 10.  
Изменение параметра УУР в процессе теплового старения

Параметр ВВ изменяется примерно одинаково для всех материалов при всех температурах старения. На данном этапе проведения теплового старения уплотняющих материалов можно сказать, что боковое уплотнение будет создавать точки контакта между стержнем и статором, тем самым предотвращая ВДР.

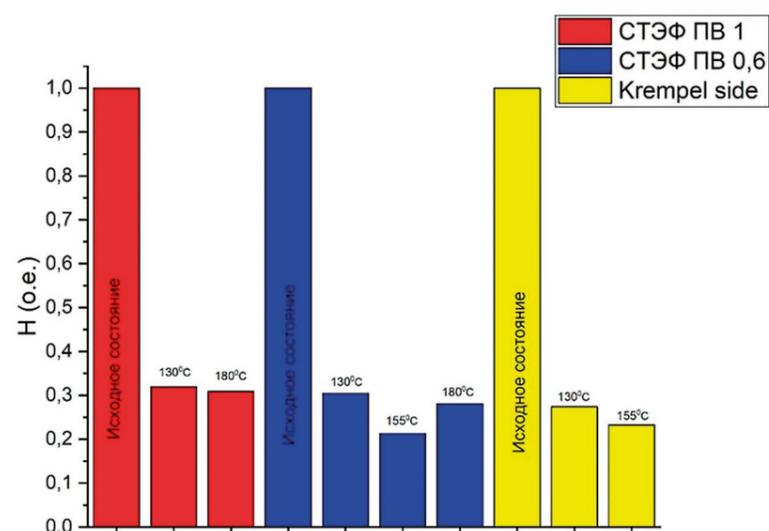


Рис. 11  
Изменение параметра высоты волны в процессе теплового старения

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате работы разработана методика ускоренного теплового старения и измерения механических характеристик уплотняющих материалов в соответствии с реальными эксплуатационными воздействиями на обмотку статора турбогенератора. Определены критические точки для контроля элементов системы уплотнения обмотки. Получена динамика изменения механических характеристик уплотняющих материалов разной толщины, используемых в конструкции турбогенератора в процессе теплового старения. Однако в процессе теплового старения не удалось зарегистрировать критическое снижение механических характеристик ниже предельного уровня. Это не позволяет на данном этапе прогнозировать работоспособность элементов уплотнения. Поэтому работы по исследованию механических характеристик уплотняющих материалов продолжаются.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Liese M. and Brown M., «Design-dependent slot discharge and vibration sparking on high voltage windings» in IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation, vol. 15, no. 4, pp. 927-932, August 2008.
- Stone G. C., Maughan C. V., Nelson D. and Schultz R. P., «Impact of Slot Discharges and Vibration Sparking on Stator Winding Life in Large Generators» in IEEE Electrical Insulation Magazine, vol. 24, no. 5, pp. 14-21, September-October 2008, doi: 10.1109/MEI.2008.4635657.
- Moore W. G., Khazanov A., «Insulation degradation in generator stator bars due to spark erosion and partial discharge damage» IEEE International Symposium on Electrical Insulation, San Diego, CA, 2010, pp. 1-5.
- Belko V. O., Petrenya Y. K., Andreev A. M., Kosteliov A. M. and Roitgarz M. B., «Numerical Simulation of Discharge Activity in HV Rotating Machine Insulation» 2019 IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering (ElConRus), Saint Petersburg and Moscow, Russia, 2019, pp. 800-802.
- Belko V., Plotnikov A., Petrenya Y. and Shikova T., «Study of Characteristics of Vibration Sparking in HV Rotating Machine Insulation» 2019 16th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA), Varna, Bulgaria, 2019, pp. 1-4.
- Reznik A. S., Ivanov I. O., Andreev A. M., Mananov E. R., Shikova T. M., «The Effect of Discharge Activity on the Performance of Corona-Protective Semiconducting Coatings of the Stator Bar Insulation» 2021 IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering (ElConRus), Saint Petersburg and Moscow, Russia, 2021, pp. 1228 – 1231.
- Глебов И. А., Домбровский В. В., Дукштау А. А. и др. Гидрогенераторы. – Л.: Энергиздат, 1982 г. – 368 с.
- Sanosian B., Wendling P., Pham T. and Akaishi W., «Electromagnetic Forces On Coils And Bars Inside The Slot of Hydro-Generator» 2019 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), 2019, pp. 1754-1760, doi: 10.1109/ECCE.2019.8913254.
- Кострицкий, С. Н. Стеклопластики в электромашиностроении / С. Н. Кострицкий, М. З. Циркин – Л.: Энергоатомиздат. – 1986. –176 с.: ил.
- ТУ 2296-188-05758799-2015 Стеклотекстолит полупроводящий листовой. – 2015 г. – 21с.
- Ivanov I. O., Reznik A. S., Feklistov E. G., Shikova T. M., Fedotov N. A. and Petrenya Y. K., «Mechanical Characteristics Investigation of Mica-Containing Insulation of High Voltage Rotating Machines» 2022 Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering (ElConRus), 2022, pp. 1017-1021, doi: 10.1109/ElConRus54750.2022.9755593.

# ИННОВАЦИОННАЯ КОНСТРУКЦИЯ РОТОРА ГИДРОГЕНЕРАТОРА ЧИРКЕЙСКОЙ ГЭС И РЕШЕНИЯ, ПРИНЯТЫЕ ПРИ ЕЕ РАЗРАБОТКЕ

Шестаков Антон Олегович

АО «Силловые машины», завод «Электросила», СКБ по проектированию гидрогенераторов

Московский пр., д. 158, г. Санкт-Петербург, 196105, Россия

Shestakov\_AO@power-m.ru

## ВВЕДЕНИЕ

Данная работа посвящена разработке конструкции ротора гидрогенератора Чиркейской ГЭС. Чиркейская ГЭС – гидроэлектростанция на реке Сулак, расположенная в республике Дагестан. На Чиркейской ГЭС установлены 4 гидроагрегата с суммарной установленной мощностью 1000 МВт. Год ввода в эксплуатацию первого гидроагрегата – 1974.

В 2020 году был объявлен конкурс на замену и поставку 4 гидроагрегатов. Поставщик новых гидрогенераторов и гидротурбинного оборудования – АО «Силловые машины».

## 1. СУЩЕСТВУЮЩАЯ КОНСТРУКЦИЯ РОТОРА ГИДРОГЕНЕРАТОРА

Общий вид существующей конструкции гидроагрегата Чиркейской ГЭС изображен на рис. 1. Существующий гидрогенератор имеет подвесное исполнение с подпятником на верхней крестовине. Ротор гидрогенератора представляет собой конструкцию с цельным длинным валом, который соединяется с валом турбины, остовом, который состоит из центральной втулки, посаженной на вал, отъемных спиц, соединенных со втулкой через стыковые плиты с помощью стяжных шпилек, с шихтованным ободом с полюсами, которые имеют цельнокованный сердечник.

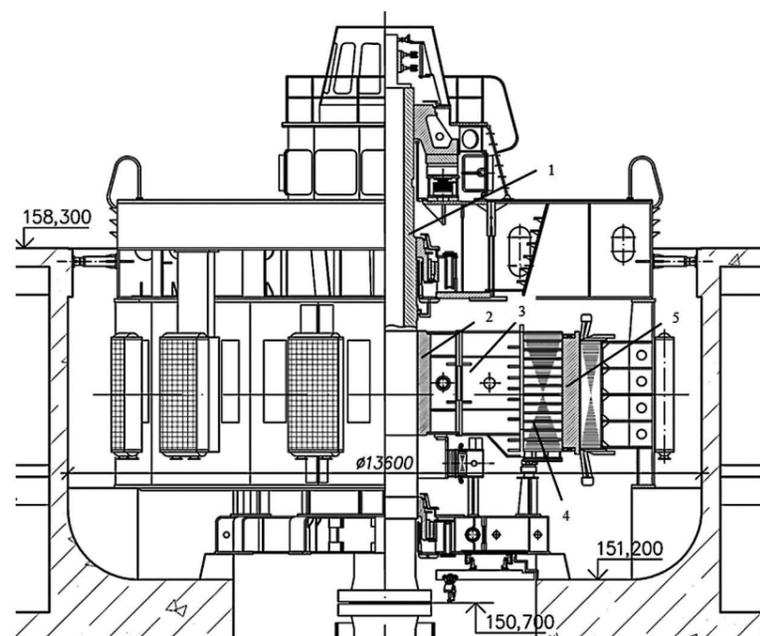


Рис. 1.

Фрагмент поперечного разреза по оси гидроагрегата (1 – вал, 2 – втулка, 3 – спица, 4 – обод, 5 – полюс)

Особенностями данной конструкции ротора гидрогенератора являются длинный единый вал и цельнокованные полюса. Такое исполнение может привести к удорожанию проектируемого узла гидрогенератора ввиду высокой стоимости габаритных поковок большой массы, из которых изготавливаются вал и сердечники полюсов. Разработка конструкции с единым валом также приводит к возникновению сложностей при изготовлении на заводе, транспортировке и монтаже генератора на ГЭС.

## 2. ВАРИАНТЫ КОМПОНОВКИ РОТОРА ГИДРОГЕНЕРАТОРА НА ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В процессе проектирования ротора гидрогенератора Чиркейской ГЭС рассматривались несколько вариантов компоновки:

1. Гидрогенератор подвесного типа с единым валом, центральной втулкой, спицами, шихтованным ободом и полюсами.
2. Гидрогенератор зонтичного типа без единого вала с валом-надставкой, промежуточным валом, расположенным ниже центральной части ротора и соединенным с валом турбины, центральной втулкой, спицами, шихтованным ободом с полюсами.
3. Гидрогенератор подвесного типа без единого вала с валом-надставкой, промежуточным валом, расположенным ниже центральной части ротора и соединенным с валом турбины, центральной втулкой, спицами, шихтованным ободом с полюсами. На рис. 2-4 изображены 3D-модели полюса, остова и ротора гидрогенератора.



Рис. 2.  
Модель полюса ротора



Рис. 3.  
Модель остова ротора

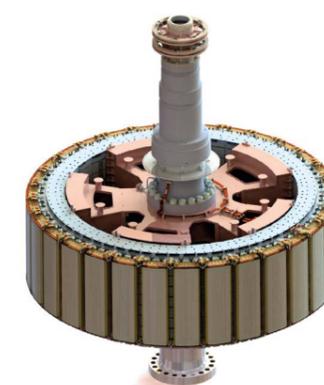


Рис. 4.  
Модель ротора гидрогенератора

Первый вариант практически повторяет существующую конструкцию, за исключением сердечника полюса. Заказчику была предложена конструкция с шихтованным сердечником вместо цельнокованого, так как такое исполнение обладает рядом преимуществ. Потери на поверхности полюса с цельнокованным сердечником больше, чем с шихтованным сердечником, который в то же время не уступает по надежности существующему. Предложенная конструкция была принята Заказчиком.

Второй вариант позволяет уменьшить массу гидрогенератора, так как зонтичное исполнение позволяет уменьшить общую длину валопровода. Кроме того, зонтичные генераторы проще в монтаже.

Третий вариант конструкции до настоящего момента никогда не проектировался и не изготавливался на заводе «Электросила».

Проектируемый генератор по массогабаритным и техническим характеристикам не имеет современных утвержденных аналогов. Поэтому подвесное исполнение генератора без единого вала с валом-надставкой, который присоединяется к центральной втулке остова ротора, является уникальным. В данной конструкции появляется высоконагруженный узел – фланцевое соединение вала-надставки со втулкой остова ротора, который изображен на рис. 5.

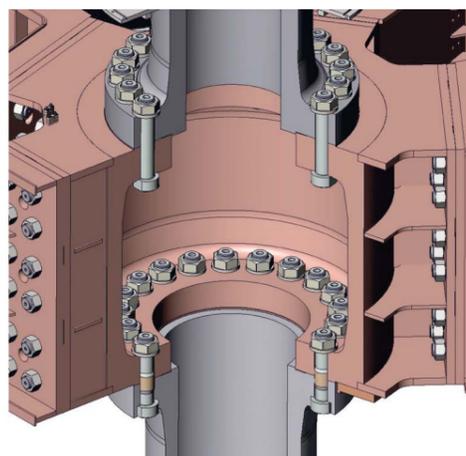


Рис. 5.  
Фланцевые соединения ротора

### 3. ОПТИМАЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ РОТОРА ГИДРОГЕНЕРАТОРА

Проектирование варианта конструкции с единым валом вызвало бы сложности при изготовлении ротора, его перевозке и монтаже на ГЭС из-за больших габаритов.

Вариант зонтичного исполнения гидрогенератора был отклонен Заказчиком. Кроме того, разработка опорных узлов гидрогенератора ограничена существующим фундаментом.

После рассмотрений всех вариантов в качестве основного как наиболее оптимального было выбрано подвесное исполнение гидрогенератора без единого вала. Таким образом были выполнены Технические требования, в которых была указана необходимость проектирования конструкции ротора с валом-надставкой, а также обеспечены условия транспортировки и монтажа. Кроме того, общая масса поковок для изготовления валопровода стала меньше по сравнению с существующей конструкцией, что позволило снизить себестоимость гидрогенератора. В выбранной конструкции ввиду больших значений вертикальных усилий появилось высоконагруженное фланцевое соединение вала-надставки со втулкой остова ротора. Необходимо было подтвердить работоспособность данного узла, которая определяется механической прочностью фланцев вала-надставки, втулки остова ротора и фланцевых болтов.

### 4. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ ВАЛА-НАДСТАВКИ СО ВТУЛКОЙ ОСТОВА РОТОРА ГИДРОГЕНЕРАТОРА В ПРОГРАММЕ ANSYS WORKBENCH

Данный расчет проводился с целью уточнения и подтверждения результатов аналитических расчетов. Расчет в программе ANSYS Workbench позволяет более точно и наглядно оценить прочность рассчитываемого узла, в том числе в зонах концентрации напряжений.

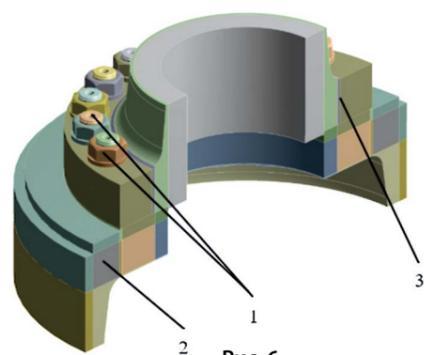


Рис. 6.  
Расчетная модель (1 – болты и гайки фланцевого соединения, 2 – втулка остова ротора, 3 – вал-надставка)

#### 4.1. Постановка задачи

Расчетная модель, состоящая из половины фланцевого соединения вала-надставки генератора с островом ротора генератора, изображена на рис. 6. Для сокращения времени расчета и более подробного КЭ моделирования конструкция геометрия фланцевого соединения была разделена на две части с целью дальнейшего использования условия симметрии.

После подготовки модели к расчету задавались упругопластические свойства материалов конструкции. Свойства материалов выбраны согласно стандартам, указанным в чертежах деталей.

Расчетная модель разбивалась на конечно-элементную (далее КЭ) сетку.

Между моделями вала-надставки, втулки остова ротора и крепежными изделиями фланцевого соединения были заданы контакты **Frictional** с коэффициентом трения 0,2. Между моделями болтов и гаек были заданы контакты **Bonded**.

После создания КЭ сетки задавались граничные условия (далее ГУ) и нагрузки, действующие на фланцевое соединение. При расчете фланцевого соединения рассматривался номинальный режим работы гидроагрегата.

При номинальном режиме работы на фланцевое соединение действует вертикальное усилие, состоящее из веса деталей, находящихся ниже стыка (центральная часть ротора гидрогенератора, валы генератора и турбины, рабочее колесо турбины), и осевого гидравлического усилия. При задании усилия учитывалась симметрия и задавалось не полное значение, а его доля, соответствующая части модели. С целью отсутствия раскрытия стыка к фланцевым болтам было приложено предварительное натяжение, которое было рассчитано по значению напряжения затяга.

Заданные нагрузки и ГУ при номинальном режиме работы, изображенные на рис. 7:

1. Усилия A-H – предварительное натяжение болтов фланцевого соединения.
2. Закрепление I – фиксация верхней плоскости модели части вала-надставки по всем координатам.
3. Усилие J – часть вертикальной нагрузки, действующей на фланцевое соединение, с учетом симметрии.

- A** Bolt Pretension: 2,85e+006 N
- B** Bolt Pretension 2: 2,85e+006 N
- C** Bolt Pretension 3: 2,85e+006 N
- D** Bolt Pretension 4: 2,85e+006 N
- E** Bolt Pretension 5: 2,85e+006 N
- F** Bolt Pretension 6: 2,85e+006 N
- G** Bolt Pretension 7: 2,85e+006 N
- H** Bolt Pretension 8: 2,85e+006 N
- I** Fixed Support
- J** Force 2: 7,e+006 N

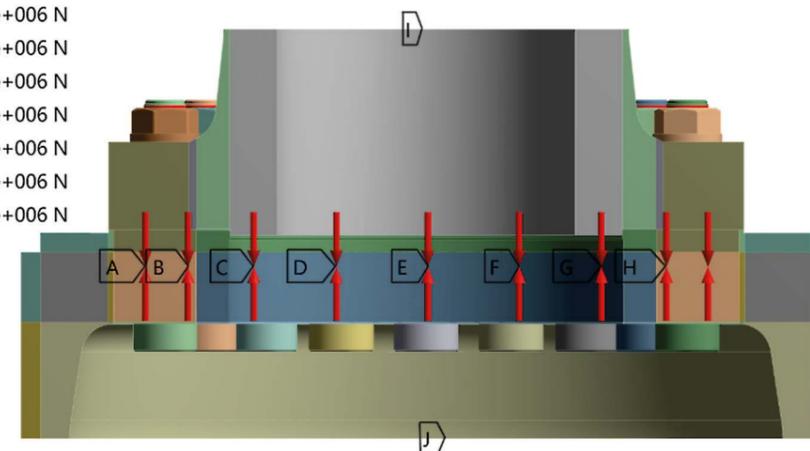


Рис. 7.  
ГУ и нагрузки, действующие на расчетную модель при номинальном режиме работы

#### 4.2. Анализ полученных результатов расчета

После выполнения расчетов выводятся следующие результаты:

1. Распределение эквивалентного напряжения Мизеса в модели вала-надставки.
2. Распределение эквивалентного напряжения Мизеса в модели втулки остова ротора.
3. Распределение эквивалентного напряжения Мизеса в модели болта фланцевого соединения.
4. Распределение нормального растягивающего напряжения по сечению болта по стыку фланцевого соединения.

На рис. 8 и 9 показаны распределения эквивалентного напряжения Мизеса в моделях вала-надставки и втулки остова ротора. Средние значения эквивалентных напряжений по всей расчетной модели не превышают допустимых значений. Но в зонах радиуса скругления и отверстий под болты возникают небольшие области высоких значений напряжений. Данные значения объясняются концентраторами напряжений, а также контактными напряжениями. Для пластичных материалов в условиях статических нагрузок наличие данных зон допустимо.

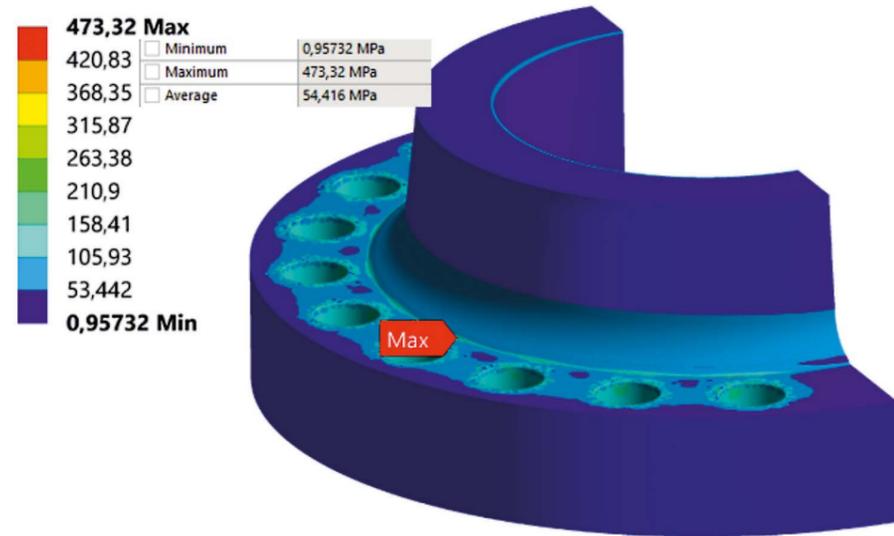


Рис. 8.

Распределение эквивалентного напряжения Мизеса в модели вала-надставки

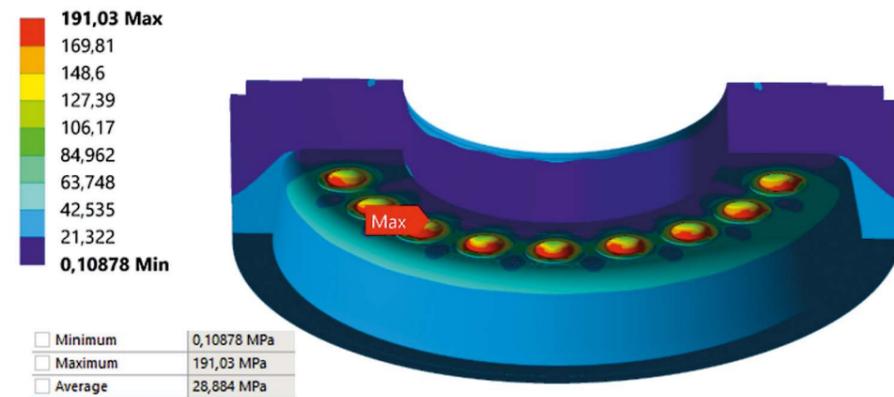


Рис. 9.

Распределение эквивалентного напряжения Мизеса в модели втулки остова ротора

На рис. 10 и 11 показано распределение эквивалентного напряжения Мизеса в модели болта фланцевого соединения. Максимальное значение эквивалентного напряжения Мизеса возникает в зоне перехода от тела к головке болта на поверхности радиуса скругления. Среднее значение эквивалентного напряжения по сечению болта в этой области не превышает допустимого значения.

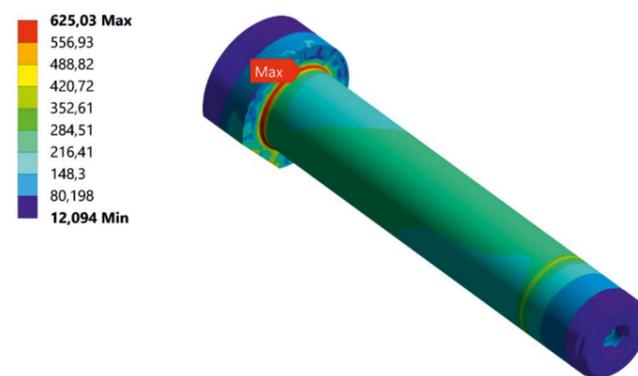


Рис. 10.

Распределение эквивалентного напряжения Мизеса в модели болта фланцевого соединения

На рис. 12 показано распределение нормального растягивающего напряжения по сечению болта по стыку фланцевого соединения. Среднее значение напряжения соответствует заданному напряжению предварительного затяга.

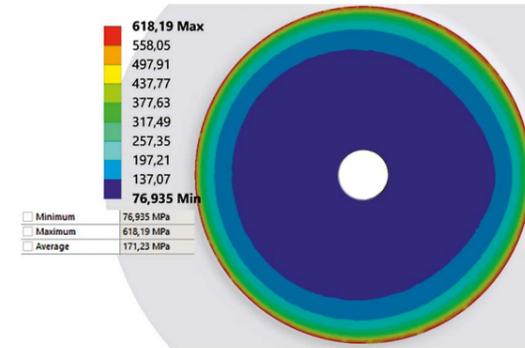


Рис. 11.

Распределение эквивалентного напряжения Мизеса по сечению болта в зоне перехода от головки к телу

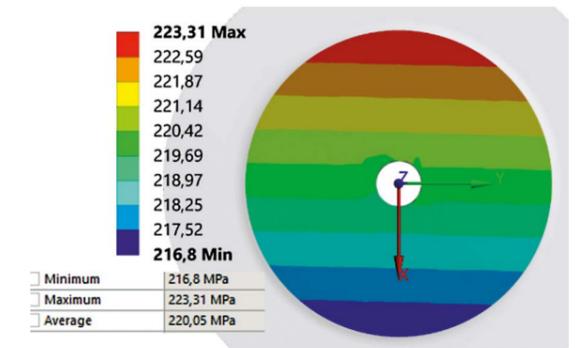


Рис. 12.

Распределение нормального растягивающего напряжения в сечении болта по стыку фланцевого соединения

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

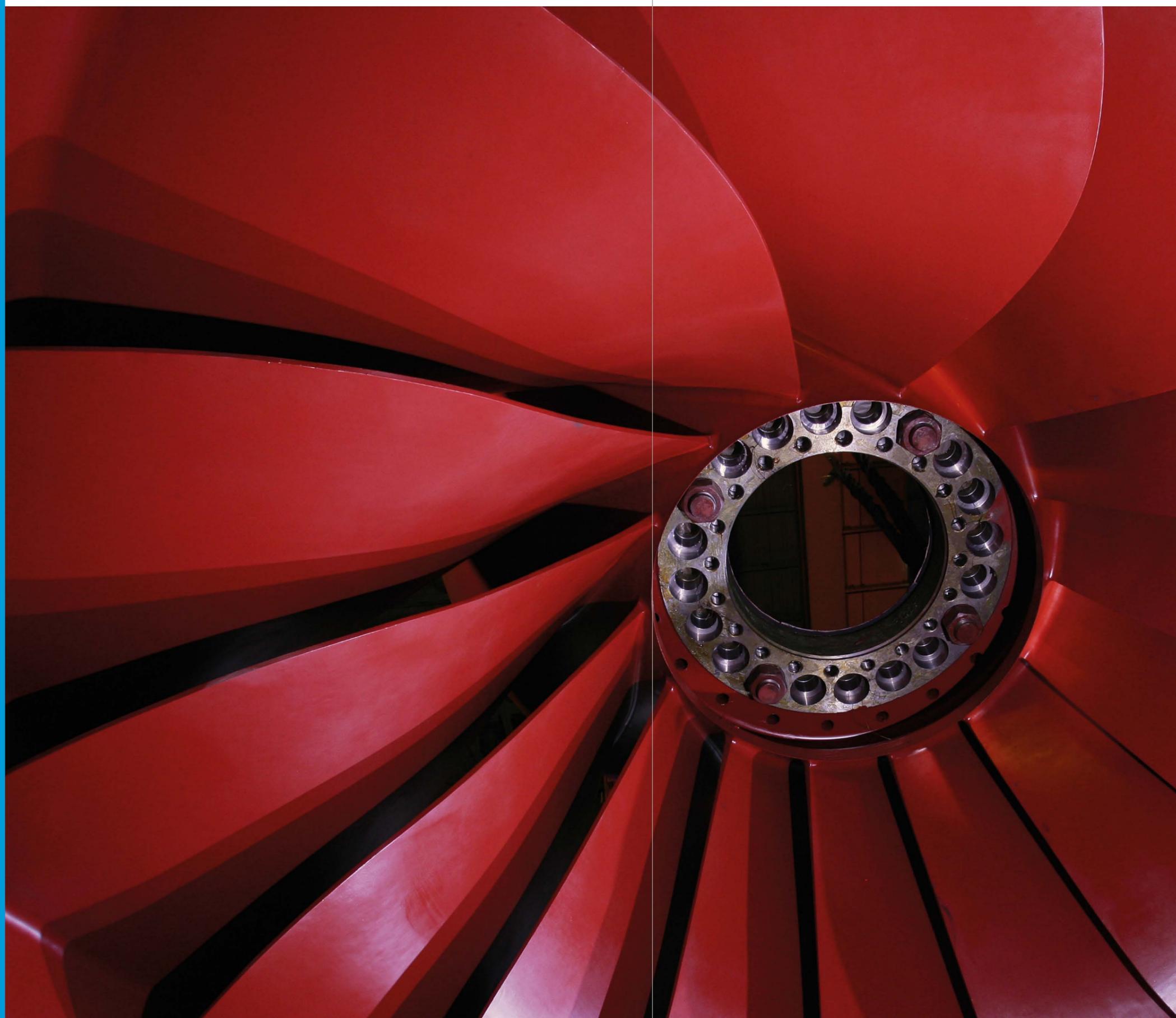
В СКБ по проектированию гидрогенераторов была проделана большая работа по выбору оптимальной компоновки и разработке гидрогенератора Чиркейской ГЭС. Был предложен и согласован с Заказчиком ряд конструктивных решений, направленных на повышения надежности и качества, снижение себестоимости, а также удобства монтажа и транспортировки производимого оборудования. Разработанная конструкция ротора гидрогенератора является уникальной.

Работоспособность конструкции ротора подтверждена механическими расчетами. Для подтверждения и уточнения результатов аналитического расчета фланцевого соединения вала-надставки со втулкой остова был проведен расчет рассматриваемого узла ротора с использованием метода конечных элементов.

Результаты конечно-элементного расчета подтвердили правильность выбора свойств материалов вала-надставки, втулки остова и фланцевых болтов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Глебов И. А., Домбровский В. В., Дукштау А. А., и др. Гидрогенераторы. – Л.: Энергоиздат, 1982. – 368 с.: ил.
2. Домбровский В. В., Детинко Ф. М., Еремеев А. С. и др. Проектирование гидрогенераторов (часть вторая). – Л.: Энергия, 1968. – 364 с.: ил.
3. Детинко Ф. М., Загородная Г. А., Фастовский В. М. Прочность и колебания электрических машин. – Л.: Энергия, 1969. – 440 с.: ил.
4. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 704 с.: ил.



# ГИДРОТУРБИННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ



[« В ОГЛАВЛЕНИЕ](#)

# ПРОВЕДЕНИЕ РАСЧЕТА УСЛОВИЙ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ПРОТЕЧЕК В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ (ВТУЛКАХ) ДЛЯ ВЫСОКОНАПОРНЫХ МАСЛОПРИЕМНИКОВ

Каргина Наталия Павловна

АО «Силовые машины», ЛМЗ, СКБ «Гидротурбомаш», сектор сопровождения проектирования

Протопоповский пер., д. 25 корп. А, г. Москва, 129090, Россия

Kargina\_NP@power-m.ru

## ВВЕДЕНИЕ

В данной работе проводится исследование течения жидкости через лабиринтные уплотнения в маслоприемнике с помощью программного комплекса ANSYS. Полученные результаты сравниваются с данными испытаний маслоприемника в цехе. После совпадения результатов ведутся расчеты при различных характерах протечек:

- **Стачивание лабиринтного уплотнения:**
  1. В радиальном направлении (увеличение зазора между втулкой и штангой, возможно при длительной эксплуатации);
  2. Коническое стачивание (постепенное увеличение зазора между втулкой и штангой, возможно при возникновении биения при вращении вала);
- **Несоосность штанги и втулки (возникает при монтаже).**

На основании полученных результатов формируются выводы по улучшению работы при конструировании и монтажу подшипников скольжения.

Основными исходными данными для выполнения расчетов являются чертежи по разработанным ранее СКБ «Гидротурбомаш» изделиям по конструкции Светогорской/Лесогорской ГЭС, имеющиеся в цифровом (сканированном) виде в электронном архиве, и материалы гидравлических испытаний маслоприемника, проведенные в цехе.

Объектом исследования стало измерение протечек через лабиринтное уплотнение. Объем течения жидкости между втулкой и штангой очень мал по сравнению с габаритами сборочного узла.

Для расчетов использовался программный комплекс ANSYS, который не позволял просчитать сразу весь объем протечек жидкости, так как было очень важным смоделировать достаточное количество расчетных поверхностей пограничного слоя для получения корректных и достоверных результатов.

Для этого была разработана методика, которая позволяет не только рассчитать расход протечек через одну втулку, но и через маслоприемник в целом.

Она заключалась в том, что геометрия зазора была сведена к плоскости продольного сечения, вращение штанги относительно корпуса позволило математически смоделировать все входные и выходные отверстия.

Полученные данные расхода были пересчитаны на всю площадь поверхности. И исходя из данных расхода по всем трем втулкам была решена гидравлическая задача и выявлен общий расход протечек всего маслоприемника. После этого, убедившись, что результаты расчетов математической модели совпали с испытаниями в цехе, были проведены дальнейшие исследования.

Для учета полных протечек в программе ANSYS FLUENT необходимо провести расчет верхней втулки с входным давлением 12 МПа (давление в трубопроводе при подаче масла на открытие) и выходное, равное атмосферному. Затем требуется итерационно рассчитывать геометрию, прибавляя к диаметру втулки за шаг 0,1 мм на диаметр (с шагом 1 мм на 1 м при коническом стачивании).

Для совместного расчета средней и нижней втулок была решена гидравлическая задача. На вход в среднюю втулку подавалось давление на открытие (12 МПа), а выходное давление изменялось от 12 МПа до 5 МПа. На выход из нижней втулки подавалось атмосферное давление, а на вход тот же диапазон, что

и на выход из средней втулки (от 12 МПа до 5 МПа). Были построены зависимости расхода от давления обеих втулок. И на пересечении полученных характеристик было определено давление, которое можно считать установившимся между нижней и средней втулками.

По этим данным была получена зависимость расхода от площади сечения при открытии через нижнюю и среднюю втулки.

Аналогичным методом были посчитаны протечки при коническом стачивании. Угол изменялся с шагом 1 мм на 1 м.

Таким образом был получен график расхода при радиальном и коническом износе (рис. 1), анализируя который можно сделать следующие выводы:

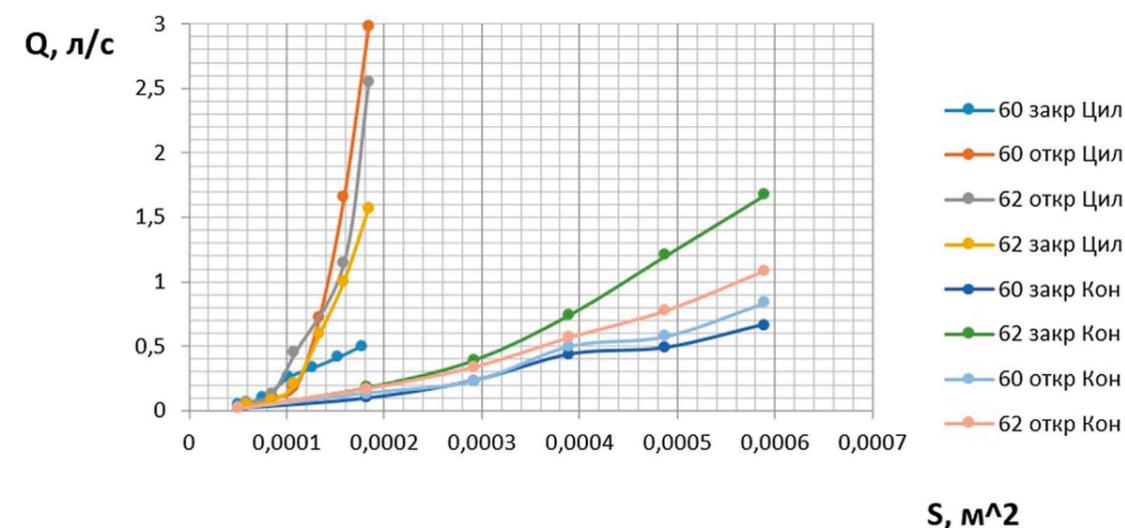


Рис. 1.  
График расходов

- Износ в подшипниках скольжения, возникающий в процессе длительной эксплуатации, влияет на количество протечек. Исследование показало, что в зависимости от площади сечения между штангой и втулкой изменяются по закону кривой четвертого порядка. Это связано с тем, что при небольшом износе сначала преобладают силы вязкости жидкости, затем наступает насыщение, когда величина зазора становится больше.
- Если при эксплуатации происходит биение, то износ втулки происходит в виде конуса. В таком случае величина протечек от площади сечения изменяется по закону кривой второго порядка. Это связано с тем, что минимальный диаметр (условно выбран на входе) и, как следствие, зазор в этой зоне изменяются несильно, однако зазор между втулкой и штангой по длине увеличивается постепенно по направлению к выходу из втулки.

При расчете протечек при несоосной установке подшипника для всех трех втулок были проведены расчеты в четырех положениях: с минимальным зазором, максимальным зазором и с зазорами с равным шагом между ними.

В результате были получены графики расходов (рис. 2) и определены средние расходы при несоосном износе. Из них видно, что:

- В случае, если при монтаже штанга и втулка установлены несоосно, то при кратковременной эксплуатации возникают минимальные протечки из представленных. Однако при длительной работе маслоприемника ситуация значительно ухудшается, так как происходит радиальный износ в тех частях, которые установлены с минимальным зазором. В дальнейшем это приводит к комплексному износу как в радиальном, так и коническом направлении. Протечки будут увеличиваться в зависимости от площади сечения между втулкой и штангой по кривой четвертого порядка.

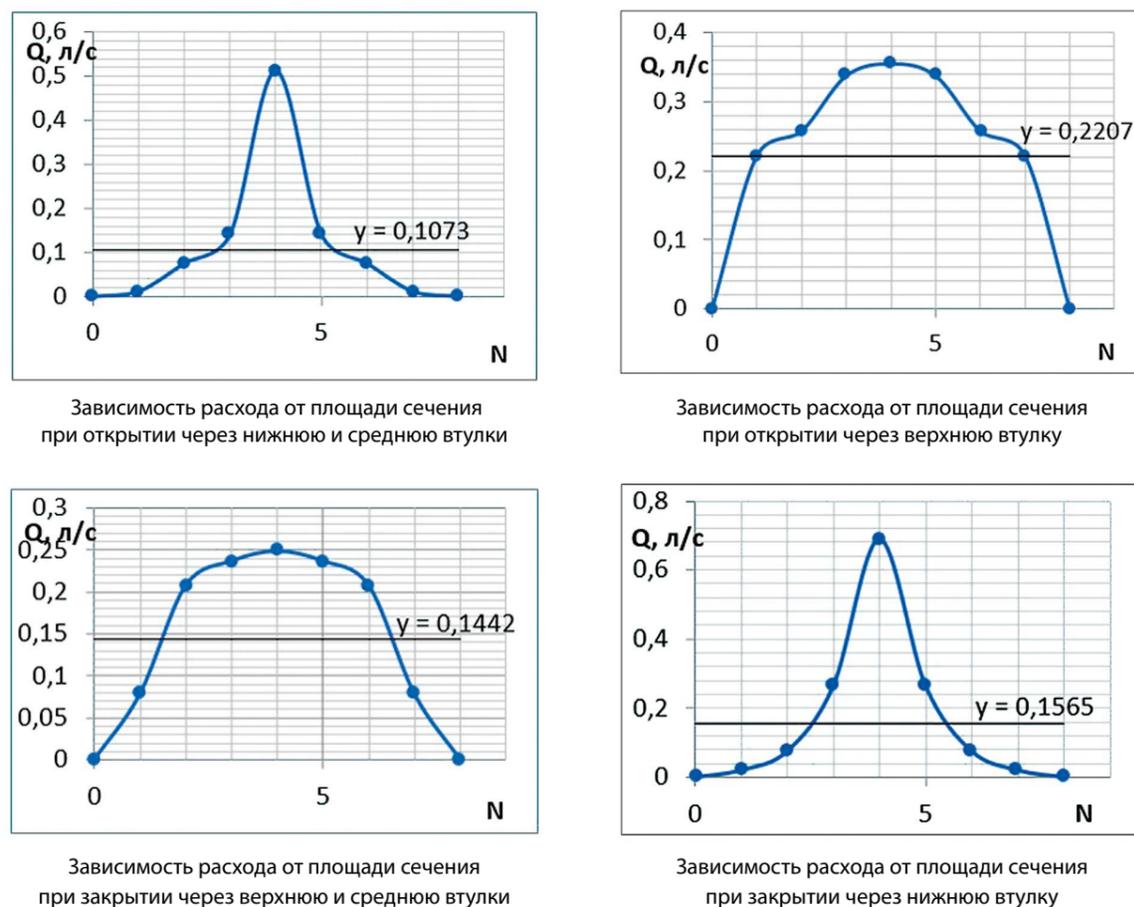


Рис. 2.

График расходов при несоосном износе

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По итогам исследования видно, что своевременное техническое обслуживание и контроль подшипников для выявления износа представляют собой очень важную задачу. Она начинается еще с расчета радиальных нагрузок на ротор в зоне устанавливаемого подшипникового узла, дополняется необходимостью контрольных мероприятий и своевременного заказа запчастей, проведением качественного монтажа, согласно всем допускам и посадкам, что повлияет на изначальную точность, а также необходима своевременному осмотру в процессе эксплуатации. При проектировании данную задачу желательно рассматривать на более раннем этапе – конструировании. С целью выявления особенностей конструкции и ввода корректирующих мероприятий, например, установки дополнительных опор по длине штанг, для уменьшения радиальных нагрузок в зоне подшипниковых опор. На этапе испытаний для уменьшения износа необходим корректный выбор контртел. После монтажа в процессе эксплуатации важно проводить контролирующие мероприятия в цеху, отслеживая данные протечек для ведения статистики и прогноза работы, и определения срока службы с целью своевременной замены подшипникового узла маслоприемника.

Ценность данной работы состоит в том, что математический расчет протечек – важная часть проектирования не только гидротурбин, но и многих других агрегатов и механизмов, использующих для улучшения трения масло или другие смазывающие жидкости.

Исследуемый метод работы позволяет точно рассчитать характер течения, давление и расход даже в самых тонких, узких и плохо проходимых участках сборочного узла на ранних этапах проектирования.

## АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К МОДЕЛЬНЫМ ИСПЫТАНИЯМ Г/Т

Нелюбин Евгений Николаевич

АО «Силловые машины», ЛМЗ, СКБ «Гидротурбомаш»

ул. Ватутина, д. 3, лит. А, г. Санкт-Петербург, 195009, Россия

Nelyubin\_EN@power-m.ru

## ВВЕДЕНИЕ

В 2021 году в компании АО «Силловые машины» с целью повышения конкурентоспособности, удовлетворения современных требований рынка возникла необходимость в проведении НИОКР на модельные испытания проточной части РО гидротурбины с пологими энергетическими характеристиками.

С целью сокращения сроков изготовления и разработки КД узлов модельного блока в КОМГМ СКБ ГТМ была предложена идея замены процесса формообразования сварной спиральной камеры (СК) из гнутых листов на печать методом аддитивных технологий (АТ) из PLA пластика. Данный узел модельного блока был выбран исходя из трудоемкости и стоимости изготовления, а также с точки зрения технической возможности эксплуатации узла из PLA пластика [1].

Сварная СК имеет сложно-профильную поверхность с низкой автоматизацией сварочных работ в технологическом процессе, что негативно отражается на длинном цикле ее изготовления и сроках поставки узла в ЦИСИС для проведения испытаний модельного блока [1,2]. В качестве целесообразности принятого решения перед началом проектирования был проанализирован наиболее близкий аналог модели СК Фархадской ГЭС.

Группой модельных блоков КОМГМ решались следующие задачи проектирования:

- разработка варианта компоновки СК на стенде МКС в подвешенном положении, когда опорные фланцы СК не воспринимают осевую нагрузку от массы направляющего аппарата, статора модельного блока;
- проектирование СК с учетом технологических ограничений оборудования изготовителя, в данном случае это габариты рабочего стола 3D-принтера;
- расчеты на прочность СК модели г/т посредством МКЭ;
- написание ТЗ на изготовление СК, включающее требования по точности изготовления, шероховатостям поверхностей и механическим свойствам материала.

Спроектированная конструкция СК из PLA пластика представляет собой узел, выполненный из 8 сегментов, которые скрепляются между собой фланцевым соединением при помощи стандартных крепежных элементов. Фиксация положения составных частей СК осуществляется посредством установки припасованных втулок в крайние отверстия фланцевых соединений (рис. 1). Общая масса узла – 175 кг.

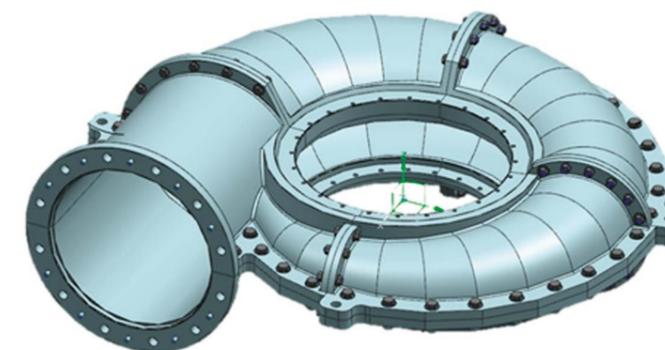


Рис.1

Общий вид спиральной камеры

Прочностной расчет СК был выполнен МКЭ при помощи программы ANSYS, физико-механические свойства материала представлены в таблице 1. СК нагружалась внутренним давлением 0,4 МПа. Условия закрепления – отсутствие перемещений нижнего пояса статора и закрепление входного сечения спиральной камеры в осевом направлении [1]. Данный расчет показал, что максимальные эквивалентные напряжения в конструкции в местах концентрации напряжений равно 38,8 МПа. В остальной части расчетной зоны спиральной камеры напряжения не превышают 25 МПа. Учитывая, что предел текучести PLA пластика при растяжении равен 50 МПа, СК выдерживает заданные нагрузки (рис. 2). Максимальные перемещения – 0,05 мм.

Таблица 1.

Физико-механические свойства PLA пластика

Плотность, кг/м <sup>3</sup>	1050
Модуль Юнга, МПа	1700
Коэффициент Пуассона	0,42
Предел текучести при растяжении, МПа	50

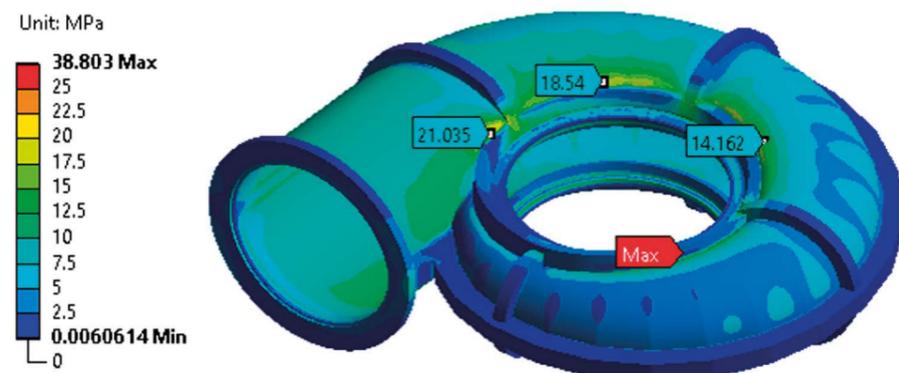


Рис. 2

Эквивалентные напряжения в конструкции

Следует отметить, первоначально прорабатывался вариант 3D-печати СК на принтере «ССМ-Тяжмаш» (ПАО «Северсталь»), используя технологию FDM-печати с рабочей камерой принтера 1000x1000x1000 мм. Однако поставщик отказался от заказа из-за длительного цикла изготовления – 4385 часов непрерывной работы принтера.

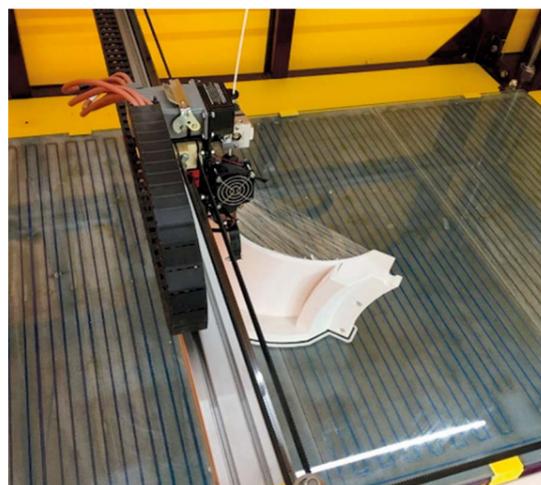


Рис. 3

Процесс печати элемента СК

Исходя из выше перечисленного, контракт на поставку печатной СК был заключен с НПО «Андроидная техника» со сроком изготовления 3 месяца с даты заключения договора. Полная стоимость договора составила 918049,97 руб.

Для печати СК использовался FDM-метод 3D-печати (рис. 3). FDM – процесс аддитивного производства, который реализуется благодаря экструзии материала. Изделие формируется путем нанесения расплавленного материала по заранее определенному алгоритму, слой за слоем. Основные преимущества данного метода: время выполнения работы, экономичность, возможность применять широкий спектр материалов [3]. К существенным недостаткам относят: низкую размерную точность, наличие видимых линий слоев, нарушение адгезии в процессе печати.

В результате приемки и сборки СК в ЦИСИС были выявлены дефекты и отклонения относи-

тельно направленного ТЗ, которые нарушали герметичность СК (рис. 4). Существенным является то, что исполнитель изготовил СК не из 8 частей, а из 16. Эти части были скреплены скобами и склеены филаментом между собой (рис. 5). Данное решение обусловлено из-за экономии материала на поддерживающие элементы во время печати, а также с точки зрения ускорения процесса изготовления. Примеры дефектов изготовления представлены на рис. 6.



Рис. 4

Печатная СК



Рис. 5

Напечатанные элементы СК

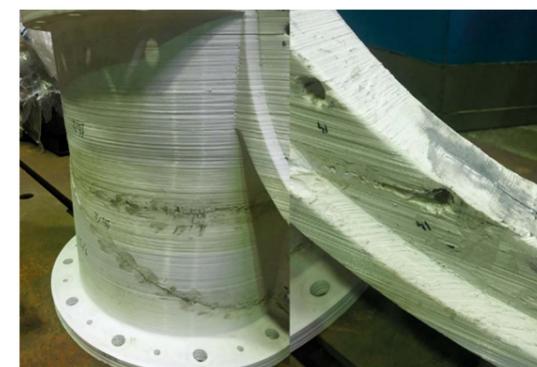


Рис. 6

Дефекты печати СК

После устранения дефектов печати в ЦИСИС выполнялась сборка СК с элементами направляющего аппарата, статора, опорой и крышкой модели (рис. 7). Осуществлялась подготовка СК к проведению гидравлических испытаний.

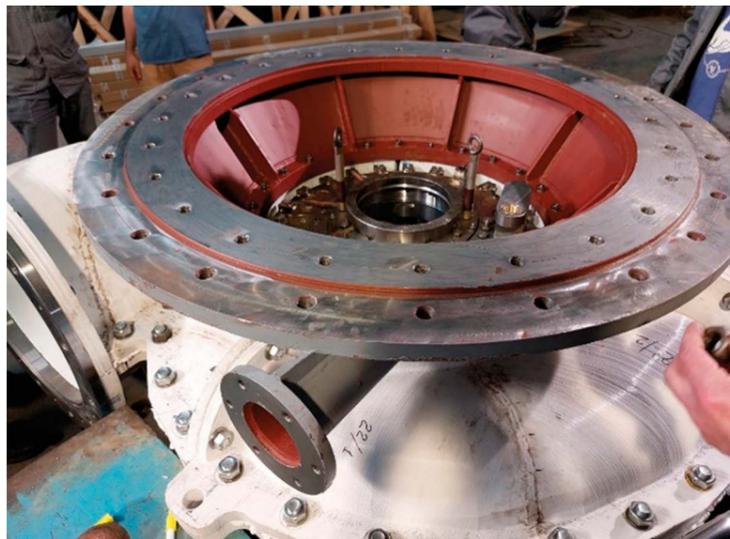


Рис. 7

Процесс сборки СК с другими узлами модельного блока г/т

Во время проведения гидравлических испытаний СК нагружалась давлением  $P=1$  атм. В результате были выявлены дефекты изготовления, без устранения которых невозможна установка СК на стенд. К существенным дефектам относятся:

- отклонения геометрических размеров СК, вызванные несоблюдением ТЗ на печать узлов и усадкой материала при изготовлении (нарушение соосности и перпендикулярности отверстий);
- нарушение сплошности слоев материала из-за недостаточной адгезии при печати, отверстия в стыках склеивания элементов частей СК (рис. 8);
- смещение слоев печати, недостаточное экструдирование (наличие щелей между внешним и внутренним контуром), натеки материала (рис. 9).



Рис. 8

Дефекты изготовления



Рис. 9

Дефекты изготовления на фланце образца

В текущий момент группой модельных блоков совместно с ЦИСИС ведется разработка комплекса мероприятий, направленных на успешное проведение модельных испытаний с пластиковой СК. Среди которых:

1. Для возможности соединения СК с направляющим аппаратом и статором посадочное отверстие СК было проточено на больший диаметр, чтобы добиться требуемой соосности и перпендикулярности. Рассверлены новые отверстия под шпильки, соединяющие опору модели со статором и НА.
2. Запайвание дефектных мест филаментом по результатам проведения гидравлических испытаний.
3. Совершенствование методики расчета, поскольку материал имеет анизотропные свойства, присущие различным вариантам формирования его структуры (например, ориентация раstra печати и его слоев относительно направления прикладываемой нагрузки). Для прочностных расчетов в САПР следует использовать механические характеристики материала, полученные в результате испытаний образцов, напечатанных на конкретном принтере и учитывающих процент заполнения, ориентацию слоев и раstra печати относительно приложенной нагрузки, толщину слоя и т. д.
4. Проектирование фланцевых соединений СК с большим количеством крепежных элементов. Применение фланцевых накладок из стали, позволяющих прижимать плоскости фланца с большим усилием.
5. Указать в договоре на поставку необходимость проведения уплотнительных мероприятий (эпоксидное покрытие Hysol E-20HP, эпоксидная инфильтрация в вакуумной камере с предварительным подогревом) [4].
6. Разработка ТЗ на печать СК с ужесточением требований к геометрической точности конструкции, недопущению склеивания элементов СК при изготовлении. Ознакомление поставщика-изготовителя со спецификой конструкции и испытаний узлов модельного блока г/т (рабочее давление, геометрические отклонения и шероховатости поверхностей, герметичность).

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученный результат показал, что использование аддитивных технологий при изготовлении узлов модельного блока г/т является весьма актуальной и перспективной задачей с экономической точки зрения для компании. Поскольку данный тип технологии обеспечивает высокую гибкость производства, снижение затрат на оснастку и ФОТ, снижение времени разработки на проектирование. АТ находят все большее применение и распространение вследствие удешевления среди не только зарубежных компаний, но и отечественных. Так, например, в исследовательской лаборатории МГТУ им. Баумана при проведении модельных испытаний насосов применяются узлы, напечатанные из пластика, а также варианты изготовления макетов насосов с применением АТ и композитов. Применение АТ в модельных испытаниях гидравлического оборудования снижает себестоимость проведения работ в совокупности.

Соблюдая комплекс мероприятий, изложенных выше, применение АТ при изготовлении узлов модельных блоков является возможным и целесообразным направлением для компании.

В случае СК из PLA пластика экономический эффект показал снижение себестоимости на 967582 руб., при этом срок поставки сократился на 16 дней. Немаловажным параметром является снижение массы изделия на 625 кг. По результатам идеи была оформлена карта инициативы № 900-11101520. Приобретен опыт для написания последующих ТЗ на печать и выбор исполнителя, а также навыки работы с напечатанными изделиями.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Броновский Г. А., Гольдфарб А. И., Фасулати Р. К. Технология гидротурбостроения. – Л.: Машиностроение, 1978. – 192 с.
2. Малышев В. М. Моделирование гидравлических машин. – Л.: Машиностроение, 1970. – 288 с.
3. Зленко М. А., Попович А. А., Мутылина И. Н. Аддитивные технологии в машиностроении. – СПб: СПбПУ, 2013. – 221 с.
4. Уплотнение FDM-деталей // Jetcom URL: <https://www.jetcom.ru/production/3dprinters/finishing/sealing-fdm/> (дата обращения: 05.11.2022).

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОТСЕЧНОГО ЗОЛОТНИКА С ПОМОЩЬЮ ПАРАМЕТРИЗОВАННОЙ МОДЕЛИ

Сергеев Алексей Федорович  
 ПАО «Калужский турбинный завод»

ул. Московская, д. 241, г. Калуга, 248000, Россия  
 sergeev\_af@paoktz.ru

### ВВЕДЕНИЕ

Появление новых технологий в области проектирования значительно облегчило процесс создания конструкторской документации в наши дни. На картинке посередине мы можем увидеть уже привычный нам процесс проектирования. Применение CAD-программ для 2D- и 3D-моделирования не только позволило нам отказаться от таких рудиментарных на данный момент субъектов, как кульман и набор чертежных принадлежностей, но и оставило в памяти наших более опытных коллег воспоминания о ручном создании чертежей.

Весьма показательные изменения за 30 лет. Но даже сейчас прогресс в области проектирования не стоит на месте и в ближайшем будущем поможет нам уменьшить количество ежедневной рутины, с которой сталкивается инженер.

Технология, о которой сейчас пойдет речь, позволяет автоматизировать весь процесс проектирования сборочной единицы и уместить часы и дни трудоемкой работы в несколько минут.

### 1. ЧТО ТАКОЕ ПАРАМЕТРИЗАЦИЯ?

Параметризация – это изменение 3D-модели изделия с помощью заранее заданных параметров. Эти параметры задаются в шаблоне модели (рис. 1).

Шаблон параметрической модели – это перечень ключевых параметров, который позволяет изменять 3D-модель согласно заданным показателям.



Рис. 1  
Шаблон

На данный момент на нашем предприятии разрабатываются два вида параметрических изделий: семейства и параметрические модели. Если семейства – это простейшие элементы, в которых меняется 1-2 параметра, то параметрические модели – это более сложные сборки, в которых уместается от 10 сборочных единиц и от 10 изменяемых параметров.

Параметры, которые инженер считает ключевыми для построения модели, вносятся в студию шаблонов (рис. 2). Это платформа для построения шаблона, которая встроена в NX. Она позволяет задавать необходимые параметры, ограничивать область их изменения, а также задавать зависимость от других параметров как заданных в студии, так и отсутствующих в ней.

Как правило, параметризации подвергают типовые детали и изделия, которые присутствуют в разных конечных сборках, но незначительно отличаются. Хотя отличие этих изделий и небольшое, но на проектирование каждого узла уходит очень много времени. При проектировании ин-

женер вынужден каждый раз строить модель с нуля и выполнять чертежи к ней. Параметризация избавляет нас от этого, и специалисты могут заниматься более творческими задачами, не создавая проблемы в производственном цикле.

## 2. ВОЗМОЖНОСТИ ПАРАМЕТРИЗАЦИИ В СИСТЕМЕ SIEMENS NX

Инструментарий, который используется в NX при построении параметрической модели, в целом привычен для специалистов, которые пользуются этой CAD-системой.

Весь перечень созданных деталей в сборке представлен в дереве построения. В группе Work находятся детали, которые служат черновиком. В группе Out представлен конечный продукт в виде сборки и входящих в нее деталей.

В модуле «выражения» (рис. 2) задаются зависимости, необходимые для изменения модели и задания параметров в студии создания шаблонов. Выражения задаются согласно техническому заданию и по главному условию должны обеспечивать 3D-модели возможность изменения вслед за изменением параметров в шаблоне.

Имя	Формула	Знач...	Един...
<b>Группа по умолчанию</b>			
a2 (SKETCH_000_0:Эскиз(2) Перпендикулярный размер м...	101.000000	101	мм
a7 (SKETCH_000_0:Эскиз(2) Вертикальный размер между ...	12.000000	12	мм
a7* (SKETCH_000_0:Эскиз(2) Горизонтальный размер меж...	20.000000	20	мм
a11 (SKETCH_000_0:Эскиз(2) Перпендикулярный размер ...	a7+2	14	мм
a13 (SKETCH_000_0:Эскиз(2) Перпендикулярный размер ...	b1+a7	27	мм
a14 (SKETCH_000_0:Эскиз(2) Вертикальный размер между...	43.000000	43	мм
a15 (SKETCH_000_0:Эскиз(2) Перпендикулярный размер ...	a13+a14+52	122	мм
a16 (SKETCH_000_0:Эскиз(2) Перпендикулярный размер ...	a15+a11+31	167	мм
a17 (SKETCH_000_0:Эскиз(2) Перпендикулярный размер ...	a16+a14+32	242	мм
a18 (SKETCH_000_0:Эскиз(2) Перпендикулярный размер ...	a17+a11+51	307	мм
b1	Zout_высота_н...	15	мм
b3 (SKETCH_000_0:Эскиз(2) Перпендикулярный размер м...	9	9	мм
d1 (SKETCH_000_0:Эскиз(2) Перпендикулярный размер м...	Zout_Фнар_зол...	45	мм

Рис. 2  
Модуль «выражения»

## 3. ОПЫТ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НА ПРИМЕРЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОТСЕЧНОГО ЗОЛОТНИКА

В рамках технического задания мной была создана параметрическая модель отсечного золотника.

В самом начале для параметрической модели создается базовая контрольная структура, которая состоит из групп In, Work и Out.

Далее в контрольной структуре создается эскиз, который будет служить фундаментом для всей сборки. Эскиз нужно делать тщательно и учитывая все особенности параметрической модели, чтобы при перестроении она не разрушалась. Размеры, которые в дальнейшем будут задавать в шаблоне, сразу получают имя, которое будет вноситься в студию.

После создания эскиза на его основе в группе Work строятся 3D-модели деталей, входящих в сборку. Каждая созданная деталь должна быть зафиксирована геометрическими привязками и залинкована с помощью модуля Wave непосредственно с эскизом.

Затем в группу Out копируются все элементы и линкуются с помощью модуля Wave с деталями из группы Work.

Далее в модуле «зависимости» задаются все выражения, которые участвуют в перестроении модели.

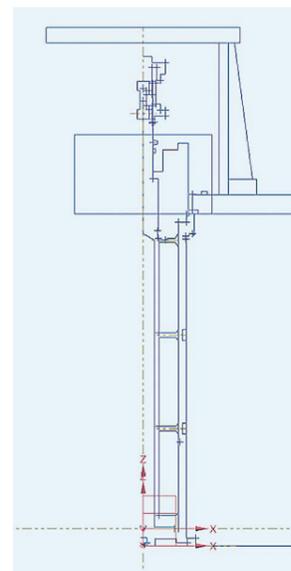


Рис. 3  
Эскиз

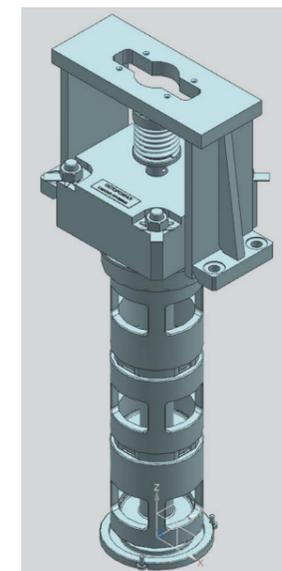


Рис. 4  
3D-модель отсечного золотника

## 4. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ 3D-МОДЕЛИ ОТСЕЧНОГО ЗОЛОТНИКА

В студию разработки шаблонов вносятся параметры, которые необходимо задать, а также назначаются пределы их изменения, если это необходимо.

Перед тем, как приступить к созданию чертежей, необходимо досконально проверить разрушаемость модели. Для этого модель подвергается тестированию и в шаблон вводятся случайные параметры.

Если после такой проверки модель показала себя надежной, то можно приступить к созданию модели согласно параметрам, указанным в техническом задании.

На рис. 5 можно видеть изначальные параметры, которые заданы в моей модели при проектировании. На рис. 6 заданы параметры согласно техническому заданию на новый отсечной золотник.

Высота корпуса	450.0000
Внешний диаметр золотника	90.0000
Внутренний диаметр крышки (A)	115.5000
<b>Изображение</b>	
Выс. пруж. (в предв. поджатии)	101.0000
Шаг пружины	12.6250
Число витков пружины	8.000000
Ф пружины	99.000000
Высота регулирующего окна	12.0000
Ширина регулирующего окна	20.0000
Ширина слив. окна	60.0000
Высота сливного окна	43.0000
Кол-во рег. окон	4
Кол-во слив. окон	4

Рис. 5  
Изначальный перечень параметров

Высота корпуса	539.0000
Внешний диаметр золотника	120.0000
Внутренний диаметр крышки (A)	153.5000
<b>Изображение</b>	
Выс. пруж. (в предв. поджатии)	137.5000
Шаг пружины	13.7500
Число витков пружины	10.000000
Ф пружины	137.000000
Высота регулирующего окна	17.0000
Ширина регулирующего окна	24.3000
Ширина слив. окна	60.0000
Высота сливного окна	54.0000
Кол-во рег. окон	2
Кол-во слив. окон	2

Рис. 6  
Перечень данных, измененный согласно необходимым параметрам

После введения необходимых параметров в данном случае модель перестроилась необходимым образом, что можно наблюдать на рис. 8. Все размеры соответствуют тем, которые должны быть согласно техническому заданию.

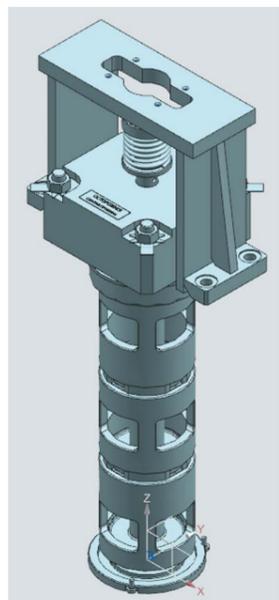


Рис. 7  
Изначальная модель

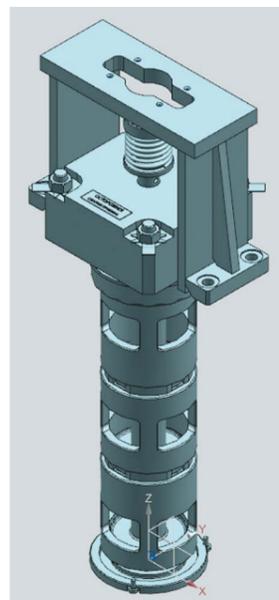


Рис. 8  
Перестроенная модель

## 5. СОЗДАНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ НА БАЗЕ МОДЕЛИ ОТСЕЧНОГО ЗЛОТНИКА

Так как целевая 3D-модель построена благодаря параметризации, можно приступить к созданию чертежей. Кроме обычного образмеривания и задания технических условий, необходимо связать размеры и обозначения с чертежом таким образом, чтобы они отыгрывали свое изменение вслед за моделью.

На примере чертежей втулки отсечного золотника рис. 9 и золотника рис. 10, входящих в сборку, можно понять, что в данном случае чертежи были успешно построены, размеры соответствуют указанным и технические условия проставлены согласно стандарту.

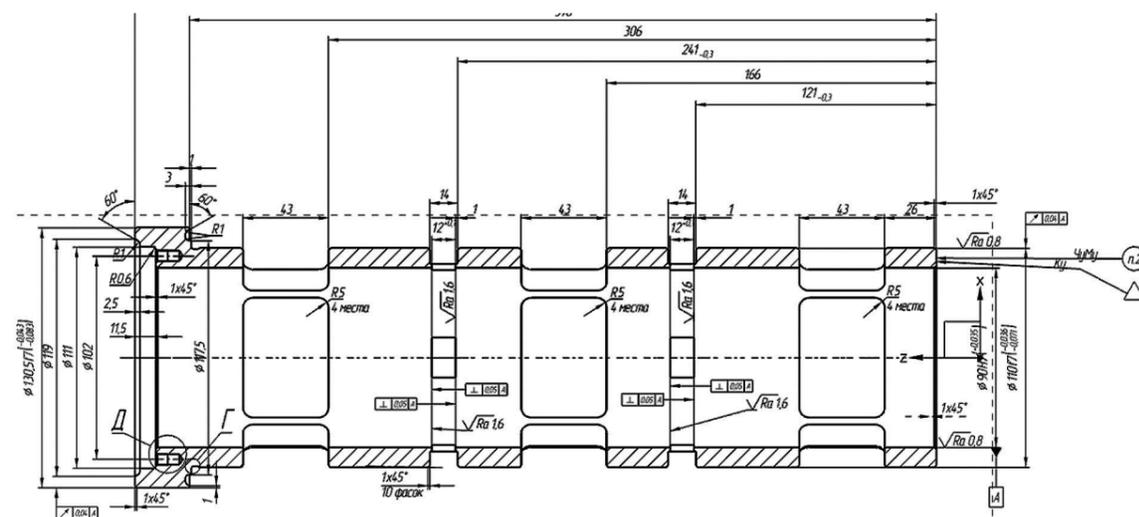


Рис. 9  
Чертеж втулки отсечного золотника

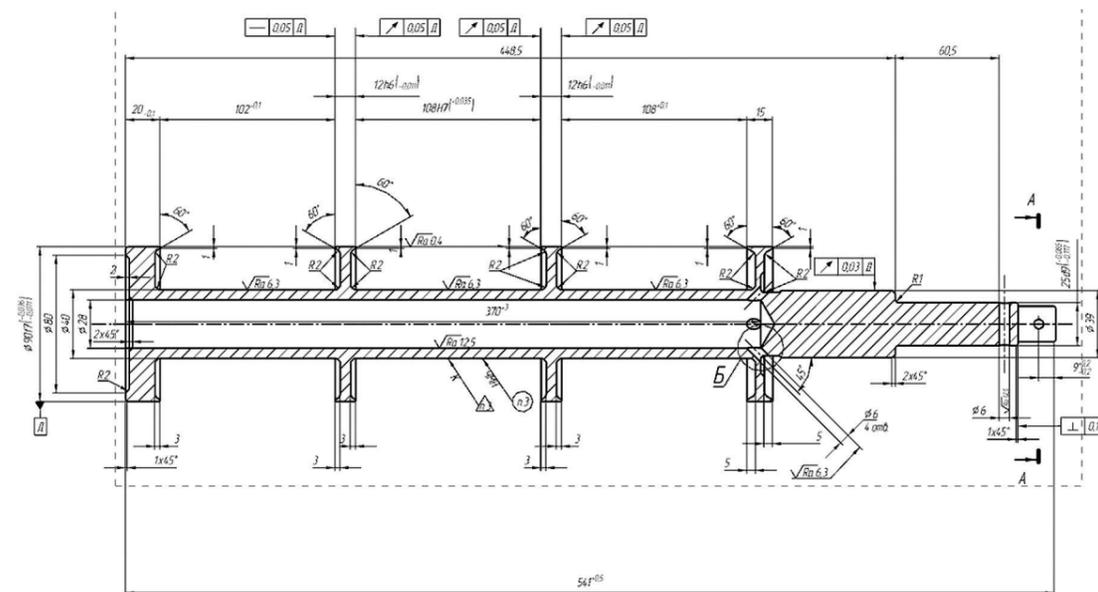


Рис. 10  
Чертеж золотника

После создания чертежей всех деталей и сборки параметрическую модель можно считать законченной. Итак, выстроив 3D-модель и чертежи по описанному процессу, я получил параметризованную модель отсечного золотника. Модель выстраивает изменения согласно параметрам, которые вводятся в шаблоне, и позволяет ввести любые значения заданных пределов. Целостность модели не нарушается. Чертежи меняют свои значения и указанные размеры и технические условия.

Таким образом можно считать, что задача по проектированию параметрической модели отсечного золотника была успешно выполнена, прошла необходимые испытания и готова к использованию в производственных целях.

## 6. СРАВНЕНИЕ ДОРОЖНЫХ КАРТ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Согласно альбому норм, проектирование отсечного золотника занимает у конструктора от 72 до 120 часов. Использование параметрической модели позволяет сократить это время до нескольких минут. Упрощенная маршрутная карта сокращается до одного блока вместо четырех. А время исполнения сокращается до значений от 5 минут до 8 часов 30 минут.

Основные потери при проектировании с помощью параметризации вызывает плохая оптимизация чертежного модуля в 10-й версии NX. Этот фактор можно исправить только переходом на обновленную версию программы.

Даже с учетом обозначенного узкого места можно сказать, что использование параметрической модели может в несколько раз сократить время проектирования отсечного золотника в зависимости от сложности исполнения конечной модели.



Рис. 11

Сравнение дорожных карт проектирования

## 7. ДОСТОИНСТВА И НАПРАВЛЕНИЯ ДЛЯ РАЗВИТИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ

Стоит признать, что помимо очевидных преимуществ параметрических моделей, в этой области есть направления, в которых нужно развиваться:

- Так как чертежный модуль в 10-й версии Siemens NX не доработан до оптимальных кондиций, конструктору в некоторых случаях приходится самостоятельно исправлять чертеж после изменения параметров модели.
- Построение параметрической модели требует от специалиста определенных способностей, включающих в себя как непосредственно умение 3D-моделирования, так и специфические навыки, приобретаемые в процессе построения.
- Модуль транзитивности в версии NX, используемой в компании «Силловые машины», не отрабатывает изменение заданных параметров, поэтому в КТЗ построение параметрических моделей ведется с помощью эскиза сборки сверху вниз.
- На данный момент нет общей базы данных, где хранятся все параметрические модели в TeamCenter и NX. Эту базу данных необходимо структурировать и сделать общедоступной.

Из преимуществ параметрической модели выделим следующие:

- + Возможность в сжатые сроки получить конструкторскую документацию на требуемый узел.
- + Уменьшение нормо-часов конструктора при создании сборки, что позволяет задействовать специалистов в других проектах и проектировании других узлов без потерь.
- + Избавление от рутинной работы при проектировании типовых узлов.
- + Задействование PLM-системы TeamCenter и CAD-системы NX, использующихся в компании «Силловые машины».
- + Интегрирование актуальной технологии параметризации ведет к общему прогрессу проектирования в компании.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проанализировав вышеописанное, можно прийти к выводу, что параметризация – актуальная технология и необходима для внедрения и развития внутри системы компании.

Она не только облегчает деятельность инженеров конструкторского бюро, но и закладывает большой пласт в развитии проектирования в будущем.

Параметрическая модель отсечного золотника была подвергнута испытанию на разрушаемость и показала требуемый результат. Также модель была протестирована с применением параметров другого, ранее использованного отсечного золотника, и показала свою полезность.

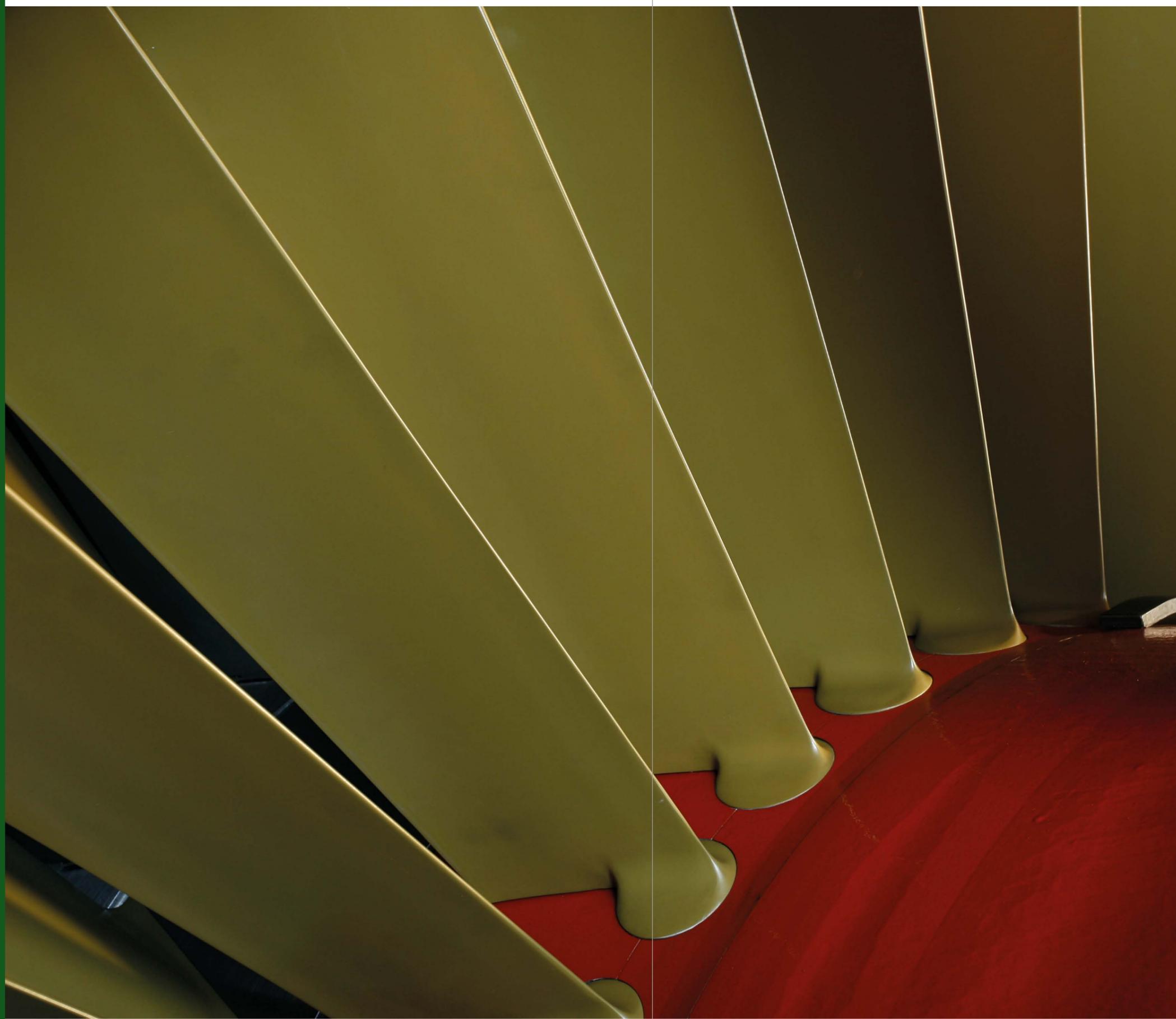
В этой области еще есть большое поле для исследования. Работа, которая проведена в этом направлении, представляет собой только один из первых шагов, сделанных во благо развития параметризации.

Тем не менее даже сейчас можно говорить о большом воздействии этой технологии на проектирование.

На примере отсечного золотника, который был построен мной, протестирован и признан пригодным для использования, я сделал вывод, что внедрение и структуризация параметрического проектирования необходима как предприятию Калужского турбинного завода в частности, так и компании «Силловые машины» в целом.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Данилов Ю., Артамонов И. Практическое использование NX. – Москва, 2011 г.
2. М.Ю. Ельцов, А.А. Козлов, А.В. Седойкин, Л.Ю. Широкова. Проектирование в NX под управлением TeamCenter.
3. Кривченко Г.И. Гидравлические машины. – Москва, 1978 г.



# ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ВИЭ И НОВЫЕ ПРОДУКТЫ

# ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

**Баранов Виктор Владимирович**

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, магистр 1 курса ВШЭМ ИЭ

**Барсков Виктор Валентинович**

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, доцент ВШЭМ ИЭ

ул. Политехническая, д. 29, Механический корпус, г. Санкт-Петербург, 195251, Россия

victor.baranov.00@mail.ru; barskov\_vv@spbstu.ru

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в большинстве развитых стран ведутся работы по исследованию и созданию перспективных энергетических установок, способных обеспечить электроэнергией потребителя, находящегося в самых разных условиях: в отдаленных районах земного шара, под землей и под водой, в космосе и на поверхности планет и их спутников [1]. Несмотря на быстрое развитие микроэлектроники и производства наноматериалов, а в ряде случаев и благодаря им, одним из наиболее эффективных способов преобразования тепловой энергии в электрическую по-прежнему является машинный метод, который в указанных условиях может быть реализован только в виде двигателя с внешним подводом теплоты. Каждый день идет борьба за улучшение эффективности в сфере энергетики. Поскольку ресурсы ограничены, огромное значение имеет их экономичное и целесообразное использование, поэтому лидеры в мировой энергетике стремятся достичь наивысших показателей. Помимо улучшения характеристик отдельных энергетических установок активно используют когенерацию, которая позволяет не только значительно повысить общий КПД таких установок, но также снизить вредные выбросы.

## 1. АКТУАЛЬНОСТЬ

Помимо задач, связанных с решением глобальных проблем современности, энергомашиностроение решает проблему роста потребителей энергии и требований к виду и качеству энергообеспечения за счет использования микротурбинных установок малой мощности в качестве автономных энергетических агрегатов [2]. Поскольку газотранспортная система стремительно развивается, компрессорные станции нуждаются в автономных источниках электроэнергии для газотранспортной системы России, являются повышенной надежностью, широкий рабочий диапазон при различных нагрузках, минимальные затраты на техническое обслуживание. Вспомогательными, но не менее важными критериями являются: габариты, коэффициент полезного действия, экологические характеристики. Для максимально надежного энергоснабжения в различных условиях требуется применение современных источников питания, которые будут вырабатывать электроэнергию непосредственно на трассе самого газопровода вблизи места установки линейных потребителей и функционировать на газообразном топливе, которое будет отбираться прямо из газопровода рядом с местом установки.

Перспективным направлением является использование газотурбинных установок с внешним подводом теплоты. Циклы таких установок могут быть как открытыми, так и закрытыми, но общим остается то, что вместо камеры сгорания используется высокотемпературный теплообменник.

**Цель исследования.** Приближенный расчет газотурбинной установки с внешним подводом теплоты замкнутого типа малой мощности (100 кВт). В исследовании решались следующие задачи:

1. Выбор цикла
2. Выбор оптимального вида топлива
3. Описать преимущества и недостатки

Основные области применения газотурбинных установок достаточно обширны, как показано на рис. 1.

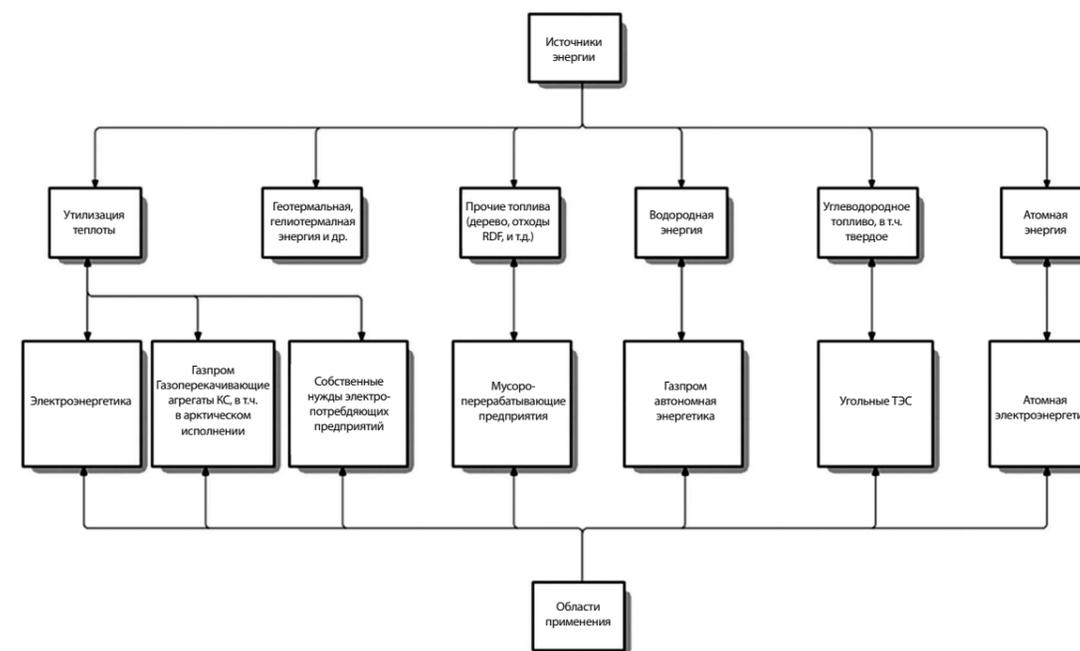


Рис. 1.

Области применения ГТУ с внешним подводом теплоты

Рабочим телом в газотурбинной установке служит очищенный воздух либо иной газ. В поверхностный нагреватель газа поступают топливо с воздухом. Тепло, которое выделяется при сгорании топлива, передается рабочему телу через так называемую поверхность нагрева, образуемую, как правило, пучками труб. А продукты сгорания после того, как отдают часть тепла нагреваемому рабочему телу, выбрасываются в атмосферу. Топливный контур, состоящий из котла-утилизатора и теплообменного аппарата рекуперативного типа, выступает в качестве источника подвода теплоты в основной контур тепловой схемы и заменяет в ней камеру сгорания. На рис. 2 показана общая схема цикла с внешним подводом теплоты.

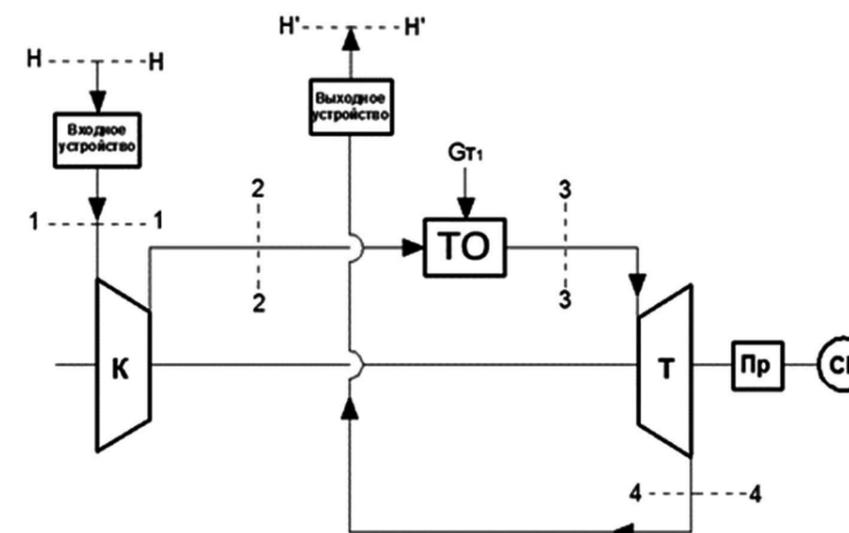


Рис. 2.

Схема цикла с внешним подводом теплоты

Отличительной особенностью замкнутого цикла является то, что рабочее же тело в установке замкнутого типа не выбрасывается в атмосферу, а поступает в поверхностный охладитель, где охлаждается, затем направляется в компрессор. На рис. 3 продемонстрирована схема ГТУ замкнутого цикла.

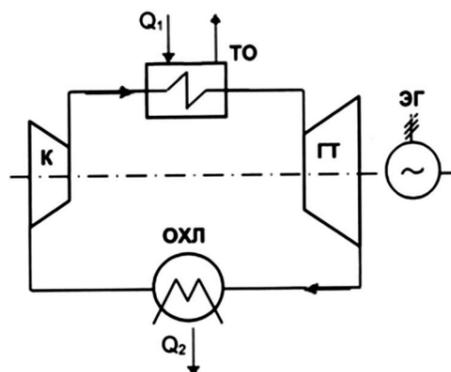


Рис. 3.

Схема ГТУ замкнутого цикла  
 ГТ – газовая турбина; К – компрессор;  
 ТО – теплообменник; ОХЛ – охладитель;  
 ЭГ – электрогенератор

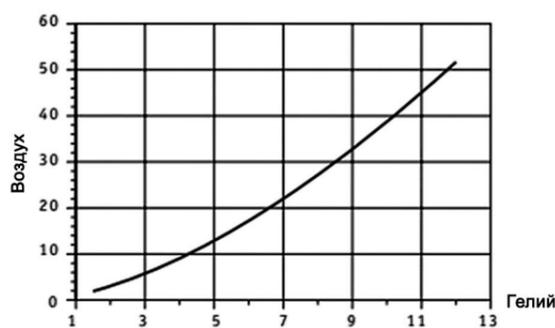


Рис. 4.

Сравнение степеней повышения давления  
 воздуха и гелия

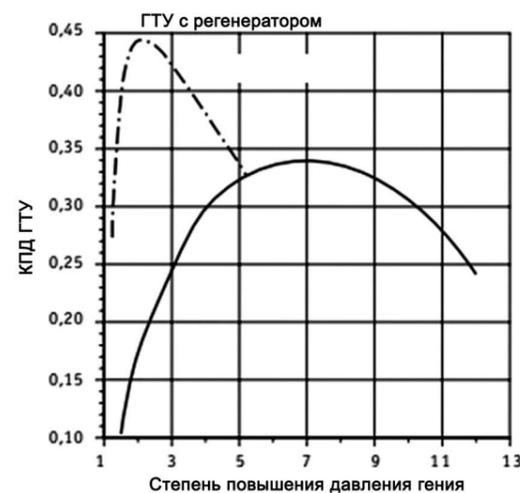


Рис. 5.

Зависимость КПД ГТУ  
 от степени повышения давления

Иными словами, газ, циркулирующий в установке, никоим образом не соприкасается ни с атмосферным воздухом, ни с продуктами сгорания топлива.

Рабочими телами в установке с внешним подводом могут быть гелий, азот, углекислый газ и их различные смеси в основном. В некоторых ГТУ замкнутого цикла достаточно эффективно использование конденсирующихся рабочих тел, например углекислоты. Подобные циклы называются бинарными. Поскольку сгорание топлива внешнее, то можно использовать любой его вид, вплоть до твердого. **Многотопливность:** жидкое, газообразное, твердое, ядерное топливо, солнечная энергия, геотермальная энергия и пр. **Экологичность:** установки работают с минимальными вредными выбросами в окружающую среду за счет применения оригинальных технологий сжигания. **Надежность:** отсутствие эрозионных эффектов, отложений, нагара и коррозии в проточной части турбины и компрессора за счет применения чистого рабочего тела, т. е. отсутствие в рабочем теле серы, кислот и прочих веществ, которые негативно влияют на материалы проточной части. ГТУ в связке с котлом-утилизатором при использовании высокотемпературного теплообменника позволяет подвести к турбине рабочее тело с температурой 700–750 °С. Для повышения эффективности установки есть возможность использования разнообразных рабочих тел, наиболее перспективными считаются гелий и углекислый газ. Кроме того, поскольку в цикле есть охладитель, рекомендуется использовать водное охлаждение для дополнительной теплофикации. Перспективным направлением является использование подобных установок непосредственно в местах добычи и транспортировки газа и нефти. Был проведен приближенный расчет установки мощностью 100 кВт для оценки КПД на воздухе. Далее приведена зависимость (на рис. 4) степеней повышения давления воздуха и гелия.

По графику определяем, что при степени сжатия воздуха равной 10 степень сжатия гелия приблизительно равняется 4, разница в 2,5 раза позволяет получить большую мощность. Гелий обладает вытесняющими свойствами, имеет высокое значение  $RT$  благодаря маленькой молекулярной массе при одинаковых условиях [3]. Недостаток гелия – его маленький удельный объем, ведь при вытеснении из топливных баков это будет проблемой. Для этого повышают температуру гелия, что позволяет ему увеличить удельный объем. На рис. 5 проиллюстрирована зависимость КПД ГТУ от степени повышения давления газа (гелия).

При выборе степени повышения давления больше 7 КПД начинает снижаться. Использование же регенерации зависит исключительно от экономических и габаритных параметров, ведь дает прирост в эффективности лишь при степени повышения давления до 5.

При проведении расчета была выведена зависимость эффективного КПД установки от степени повышения давления на рис. 6.

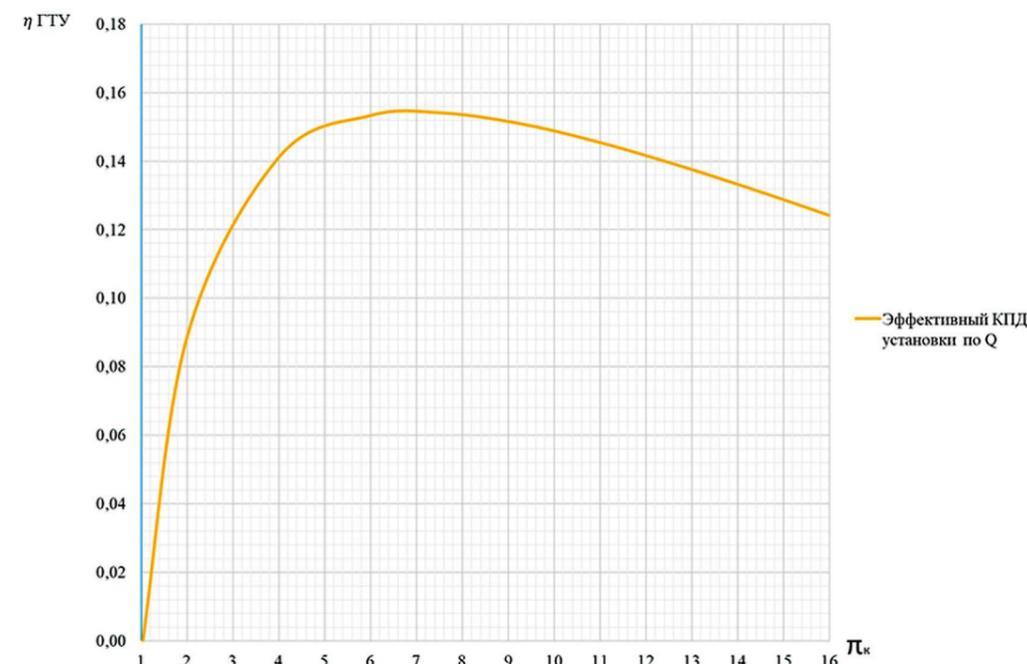


Рис. 6.

Зависимость эффективного КПД установки от степени повышения давления

Итак, стоит выделить общие недостатки и преимущества ЗГТУ.

#### Преимущества ГТУ закрытого цикла по сравнению с ГТУ открытого цикла:

- Возможность получения большой мощности при использовании повышенного давления газа.
- Малое снижение КПД на режимах частичных нагрузок, так как мощность установки можно регулировать путем добавления и выпуска рабочего тела без существенного изменения его температуры.
- Возможность использования дешевых сортов топлива, в том числе и твердого, так как рабочее тело не загрязняется продуктами сгорания.
- Внутренний КПД турбины и компрессора выше, чем у ГТУ открытого цикла.

#### К недостаткам ГТУ закрытого цикла относят:

- Усложнение схемы установки за счет применения охладителя и нагревателя газа и применения повышенного давления в контуре.
- Большие размеры поверхностного нагревателя газа.
- Ограничение температуры газа перед газовой турбиной жаропрочностью элементов нагревателя газа.
- Пониженный КПД установки на расчетном режиме по сравнению с ГТУ открытого цикла вследствие меньшего КПД поверхностного нагревателя по сравнению с КПД камер сгорания, больших потерь теплоты с уходящими газами и повышенного расхода энергии на собственные нужды.

Теплообменный аппарат, используемый в циклах вместо камеры сгорания, должен быть выполнен с учетом габаритных и экономических показателей, а также показателей эффективности. В таблице 1 приведены некоторые характеристики для разных типов теплообменников.

Характеристики теплообменников

Таблица 1.

Характеристики	Массогабаритные характеристики теплообменников			Единица измерения
	Тип теплообменного аппарата			
	трубчатый	пластинчатый	пластинчато-ребристый	
Объем	0,016	0,042	0,118	м <sup>3</sup>
Масса	197	27,13	32,25	Кг
Компактность	252,2	285,71	282,55	1/м
Площадь поверхности теплопередачи	4,03	12,19	33,34	м <sup>2</sup>

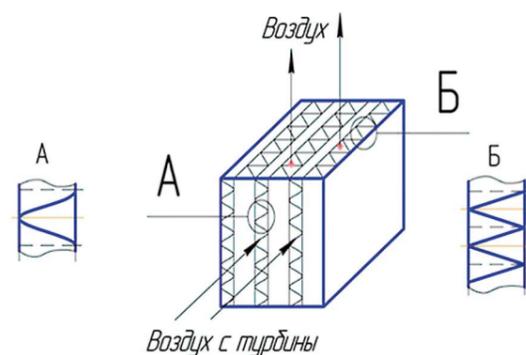


Рис. 7.

Общее изображение теплообменника

Было установлено, что трубчатый теплообменник обладает наименьшими габаритными характеристиками, однако он получился слишком металлоемким, поэтому более оптимальным вариантом является теплообменник пластинчатого типа [4]. Также при расчете тепловой схемы было установлено, что общий КПД установки равен 33,1 % [4].

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе исследования были решены все поставленные задачи. Предпочтительным для реализации является замкнутый цикл, в качестве рабочего тела – гелий. При сравнении газотурбинной установки замкнутого цикла и открытого было рассчитано, что КПД для воздуха может достигать 15,8 %, для гелия же есть возможность достичь 34 %. Для повышения КПД в определенных случаях имеет смысл установки рекуператора, что позволит достичь КПД до 45 %.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арбеков А.Н. Выбор параметров и эффективных тепловых схем газотурбинных установок замкнутого цикла для наземного и космического применения : диссертация ... доктора технических наук: 05.04.12 / Арбеков А. Н.; [Место защиты: Моск. гос. техн. ун-т им. Н.Э. Баумана]. – М., 2019. – 333 с.: ил.
2. Фокин Г.А. Методология создания автономных турбинных источников электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа для собственных нужд газотранспортной системы России: диссертация ... доктора технических наук : 05.04.12 / Фокин Г. А. [Место защиты: С.-Петерб. политехн. ун-т Петра Великого]. – СПб., 2015. – 456 с.: ил.
3. Глазков А. А. Газотурбинная установка замкнутого цикла, работающая на газообразных агентах / А. А. Глазков // Молодой ученый. – 2021. – № 25(367). – С. 83-86. – EDN SLDFQF.
4. Лаптев М. А. Перспективные газотурбинные установки с внешним подводом теплоты / М. А. Лаптев, В. В. Барсков, В. А. Рассохин // Современные технологии и экономика энергетики: Материалы Международной научно-практической конференции, Санкт-Петербург, 29 апреля 2021 года. – СПб.: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», 2021. – С. 142-144. – EDN JZDVZG.

# РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ И ТУРБИНЫ КТЭК НА БАЗЕ ЦИКЛА АЛЛАМА

Бердюгин Кирилл Александрович

АО «Силовые машины», инжиниринговый центр в регионе Москва, управление новых турбомашин

Протопоповский пер., д. 25 корп. А, г. Москва, 129090, Россия

berdyugin\_ka@power-m.ru

## ВВЕДЕНИЕ

Потребление электроэнергии в мире растет с каждым годом. Такая тенденция связана с развитием промышленности и электрификацией как в развитых странах, так и в странах третьего мира. Согласно отчету [1] в 2018 году в мире выработка электроэнергии составила 24739 ТВт·ч, в свою очередь выбросы диоксида углерода составили 33513 млн т. Повышение концентрации диоксида углерода [2] сопровождается возникновением парникового эффекта, вследствие которого и происходит повышение температуры на планете, что в свою очередь негативно влияет на экологию планеты и экономику всех стран мира. На энергетику приходится около четверти от всех выбросов CO<sub>2</sub> [3], поэтому возникает необходимость разработки новых подходов к выработке тепловой и электрической энергии с минимальными выбросами вредных веществ в атмосферу.

В настоящее время существует большое количество способов снижения количества выбросов: переход на возобновляемые источники электроэнергии; постройка новых атомных электростанций; внедрение систем улавливания парниковых газов. На данный момент одним из перспективных направлений уменьшения выбросов парниковых газов является применение кислородно-топливных энергетических комплексов (КТЭК) [4, 5]. Данные комплексы основаны на технологии кислородного сжигания. Одним из главных преимуществ данной технологии является то, что сжигание топлива сопровождается образованием водяного пара и углекислого газа. Данный аспект позволяет снизить затраты на улавливание парниковых газов, а также избежать образования других токсичных элементов, таких как оксиды азота и углерода. Наиболее эффективным и перспективным в данном направлении является цикл Аллама [6].

Цикл Аллама представляет собой полузамкнутый цикл, рабочим телом которого является сверхкритический диоксид углерода. Так как диоксид углерода находится в сверхкритическом состоянии, установка, работающая по данному циклу, имеет высокую эффективность, а также имеет малые габариты основного оборудования, что приводит к низкой стоимости киловатта установленной мощности. На сегодняшний день в открытом доступе представлено мало информации о расчетах параметров данного цикла.

В данной работе представлена методика расчета тепловой схемы КЭТК на базе цикла Аллама, имеющая возможность вариативного определения основных параметров тепловой схемы. Также представлена методика расчета газовой турбины и результаты расчета оптимальной компоновки турбины.

## 1. ОПИСАНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

Методика расчета тепловой схемы была разработана для кислородно-топливного энергетического комплекса (КТЭК) работающего на базе цикла Аллама. Данный комплекс основан на технологии генерации электроэнергии посредством газовой турбины при сжигании метана в среде чистого кислорода и углекислого газа. Цикл Аллама, в свою очередь, представляет собой полузамкнутый цикл, рабочим телом которого является диоксид углерода. Упрощенная тепловая схема данного цикла представлена на рис. 1.

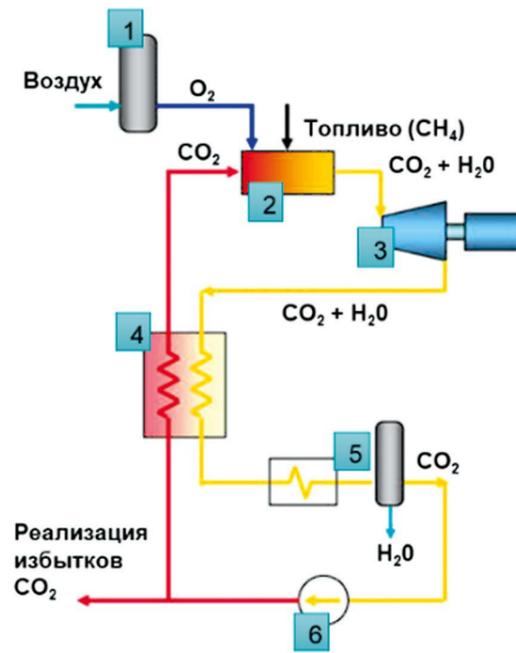


Рис. 1.

Тепловая схема кислородно-топливного энергетического комплекса (КТЭК) на базе цикла Аллама  
1 – воздухоразделительная установка; 2 – камера сгорания; 3 – турбина; 4 – теплообменник;  
5 – охладитель-сепаратор; 6 – группа сжатия

Так как сжигание метана происходит в чистом кислороде, образующиеся продукты сгорания имеют высокую чистоту. Электрический КПД нетто данного цикла лежит в районе 50 %, а диапазон номинальных мощностей составляет от 150 до 500 МВт.

За основу разработки был взята методика, полученная на базе Московского энергетического института (МЭИ), которая заключается в расчете отдельных элементов тепловой схемы, результаты расчета которых передавались в следующий блок для дальнейшего расчета. Основным минусом данной методики является то, что она была разработана для конкретного исполнения тепловой схемы цикла Аллама, поэтому отсутствует возможность вариативности – каждое изменение тепловой схемы требует существенных изменений самой методики.

Разработка новой методики проводилась с помощью языка программирования Python. Методика расчета тепловой схемы основана на принципе модульности: каждый элемент тепловой схемы задан как отдельный узел, для которого задаются основные параметры. Все элементы тепловой схемы задаются с помощью Excel таблицы. Для каждого узла тепловой схемы задаются известные параметры, такие как давление, температура, расход и химический состав. На рис. 2 представлен один из узлов тепловой схемы.



Рис. 2.

Элемент «турбина» и таблица задаваемых параметров

Полученная таблица передается в разработанный код для расчета тепловой схемы. Для изменения компоновки тепловой схемы необходимо вносить изменения в исходную таблицу Excel. С помощью разработанной методики можно задавать диапазоны отдельных параметров для каждого отдельного элемента. На рис. 3 представлены параметры, для которых задаются диапазоны значений.

```
params_to_change = {'Температура кислорода за Т01': [220, 260],
                    'Температурный напор на входе в Т05': [5, 25],
                    'Температурный напор на выходе из Т05': [5, 25],
                    'Температурный напор на выходе из Т04': [5, 25],
                    'Температурный напор на входе в Т04': [5, 25],
                    'Температурный напор перед Т03': [5, 25],
                    'Температура горячего теплоносителя за Т02': [250],
                    'Температура холодного теплоносителя за Т06': [-20, 20],
                    'Температура кислорода за Т07': [-10, 10],
                    'Температура холодного теплоносителя за Т08': [93.1, 120],
                    'Температура горячего теплоносителя за Т01': [-20, 20]}
```

Рис. 3.

Диапазоны варьируемых параметров

Исходя из заданных диапазонов формируются соответствующие режимы. Полученные режимы могут быть ранжированы по основным параметрам тепловой схемы, таким как  $\eta^{нетто}$ , и электрической мощности.

## 2. РЕЗУЛЬТАТЫ ВАРИАЦИОННОГО РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КТЭК

Характеристики основного оборудования были фиксированы и соответствовали данным, представленным МЭИ. Для турбины были заданы параметры рабочего тела на входе  $p_0 = 30$  МПа,  $t_0 = 1100$  °С, а также давление на выходе  $p_z = 3$  МПа. Тепловая схема также была взята из расчетов МЭИ.

В данном расчете рассматривались комбинации параметров теплоносителей для вспомогательных теплообменников. Различные комбинации позволяют обеспечить перераспределения тепловых мощностей рекуперативных теплообменников, что позволит выявить оптимальное сочетание. Было рассчитано 2048 различных вариантов тепловой схемы. По итогам расчета отпускаемая в сеть мощность КТЭК лежит в диапазоне 47,8-49,4 МВт, а КПД нетто 40-47 % (рис. 4). Для сравнения выбрано 3 варианта конфигурации схемы КТЭК, обеспечивающие КПД 42 %, 45 % и 47 % при минимальной оценочной стоимости оборудования. Как видно из графиков (рис. 5), рост КПД КТЭК сопровождается снижением расхода кислорода и топлива в камеру сгорания, что обусловлено увеличением температуры  $CO_2$  за рекуператором. Также наблюдается увеличение мощности и КПД при снижении расхода в голову ГТ, что связано с уменьшением затрат на собственные нужды для ВРУ и компрессорного оборудования.

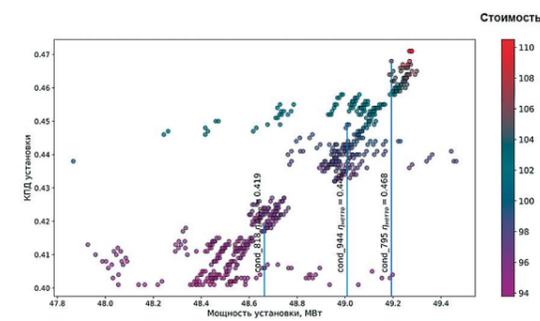


Рис. 4.

Зависимость КПД установки от мощности

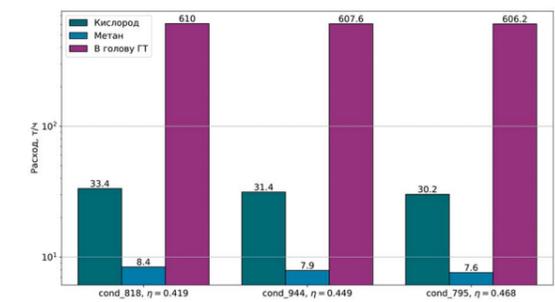


Рис. 5.

Расходы топлива, окислителя и рабочего тела

Далее была проведена оценка влияния произведения коэффициента теплопередачи (K) на площадь теплообмена (F) (рис. 6–8). Из анализа было определено, что характеристики ТО2 – напрямую определяют КПД КТЭК. Также из графиков видно, что при увеличении КПД, в частности при преодолении точки в 44 % происходит существенное увеличение габаритов теплообменного оборудования. Для ТО8 и ТО6 возможна вариация по габаритам ТО в зависимости от выбранной конфигурации потоков теплоносителей.

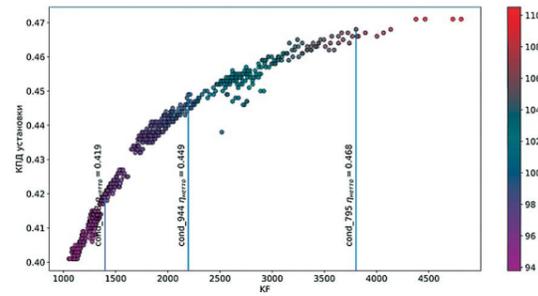


Рис. 6.

Зависимость КПД установки от KF компонента TO2

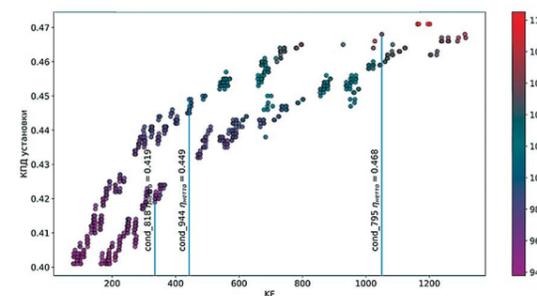


Рис. 7.

Зависимость КПД установки от KF компонента TO6

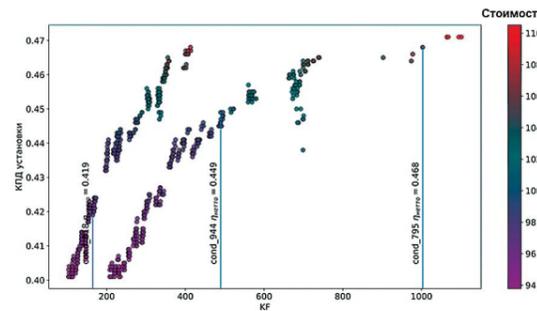


Рис. 8.

Зависимость КПД установки от KF компонента TO8

### 3. ОПИСАНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ КТЭК

Методика расчета была разработана на основе методики, полученной от МЭИ. Исходная методика имела ряд плюсов: вариационный расчет; интегрирована верифицированная модель потерь; расчет параметров рабочего тела проходит с учетом компонентов. Но в свою очередь имела и минусы: упрощенная методика расчета уплотнений; расчет ступеней производился с использованием стандартизированных профилей. Основной же проблемой исходной методики являлось то, что проточная часть была рассчитана на  $(u/c_{\phi})_{opt}$ , что приводило к большому количеству ступеней и соответственно увеличению габаритов установки. Поэтому главная задача новой методики – это определение оптимальной конфигурации турбины с осевым выходом при минимальном количестве ступеней.

В качестве исходных для расчета задаются следующие параметры:

- Расход рабочего тела в голову турбины,  $G_0$ ,
- Температура рабочего тела в голове турбины,  $t_0$ ,
- Давление рабочего тела в голове турбины,  $p_0$ ,
- Давление среды за турбиной,  $t_a$ ,
- Частота вращения ротора,  $n$ ,
- Корневой диаметр,  $d_c$ .

При разработке методики были определены три направления расчета проточной части, в частности, три подхода к определению теплоперепадов на каждую ступень [7, 8]: разбивка теплоперепадов с учетом  $(u/c_{\phi})_{opt}$ ; расчет проточной части с учетом среднего теплоперепада на ступень; расчет проточной части исходя из нагрузки на каждую ступень. После сравнения и реализации всех способов был выбран метод разбивки исходя из нагрузки на ступень. В дополнение были определены основные характеристики профилей решеток, а также был проведен расчет лабиринтных уплотнений [9].

Исходя из способа определения теплоперепадов, на проточную часть были наложены ограничения: для всей проточной части были определены диапазоны степени реактивности  $\rho$ , коэффициента расхода  $\phi$  и угла выхода абсолютной скорости из рабочей решетки  $\alpha_2$  [10]; последняя ступень рассчитывается с учетом  $(u/c_{\phi})_{opt}$  для получения осевого выхода. Исходя из полученных диапазонов, для каждой ступени определяется теплоперепад, после чего проводится детальный расчет каждой ступени. Полный процесс расчета турбины сведен в обобщающую блок-схему (рис. 9).

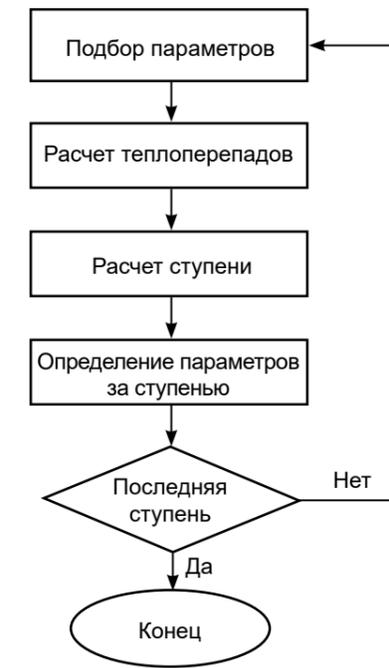


Рис. 9.

Обобщающая блок-схема процесса расчета турбины

### 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ВАРИАЦИОННОГО РАСЧЕТА ТУРБИНЫ КТЭК

По результатам расчета было получено облако точек (рис.10) для различных компоновок проточных частей осевой турбины. Для сравнения был произведен расчет проточных частей при тех же параметрах в программном пакете AxStream (рис. 11). Благодаря возможности аккуратного контроля параметров расчета удалось минимизировать количество рассчитанных точек при достижении похожих параметров проточной части по сравнению с AxStream. Расчет по новой методике проводился с учетом смеси, свойства были взяты из библиотеки Refprop, при расчете без учета  $H_2O$  разница в мощности составляла 5-10 МВт, что достаточно существенно для данной установки.

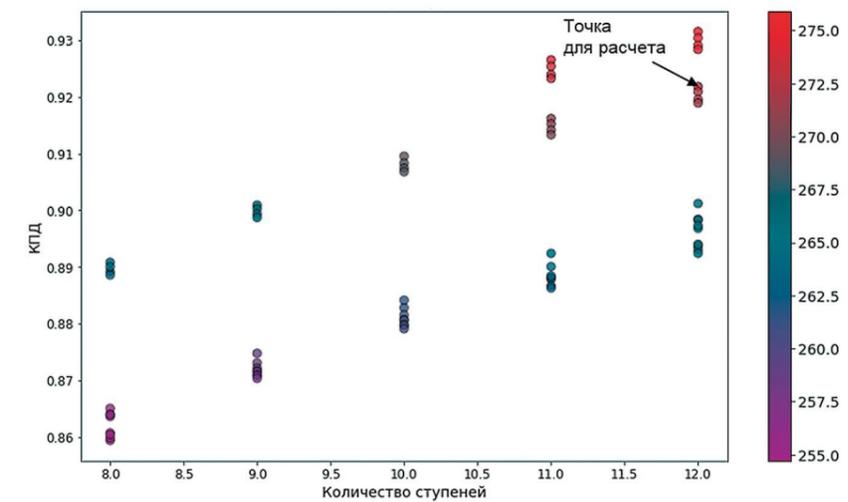


Рис.10.

Результаты расчеты осевой турбины с использованием новой методики

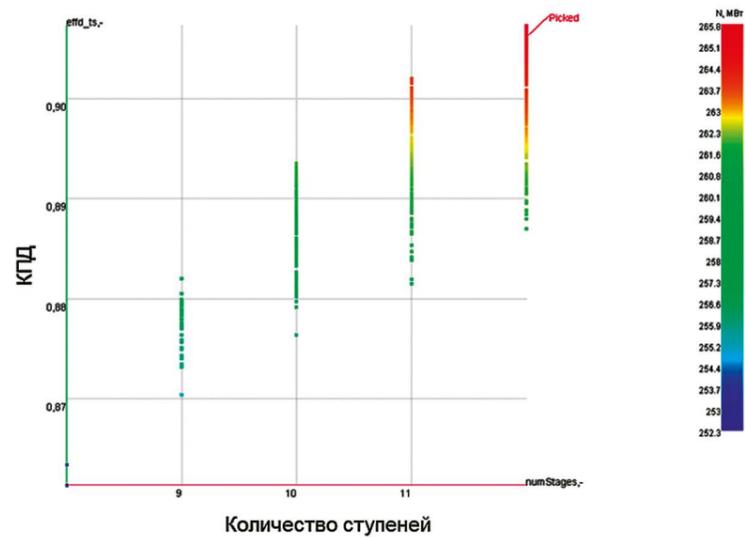


Рис. 11.

Результаты расчета осевой турбины с использованием новой методики

Благодаря методике было получено достаточное количество данных для построения проточной части турбины. На рис. 12 показана проточная часть, которая была сравнена с проточной частью, полученной с помощью программного пакета AxStream (рис. 13). Обе проточные части выполнены с постоянным корневым диаметром, в обоих случаях корневой диаметр составляет 900 мм. Для каждой проточной части было выполнено условие осевого выхода для проточной части. Наблюдаются отличия в продольных размерах машины. Это связано с предварительным прочностным расчетом лопаток, т. е. хорд. Данный аспект пока не учтен в данной методике.

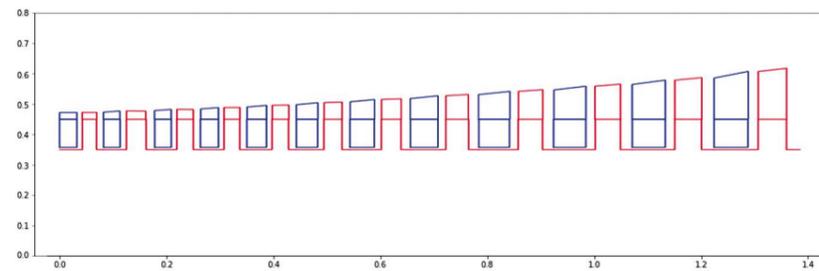


Рис. 12.

Проточная часть, полученная по результатам расчета

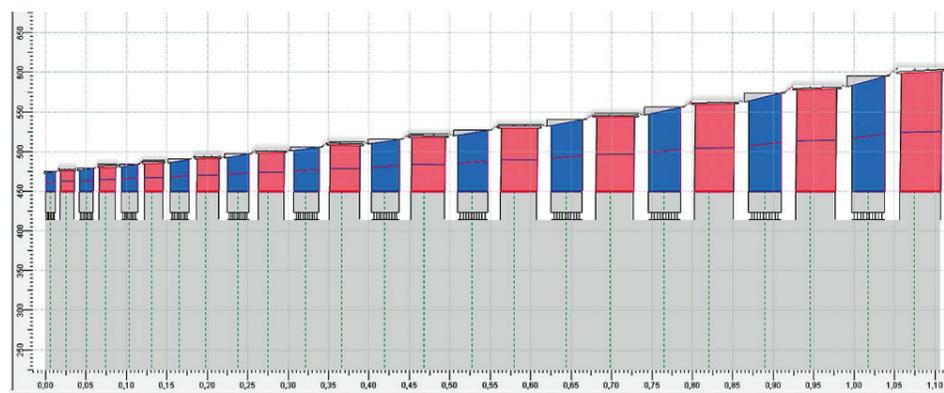


Рис. 13.

Проточная часть, полученная с помощью Axstream

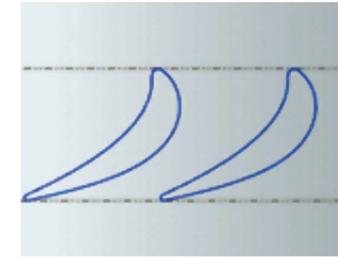


Рис. 14.

Профиль сопловой решетки

Данные, предоставляемые методикой, позволяют перейти к осесимметричному расчету проточной части, что позволит уйти от использования стандартизированных профилей к профилированию исходя из полученных данных. При детальном расчете ступени в этой методике рассчитываются параметры профилей (угол заострения кромок, скелетный угол, горло, максимальная толщина и т. д.) На рис. 13 представлен чертеж выполненного предварительного профилирования сопловой лопатки.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На базе имеющейся методики расчета тепловой схемы был разработан метод, позволяющий рассчитывать различные варианты компоновки тепловой схемы с учетом возможности вариативного анализа параметров энергетического оборудования и обновления данных элементов тепловой схемы по мере их детальной проработки. Проведен анализ влияния параметров элементов тепловой схемы на ее экономичность, выделен целевой диапазон характеристик КТЭК на базе цикла Аллама. Доработана методика одномерного расчета проточной части турбины, работающей на сверхкритическом диоксиде углерода, позволяющая определить оптимальные параметры машины с учетом заданных ограничений и граничных условий.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Buildings I. E. A. T. International Energy Agency: Paris, France, 2020. – 2020.
2. Углекислый газ в атмосфере Земли / Wikipedia. URL: [https://ru.wikipedia.org/wiki/Углекислый\\_газ\\_в\\_атмосфере\\_Земли](https://ru.wikipedia.org/wiki/Углекислый_газ_в_атмосфере_Земли) (дата обращения: 08.10.2022).
3. Change I. C. Synthesis Report. Contribution of working groups I /II and III to the fifth assessment report of the intergovernmental panel on climate change. – 2014. – Т. 151. – №. 10.1017.
4. Pavithran A., Sharma M., Shukla A. K. Oxy-fuel Combustion Power Cycles: A Sustainable Way to Reduce Carbon Dioxide Emission / Distributed Generation & Alternative Energy Journal. – 2021. – С. 335–362.
5. Brun K., Friedman P., Dennis R. (ed.). Fundamentals and applications of supercritical carbon dioxide (sCO<sub>2</sub>) based power cycles. – Woodhead publishing, 2017.
6. Allam R. J. et al. The oxy-fuel, supercritical CO<sub>2</sub> Allam Cycle: New cycle developments to produce even lower-cost electricity from fossil fuels without atmospheric emissions / Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. – American Society of Mechanical Engineers, 2014. – Т. 45660. – С. V03BT36A016.
7. Кириллов И. И., Кириллов А. И. Теория турбомашин. – Л.: Машиностроение. – 1972. – Т. 536.
8. Мамаев Б.Н. Газодинамический расчет осевой турбины. Учебно-методическое пособие. – 1969.
9. РТМ 108.020.33-86. «Уплотнения лабиринтные стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров. Проектирование и расчет». – М.: НПО ЦКТИ, 1988. – 73 с.
10. Белоусов А. Н. и др. Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин. – 2006.

# ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК СОЛНЕЧНЫХ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ ДЛЯ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ ЕВРОПЕЙСКОЙ ЧАСТИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Жариков Артем Андреевич

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, Калужский филиал

ул. Баженова, д. 2., г. Калуга, 248000, Россия  
artemzhrk@gmail.com

## ВВЕДЕНИЕ

Отработка технологий производства электрической энергии на базе использования нетрадиционных и возобновляемых источников электрической энергии является важной в силу ограниченности и исчерпаемости ресурсной базы органического топлива, вероятного прохождения пика его добычи, резкого увеличения стоимости на мировых и региональных рынках.

На 25-м Мировом энергетическом конгрессе вице-премьером Александром Новаком была представлена новая стратегия развития возобновляемой (альтернативной) энергетики. Планируется нарастить долю возобновляемых источников энергии в энергобалансе страны до 40 % в 2040 году [1]. До 2035 года в развитие возобновляемых источников энергии будет вложено порядка 1 трлн рублей. Компания «Силовые машины» как самый крупный производитель теплоэнергетического оборудования в РФ может найти место своей традиционной продукции – паротурбинным установкам – при строительстве новых объектов электрической генерации на основе возобновляемых источников энергии, например, энергии солнечного излучения.

Известны и реализованы проекты солнечных тепловых электрических станций башенного типа (СТЭС) [2]. В отличие от более распространенных фотоэлектрических станций здесь реализуется традиционный цикл паротурбинной энергетической установки с источником тепла – солнечным излучением. Солнечный свет концентрируется с помощью зеркал-гелиостатов на теплообменном аппарате, размещенном на вершине башни. Там промежуточный теплоноситель (смесь расплавленных солей) разогревается до высокой температуры. Этот промежуточный теплоноситель используется для производства рабочего тела – водяного пара в цикле паротурбинной установки. СТЭС могут работать и ночью благодаря запасу тепловой энергии в накопительных термических баках с расплавленной солью. Это ключевое преимущество СТЭС по сравнению с солнечными электростанциями фотоэлектрического типа.

## 1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Важнейшими характеристиками СТЭС являются: площадь отражающих зеркал-гелиостатов, занимаемая ими площадь площадки СТЭС, расчетный коэффициент использования установленной мощности (КИУМ). Данные параметры во многом определяются географическими и климатическими характеристиками местоположения СТЭС. Анализ карты солнечной иррадиации российских регионов [3] позволил выделить три характерных области в европейской части РФ. Область с низкой иррадиацией (Архангельск, Санкт-Петербург) –  $E_1 \approx 3,3$  кВт·ч/(м<sup>2</sup> день); область со средним уровнем иррадиации (Калуга, Нижний Новгород, Казань, Челябинск) –  $E_2 \approx 3,5$  кВт·ч/(м<sup>2</sup> день) и область с высоким уровнем иррадиации (Таганрог, Краснодар, Астрахань, Элиста) –  $E_3 \approx 4,5$  кВт·ч/(м<sup>2</sup> день).

Анализ статистических метеорологических данных для указанных регионов и характеристики реализованных зарубежных проектов СТЭС позволяют оценить характеристики СТЭС для климатических условий европейской части Российской Федерации.

## 2. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Работа основана на использовании статистических метеорологических данных, представленных в открытом доступе на сайте NASA Prediction Of Worldwide Energy Resources [4] и анализе характеристик солнечных тепловых электростанций башенного типа, представленных на сайте Solar PACES – проекте Международного энергетического агентства [5].

## 3. ПОЛУЧЕННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

В настоящее время в мире известно порядка трех десятков реализованных и находящихся в стадии строительства СТЭС башенного типа. Большинство из них находятся в США, Испании и Китае. Характеристики некоторых реализованных проектов СТЭС башенного типа приведены в таблице 1.

Таблица 1.

Характеристики реализованных проектов СТЭС

Наименование, страна	Мощность, МВт	Занимаемая площадь, км <sup>2</sup>	Площадь гелиостатов, км <sup>2</sup>	Накопление тепловой энергии, час	Стоимость, млн \$
Ivanpah Solar Power Facility, США	382	14,2	2,43	н.д.	2339
Khi Solar One, ЮАР	50	1,4	0,58	2	467
CEEC Hami CSP, Китай	50	4,4	0,697	8	238
Atacama 1, Чили	110	7	1,484	17,5	1400
Ashalim Plot B, Израиль	121	3,2	1,05	н.д.	854
Crescent Dunes Solar Energy Project, США	110	6,5	1,2	10	1032

Анализ данных, представленных в таблице 1, позволил получить некоторые характерные удельные характеристики СТЭС: удельная занимаемая площадь электрической станции –  $F_{зо} = 0,026 \div 0,037$  км<sup>2</sup>/МВт без накопителей тепловой энергии;  $F_{зо} = 0,06 \div 0,09$  км<sup>2</sup>/МВт с накопителями тепловой энергии, обеспечивающими работу СТЭС в темное время суток в течение 8...10 часов. Удельная стоимость строительства СТЭС  $C_{зо} = 4700 \div 13000$  \$/кВт.

Для оценки эффективности преобразования энергии солнечного излучения в электрическую энергию был выбран проект СТЭС CEEC Hami CSP, находящийся с 2019 года в эксплуатации. Согласно данным [5], ПТУ данной СТЭС имеет КПД 44 %. Следовательно, тепловая мощность парогенератора составит величину порядка 114 МВт. Средняя величина солнечной иррадиации для месторасположения СТЭС (Синьцзян-Уйгурский район Китая) составляет  $E \approx 5,5$  кВт·ч/м<sup>2</sup> день. Эти данные позволили оценить общий КПД системы гелиостаты – солнечная башня – накопители энергии – парогенератор величиной 72...75 %.

Для оценки характеристик СТЭС для климатических условий европейской части РФ был проведен анализ метеорологических данных для г. Санкт-Петербурга, г. Калуги и г. Элисты. Данные были получены с помощью сервиса [4] и осреднены по месяцам за 10-летний временной интервал (с 2011 по 2021 гг.) с учетом фактических метеорологических условий. Распределение средней величины солнечной иррадиации  $E$ , кВт·ч/(м<sup>2</sup> день) по месяцам приведены на рис. 1.

Среднегодовая величина солнечной иррадиации для г. Санкт-Петербурга составила  $E_1 = 2,63$  кВт·ч/(м<sup>2</sup> день); для г. Калуги –  $E_2 = 3,03$  кВт·ч/(м<sup>2</sup> день); для г. Элисты –  $E_3 = 3,85$  кВт·ч/(м<sup>2</sup> день). Ориентируясь на среднегодовую величину солнечной иррадиации, КПД преобразования энергии солнечной энергии в системе гелиостаты – солнечная башня – накопители энергии – парогенератор в 75 % и КПД паросиловой части в 40 % была определена потребная площадь зеркал-гелиостатов для СТЭС мощностью 50 МВт. Данные приведены в таблице 2.

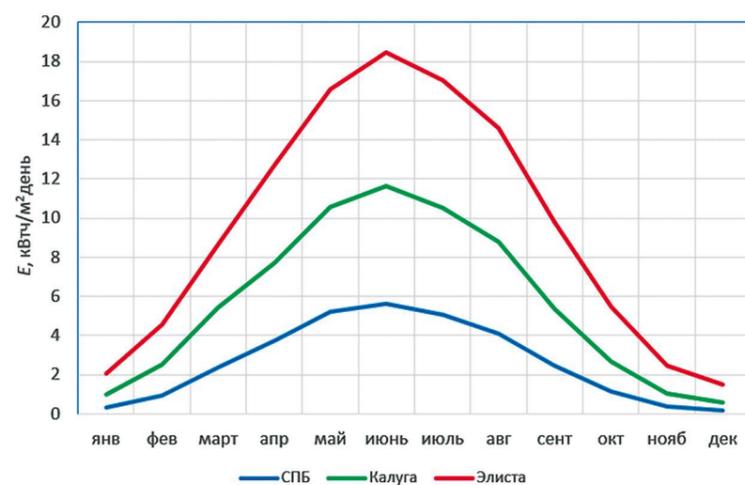


Рис. 1.

Годовое распределение солнечной иррадиации для климатических условий трех городов

Характеристики СТЭС для климатических условий европейской части РФ

Таблица 2.

Параметр	Санкт-Петербург	Калуга	Элиста
Мощность ПТУ, МВт		50	
Мощность парогенератора, МВт		125	
Потребная мощность солнечного излучения, МВт·ч/день		4000	
Потребная площадь зеркал гелиостатов, км <sup>2</sup>	1,52	1,32	1,04
Площадь, занимаемая СТЭС, км <sup>2</sup>	~9	~8	~6,2

Учитывая неравномерное распределение солнечной иррадиации по временам года, будет различным и средний КИУМ по месяцам. Данные иллюстрируются рис. 2

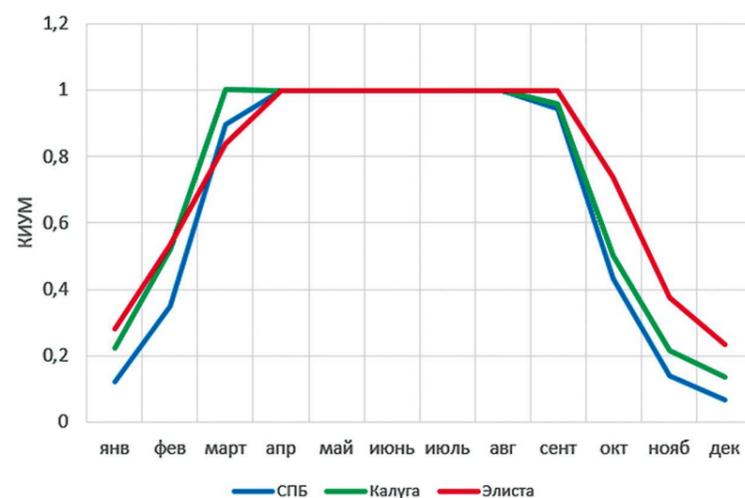


Рис. 2.

Распределение КИУМ СТЭС по месяцам года

Средний КИУМ СТЭС для климатических и метеорологических условий Санкт-Петербурга составил 0,66; для Калуги – 0,72; для Элисты – 0,75. Для всех рассмотренных случаев теоретический КИУМ, близкий к единице, будет наблюдаться на протяжении 5 месяцев года (с апреля по август). Однако следует отметить, что в летние месяцы будет наблюдаться избыток солнечного излучения. При площади зеркал гелиостатов, опре-

деленной по среднегодовой иррадиации, летом поток солнечного излучения будет в 1,6...2,0 раза больше необходимого. Это при достаточной емкости баков-накопителей энергии гарантированно обеспечит энергией ПТУ в темное время суток. В зимние месяцы для всех трех локаций будет наблюдаться сильный недостаток солнечного излучения. Зимой и осенью для географических и климатических условий г. Санкт-Петербурга и г. Калуги работа СТЭС, скорее всего, будет невозможна и в дневное время без дополнительного источника энергии (например, сжигания природного газа, что практикуется в некоторых проектах СТЭС).

Особенностью СТЭС башенного типа является то, что для генерации электрической энергии используется обычное теплосиловое оборудование ТЭС на органическом топливе. Генерация пара в теплообменном аппарате путем обогрева расплавленной солью может дублироваться обычной котельной установкой работающей, например, на природном газе. В зимнее время года такая ТЭС может работать на органическом топливе, а летом в период максимума солнечной иррадиации – на энергии солнечного излучения. В этом случае потребную площадь зеркал гелиостатов можно выбирать исходя не из среднегодовой величины солнечной иррадиации, и из средней величины наиболее жарких месяцев года. Это позволит сделать СТЭС гораздо компактнее и дешевле. Так, для климатических условий Элисты за период с апреля по сентябрь средняя величина солнечной иррадиации составляет  $E = 5,76$  кВт·ч/(м<sup>2</sup>·день). Для обеспечения круглосуточной работы СТЭС потребуется площадь зеркал гелиостатов порядка  $F_{\text{гел}} = 0,70$  км<sup>2</sup>. Распределение КИУМ СТЭС по указанным месяцам приведено на рис. 3.

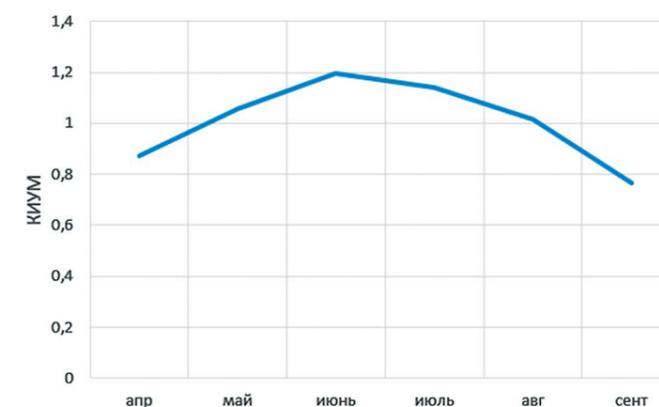


Рис. 3.

Распределение КИУМ для СТЭС, работающей в жаркое время года

Такая СТЭС мощностью 50 МВт за шесть месяцев выработает порядка 200 млн кВтч электрической энергии, что позволит сэкономить 60 000 тонн условного топлива.

#### 4. ВЫВОДЫ

1. Определены осредненные характеристики солнечной иррадиации для трех характерных регионов европейской части РФ – Санкт-Петербурга, Калуги, Элисты.
2. Определены характеристики СТЭС башенного типа мощностью 50 МВт для трех характерных регионов европейской части РФ:
  - удельные капитальные затраты на строительство СТЭС значительно превышают затраты на строительство традиционных электрогенерирующих мощностей  $C_{\text{уд}} = 4700 \div 13000$  \$/кВт;
  - потребная площадь зеркал гелиостатов составит величину от 1 до 1,5 км<sup>2</sup>;
  - площадь площадки ТЭС составит от 6 до 9 км<sup>2</sup>;
  - определены средний КИУМ в течение года и его распределение по месяцам.
3. При современном уровне цен и доступности органического и ядерного топлива строительство СТЭС для климатических условий европейской части РФ видится нецелесообразным.
4. Возможно строительство комбинированной ТЭС (органическое топливо/солнечное излучение) для южных регионов РФ. При этом КИУМ будет близок к единице в течение всего календарного года.
5. Принимая во внимание, что продукция «Силовых машин» широко представлена на мировых рынках, возможно расширение портфеля заказов компании за счет строительства СТЭС в странах Центральной Азии, Ближнего Востока, Африки, которые характеризуются большей величиной солнечной иррадиации по сравнению с территорией РФ.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты данной работы могут быть использованы при разработке, строительстве и эксплуатации демонстратора комбинированной ТЭС/СТЭС башенного типа в одном из южных регионов РФ.

Опытные данные полученные в ходе работы такой ТЭС могут быть использованы в будущем при строительстве СТЭС в странах Центральной Азии, Ближнего Востока, Африки.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Россия увеличит долю возобновляемых источников энергии в 10 раз. Информационная статья ТАСС. [https://tass.ru/ekonomika/11787295?utm\\_source=google.com&utm\\_medium=organic&utm\\_campaign=google.com&utm\\_referrer=google.com](https://tass.ru/ekonomika/11787295?utm_source=google.com&utm_medium=organic&utm_campaign=google.com&utm_referrer=google.com).
2. Перечень реализованных проектов солнечных тепловых электростанций башенного типа. Статья из общедоступной интернет-энциклопедии. [https://en.wikipedia.org/wiki/Solar\\_power\\_tower](https://en.wikipedia.org/wiki/Solar_power_tower).
3. Глобальный солнечный атлас. Интернет ресурс World Bank Group. <https://globalsolaratlas.info/map?c=47.517201,-30.410156,2>.
4. NASA Prediction Of Worldwide Energy Resources <https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/>.
5. Solar PACES – проект Международного Энергетического агентства <https://solarpaces.nrel.gov/>.

# УВЕЛИЧЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ МОЩНОСТЕЙ ТЭЦ ПУТЕМ ВНЕДРЕНИЯ ВОДОРОДНЫХ ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Киршина Елена Юрьевна

АО «Силовые машины», дирекция по системам автоматики энергетических машин

ул. Ватутина, д. 3, лит. А, корп. 9, пом. 525, г. Санкт-Петербург, 195009, Россия

Kirshina\_EU@power-m.ru

## ВВЕДЕНИЕ

Идея применения водорода в энергетике зародилась еще в ХХ веке. Многие ученые заинтересовались данным вопросом, и в процессе работы были разработаны различного рода двигатели на водородном топливе. Во многих странах реализуются программы по разработке новых и усовершенствованию старых технологий применения водорода.

Одной из таких технологий, которая нашла свое широкое применение, является топливный элемент (ТЭ).

В 1838 году физикохимик Уильям Роберт Гроув впервые подробно рассказывает о создании первого в мире ТЭ, на основе которого затем был изобретен его знаменитый гальванический элемент «элемент Гроув».

Открытие ТЭ не осталось без внимания, и над ними стали работать многие ученые, в том числе Людвиг Монд, который в 1889 году предложил применять в качестве окислителя воздух, а восстановителя – метан и различные виды топлива.

Одним из основоположников применения ТЭ на станциях является Вильгельм Оствальд. Именно им в 1894 году впервые было предложено внедрение ТЭ непосредственно на тепловые станции для крупномасштабной генерации электроэнергии с использованием угля в качестве восстановителя. Однако реализовать идею на практике так и не удалось.

В связи с открытием первых бинарных парогазовых установок (ПГУ) в 1913 году преобладающая часть ученых устремила свои исследования именно в эту область, так как их создание требовало наименьших металлозатрат, а технология создания ПГУ была уже наиболее проработана. Тем самым технология развития ПГУ вытеснила технологию паротурбинных установок (ПТУ) с ТЭ.

ПГУ получили свое активное развитие и продолжают развиваться на сегодняшний момент, однако, как бы ни пытались усовершенствовать парогазовый контур, достигается все меньший прирост КПД данных энергоустановок и их единичной мощности. Такое явление связано с достижением их термодинамического, механического и экономического предела.

ПГУ перестали быть новейшей прорывной технологией, и многие ученые задумались о совершенствовании выработки тепловой и электрической энергий посредством частичной или полной замены существующих агрегатов новым инновационным оборудованием, которое позволило бы перешагнуть через устоявшийся многолетний предел.

Одной из таких технологий являются ТЭ, изучение и совершенствование которых вновь восстановилось. Их начали широко применять в автомобилестроении, на самолетах и кораблях. Стали разрабатываться мини-ТЭЦ с топливными элементами, предназначенные для электро- и теплоснабжения небольших жилых комплексов или поселков.

## 1. МЕТОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

Для оценки целесообразности внедрения ТЭ на станциях на рис. 1 представлено графическое отображение сопоставления КПД производства электроэнергии различными технологиями.



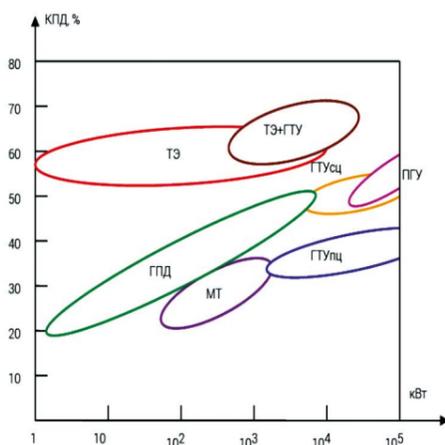


Рис. 1.

Сопоставление КПД производства электроэнергии различными технологиями в диапазоне установленной электрической мощности от 41 кВт до 100 МВт:

МТ – микротурбины; ГПД – газопоршневые двигатели; ГТУпц – газотурбинные установки простого цикла; ГТУсц – газопоршневые установки со сложным циклом; ПГУ – парогазовые установки; ТЭ – топливные элементы; ТЭ+ГТУ – гибридные установки

Как можно отметить, комбинированный цикл ТЭ с ГТУ достигает наибольших значений КПД, чем применения чисто ПГУ.

Однако здесь не учтено применение комбинированного цикла ТЭ с ПГУ. Исходя из многих трудов ученых и из простых логических соображений такой цикл будет наиболее эффективен и несопоставим ни с одной технологией.

Что вообще представляют собой ТЭ?

Топливные элементы – это электрохимический источник тока и тепла, работающем на водороде либо богатом водородом топливе.

Простейшая схема работы представлена на рис. 2. На анод поступает водород или водородосодержащее топливо. Топливо теряет свои электроны, которые пропускаются электролитом и проходят по внешней электрической цепи. Часть электронов уходит в цепь, а другая часть направляется на катод, где поступающие с другой стороны молекулы кислорода соединяются с электроном и прошедшим через мембрану протоном водорода. В результате на выходе мы имеем некоторое количество электроэнергии и воду либо пар.



Рис. 2.

Общий вид и классификация топливных элементов

Также на рис. 2 представлены некоторые из наиболее популярных разновидностей ТЭ с различными электролитами. Более подробно о каждом типе ТЭ можно ознакомиться в статье [1-3].

Как говорилось ранее, наиболее широкое применение ТЭ получили в машиностроении, на летательных аппаратах и на мини-ТЭЦ, однако они также широко применяются в гибридных установках с ГТУ, ПТУ и ПГУ, в качестве автономного источника тепло- и электроснабжения, в системах коммуникации, в качестве источников энергии для портативных устройств.

В работе предложены три схемы компоновки топливных элементов с ПГУ. Предлагается применение твердоокисных топливных элементов (ТОТЭ), так как по отношению к другим типам они имеют наибольший КПД и температуру на выходе (около 1000 °С).

На рис. 3 представлен основной контур ПГУ, на основе которого выполнялась дальнейшая модернизация. В данном контуре применялось следующее оборудование: паровая турбина SST 300, газовая турбина SGT-800, котел-утилизатор E-57,5/12,0-7,4/0,6-520/280. В качестве метода добычи водорода принимается метод паровой конверсии метана.

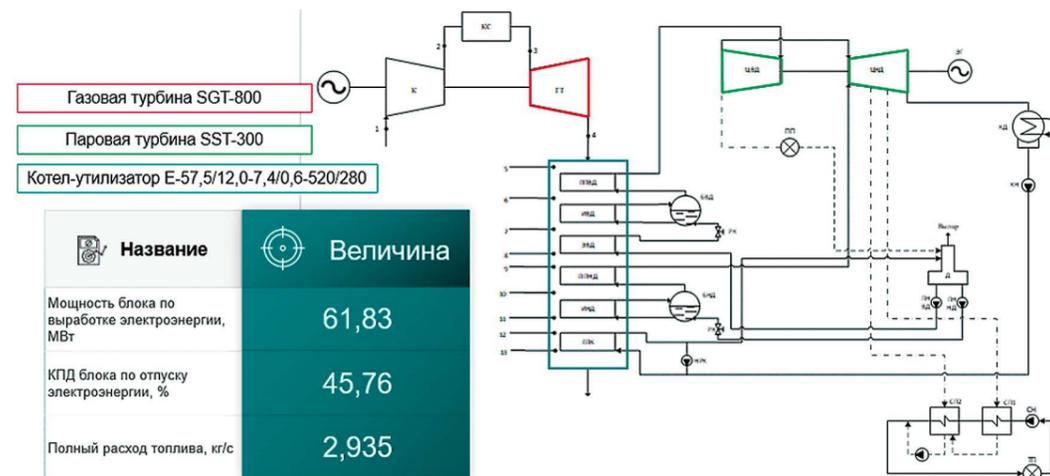


Рис. 3.

Основной парогазовый контур

Исходя из расчетов были получены следующие данные: мощность блока по выработке электроэнергии 61,8 МВт, КПД блока по отпуску электроэнергии 45,8 %, полный расход топлива 2,94 кг/с.

Первый вариант компоновки схемы ПГУ с ТЭ представлен на рис. 4.

В данной схеме предлагается заменить камеру сгорания (КС) на ТЭ. Предполагается, что такая манипуляция позволит увеличить КПД блока по отпуску электроэнергии и снизить затраты топлива на его сжигание, тем самым увеличивая финансовую выгоду от внедрения.

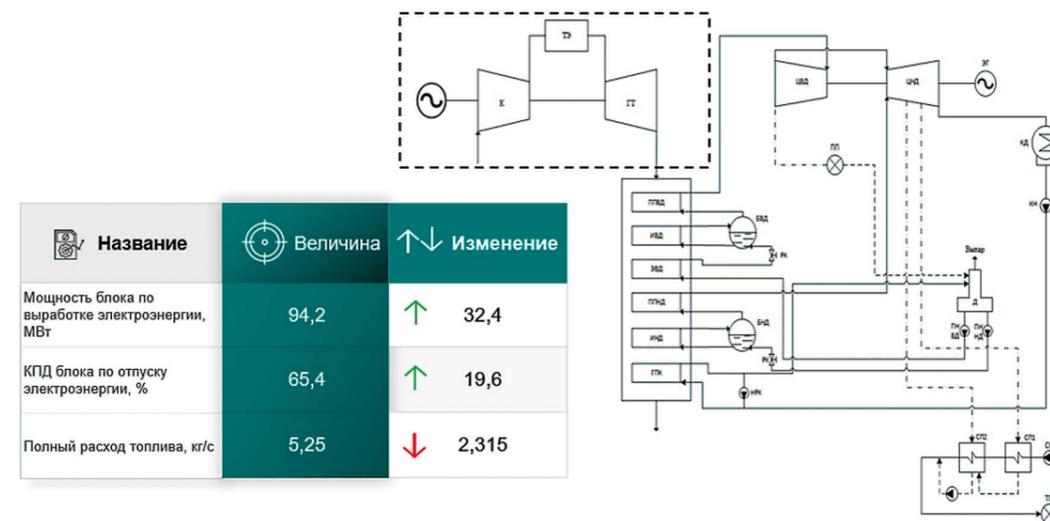


Рис. 4.

Парогазовый контур с топливными элементами и замещенной камерой сгорания

Согласно расчетам, получены следующие параметры: мощность блока по выработке электроэнергии 94,2 МВт, КПД блока по отпуску электроэнергии 65,4 %, полный расход топлива 5,25 кг/с.

Таким образом мощность блока по выработке электроэнергии выросла на 32,4 МВт и 19,6 % соответственно, однако полный расход топлива тоже увеличился почти в 2 раза от первоначального значения. Это связано с тем, что топливо, которое предполагалось не сжигать, а направлять на паровую конверсию, требует больших расходов на протекание данного процесса и достижения параметров на выходе как у замененной КС. То есть в первоначальной схеме приняты стационарные параметры, которые необходимо достичь при ее дальнейшей модернизации.

Также при такой компоновке ТЭ подвергаются наибольшей деградации из-за воздействия больших температур (около 1000 °С) и повышенному давлению от компрессора.

Такая схема имеет место быть, но при проектировании надо иметь ввиду необходимость частой замены блоков ТЭ новыми.

На рис. 5 представлена вторая схема компоновки ТЭ с ПГУ.

Для снижения деградации ТЭ предлагается не все тепло для газовой турбины получать в ТЭ, а лишь часть. Для получения требуемых значений температуры газовая смесь отправляется после ТЭ в КС для дожига.

При такой компоновке получены следующие расчетные параметры: мощность блока по выработке электроэнергии 80,48 МВт, КПД блока по отпуску электроэнергии 58,9 %, полный расход топлива 2,6 кг/с.

Исходя из расчетов можно сделать вывод, что такая схема позволяет увеличить все интересующие параметры, при этом снизив температурную нагрузку на ТЭ.

Третий вариант компоновки представлен на рис. 6.

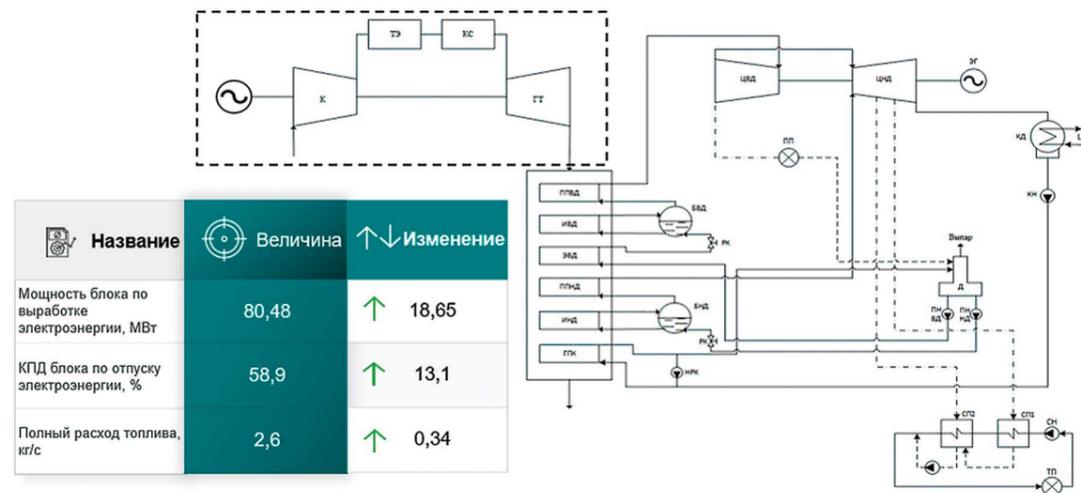


Рис. 5.

Парогазовый контур с топливными элементами и дожигом в камере сгорания

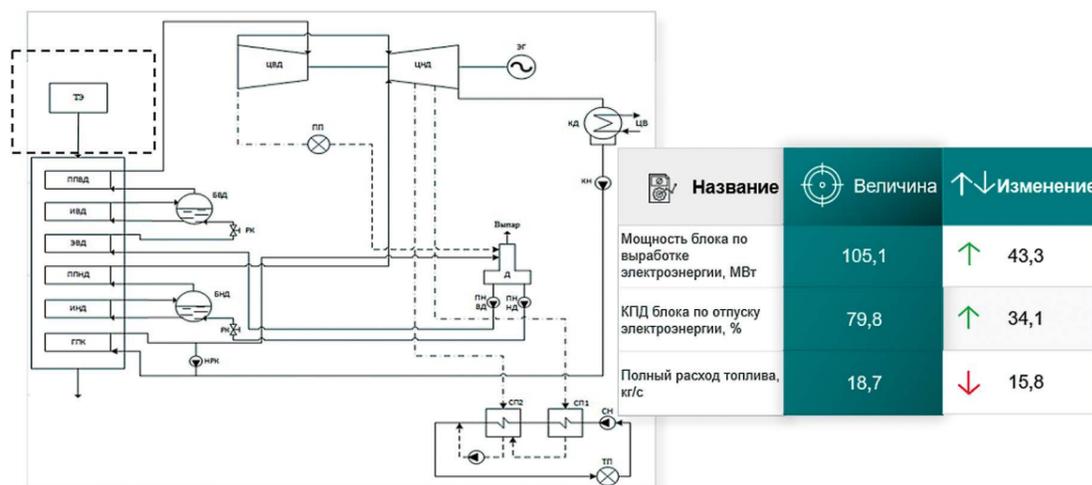


Рис. 6.

Парогазовый контур с топливными элементами и замещенной схемой газотурбинной установки

Предлагается полностью заменить контур ГТУ топливными элементами.

При такой компоновке получены следующие параметры: мощность блока по выработке электроэнергии 43,3 МВт, КПД блока по выработке электроэнергии 34,1 %, полный расход топлива 15,8 кг/с.

По отношению к другим схемам потребление топлива выросло практически в 6 раз. То есть значительно увеличатся затраты на топливо.

При этом такая компоновка имеет место быть в связи с тем, что при такой компоновке ТЭ работают при наименьших воздействиях деградации в связи с тем, что не нагнетается высокое давление от компрессора и рабочая температура достигает примерно 600 °С.

## 2. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ

Если рассмотреть комплексно представленные компоновки и свести данные воедино, то можно сделать вывод, что наиболее энергоэффективна схема компоновки ПГУ с топливными элементами и замещенной схемой ПГУ (табл. 1). Однако, как говорилось ранее, наиболее выгодной является компоновка ПГУ с топливными элементами и дожигом в КС.

При такой компоновке появляется возможность регулирования нагрузкой ТЭ с полным их отключением, например, для ремонта или на период низкого энергопотребления (ночное время суток), при этом основной процесс работы цикла не будет нарушен.

Таблица 1.

Результаты расчета схем ТЭЦ с топливными элементами

Название схемы	Суммарная мощность, МВт	Суммарный КПД, %	Мощность топливного элемента	Расход топлива, кг/с
ПГУ	61,83	45,76	-	2,935
ПГУ с топливными элементами и замещенной камерой сгорания	94,2	65,4	32,4	5,25
ПГУ с топливными элементами и дожигом в камере сгорания	80,48	58,9	18,7	2,6
ПГУ с топливными элементами и замещенной схемой ГТУ	105,1	79,8	43,3	18,7

Добыча водорода в данной работе предлагается путем применения метода паровой конверсии. Исходя из расчетов, представленных в табл. 2, можно сделать вывод, что наименее финансовозатратной является технология паровой конверсии метана.

Таблица 2.

Оценка себестоимости производства водорода

Название параметра	Паровая конверсия	
	Энергетический и материальный балансы	
Исходное вещество	метан	пропан
Суммарная реакция	$CH_4 + 2H_2O \rightarrow CO_2 + 4H_2$	$C_3H_8 + 6H_2O \rightarrow 3CO_2 + 10H_2$
Масса углеводорода для получения 1 кг водорода + сжигаемого для поддержания температуры с учетом доли извлечения чистого водорода из получаемой водородосодержащей смеси газов, кг	3,56	4
Масса воды для получения 1 кг водорода, кг	5,1	6,9
Суммарные затраты электроэнергии на производство 1 кг водорода и сжатия его до 40 МПа, кВт*ч	6	

Продолжение таблицы 2.

Название параметра	Паровая конверсия	
<b>Операционные затраты при эксплуатации ТЭ</b>		
Материальная и энергетическая составляющие затрат на производство 1 кг водорода, руб./кг	48,2	1224,28
<b>Капитальные и операционные затраты на ТЭ</b>		
Оценочная стоимость установки получения водорода производительностью 10 кг/ч, млн руб.	80	85
Оценочная стоимость батарей с максимальным расходом 150 кг/ч, тыс. руб.	90 000	
Удельные амортизационные отчисления и налог на имущество, руб./кг водорода	178,5	183,8
Себестоимость отпускаемого водорода без НДС/с НДС	290/348	371/445

С учетом стоимости выработки водорода и финансовых издержек на обслуживание именно ТЭ наиболее рентабельной является схема ПГУ с ТЭ и замещенной камерой сгорания (табл. 3).

Таблица 3.

Оценка себестоимости внедрения топливных элементов на станции

Название параметра	ПГУ с ТЭ и замещенной камерой сгорания	ПГУ с ТЭ и дожиганием в КС	ПГУ с ТЭ и замещенной схемой ГТУ
Стоимость установки с водородными топливными элементами без учета транспортировки, млрд руб.	4,131	2,360	12,98
Оценочная стоимость установки получения водорода производительностью 10 кг/ч, млрд руб.	4,643	2,278	16,64
Затраты на эксплуатацию и ТОиР, млрд руб./кг*год	15,04	7,379	53,93
Удельные амортизационные отчисления и налог на имущество, млрд руб./кг*год	29,83	14,64	106,9
Стоимость природного газа, млрд руб./год	5,298	2,599	18,99
Себестоимость отпускаемой электрической энергии, млрд руб./год	250,9	180,4	252,8
Суммарная годовая прибыль, млрд руб./год	192	151,2	43,356

### 3. ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ

Рассматривая работу ТЭ с экологической точки зрения необходимо отметить, что сами топливные элементы не вырабатывают ничего вредящего атмосфере и окружающей среде.

Тем не менее от их внедрения происходит увеличение углеродного следа. Это связано именно с применением паровой конверсии метана, то есть именно на этапах добычи водорода у нас происходят наибольшие выбросы парниковых газов.

Как видно из рис. 7, наибольший углеродный след виден при компоновке ПГУ с топливными элементами и замещенной схемой ГТУ, две другие же находятся примерно на том же уровне, что и при обычном сжигании топлива в КС.

#### Углеродный след разработанных схем

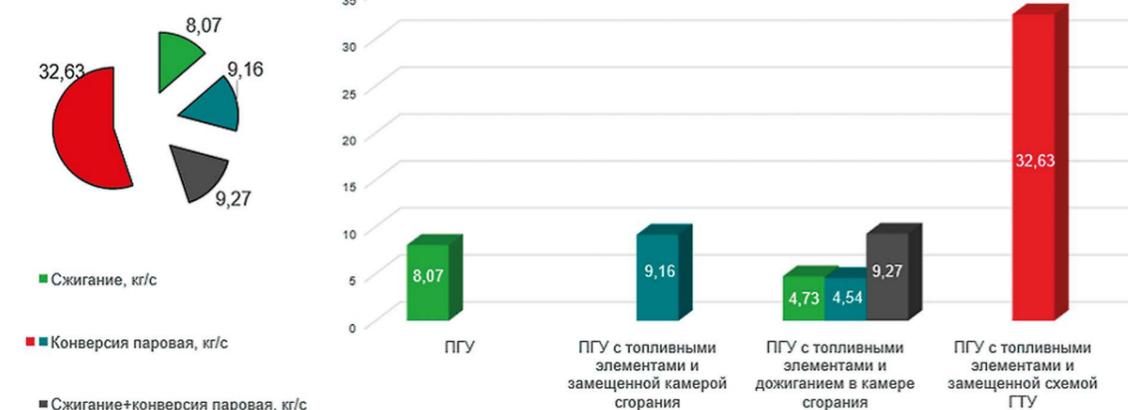


Рис. 7.

Оценка углеродного следа от применения каждой из схем

Паровая конверсия рассматривается в связи с тем, что это наиболее изученный и освоенный процесс в промышленности, однако сейчас активно развивается автотермический риформинг метана (паровая конверсия совместно с парциальным окислением), в том числе на установках с твердой мембраной. Также для снижения углеродного следа можно применять специальные фильтры, улавливающие диоксид углерода.

### ВЫВОД

Согласно рассчитанным данным можно сделать вывод, что наиболее эффективной является компоновка ПГУ с ТЭ и замещенной схемой ГТУ, а наиболее рентабельной является схема ПГУ с ТЭ и замещенной КС.

Тем не менее, исходя из логических соображений, можно сделать вывод, что, несмотря на свою энергетическую и экономическую эффективность, наиболее применимой является схема ПГУ с ТЭ и дожиганием в КС. При такой компоновке, как говорилось ранее, появляется возможность активного управления самим ТЭ, увеличивая или уменьшая его эффективность, при необходимости или даже полностью вывести из строя либо ТЭ, либо КС. Также при такой компоновке достигается рентабельность, позволяющая в достаточно быстрые сроки окупить внедрение установки (не более 5 лет), а также производить амортизационные отчисления для дальнейшей модернизации всего оборудования.

Также, не смотря на небольшое увеличение углеродного следа, относительно классической схемы ПГУ, грамотно применяя имеющиеся технологии и правильно подобрав метод фильтрации, можно достичь снижения углеродного следа более чем в 2 раза.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Козлов С. И., Фатеев В. Н. Топливные элементы – перспективные химические источники электрической энергии // Транспорт на альтернативном топливе, 2014. – № 2(38): 7-22 с.
2. Коровин Н. В. Топливные элементы и электро-химические энергоустановки. – М: Издательство МЭИ, 2005 – 278 с.
3. Радченко В.В., Мокрушин А. С., Тюльпа В. В. Водород в энергетике: учебное пособие. – Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2014 – 229 с.

# КОНВЕКТИВНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ В ТУРБИНЕ, РАБОТАЮЩЕЙ НА СВЕРХКРИТИЧЕСКОМ ДИОКСИДЕ УГЛЕРОДА

Смирнов Алексей Олегович

АО «Силловые машины», инжиниринговый центр в регионе Москва

Протопоповский пер., д. 25 корп. А, г. Москва, 129090, Россия

Smirnov\_ao@power-m.ru

## ВВЕДЕНИЕ

Выбросы парниковых газов приводят к непоправимым изменениям климата на нашей планете. Каждый год в атмосферу в мире выбрасываются миллиарды тонн углекислого газа. Одним из способов уменьшения выбросов парниковых газов является применение кислородно-топливных энергетических комплексов (КТЭК) [1, 2]. Существует несколько видов кислородных-топливных циклов, но наиболее перспективным и эффективным является цикл Аллама [3].

КТЭК на базе цикла Аллама – полужамкнутый цикл, в котором в качестве рабочего тела используется углекислый газ [4]. Благодаря сжиганию природного газа в чистом кислороде образующиеся продукты сгорания имеют высокую чистоту, состоящие в основном из углекислого газа и паров воды. Таким образом отсутствует необходимость в применении дорогостоящей и сложной технологии улавливания. Также данный цикл обладает высоким электрическим КПД, а вырабатываемый диоксид углерода можно использовать в различных промышленных производствах.

Одним из основных узлов цикла является турбина. На сегодняшний день в открытом доступе имеется мало информации по работе турбины на сверхкритическом  $\text{CO}_2$  и способах ее охлаждения. На данный момент существует только одна компания, спроектировавшая углекислотную турбину для цикла Аллама – Toshiba [5]. Данная турбина отличается от других углекислотных тем, что параметры потока на входе очень высоки ( $t_0=1100$  °С,  $p_0=30$  МПа), вследствие чего встает вопрос проработки ее системы охлаждения. Из доступных источников известно, что в данной турбине применяется конвективное охлаждение, а в качестве хладагента используется сверхкритический диоксид углерода. В настоящей работе решается проблема формирования метода предварительного определения затрат на охлаждение турбины на сверхкритическом  $\text{CO}_2$ , так как реализация расчета турбины и схемы всей установки сильно зависят от изменений расхода. Поэтому расход хладагента может сильно влиять на КПД не только турбины, но и всей установки.

## 1. МЕТОДИКА РАСЧЕТА

Рассмотренные методики расчета расхода хладагента для газовых турбин приводят к определенной погрешности, так как не учитывают свойства сверхкритического диоксида углерода, а в качестве хладагента используют исключительно воздух. Диоксид углерода обладает гораздо более низкими критическими параметрами в сравнении с перегретым паром. При переходе через критическую точку наблюдается резкий скачок параметров  $\text{CO}_2$ , таких как теплоемкость, вязкость, число Прандтля, что в свою очередь влияет на особенности охлаждения элементов турбины. В сравнении с воздухом диоксид углерода имеет более высокую плотность, но при этом более низкое значение теплоемкости при нормальных условиях, что необходимо учитывать при предварительном расчете расхода хладагента. В результате анализа литературы выбрана методика предварительного расчета расхода хладагента, позволяющая учитывать свойства  $\text{CO}_2$ , используемого в качестве охладителя и в качестве рабочего тела углекислотной турбины [6].

Расход хладагента определяется с помощью выражения, где  $K_{cool}$  – параметр хладагента,  $H$  – безразмерный массовый расход:

$$G_c = G_g \cdot K_{cool} \cdot H. \quad (1)$$

Параметр хладагента в себя включает теплофизические свойства хладагента и рабочей среды, а также геометрические характеристики лопаток и межлопаточного канала и определяется по формуле:

$$K_{cool} = St_g \cdot \frac{Cp_g \cdot F_{blade}}{Cp_c \cdot F_g}, \quad (2)$$

где  $St_g$  – число Стентона продуктов сгорания;  $Cp_g$  – теплоемкость среды;  $F_g$  – площадь горла межлопаточного канала;  $F_{blade}$  – площадь внешних стенок лопатки.

Безразмерный массовый расход  $H$  учитывает свойства материалов лопатки и термозащитного покрытия, а также эффективность охлаждения лопатки:

$$H = \frac{1}{(1+Bi_{total})} \cdot \left( \frac{\varphi - \eta \cdot (1 - \psi \cdot (1 - \varphi))}{\psi \cdot (1 - \varphi)} \right), \quad (3)$$

где  $Bi_{total}$  – параметр числа Био металла лопатки и термозащитного покрытия;  $\varphi$  – коэффициент эффективности охлаждения лопатки;  $\eta$ ,  $\psi$  – коэффициенты эффективности пленочного и конвективного охлаждения соответственно. Вследствие того, что в нашем случае пленочное охлаждение не применяется, данная формула значительно упрощается.

Для определения расхода хладагента необходимо знать коэффициент теплоотдачи среды, то есть диоксида углерода. Наиболее точным методом определения коэффициента является проведение эксперимента, но из-за невозможности его проведения на данном этапе принято решение о проведении газодинамических расчетов с помощью предварительно верифицированных численных программных пакетов.

В результате анализа литературы выбрана полуэмпирическая одномерная методика расчета коэффициента теплоотдачи, позволяющая учитывать теплофизические свойства сверхкритического  $\text{CO}_2$ . Ниже приведены выбранная методика и таблица 1 с эмпирическими коэффициентами, необходимыми для расчета числа Нуссельта. На рис. 1 схематично представлено комбинированное охлаждение (конвективное и пленочное) лопатки турбины с учетом термозащитного покрытия.

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{D}, \quad (4)$$

$$Nu = a_0 \cdot Re_w^{a_1} \cdot Pr_w^{a_2} \cdot \left( \frac{\rho_b}{\rho_w} \right)^{a_3} \cdot \left( \frac{Cp_b}{Cp_w} \right)^{a_4} \cdot \left( \frac{\lambda_b}{\lambda_w} \right)^{a_5} \cdot \left( \frac{\eta_b}{\eta_w} \right)^{a_6}, \quad (5)$$

где  $D$  – характерный размер канала;  $\rho$  – плотность рабочей среды;  $\eta$  – динамическая вязкость среды;  $Pr$  – число Прандтля;  $Re$  – число Рейнольдса;  $b$  – параметры невозмущенного потока;  $w$  – параметры вблизи стенки лопатки.

Таблица 1.

Значения эмпирических коэффициентов для определения числа Нуссельта

$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$	Условие
0,0495	0,771	0,455	1,450	-0,026	1,604	-2,623	Средняя температура стенки лопатки выше псевдокритической температуры, $T_w \geq T_{pc}$
0,0052	0,971	0,388	1,279	0,450	2,158	-2,923	Средняя температура стенки лопатки ниже псевдокритической температуры, $T_w < T_{pc}$

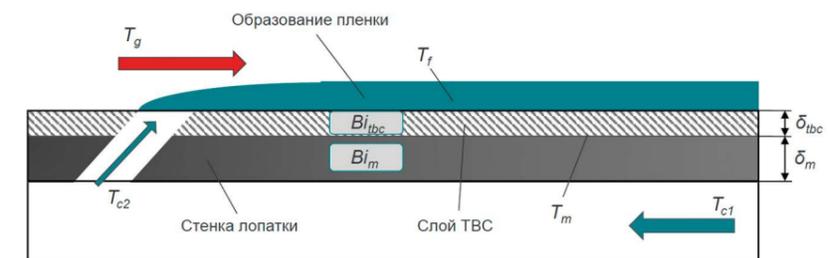


Рис. 1.  
Схема охлаждения стенок лопаток

## 2. ВЕРИФИКАЦИЯ

На первом этапе было необходимо провести верификацию газодинамических расчетов с доступными экспериментальными данными. Газодинамические расчеты проводились в программном пакете ANSYS Fluent. Была выбрана работа с исследованием охлаждаемого цилиндрического канала с известной тепловой нагрузкой на его стенке [7]. Схема расчетной модели представлена на рис. 2. Геометрические характеристики канала и граничные условия расчета приведены в таблице 2. Граничные условия газодинамического расчета соответствуют условиям проведения эксперимента.

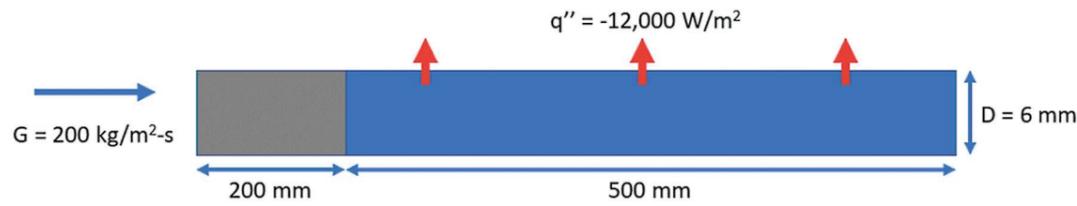


Рис. 2.  
Схема расчетной модели эксперимента [7]

Для газодинамического расчета использовался программный пакет ANSYS Fluent. Модель турбулентности потока – k- $\omega$  SST. На входе в канал задавались давление и температура потока, а на выходе из расчетной зоны расход  $\text{CO}_2$ . На стенке рабочей зоны, после зоны выравнивания потока, задавался тепловой поток. Свойства диоксида углерода для расчета взяты из библиотеки NIST REFPROP.

Таблица 2.

Геометрические характеристики и граничные условия расчета

Геометрические параметры канала	
Параметр	Величина
Диаметр канала, мм	6
Длина канала, мм	700
Длина зоны выравнивания потока, мм	200
Граничные условия расчета	
Расход $\text{CO}_2$ , кг/с	0,0056
Мощность теплового потока, Вт/м <sup>2</sup>	12000
Давление на входе в канал, МПа	8
Температура на входе в канал, К	303, 306, 309, 312, 315, 318, 330

Проведена серия из семи расчетов с различной температурой потока диоксида углерода на входе в канал. В результате проведенных расчетов была получена зависимость коэффициента теплоотдачи от средней температуры невозмущенного потока (рис. 3). Сравнивая зависимость, полученную с помощью газодинамического расчета, с зависимостью из эксперимента, мы видим, что при приближении в критической точке погрешность расчетов растет (вплоть до 20 %). При этом чем дальше параметры тела от критической точки, тем погрешность становится меньше (до 2 %). Более высокая погрешность в области критической точки связана с резким изменением теплофизических свойств диоксида углерода, перехода в критическое состояние. Также стоит отметить, что параметры турбины находятся далеко за пределами критической точки, таким образом можно предположить, что относительная погрешность газодинамических расчетов будет низкой.

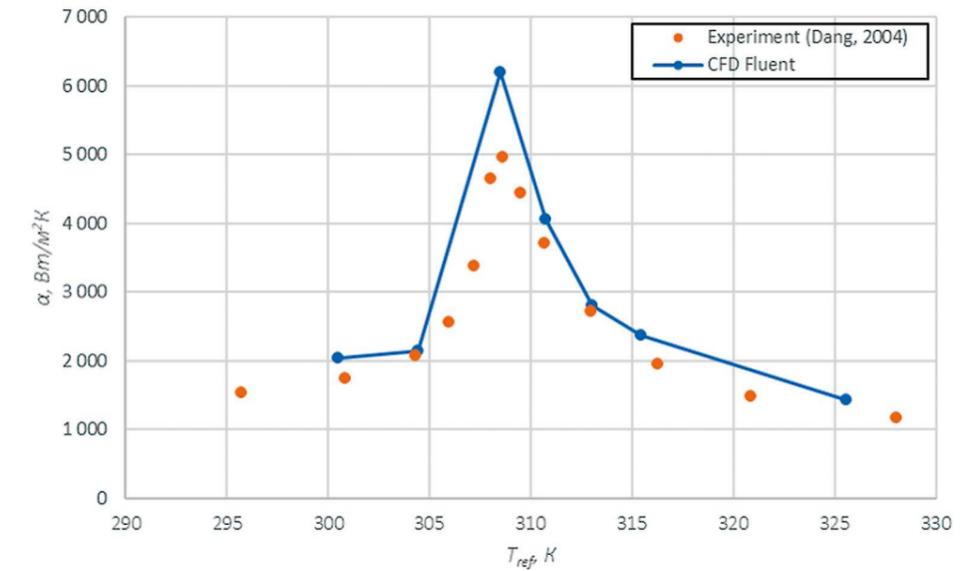


Рис. 3.  
График зависимости коэффициента теплоотдачи от средней температуры потока  $\text{CO}_2$  в канале

## 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОТДАЧИ

На следующем этапе проводился газодинамический расчет межлопаточного канала сопловой решетки углекислотной турбины. На рис. 4 представлена расчетная модель с применяемыми граничными условиями. Данная модель предусматривает наличие термозащитного покрытия. Также одним из граничных условий является установка температуры лопатки равной 1073 К. Расчет проводился для шести ступеней углекислотной турбины. Граничные условия соответствуют параметрам потока диоксида углерода на входе и на выходе из сопловых решеток первых шести ступеней и представлены в таблице 3.

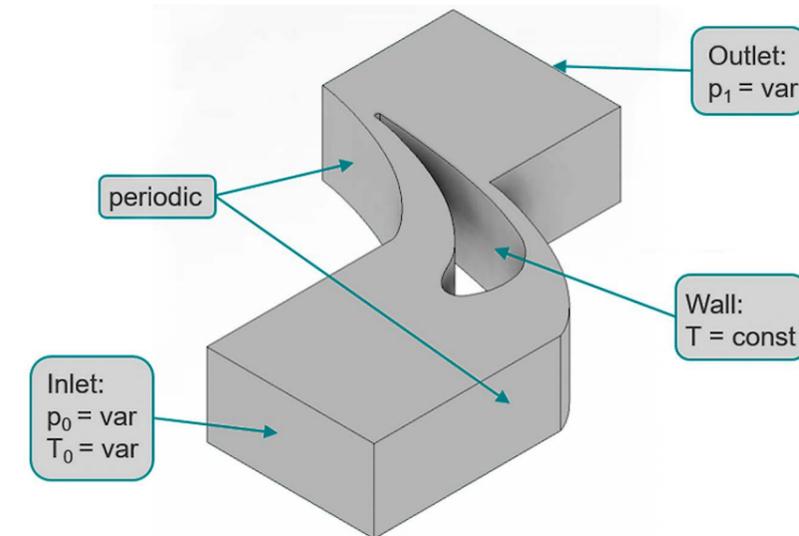


Рис. 4.  
Расчетная модель газодинамического расчета

Таблица 3.

Граничные условия газодинамического расчета межлопаточного канала

Номер ступени	Давление на входе, МПа	Температура на входе, К	Давление на выходе, МПа
1	30	1373,15	25,25
2	24,14	1339,15	20,38
3	19,32	1304,15	16,32
4	15,32	1268,15	12,92
5	12,03	1230,15	10,13
6	9,35	1191,15	7,89

В результате были получены значения коэффициента теплоотдачи для каждой ступени. На рис. 5 приведена зависимость коэффициента от давления на входе в сопловой аппарат и средней температуры потока в межлопаточном канале. По графику видно, что с увеличением температуры и давления возрастает коэффициент теплоотдачи. Это связано с увеличением плотности и теплоемкости  $\text{CO}_2$ . Кроме этого происходит увеличение значения теплопроводности среды. В первой ступени значение коэффициента теплоотдачи достигает  $40831 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ , что связано со сверхкритическим состоянием диоксида углерода, когда среда по своим характеристикам находится между жидкостью и газом. В шестой ступени коэффициент теплоотдачи  $\text{CO}_2$  снижается до  $15874 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ , но при этом также является достаточно высоким значением.

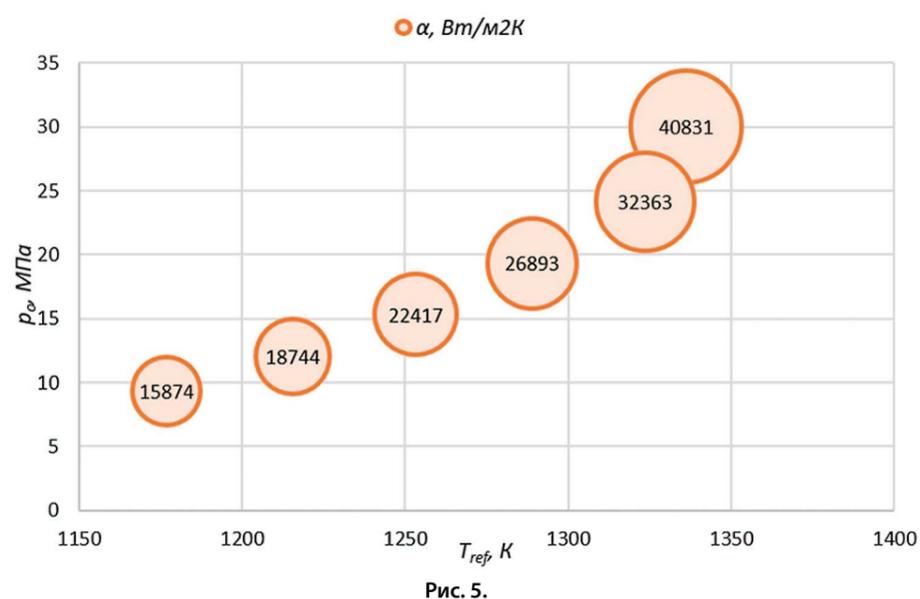


Рис. 5.

Зависимость коэффициента теплоотдачи от давления на входе в межлопаточный канал и средней температуры

#### 4. СОПРЯЖЕННЫЙ РАСЧЕТ

На заключительном этапе проводился сопряженный расчет охлаждаемой сопловой лопатки шестой ступени углекислотной турбины цикла Аллама. Была поставлена задача выяснить, как будет влиять режим течения хладагента в охлаждающем канале на эффективность охлаждения и значения коэффициента теплоотдачи охладителя.

На рис. 6 приведена расчетная модель сопряженного расчета. Проводилась серия из 5 расчетов с различными режимами течения хладагента в охлаждающем канале. Варьировалось давление потока хладагента на выходе из охлаждающего канала. Данная расчетная модель предусматривает наличие термозащитного покрытия. Геометрические параметры лопатки аналогичным предыдущему газодинамическому расчету. В таблице 4 приведены граничные условия расчета.

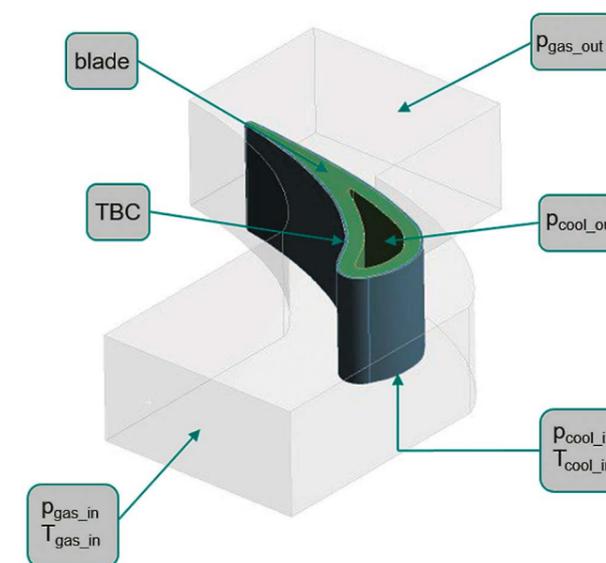


Рис. 6.

Расчетная модель сопряженного расчета

Таблица 4.

Граничные условия сопряженного расчета

Параметр	Величина
Температура потока перед межлопаточным каналом, К	1191,15
Давления потока перед межлопаточным каналом, МПа	9,35
Давления потока за межлопаточным каналом, МПа	7,89
Температура потока перед охлаждающим каналом, К	473,15
Давление потока перед охлаждающим каналом, МПа	31
Расход хладагента, кг/с	4,23; 3; 1,45; 0,42; 0,13

В результате сопряженного расчета были получены значения коэффициента теплопередачи хладагента в охлаждающем канале и основного потока в межлопаточном канале. С уменьшением расхода хладагента снижается значение его коэффициента теплоотдачи, вследствие чего эффективность охлаждения лопатки падает и увеличивается температура ее стенок. При этом коэффициент теплоотдачи уменьшается с  $57196$  до  $3283 \text{ кВт/м}^2\cdot\text{К}$  за счет уменьшения скорости потока, а следовательно и смены режима течения потока, которое влияет на термодинамические свойства вещества. С уменьшением скорости течения диоксида углерода в охлаждающем канале падает интенсивность турбулизации потока, что приводит к уменьшению интенсивности теплообмена. Изменение режима течения в охлаждающем канале почти никак не влияет на коэффициент теплоотдачи потока  $\text{CO}_2$  в межлопаточном канале.

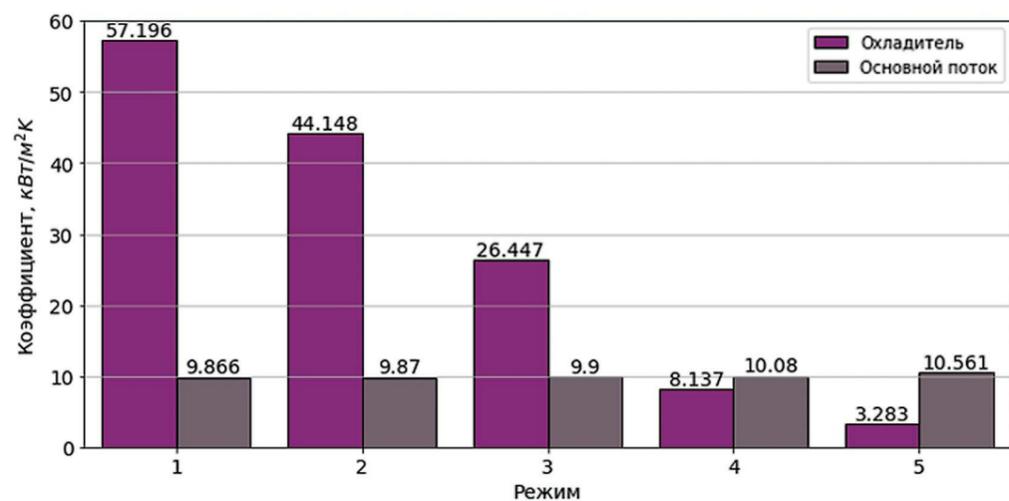


Рис. 7.

Коэффициент теплоотдачи хладагента и продуктов сгорания в зависимости от режима течения охладителя

После сопряженного расчета проводилось сравнение значений коэффициента теплоотдачи, полученных с помощью газодинамического расчета, с результатами, полученными с помощью одномерного расчета, представленного в начале работы. На рис. 8 представлен график зависимости коэффициента теплоотдачи от расхода хладагента для сопряженного газодинамического и одномерного расчетов. Как видно по графику, получена эквидистантная зависимость кривых. Значение коэффициента теплоотдачи по хладагенту в результате одномерного расчета в среднем выше на 26 %, а по продуктам сгорания в межлопаточном канале в среднем выше на 33 %. Таким образом мы можем внести поправочный коэффициент в формулу (5), позволяющий минимизировать погрешность предварительного одномерного расчета относительно CFD-расчета. Данный коэффициент равен 0,7.

В итоге получена одномерная методика определения коэффициента теплоотдачи с внесенной корреляцией расчета числа Нуссельта. Безусловно, для подтверждения данного метода предварительного определения затрат расхода  $\text{CO}_2$  на охлаждение лопаток углекислотной турбины требуется проведение натурного эксперимента.

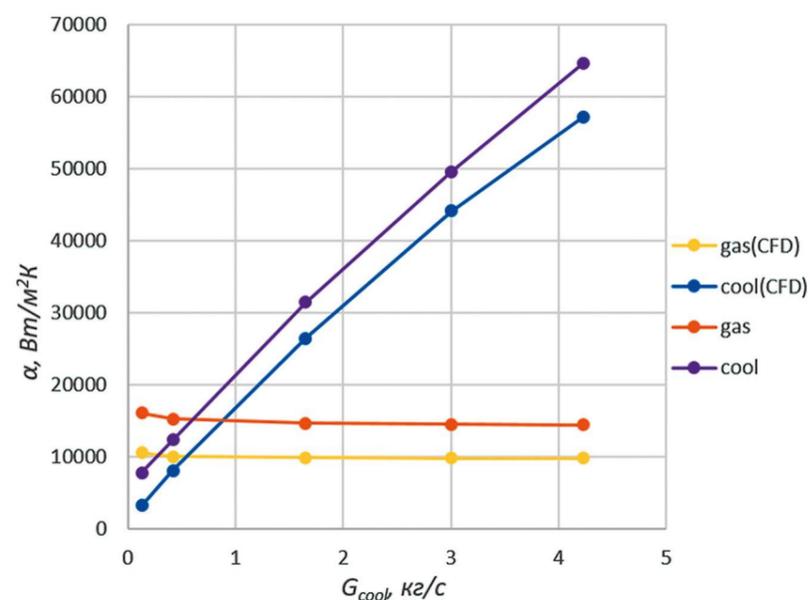


Рис. 8.

График зависимости коэффициента теплоотдачи хладагента и продуктов сгорания от расхода охладителя

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе проведен анализ применения сверхкритического диоксида углерода в качестве хладагента для углекислотной турбины цикла Аллама. Выполнена верификация газодинамических расчетов с помощью ANSYS Fluent с экспериментальными данными. Получены значения коэффициента теплоотдачи  $\text{CO}_2$  при различных параметрах и режимах работы. Сформулирована и скорректирована одномерная методика предварительного расчета расхода хладагента для углекислотной турбины цикла Аллама, учитывающая свойства сверхкритического диоксида углерода.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Brun K., Friedman P., Dennis R. (ed.). Fundamentals and applications of supercritical carbon dioxide ( $\text{sCO}_2$ ) based power cycles. – Woodhead publishing, 2017.
2. Pavithran A., Sharma M., Shukla A. K. Oxy-fuel Combustion Power Cycles: A Sustainable Way to Reduce Carbon Dioxide Emission // Distributed Generation & Alternative Energy Journal, 2021. – С. 335–362.
3. Rogalev A. et al. Research and Development of the Oxy-Fuel Combustion Power Cycles with  $\text{CO}_2$  Recirculation // Energies, 2021. – Т. 14. – № 10. – С. 2927.
4. Allam R. J. et al. The oxy-fuel, supercritical  $\text{CO}_2$  Allam Cycle: New cycle developments to produce even lower-cost electricity from fossil fuels without atmospheric emissions // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. – American Society of Mechanical Engineers, 2014. – Т. 45660. – С. V03BT36A016.
5. Allam R. et al. Demonstration of the Allam Cycle: an update on the development status of a high efficiency supercritical carbon dioxide power process employing full carbon capture // Energy Procedia, 2017. – Т. 114. – С. 5948-5966.
6. Torbidoni L., Horlock J. H. Calculation of the expansion through a cooled gas turbine stage. – 2006.
7. Wahl A. et al. Heat transfer correlation for  $\text{sCO}_2$  cooling in a 2 mm tube // The Journal of Supercritical Fluids, 2021. – Т. 173. – С. 105221.

# ОПТИМИЗАЦИОННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА И ЛОПАТКИ ВЫПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА ОСЕВОГО ПРОПЕЛЛЕРНОГО НАСОСА

Устименко Александр Сергеевич  
АО «Силловые машины», ЛМЗ, СКБ «Гидротурбомаш»

ул. Ватутина, д. 3, лит. А, г. Санкт-Петербург, 195009, Россия  
Ustimenko\_AS@lmz.power-m.ru

## ВВЕДЕНИЕ

Целью работы является расширение линейки продуктов АО «Силловые машины» путем оптимизационного проектирования лопастей рабочих колес и лопаток выправляющих аппаратов для осевых пропеллерных насосов ОВ-10-260 и ОВ-11-260.

В работе решалась задача разработки и применения методики оптимизационного проектирования лопасти и лопатки осевого пропеллерного насоса. Работа выполнялась в рамках инвестиционного проекта НИОКР «Разработка рабочей конструкторской документации на модельные образцы осевых вертикальных насосов с жестко закрепленными лопастями рабочего колеса ОВ 10-260, ОВ 11-260».

Проектирование выполнялось в соответствии с техническим заданием тендера на поставку осевых насосов для Каршинского каскада оросительных насосных станций (Узбекистан). В таблице 1 представлены основные параметры проектируемых насосов.

Таблица 1.

Основные параметры проектируемых насосов		
Тип насоса	ОВ-10-260	ОВ-11-260
Количество агрегатов	2	3
Диаметр рабочего колеса, мм	2600	
Направление вращения	Против часовой стрелки, если смотреть со стороны двигателя	
Частота вращения, об/мин	250	
Проектный напор, м	25,5	21,5
Проектный расход, м <sup>3</sup> /с	39	
Рабочий диапазон напоров	24-26	17,5-21,5
Допустимы кавитационный запас, м	не более 17	не более 13

Схематично проточная часть осевого насоса представлена на рис. 1. Она состоит из подвода, рабочего колеса (РК), выправляющего аппарата (ВА) и отвода. Через отвод проходит кожух вала. Выправляющий аппарат предназначен для раскручивания выходящего из рабочего колеса потока и преобразования его энергии в энергию давления.

Так как проект Каршинских насосных станций предполагает реконструкцию с заменой только РК и ВА, проектированию подлежит участок проточной части между подводом и отводом.

На рис. 2 показан пример РК и ВА осевого насоса.

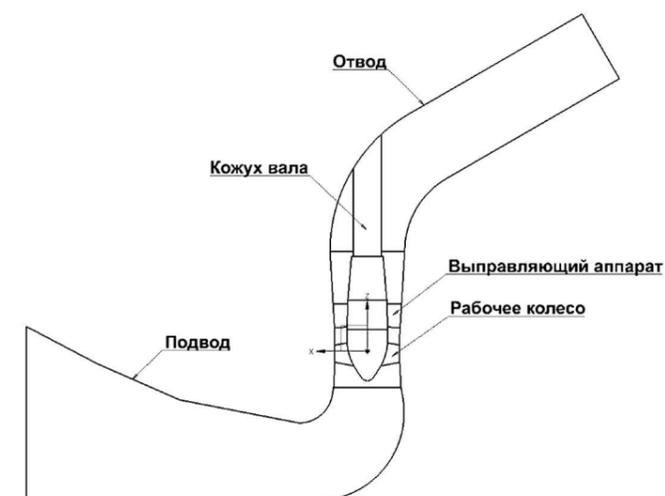


Рис. 1.  
Схема проточной части осевого насоса

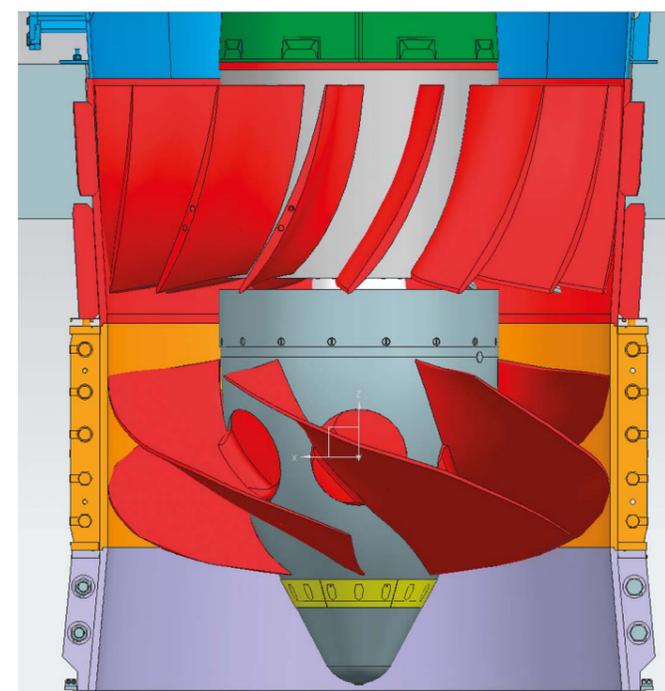


Рис. 2.  
Пример РК и ВА осевого насоса

## 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ИСХОДНОГО ВАРИАНТА ГЕОМЕТРИИ ЛОПАСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА И ЛОПАТКИ ВЫПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Для реализации методики оптимизационного проектирования требуется спроектировать исходный вариант геометрии лопасти РК и лопатки ВА.

Меридианные очертания проточной части в области РК и ВА выбирались на основе насосов, применяющихся на станциях Каршинского каскада в настоящее время. На станциях установлены поворотнлопастные насосы. Так как после реконструкции планируется установить пропеллерные РК (лопасти жестко закреплены в корпусе РК, и в связи с этим отсутствует необходимость размещения механизма поворо-

та лопастей в нем), втулочное отношение  $d=D_{\text{вт}}/D_1$  было уменьшено с 0,68 до 0,63 для ОВ-10 и 0,56 для ОВ-11 (см. рис. 3). Втулочное отношение выбиралось по зависимости от коэффициента быстроходности  $n_s$  (см. рис. 4) из [1]. Для ОВ-10  $n_s=500$ , для ОВ-11  $n_s=570$ .

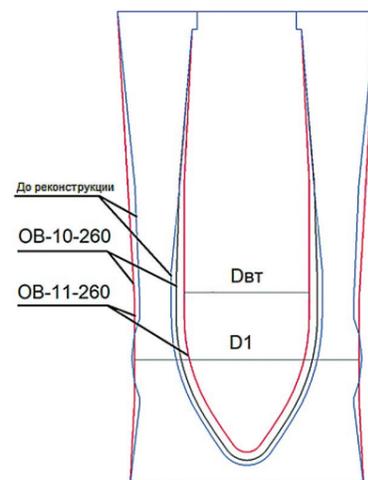


Рис. 3.

К выбору меридианных очертаний проточной части в области РК и ВА

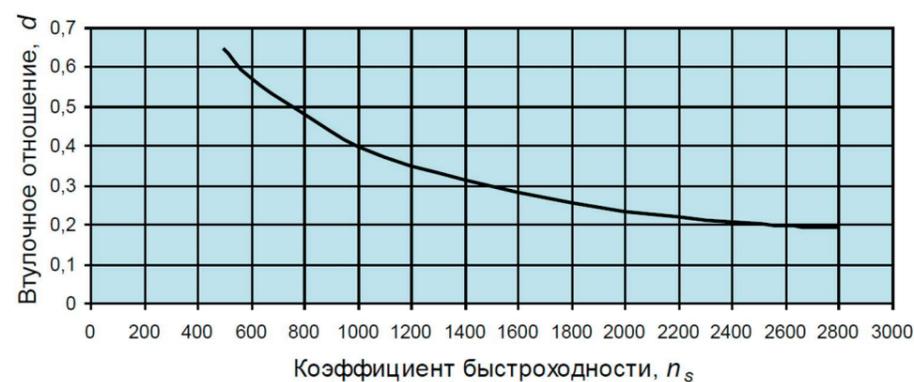


Рис. 4.

Зависимость втулочного отношения от коэффициента быстроходности

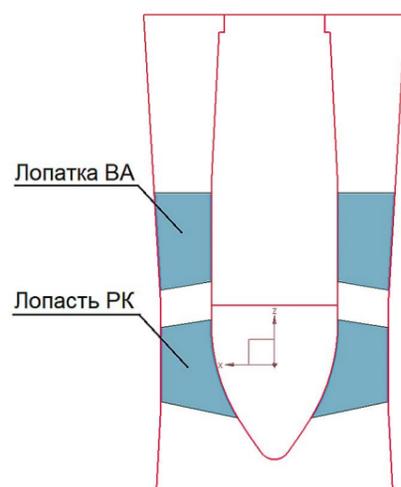


Рис. 5.

Меридианные очертания лопасти РК и лопатки ВА

Окружной участок периферийного контура в районе РК, обусловленный необходимостью поворота лопастей, был заменен на прямой участок. Это позволило несколько увеличить площадь сечения канала на входе в РК, что должно положительно отразиться на кавитационных качествах.

На следующем этапе по рекомендациям из [1, 2] были выбраны меридианные очертания кромок лопасти РК и лопатки ВА (см. рис. 5).

После определения меридианных очертаний производился расчет параметров потока на входе и выходе из РК и на выходе из ВА с целью определения поточных углов  $\beta$  (см. рис. 6).

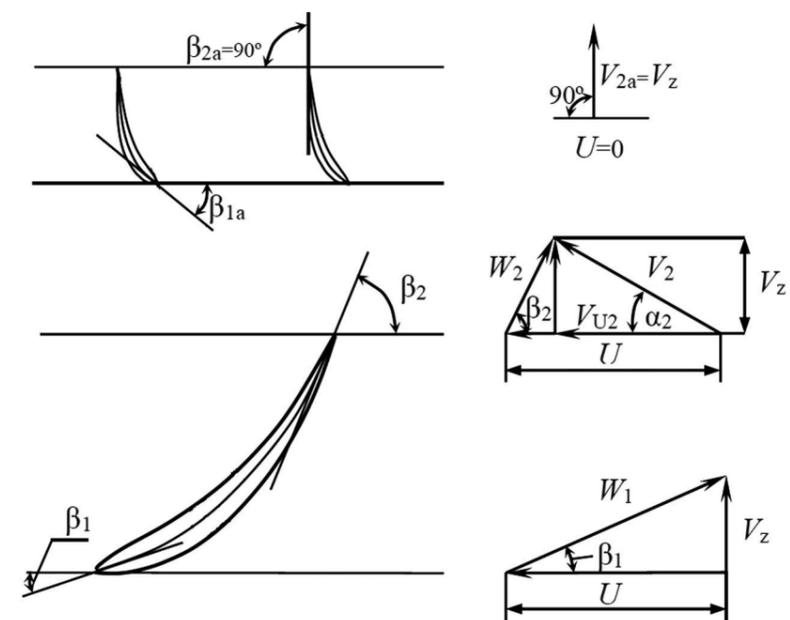


Рис. 6.

К определению углов  $\beta$

Поточные углы  $\beta$  определяются по формулам:

– для РК:

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{V_{z1}}{\omega r}\right), \quad (1)$$

$$\beta_2 = \arctg\left(\frac{V_{z2}}{\omega r - V_{U2}}\right), \quad (2)$$

– для ВА:

$$\beta_{1A} = \arctg\left(\frac{V_{z2}}{V_{U2}}\right), \quad (3)$$

$$\beta_{2A} = 90^\circ, \quad (4)$$

где:

- $V_z$  – осевая скорость;
- $V_U$  – окружная скорость;
- $r$  – радиус;
- $\omega$  – угловая скорость вращения РК;
- «1» – индекс соответствует параметрам в сечении на входе в РК;
- «2» – индекс соответствует параметрам в сечении на выходе из РК;
- «1А» – индекс соответствует параметрам в сечении на входе в ВА;
- «2А» – индекс соответствует параметрам в сечении на выходе из ВА.

Принимается, что на входе в РК и на выходе из ВА окружная скорость отсутствует. Осевая скорость на входе в РК определяется как отношение расхода к площади сечения и принимается постоянной по радиусу. Параметры потока в сечении на выходе из РК определяются из следующей системы уравнений:

$$V_{U2} = g \frac{H_T}{\omega r} \quad (5)$$

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{V_{U2}^2}{r} \quad (6)$$

$$\rho \frac{v_{02}^2}{2} + \rho \frac{v_{z2}^2}{2} + p = E_2 \quad (7)$$

$$H_T = f(r) \quad (8)$$

$$E_2 = E_1 + H_T \quad (9)$$

$$E_1 = const, \quad (10)$$

где:

$g$  – ускорение свободного падения;  
 $H_T$  – теоретический напор РК;  
 $\rho$  – плотность воды;  
 $p$  – давление;  
 $E$  – энергия (полное давление).

Зависимость теоретического напора от радиуса в (8) задавалась на основе рекомендаций из [1], характерный вид представлен на рис. 7. Для решения указанной системы уравнений был разработан численный алгоритм, реализованный в виде программы.

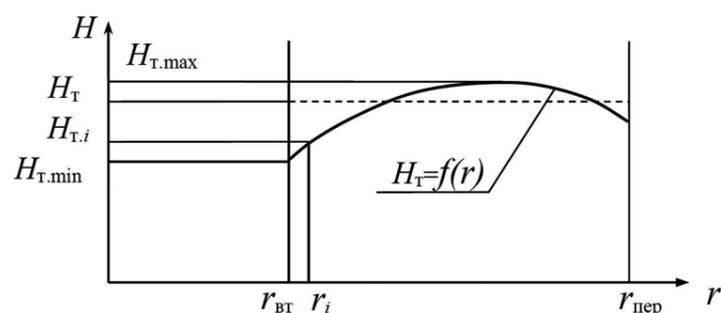


Рис. 7.  
Зависимость теоретического напора РК от радиуса

Для начального варианта геометрии геометрические углы  $\beta$  лопасти и лопатки задавались равными расчетным поточным углам. Изменение углов  $\beta$  от входа к выходу принималось линейным по длине лопасти/лопатки. В качестве распределения толщины задавалось инвертированное распределение для лопасти поворотнлопастной турбины. Количество лопастей РК и лопаток ВА задавалось на основе рекомендаций из [1, 3]. Выбрано 14 лопаток ВА для обоих насосов, 6 лопастей РК для ОВ-10 и 4 лопасти для ОВ-11.

## 2. CFD-МОДЕЛИРОВАНИЕ

Для всех вариантов проточной части насоса рассматриваемых и проектируемых в данной работе проводились CFD-расчеты с целью построения их характеристик.

Расчеты для построения расходных характеристик (зависимостей напора, КПД и др. от расхода) проводились в программном комплексе ANSYS CFX в стационарной циклической постановке. Область расчета включала подвод, сегмент одной лопасти РК, сегмент одной лопатки ВА и отвод. Использовалась *sst- $k\omega$*  модель турбулентности. Расчеты проводились для условий модельного стенда (диаметр рабочего колеса 300 мм, частота вращения РК 1500 об/мин). Учитывалась шероховатость стенок. На входе в подвод задавалась полная энергия, на выходе из отвода задавалось давление. Параметры расчетной сетки представлены в таблице 2. Общее количество ячеек 3,765 млн. Расчетная область показана на рис. 8. В каждом расчете проводилась 1000 итераций. Время расчета одного режима на 120 ядрах вычислительного кластера ~1 час.

Параметры расчетной сетки

Элемент	Количество ячеек, тыс.	Программа построения	Тип ячеек	Тип сетки
Подвод	890	ANSYS Meshing	Тетраэдральные/ призматические/ гексаэдральные	Неструктурированная
Лопасть РК	1300	ANSYS Turbogrid	Гексаэдральные	Блочн- структурированная
Лопатка ВА	375	ANSYS Turbogrid	Гексаэдральные	Блочн- структурированная
Отвод	1200	ANSYS Meshing	Тетраэдральные/ призматические/ гексаэдральные	Неструктурированная

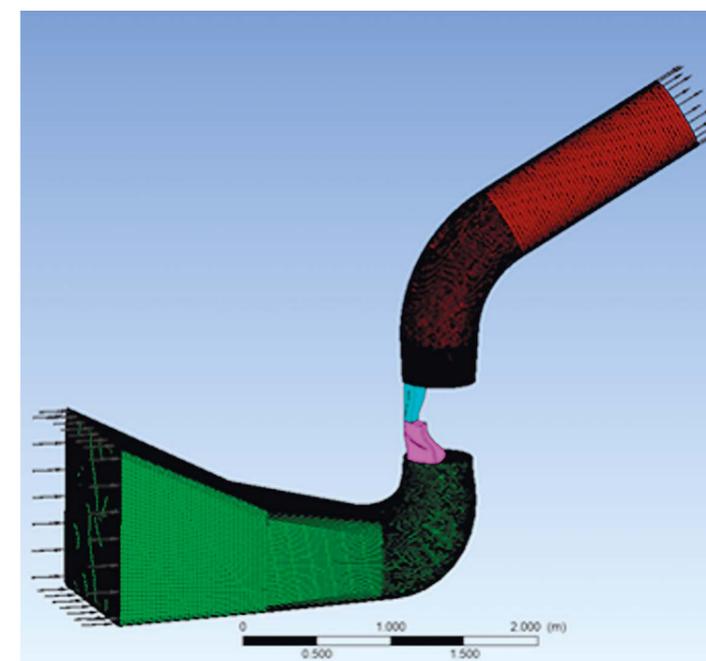


Рис. 8.  
Расчетная область

С целью анализа кавитационных качеств спроектированных вариантов геометрии насоса проводились CFD-расчеты в кавитационной постановке. Использовалась кавитационная модель Зварта-Гербера-Беламри. Область расчета совпадает с таковой при расчете расходных характеристик. На входе в подвод задавалась полная энергия  $E_{in} = NPSH + P_{cav}$  ( $NPSH$  – кавитационный запас,  $P_{cav}$  – давление парообразования). На выходе из отвода задавался расход. Время расчета одного режима на 120 ядрах вычислительного кластера ~1,4 час.

Кавитационные расчеты используются как для качественного анализа распределения области кавитации на лопасти, так и для построения срывных кавитационных характеристик.

На рисунке 9 показана расход-напорная характеристика исходного варианта геометрии ОВ-10 в пересчете на натурные условия ( $H_n$  – натуральный напор,  $Q_n$  – натуральный расход). Рабочий диапазон ограничен минимальным и максимальным расходами  $Q_{min}$  и  $Q_{max}$ .  $Q_p$  – проектный расход.

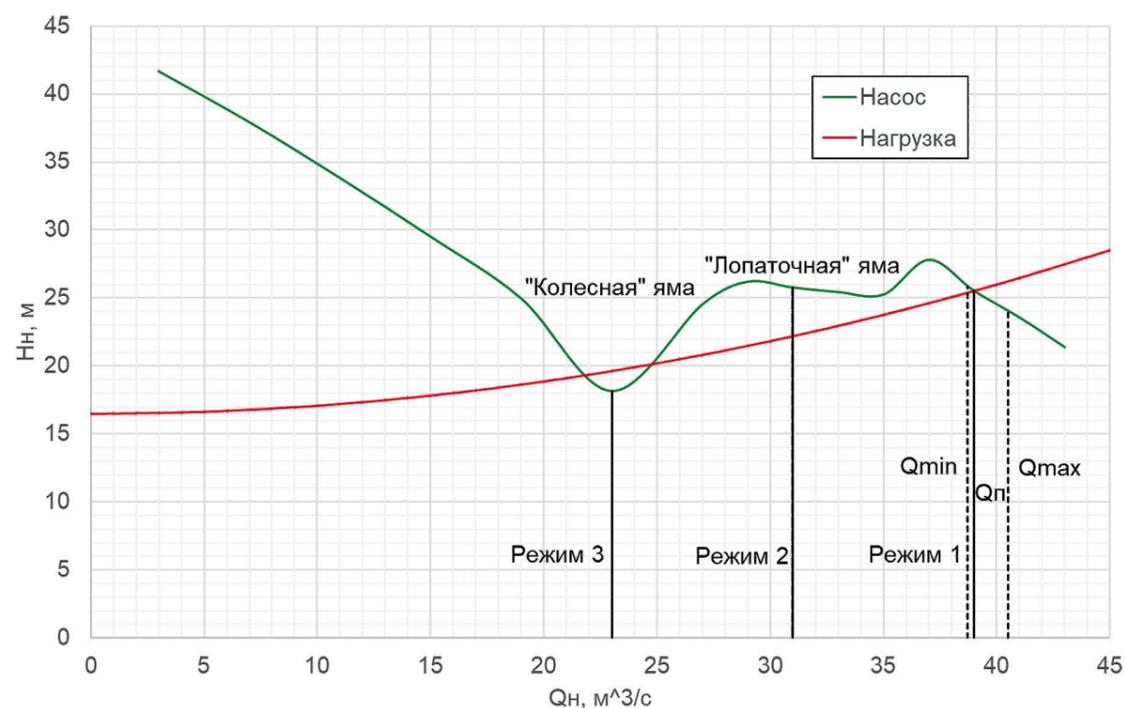


Рис. 9.

Расход-напорная характеристика исходного варианта геометрии насоса ОВ-10

Для недопущения неустойчивой работы насоса (помпажа) требуется обеспечить, чтобы характеристика насоса и нагрузки пересекались не более, чем в одной точке [4]. Пересечение в нескольких точках, а также опасная близость характеристик нагрузки и исходного варианта обуславливается двумя характерными зонами режимов – «лопаточной» ямы и «колесной» ямы. Данные области режимов характеризуются отрывными течениями в выправляющем аппарате и в рабочем колесе соответственно. С целью обеспечения устойчивой работы насоса помимо проектного режима (Режим 1), где требуется обеспечить заданный напор, высокий КПД и кавитационные качества, в процессе оптимизационного проектирования также должны учитываться режим «лопаточной» ямы (Режим 2) и режим «колесной» ямы (Режим 3).

### 3. МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИОННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В данной работе оптимизация лопасти и лопатки насоса выполняется с помощью программного комплекса CADRUN-opt.

Программный комплекс CADRUN-opt (разработка Института математики и Института теплофизики Сибирского отделения РАН) успешно применяется в СКБ «Гидротурбомаш» для автоматического оптимизационного проектирования проточных частей радиально-осевых и поворотных лопаточных гидротурбин.

В рамках данного НИОКР по договору с ИТ СО РАН возможности комплекса были расширены с целью обеспечения возможности оптимизации лопастей и лопаток осевого насоса.

Задача оптимизации может быть сформулирована следующим образом: найти такие значения геометрических параметров  $(x_1, \dots, x_n)$ , определяющих форму проточного тракта, которые обеспечивают минимум (максимум) заданных целевых функционалов  $F_1, \dots, F_q$ , при наличии ограничений.

Решением является фронт Парето – множество лучших, несравнимых между собой решений.

Для поиска фронта Парето в CADRUN-opt применяется многоцелевой генетический алгоритм MOGA (multi-objective genetic algorithm).

С целью параметризации полная поверхность лопасти представляется в виде суммы срединной поверхности и толщин. Для срединной поверхности варьируется отклонение ее угловой координаты от исходной. Отклонение угловой координаты представлено в виде бикубического полинома (16 параметров). Также имеется возможность вариации отклонения меридианных проекций кромок от исходных (8 параметров).

Для каждого варианта геометрии в процессе оптимизации CADRUN-opt проводит CFD-расчеты с помощью встроенного солвера. Постановка расчета стационарная циклическая, используется модель турбулентности, граничное условие на входе – заданный расход, граничное условие на выходе – заданное давление, возможные конфигурации расчетной области: подвод-РК, подвод-РК, РК-ВА, подвод-РК-ВА. Расчетная сетка гексаэдральная, блочно-структурированная, более экономичная, чем сетка, используемая для расчета характеристик.

Исходя из требований к проточной части насоса была разработана совместная постановка задачи оптимизационного проектирования, при которой одновременно варьируется форма лопасти РК и лопатки ВА. Как для лопасти, так и для лопатки варьируются 16 параметров угловой координаты срединной поверхности и 8 параметров RZ-проекции. Всего 48 параметров. Данная постановка позволяет учесть взаимное влияние лопасти РК и лопатки ВА.

**Совместная постановка состоит из двух этапов:**

**1 этап. Трехрежимная трехцелевая оптимизация:**

- *Режим 1* (проектный,  $Q=39 \text{ м}^3/\text{с}$ ). Расчетная область: подвод-РК-ВА или РК-ВА. Максимизация КПД насоса при двухстороннем ограничении на напор и ограничении сверху на область кавитации на поверхности лопасти.
- *Режим 2* («лопаточная» яма,  $Q=31 \text{ м}^3/\text{с}$ ). Расчетная область: подвод-РК-ВА. Максимизация напора при ограничении на момент РК сверху.
- *Режим 3* («колесная» яма,  $Q=23 \text{ м}^3/\text{с}$ ). Расчетная область: подвод-РК-ВА или подвод-РК. Максимизация напора.

**2 этап. Трехрежимная двухцелевая оптимизация:**

- *Режим 1*. Максимизация КПД насоса и минимизация области кавитации на поверхности лопасти при двухстороннем ограничении на напор.
- *Режим 2*. Ограничение снизу на напор и сверху на момент РК.
- *Режим 3*. Ограничение снизу на напор.

Второй этап стартует с множества лучших вариантов, найденных на первом этапе.

В процессе оптимизации проводится CFD-расчет для примерно 5000 вариантов геометрии.

Разделение на 2 этапа обусловлено тем, что генетический алгоритм в CADRUN-opt (как и подавляющее большинство других реализаций алгоритма) эффективно работает, если целевых функций не более трех.

Как показали исследования, проведенные в рамках данной работы, совместная постановка позволяет получить качественный результат, но вследствие своей сложности требует хорошего начального варианта геометрии.

**Для получения такого варианта была разработана отдельная оптимизационная постановка, также состоящая из двух этапов:**

**1 этап. Двухрежимная трехцелевая оптимизация лопасти РК:**

Варируется только геометрия лопасти РК.

- *Режим 1* (проектный,  $Q=39 \text{ м}^3/\text{с}$ ). Расчетная область: подвод-РК или РК. Максимизация КПД РК и минимизация области кавитации на поверхности лопасти при двухстороннем ограничении на напор РК.
- *Режим 3* («колесная» яма,  $Q=23 \text{ м}^3/\text{с}$ ). Расчетная область: подвод-РК. Максимизация напора РК.

По результатам оптимизации РК с фронта Парето выбирается вариант лопасти, используемый на втором этапе.

**2 этап. Двухрежимная двухцелевая оптимизация лопатки ВА.**

Варируется только геометрия лопатки ВА.

- *Режим 1*. Расчетная область: подвод-РК-ВА или РК-ВА. Максимизация КПД насоса.
- *Режим 2*. Расчетная область: подвод-РК-ВА. Максимизация напора.

На каждом этапе варьируются 16 параметров угловой координаты срединной поверхности и 8 параметров RZ-проекции. Всего 24 параметра.

В процессе двух этапов двухрежимной оптимизации проводится CFD-расчет для примерно 5000 вариантов геометрии.

Разработанную методику можно представить, разделив на следующие основные этапы:

1. Выбирается контур втулки (втулочное отношение), контур периферии, количество лопастей РК и лопаток ВА. Проектируются исходные варианты лопасти и лопатки.
2. Проводится оптимизация лопасти РК на режимах 1 и 3. Из этой оптимизации выбирается лопасть РК, дающая максимальный КПД и минимальную область кавитации на режиме 1 и максимальный напор на режиме 3.
3. Для выбранного РК проводится оптимизация лопатки ВА на режимах 1 и 2. С фронта Парето выбираются несколько наиболее перспективных вариантов.
4. Для отобранных вариантов проводится расчет расходных и кавитационных характеристик. В результате анализа энергетических и кавитационных качеств выбирается один лучший вариант.
5. Для дальнейшего повышения энергетических и кавитационных качеств проводится совместная трехрежимная оптимизация РК и ВА для выбранного в п. 4 варианта.
6. С фронта Парето выбираются несколько перспективных вариантов геометрии, для которых проводится расчет расходных и кавитационных характеристик. В результате анализа энергетических и кавитационных качеств выбирается окончательный вариант геометрии лопасти РК и лопатки ВА.

Также были определены основные направления развития методики:

- Добавление в расчетную область отвода.
- Добавление вариации толщины лопасти/лопатки и прочностных критериев.
- Разработка методики получения более качественного исходного варианта геометрии.
- Применение более эффективных алгоритмов поиска решения.

#### 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

С помощью разработанной методики были спроектированы лопасти и лопатки для насосов ОВ-10-260 и ОВ-11-260. На рис. 10 показана Q-H характеристика оптимизированного варианта ОВ-10. Из рисунка видно, что в результате оптимизации удалось устранить пересечение характеристик насоса и нагрузки и существенно их отодвинуть. Также удалось достигнуть высоких показателей по КПД в рабочем диапазоне режимов и хороших кавитационных качеств (см. рис. 11). По ОВ-11 также были получены хорошие результаты.

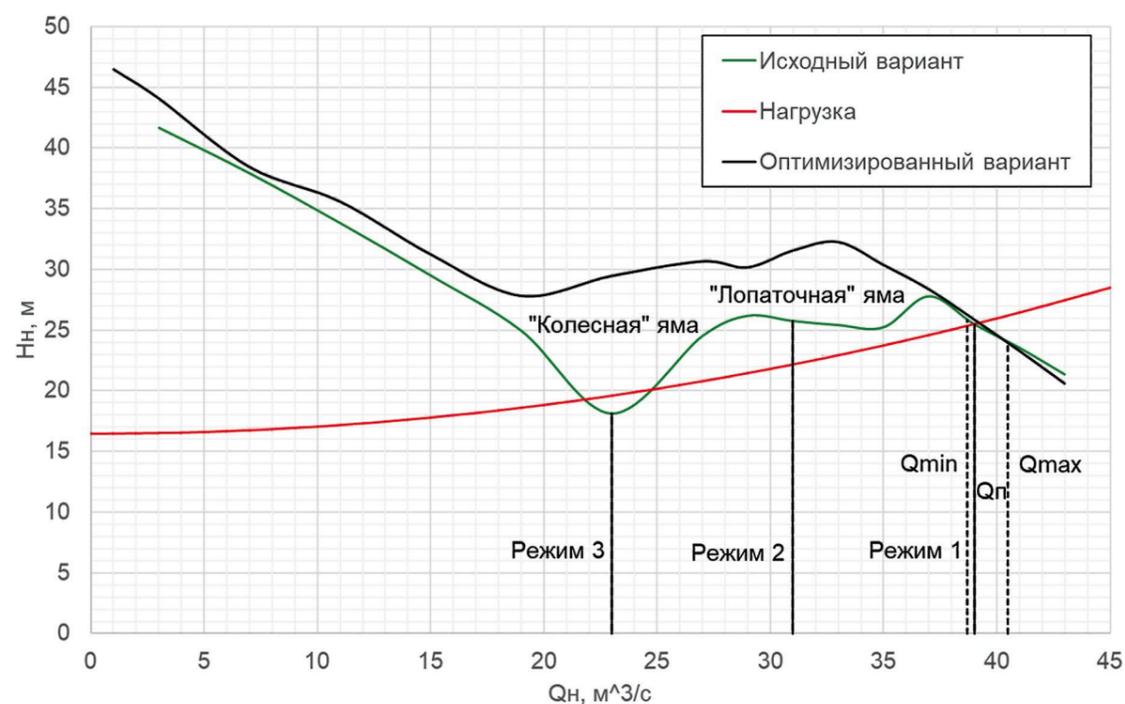


Рис. 10.

Расход-напорная характеристика исходного и оптимизированного вариантов геометрии насоса ОВ-10

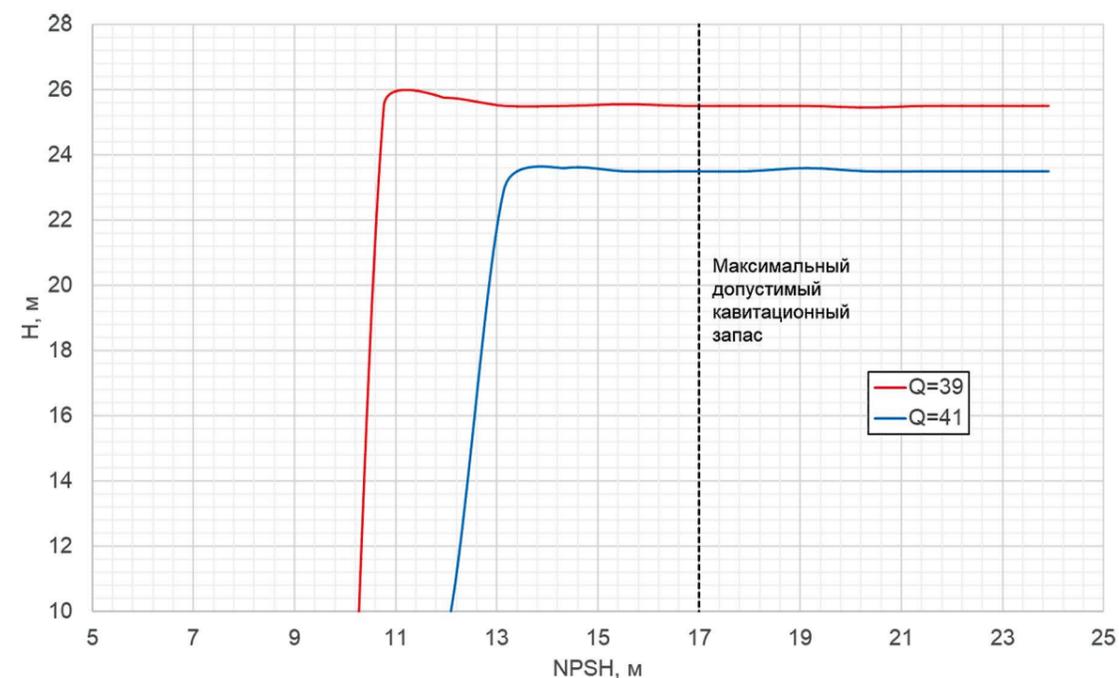


Рис. 11.

Кавитационная срывная характеристика оптимизированного варианта геометрии насоса ОВ-10

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате данной работы была разработана методика оптимизационного проектирования лопасти рабочего колеса и лопатки выправляющего аппарата осевого пропеллерного насоса.

Впервые применена совместная многорежимная многоцелевая параметрическая оптимизация лопасти РК и лопатки ВА осевого насоса.

С помощью разработанной методики были спроектированы лопасти РК и лопатки ВА для осевых пропеллерных насосов ОВ-10-260 и ОВ-11-260 для условий Каршинского каскада насосных станций (Узбекистан). При этом выполнены все требования тендера, предъявленные к гидравлическим показателям проточных частей. Спроектированные лопасти рабочих колес и лопатки выправляющих аппаратов позволяют получить высокие энергетические и кавитационные показатели. Требования по КПД на проектном режиме превышены более, чем на 2 %.

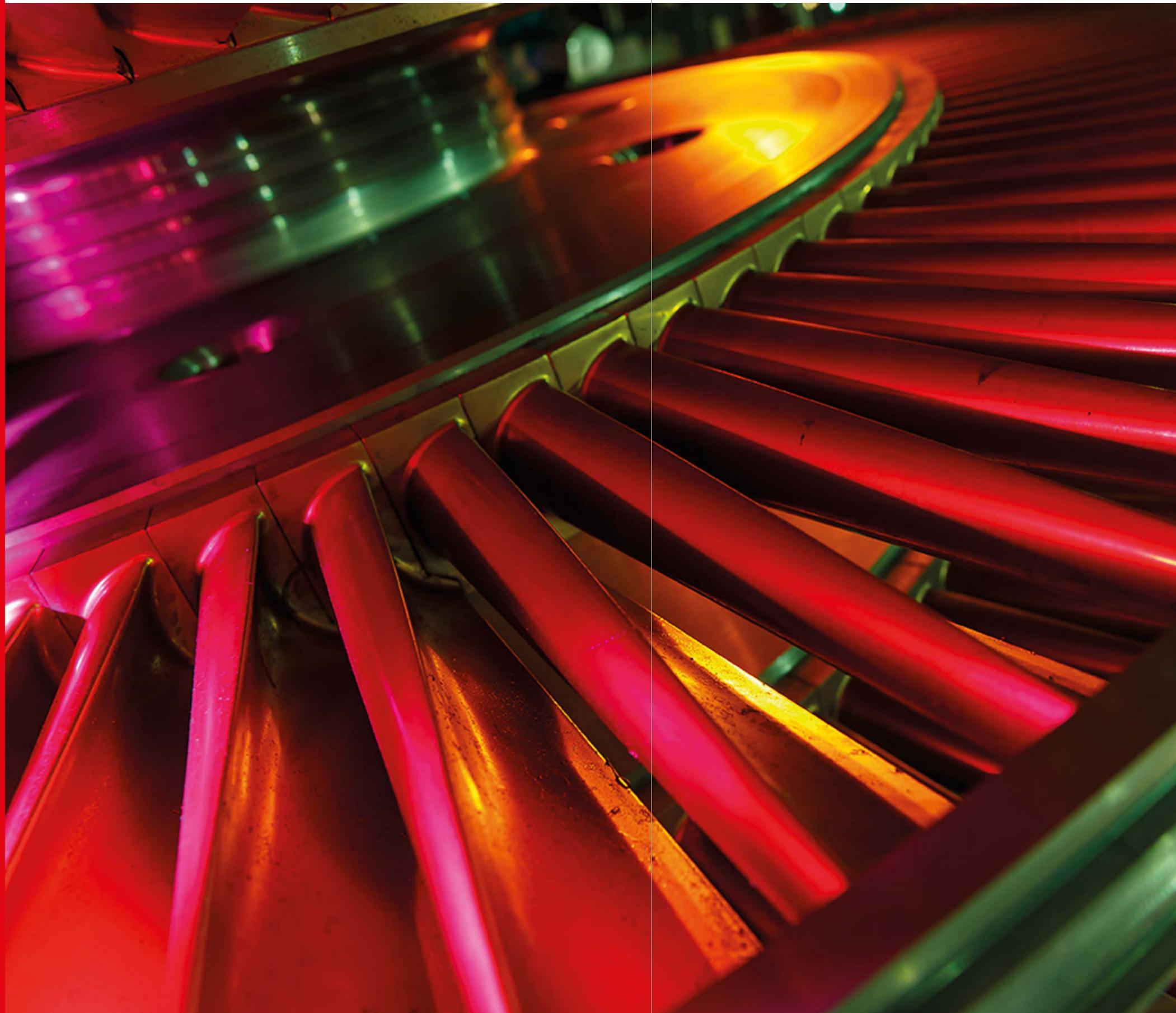
Спроектированные лопасти и лопатки насосов ОВ-10-260 и ОВ-11-260 позволят принять участие в тендере на реконструкцию насосных станций Каршинского каскада.

Разработанная методика может применяться для эффективного проектирования новых конкурентоспособных проточных частей осевых пропеллерных насосов в будущих проектах.

Разработанная методика оптимизационного проектирования послужит базой для создания более совершенной методики.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Свобода Д. Г., Жарковский А. А. Проектирование осевых насосов с незападающей напорной характеристикой: монография / ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2021 – 182 с.
2. Свобода Д. Г., Жарковский А. А., Иванов Е. А. О проектировании проточной части осевого насоса низкой быстроходности // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки, 2017. – Т. 23. – № 2 – С. 41–52.
3. Шиль Ю. Тенденции развития питательных насосов // Вестник ЮУрГУ, № 1, 2005.
4. Зимницкий В. А., Каплун А. В., Папир А. Н., Умов В. А. Лопастные насосы: справочник / Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.



# ПАРТУРБИННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ



« [ВОГЛАВЛЕНИЕ](#) »

# АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК НА ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Азанов Константин Евгеньевич  
Сибирский федеральный университет

ул. Академика Киренского, д. 26 А, г. Красноярск, 660074, Россия  
azanovkonstantin285@gmail.com

## ВВЕДЕНИЕ

Основное оборудование электрических станций представлено устоявшимся стандартным модельным рядом. Применение типовых решений позволяет существенно сократить трудозатраты на разработку проектной и рабочей документации для нового производства, однако в наше время значительную часть от общего объема проектных работ специализированных предприятий (заводов-изготовителей, проектных институтов) занимают реконструкции уже существующего оборудования, находящегося в эксплуатации.

Необходимость реконструкции вызвана, как правило, снижением экономичности и надежности работы турбинного оборудования, которое может быть вызвано различными факторами (рис. 1) [1].



Рис. 1.

Факторы, определяющие надежность энергетического оборудования

Большая часть реконструкций действующего оборудования связана с изменением параметров его работы или параметров рабочей среды, что ведет к необходимости перепроектирования существующей установки на новые исходные данные. Даже при наличии стандартного ряда оборудования необходимо учитывать индивидуальные особенности каждой электростанции. На рис. 2 представлены исходные данные и причины их изменения на примере паротурбинного оборудования.



Рис. 2.

Влияние внешних факторов на исходные данные при расчете паровых турбин

Автоматизация процессов проектирования позволит существенно снизить трудозатраты, повысить качество итогового проекта и надежность разрабатываемого оборудования за счет снижения влияния человеческого фактора.

## 1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной научно-исследовательской работы являлась разработка методики по автоматизации проектных работ на этапах от получения технического задания до выдачи рабочей документации на примере ротора высокого давления паровой турбины К-300-240.

В ходе работы были выполнены следующие поставленные задачи: разработан макет расчетной части (тепловой, детальный и прочностной расчет ступеней паровой турбины) в Microsoft Excel, создана трехмерная модель ротора высокого давления и произведен прочностной анализ лопатки, регулирующей ступени в среде Siemens NX.

## 2. ХОД РАБОТЫ

Автоматизированная информационная модель объединяет в себе этапы проектирования от получения ТЗ до построения симуляции и выдачи чертежей. На основании результатов функционального анализа (при необходимости) могут быть скорректированы отдельные элементы расчета (рис. 3).

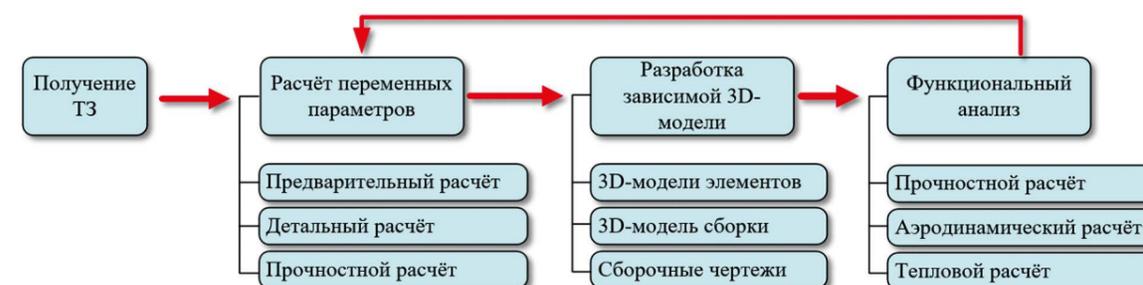


Рис. 3.

Структура информационной модели

Расчетная часть исследования включает в себя расчет конструктивных (геометрических) характеристик ступеней паровой турбины при изменении внешних факторов (исходных данных) [2]. Также при составлении расчетного макета автор волен задаться определенной логикой расчета, ориентированной, например, на наибольший КПД или наименьшую стоимость или предусмотреть выбор такой логики при вводе исходных данных. Промежуточным результатом данного этапа является макет расчета паровой турбины в среде Microsoft Excel, то есть файл с последовательностью расчета, в котором при изменении исходных данных мы получаем набор геометрических характеристик оборудования. На рис. 4 представлен фрагмент расчетного макета, лист вывода результатов.

	A	B	C	D	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
	Параметр	Обозначение	Значение	Ед. изм.		№ ступени	$d_{gr}$	$r_{gr}$	$r_s$	$l_2$	$b_2$	$z_2$	$360/(z_2 * 2)$		$\beta_1$	$\beta_2$	
1	Регулирующая ступень. Рабочая решётка																
2	Средний диаметр регулирующей ступени	$d_{gr}^{pe}$	1220	мм		1	1100	550	534,42	31,2	25,7	168	1,07	-1,07	19,46	17,51	
3	Средний радиус регулирующей ступени	$r_{gr}^{pe}$	610	мм		2	1102,09	551,05	534,42	33,3	25,7	168	1,07	-1,07	19,46	17,51	
4	Корневой радиус	$r_s^{pe}$	596,80	мм		3	1104,19	552,09	534,42	35,3	25,7	169	1,07	-1,07	19,46	17,51	
5	Высота рабочих лопаток	$l_2$	26,41	мм		4	1106,28	553,14	534,42	37,4	25,7	169	1,07	-1,07	19,46	17,51	
6	Хорда рабочей решётки	$b_2$	51,4	мм		5	1108,37	554,19	534,42	39,5	25,7	169	1,07	-1,07	19,46	17,51	
7	Число рабочих лопаток	$z_2$	186	шт		6	1110,47	555,23	534,42	41,6	25,7	170	1,06	-1,06	19,46	17,51	
8	Угол вращения	$360/(z_2 * 2)$	0,97	град		7	1112,56	556,28	534,42	43,7	25,7	0		#ДЕЛ/0!	#ДЕЛ/0!	#ДЕЛ/0!	
9	Угол входа в рабочую решетку	$\beta_1$	22,48	град		8	1114,65	557,33	534,42	45,8	25,7	0		#ДЕЛ/0!	#ДЕЛ/0!	#ДЕЛ/0!	
10	Угол выхода из рабочей решетки	$\beta_2$	20,76	град		9	1116,75	558,37	534,42	47,9	25,7	0		#ДЕЛ/0!	#ДЕЛ/0!	#ДЕЛ/0!	
11	Осевая составляющая усилия на лопатки	$R_s^T$	28875,37	Н		10	1118,84	559,42	534,42	50,0	25,7	0		#ДЕЛ/0!	#ДЕЛ/0!	#ДЕЛ/0!	
12						Число ступеней	6										

Рис. 4.

Фрагмент макета расчета

Следующим этапом идет создание исходной трехмерной модели ротора (рис. 5). Основой графической части в данной работе является параметризация, то есть представление каждого элемента проектируемой детали (сборки) в виде набора геометрических параметров, взаимосвязанных между собой через выражения и ссылки на внешние источники данных. В нашем случае внешним источником будет являться макет расчета элементов паровой турбины (файл Excel).

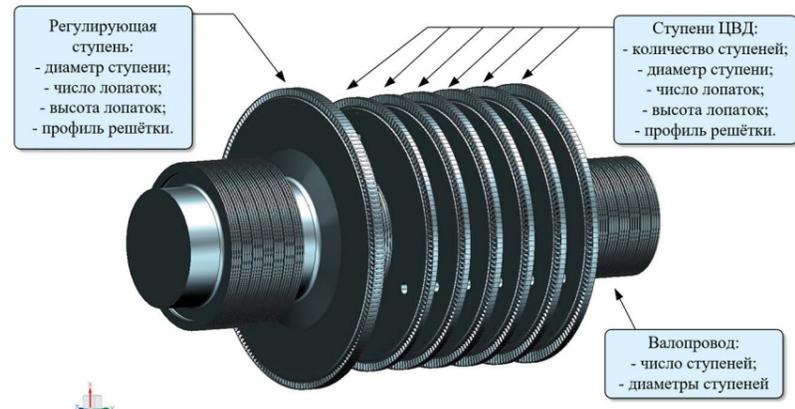


Рис. 5.  
Ротор ВД

Создание ссылочных размеров производится при помощи внутреннего инструментария Siemens NX. Для этого предусмотрено задание размера через функцию. Во всплывающем перечне выбираем «Функцию». В появившемся окне выбираем категорию «spreadsheet», из предложенного ряда выбираем функцию «ug\_excel\_read». В открывшемся окне «Аргумент функции» задаем путь к файлу расчета, откуда будут браться результаты расчета, и ссылку на ячейку. По определению программа будет ссылаться на активный (открытый) лист выбранного файла. Чтобы задать ссылку на определенный лист, перед номером ячейки вписывается наименование листа, например, «Лист1!С6».

Описав таким образом построенную геометрию, получаем возможность перестраивать ее посредством изменения исходных данных в документе расчета. Для этого требуется изменить численное значение в ячейке, соответствующей необходимому параметру и, сохранив предварительно файл расчета, зайти во вкладку «Инструменты» (1) – «Выражения» (2) – «Обновить выражения» (3) (рис. 6).

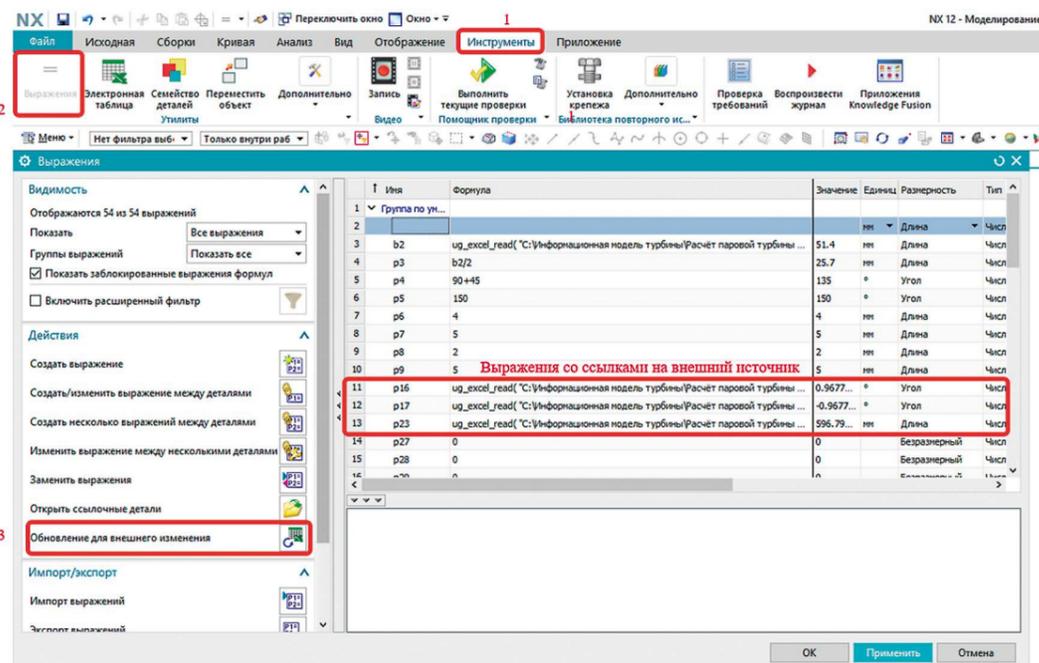


Рис. 6.  
Обновление геометрии

Таким образом мы получаем полностью автоматизированную 3D-модель ротора ВД, геометрия которого меняется при изменении исходных данных (ТЗ) без участия человека. Чтобы убедиться в работоспособности данной модели, изменим исходные данные: электрическую мощность повысим на 50 МВт (до 350 МВт) и увеличим температуру пара (и, как следствие, теплоперепад) с 540 до 560 °С. Сравнительный анализ приведен на рис. 7-8.

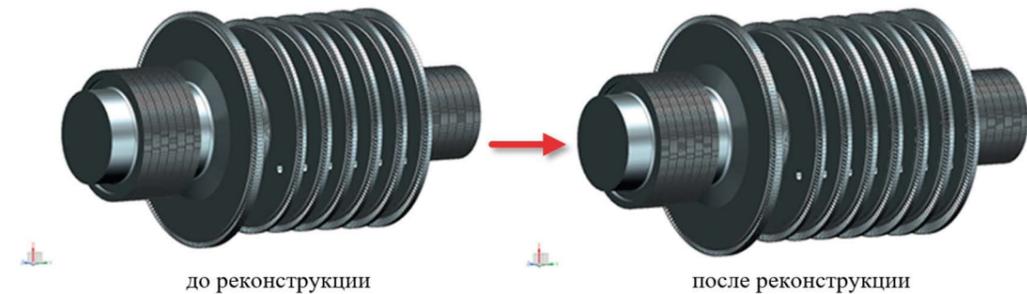


Рис. 7.  
Ротор ВД до и после реконструкции

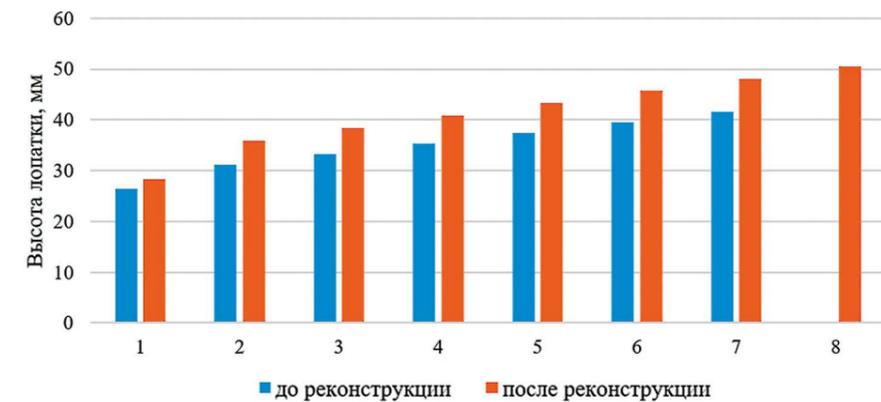


Рис. 8.  
Изменение высот рабочих лопаток и числа ступеней

Лопатка PC\_sim2 - Solution 1 Результат  
Subcase - Static Loads 1, Статический шаг 1  
Перемещение - По узлам, Величина  
Мин.: 0.000, Макс.: 0.430, Единицы: мм  
Деформация: Перемещение - По узлам, Величина  
Частота кадров анимации: 8 из 8

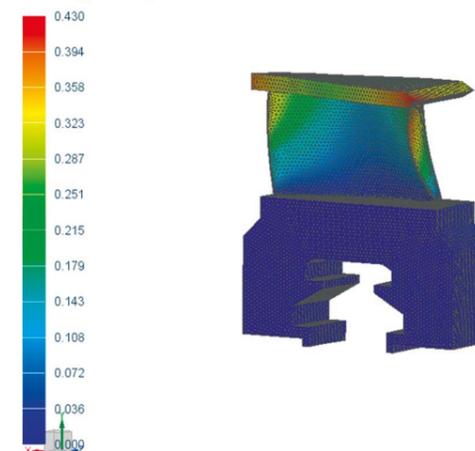


Рис. 9.  
Функциональный анализ (расчет деформаций)

Далее автоматизированная модель становится основой для функционального анализа. Функциональный анализ позволяет оценить работоспособность полученной в ходе расчетов и моделирования геометрии, определить слабые места конструкции. На основании полученных результатов корректируются геометрические характеристики элементов и разрабатываются технические решения по устранению недостатков конструкции. В данной работе в качестве примера были рассчитаны деформации под действием осевого усилия на профиль рабочей лопатки регулирующей ступени (рис. 9).

Таким образом, сведя к минимуму участие человека на каждой стадии проектирования, мы существенно снижаем трудозатраты на проектирование и выдачу РД (около 70 %) [3].

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Итогом данной работы служит разработанная методика (в виде набора последовательных технических решений) по созданию цифровых прототипов элементов энергетического оборудования для автоматизации проектных работ по реконструкции и/или модернизации.

Результаты данной работы могут найти применение при решении практических задач, таких как перепроектирование реконструируемых агрегатов на изменившиеся режимные параметры с дальнейшим функциональным анализом характеристик отдельных элементов и подготовкой комплекта рабочей документации.

Также, помимо практических задач, данная работа может быть использована в образовательных целях для наглядной демонстрации влияния исходных данных на геометрические и функциональные характеристики вновь проектируемых ступеней паровой турбины.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Смирнов А. В., Юсупов Р. М. Технология параллельного проектирования: основные принципы и проблемы внедрения // Автоматизация проектирования, 1997 – Т. 329 – № 2 – С. 50-55.
2. Костюк А. Г., Фролов В. В., Булкин А. Е., Трухний А. Д. Турбины тепловых и атомных электрических станций: учебник для вузов. – Москва: Изд-во МЭИ, 2001 – 488 с.
3. Лякишев А. Г., Смородинова Т. К., Маслов В. М., Аксенов К. В. Техническая подготовка производства изделий: методические указания. – Орел: Изд-во ОрелГТУ, 2006 – 70 с.

## АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ СНИЖЕНИЯ ИНДЕКСОВ ЭМИССИИ NOx И CO В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГТУ С ПРИМЕНЕНИЕМ CFD-ПАКЕТОВ

Бадамшин Альберт Русланович, Балакин Антон Михайлович, Барсков Виктор Валентинович  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

ул. Политехническая, д. 29, г. Санкт-Петербург, 195251, Россия  
badamshin1999@gmail.com, Balakinant@yandex.ru, viktorbarskov@mail.ru

## ВВЕДЕНИЕ

Спрос на потребление электроэнергии растет от года к году и к 2030 году достигнет отметки 400 ГВт мощности. В настоящее время общемировой тенденцией является более экологически чистое производство энергии [1]. На текущий момент основным очагом возникновения парниковых газов в тепловой схеме газотурбинных установок (ГТУ) и турбореактивных двигателей (ТРД) является камера сгорания. В камере сгорания образуются парниковые газы окиси углерода и оксида азота. На рис. 1 указаны нормы ИКАО (Международная организация гражданской авиации), по которому составлен план по уменьшению выбросов двигателей гражданской авиации.

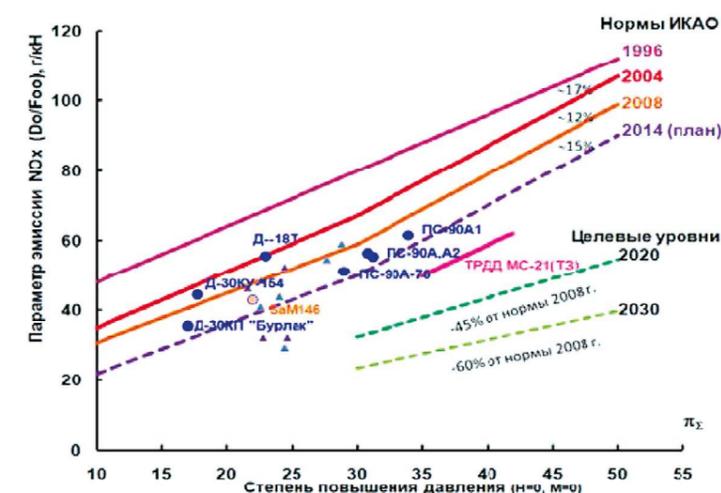


Рис. 1.  
Нормы ИКАО

Для решения данной проблемы многие научно-исследовательские институты (НИИ) проводят исследования камер сгорания на снижение эмиссии парниковых газов. В частности, был разработан ряд документов, в котором представлены шаги по решению данного вопроса. Так, например, было разработано Парижское соглашение, в котором расписан план снижению концентрации парниковых газов в нижних слоях атмосферы до 2060 года. Данное соглашение было подписано всеми ведущими странами Европы, в том числе и Россией. В связи с этим в России была разработана стратегия по развитию «Энергетического машиностроения до 2030 года». Реализация Энергетической стратегии России на период до 2030 года (далее – ЭС-2030) запланирована в три этапа: первый этап реализации ЭС-2030, предположительно этап выхода из кризиса и формирования основ новой экономики, завершился в 2015 году; второй этап реализации ЭС-2030, предположительно этап перехода к инновационному развитию и формированию инфраструктуры новой экономики, охватывает 2016-2022 гг.; третий этап реализации ЭС-2030, предположительно этап развития инновационной экономики, завершается в 2030 году [2].

В числе основных векторов для развития были выбраны модернизация существующих двигателей со снижением эмиссии, а также повышение альтернативных источников энергии.

Данный план помогает оценить, какая эмиссия на стандартном авиационном двигателе, а также создаст задел для будущих научных исследований.

## 1. ОСНОВНЫЕ ПРИЧИНЫ ПОЯВЛЕНИЯ ЭМИССИИ

На текущий момент основным очагом возникновения парниковых газов в тепловой схеме газотурбинных установок (ГТУ) и турбореактивных двигателей (ТРД) является камера сгорания. В камере сгорания образуются парниковые газы окиси углерода и оксида азота. Окись углерода (CO) образуется вследствие:

- неполного сгорания топлива в сильно обедненных топливовоздушных смесях (ТВС);
- наличия холодного пристеночного слоя в традиционной схеме заградительного охлаждения стенок жаровой трубы;
- нехватки кислорода при горении богатых смесей ( $\alpha < 1,0$ ) (где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха);
- диссоциации углекислого газа (CO<sub>2</sub>) при высоких температурах.

Повышенное содержание несгоревших углеводородов СН связывают с плохим распыливанием топлива, недостаточной скоростью горения и «замораживанием» продуктов неполного сгорания в охлаждающем воздухе вблизи стенок жаровой трубы.

Оксиды азота (NO<sub>x</sub>) образуются в результате окисления азота, находящегося в атмосферном воздухе и в топливе. Установлено, что выброс NO<sub>x</sub> экспоненциально возрастает с повышением температуры пламени и линейно возрастает с повышением времени пребывания продуктов сгорания в высокотемпературных зонах.

Сажа (или дым) может образовываться в любой части зоны горения, где имеется избыток топлива и скорость смешения недостаточна. Так, склонность к сажеобразованию возрастает при уменьшении содержания в топливе водорода, а также при повышении концентрации в топливе полициклических ароматических углеводородов.

Основные трудности при создании камер сгорания с низким выбросом вредных веществ связаны с тем обстоятельством, что для снижения выхода CO и NO<sub>x</sub> необходимо проведение взаимно противоположных мероприятий. Рациональная конструкция камеры сгорания должна представлять собой некоторый компромисс между требованиями, вытекающими из задачи уменьшения эмиссии этих двух групп загрязняющих компонентов. Это может быть обеспечено за счет совершенствования рабочего процесса первичной зоны, зон выгорания и смешения, рационального выбора объема жаровой трубы и времени пребывания в камере сгорания (КС). Принцип действия всех малоэмиссионных КС основан на поддержании температуры в зоне (зонах) горения в достаточно узком интервале на всех эксплуатационных режимах двигателя, изображен на рис. 2.



Рис. 2.  
Диапазон выбросов

Диапазон температур с малыми выбросами CO (p.p.m) и NO<sub>x</sub> (p.p.m), (p.p.m – единица концентрации).

Для снижения эмиссии вредных веществ необходима разработка камер сгорания сложной конструкции с увеличением числа зон горения, каждая из которых оптимизируется на определенный режим работы. При этом, для обеспечения перспективных норм на эмиссию вредных веществ необходимо создание КС, которые бы позволили одновременно снизить все виды вредных компонентов.

## 2. ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР ДАННОЙ ПРОБЛЕМЫ

Приведу примеры нескольких работ иностранных коллег, подтверждающих актуальность данной темы [3]:

1. В Стамбульском университете оптимизировали форсунку для работы на более вязком топливе, следовательно смогли работать на альтернативных видах топлива, в результате сгорания которых образуются наименьшие выбросы NO<sub>x</sub> и CO.
2. В университете Аалто в Финляндии производились исследования по изучению экологически чистых видов авиационного топлива. Данное исследование показывает, что экологически чистые авиационные топлива могут превзойти свои ископаемые аналоги не только с точки зрения воздействия на окружающую среду, но и с точки зрения потребления топлива.
3. Также вопросом экологичности благодаря альтернативным видам топлива занимались в Университете Бэйхан, Китай.
4. Вопросом выброса оксида азота занимались в Университете Загреба (Хорватия). Исследование было представлено с помощью численного моделирования КС. В результате было выявлено, что снижение оксида азота, может быть достигнуто незначительным изменением конструкции.
5. Учеными из Северо-Западного политехнического университета в Китае были смоделированы процессы распыления и горения в камере сгорания с использованием различных видов биотоплива. Из-за характеристики низкой вязкости и низкой калорийности, принятой для биотоплива, биотопливо накапливается вблизи верхней части камеры сгорания, и соответствующий выброс NO ниже, чем у обычного керосина. Также была получена более низкая температура на входе в турбину.
6. Впрыск воды обеспечивает такое же снижение NO<sub>x</sub> и температуры активной зоны, что и при сниженном взлете на 25 %, однако это позволит сократить расход топлива без ущерба для времени взлета и набора высоты и не имеет эксплуатационных ограничений, которые есть при взлете с пониженной тягой.

## 3. РАСЧЕТ ГОРЕНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ

В данной главе мы построили схематичную 3D-модель жаровой трубы камеры сгорания двухвального турбореактивного двигателя P-95Ш, а также провели с ней аналитический расчет на горение и расчет в пакете программ Ansys Fluent. Получили результаты расчетов и схематичное распределение температуры, рабочего тела (природного газа CH<sub>4</sub>) и эмиссии (CO).

Аналитический расчет [4]:

Индекс эмиссии оксида азота

$$EI_{NO_x} = 5,79 \text{ г/кгтопл.}$$

Индекс эмиссии окиси углерода

$$EI_{CO_p} = 6,51 \text{ г/кгтопл.}$$

### Расчет в программе Ansys Fluent

В первую очередь было выполнено построение жаровой трубы камеры сгорания, произведенное в программе Solidworks. Построение выполнено по сечениям и вытянуто с помощью функции «бобышка по сечениям». 3D-модель представлена на рис. 3.

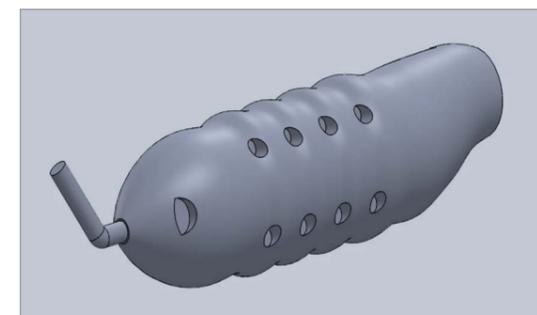


Рис. 3.  
3D-модель жаровой трубы

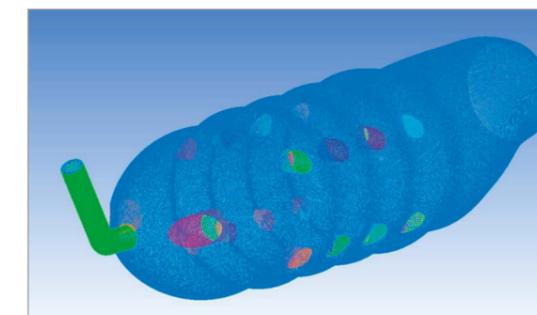


Рис. 4.  
Модель с сеткой

Далее была построена сетка (рис. 4) в пакете ICEM CFD с использованием тетраэдров, вблизи стенок были сформированы призматические слои, общее количество элементов 1801605, общее количество узлов 520864.

Построение данной сетки осуществлялось с использованием стационарных компьютеров вычислительного центра СПбПУ, в связи с этим не были проведены испытания на сеточную независимость.

Далее зададимся граничными условиями:

Общий расход газа и воздуха равны  $G_2 = 52,6$  кг/с и  $G_6 = 62,7$  кг/с, так как в двигателе 10 жаровых труб, то расход нужно поделить на данное число. На одну жаровую трубу выходит такой расход  $G_2 = 5,26$  кг/с и  $G_6 = 6,27$  кг/с;

Расход воздуха будет распределен на зону горения и зону смешивания поровну;

Температура газа  $T_2 = 300$  К и температура воздуха  $T_6 = 565$  К;

Химический состав соответствует ГОСТ 30319.1-2015 «Газ природный. Методы расчета физических свойств. Общие положения»

Химический состав газа:

$CH_4 = 0,90451$  моль  $C_2H_6 = 0,02116$  моль  $C_3H_8 = 0,02661$  моль

$C_4H_{10} = 0,01217$  моль  $C_5H_{12} = 0,00394$  моль  $C_6H_{14} = 0,00258$  моль

$N_2 = 0,00946$  моль

В результате расчета получили схематичное распределение температуры, рабочего тела (природного газа  $CH_4$ ) и эмиссии ( $CO_2$ ). Соответственно на рисунках 5-7.

В заключение можно сделать вывод, что в данной жаровой трубе топливо сгорает полностью и выброс эмиссии низкий.

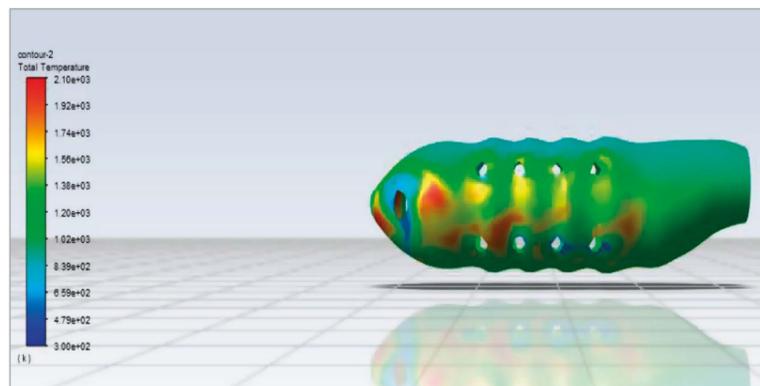


Рис. 5.

Распределение температуры в жаровой трубе

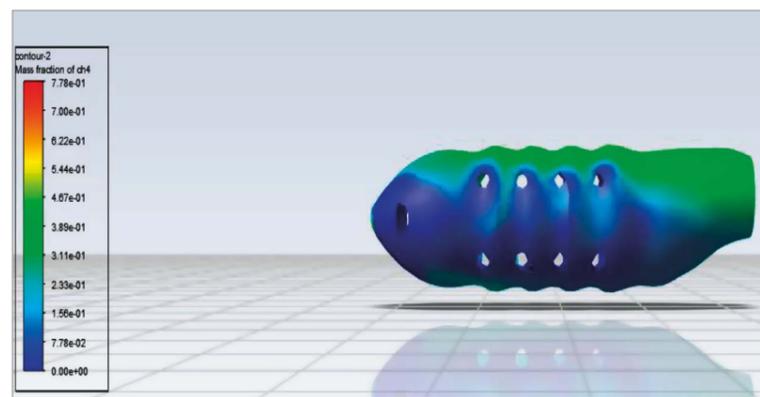


Рис. 6.

Распределение рабочего тела (природного газа  $CH_4$ ) в жаровой трубе

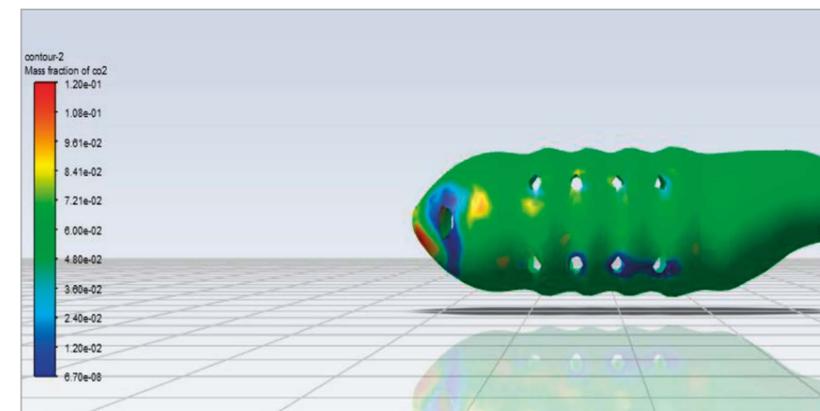


Рис. 7.

Распределение эмиссии ( $CO_2$ ) в жаровой трубе

#### 4. СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ ЭМИССИИ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ

Проанализировав различные конструкции камер сгорания, можно прийти к выводу, что для обеспечения минимального уровня эмиссии вредных веществ при организации процесса горения в камере сгорания любого типа необходимо обеспечить следующие условия [5]: 1) достаточно мелкое дробление частиц топлива; 2) высокая однородность смеси перед подачей в камеру сгорания; 3) максимально возможная скорость реакции; 4) температуры в зоне горения 750-1450 °C; 5) отсутствие локальных высокотемпературных зон; 6) постоянный во всем диапазоне работы двигателя состав смеси в зоне горения; 7) оптимальное распределение вторичного воздуха; 8) оптимальный состав смеси в смесительных устройствах или в первичной зоне камеры сгорания.

Основными методами снижения выброса угарного газа  $CO$  являются [6]:

- 1) улучшение распыливания топлива с целью ускорить процесс испарения топлива и способствовать созданию гомогенной горючей смеси. Это можно достичь применением пневматических форсунок, если есть отдельный источник сжатого воздуха. Также возможно применение воздушного потока на входе в КС для улучшения распыливания при малых расходах топлива соответственно при малых давлениях подачи топлива;
- 2) увеличение объема первичной зоны горения и времени пребывания в ней;
- 3) уменьшение расхода воздуха на пленочное охлаждение жаровой трубы.

Этот воздух, выходя из первичной зоны, обычно содержит  $CO$  и  $CH$  в больших концентрациях. Поэтому снижение расхода воздуха в пристеночной завесе посредством организации более эффективного охлаждения стенок в первичной зоне (или даже путем применения жаровых труб из керамики) положительно сказывается на уменьшении выхода  $CO$ .

Основными методами снижения эмиссии оксидов азота  $NO_x$  являются [6]:

- 1) применение легких дистиллятных топлив;
- 2) впрыск водяного пара в камеру сгорания. Впрыск воды или водяного пара значительно понижает температуру продуктов сгорания в зоне горения, но чрезмерная подача воды в зону горения может привести к нежелательным последствиям, таким как рост выбросов оксидов азота  $CO$  и углеводородов  $CH$ , снижение полноты сгорания топлива, мощности и КПД установки;
- 3) многоступенчатое сжигание. На первом этапе сжигается богатая смесь с последующим охлаждением продуктов неполного сгорания посредством теплоотводящих элементов. На втором и последующих этапах в смесь добавляется дополнительный воздух, который позволяет осуществить полное сгорание смеси до конечных продуктов сгорания ( $CO_2$  и  $H_2O$ );
- 4) рециркуляция выхлопных газов. В современных системах в качестве разбавителя исходной смеси используются сами продукты сгорания, отбираемые из потока дымовых или выхлопных газов. Эти продукты, которые состоят в основном из  $CO_2$  и  $H_2O$ , имеют высокую теплоемкость и эффективно отбирают тепло из зоны реакции, снижая ее температуру. Конструкция самой установки упрощается, так как не требуется создавать отдельные узлы, которые обеспечивают подачу внешних компонентов;
- 5) уменьшенное время пребывания газа при высокой температуре. Снижение выброса оксидов азота  $NO_x$  можно получить, если уменьшить время, в течение которого газ находится на высокой температуре. Это достигается путем повышения скорости потока или же уменьшением длины высокотемпературных зон.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам проведенного исследования:

- произведен расчет горения в камере сгорания в пакете программ Ansys Fluent;
- были рассмотрены основные причины выбросов вредных веществ в камерах сгорания;
- также были изучены способы снижения эмиссии вредных веществ в камерах сгорания;

## БЛАГОДАРНОСТЬ

Хочется выразить благодарность преподавателям «Высшей школы энергетического машиностроения» бывшей кафедры «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого за помощь в данном исследовании.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иноземцев А. А., Нихамкин М. А. и др. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Том V «Автоматика и регулирование авиационных двигателей и энергетических установок». – М.: Машиностроение, 2008. – 190 с.
2. Волков С. А., Горбатко А. А. Анализ существующих и планируемых зарубежных требований к двигателям гражданской авиации по ограничению выбросов вредных веществ // Экологические проблемы авиации. М.: ТОРУС ПРЕСС, 2010. – С. 234-246.
3. <https://www.sciencedirect.com/>.
4. Пчелкин Ю. М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей: учебник. 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
5. Смирнова Н. Н. Техническая эксплуатация летательных аппаратов. Учебник. / под ред. проф. – М.: Транспорт, 1990. – 424 с.
6. Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие. 3-е изд. – М.: Издат. дом МЭИ, 2009. – 578 с.

# ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРОГРАММ И ТЕХНОЛОГИЙ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Ганков Максим Сергеевич

Калужский филиал ФГОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»

ул. Баженова, д. 2, г. Калуга, 248000, Россия

maks.gankov@mail.ru

## ВВЕДЕНИЕ

Целью данной работы является создание параметрической модели пера лопатки паровой турбины заданного профиля в среде Blender посредством применения программного кода Python.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить ряд задач:

1. Произвести обзор литературы по теме научно-исследовательской работы;
2. Описать программы, позволяющие производить параметрическое проектирование элементов энергетических установок;
3. Разработать код программы на языке Python, позволяющей создавать параметрическую модель пера лопатки паровой турбины заданного профиля в среде Blender.

## 1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

Параметрическое моделирование или параметризация [1, 2] – это моделирование с использованием параметров элементов модели и соотношений между этими параметрами.

При проектировании часто возникает потребность в создании однотипных деталей, которые отличаются друг от друга размерами или некоторыми конструктивными элементами. Так как унифицированных изделий может быть большое количество, а размеры имеют между собой ряд зависимостей, то для создания их моделей применяется параметризация.

Созданные при помощи параметрического моделирования объекты можно использовать для дальнейшего их расчета на жесткость, прочность, исследования кинематики и выполнения прочих инженерных и научных задач. Существуют 2D (двухмерные) и 3D (трехмерные) модели объектов – 2D в основном используются для создания рабочих чертежей и прочей конструкторской документации, а 3D – для расчета на прочность, жесткость, деформированное состояние, как правило, с использованием метода конечных элементов [3].

Параметрическое моделирование начинается с создания исходной модели, вся геометрия которой фиксируется при помощи наложения геометрических связей (привязок) и установки базовых размеров или формульных зависимостей между ними. В дальнейшем создаются таблицы переменных с перечнем изменяемых параметров и их значений, которые и будут определять всю конструкцию элемента при изменении исходных данных.

В настоящий момент параметрическое моделирование предусматривают многие системы автоматизированного проектирования (САПР), такие как AutoCAD, Siemens NX, SolidWorks, Компас-3D и многие другие программы, что описано во многих публикациях [1-5].

При помощи параметрического моделирования можно значительно облегчить процесс создания изделий, которые имеют одинаковые, но сложные конструктивные элементы. К ним можно отнести зубчатые колеса, корпуса и лопатки турбин, уплотнения и другие детали.

В энергетическом машиностроении параметрическое моделирование находит все большее применение. Это связано в первую очередь с увеличением количества составляющих элементов энергоустановок, а также повышением сложности законов их формообразования.

## 2. ОПИСАНИЕ ПРОГРАММ, ПОЗВОЛЯЮЩИХ ПРОИЗВОДИТЬ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Большую часть программ, позволяющих производить параметрическое проектирование различных элементов по свободе распространения, можно разделить на несвободно распространяемые (имеющие платную лицензию или проприетарные) и свободно распространяемые.

Преимущества проприетарных программ:

1. Наличие единого разработчика (компании) развивающего программу;
2. Часто наличие всего необходимого функционала для решения задач в заданной области исследования;
3. Наличие документации и технической поддержки, позволяющей оперативно решать возникшие проблемы в области функциональности программы;
4. Допускается возможность применения высокоуровневых языков программирования для разработки средств, ускоряющих разработку специализированных изделий.

**Произведем обзор некоторых несвободно распространяемых систем автоматического проектирования, допускающих производить параметрическое проектирование различных элементов энергетических установок.**

1. **AutoCAD** – двух- и трехмерная система автоматизированного проектирования и черчения, разработанная компанией Autodesk [1]. Данная САПР и специализированные приложения на его основе нашли широкое применение в машиностроении, строительстве, архитектуре и других отраслях промышленности.

К достоинствам AutoCAD можно отнести возможность создания параметрических чертежей и моделей, а также наличие возможности применения таких языков программирования как C++ и Visual LISP с целью гибкого использования возможностей данной программы и расширения ее функционала. Также к достоинствам можно отнести наличие активного сообщества пользователей и большое количество приложений и библиотек, позволяющих производить прочностные расчеты и симуляции.

Основным недостатком AutoCAD является отсутствие мультиплатформенности и высокая стоимость.

2. **Siemens NX** – CAE-система для решения различных инженерных задач производства компании Siemens PLM Software [6]. Основная идея данной САПР – поддержание всех стадий разработки изделий: от создания концепта и проектирования до изготовления.

Siemens NX обладает огромным количеством достоинств, основными из которых являются мультиплатформенность, возможность создания параметрических чертежей и моделей, возможность применения популярных языков программирования: C++, Java, Python для моделирования объектов и процессов. Данная САПР дает возможность планирования производства и осуществлять различные виды инженерного анализа, начиная прочностными расчетами, заканчивая моделированием течения разнообразных сред через заданную проточную часть.

К недостаткам Siemens NX можно отнести довольно высокую стоимость программы. Также недостатком является связанность таблиц семейств с файлом модели, что делает маловероятным ее импорт/экспорт между документами и создает неудобство для их заполнения и редактирования, особенно при относительно слабых характеристиках используемого оборудования.

3. **SolidWorks** – программный комплекс САПР для автоматизации работ промышленного предприятия на этапах конструкторской и технологической подготовки производства, разработанная компанией SolidWorks Corporation [7]. Обеспечивает разработку изделий практически любой степени сложности и назначения.

К главным достоинствам SolidWorks можно отнести возможность создания параметрических чертежей и моделей, а также наличие большого количества пакетов, позволяющих производить прочностные, газодинамические и прочие инженерные расчеты с возможностью изменения задаваемых начальных параметров. Также SolidWorks имеет в своем составе интерфейс программирования приложений (API), который позволяет создавать новые приложения и пакеты для данной САПР. API поддерживает использование следующих языков программирования: Visual Basic, Visual Basic for Applications, C++ и C#. Среди достоинств можно отметить возможность импорта и экспорта таблицы семейств (набора деталей, основанного на одной базовой модели (родителе), которые отличаются друг от друга значениями параметров (например, геометрических размеров) или наличием некоторых конструктивных элементов), что позволяет делать их резервирование и правку без необходимости запуска модели параметризованной модели.

Основными недостатками SolidWorks являются высокая стоимость и невозможность установки на другие операционные системы кроме Microsoft Windows.

4. **Компас-3D** – универсальная система автоматизированного проектирования, позволяющая в оперативном режиме выпускать чертежи изделий, схемы, спецификации, таблицы, инструкции, расчетно-пояснительные записки, технические условия, текстовые и прочие документы [5]. Данная САПР разрабатывается российской компанией «Аскон». Изначально система ориентирована на оформление документации в соответствии с ЕСКД, ЕСТД, СПДС и международными стандартами, но этим возможности системы не ограничиваются.

Компас-3D позволяет создавать параметрические чертежи и модели, а также имеет большую библиотеку стандартных изделий и элементов, что облегчает проектирование различных узлов. Главным преимуществом данной САПР является легкое оформление документации согласно ЕСКД. Немаловажным является и наличие API, которое допускает применение разнообразных языков программирования: C++, C#, Python, Visual Basic, Visual Basic for Applications и другие. Компас-3D допускает возможность импорта и экспорта таблицы семейств, что позволяет делать их резервирование и правку без необходимости запуска модели параметризованной модели. В настоящее время ведется работа версии программы под операционные системы Linux.

К недостаткам Компас-3D можно отнести низкую производительность при создании больших сборок или элементов с высокой степенью детализации, а также слабые возможности визуализации.

**Рассмотрим свободно распространяемые программы автоматизированного проектирования (САПР), допускающие возможность параметрического моделирования. Среди них наиболее популярными являются FreeCAD [4] и Blender.**

Основные достоинства свободно распространяемых программ:

1. Универсальность применения за счет отсутствия привязки к определенной отрасли исследований;
2. Наличие большого количества информации в сети Internet: на форумах, сайтах и других специализированных ресурсах;
3. Развитие активного сообщества пользователей, занимающихся совершенствованием функционала имеющихся библиотек функций и разрабатывающих модули для новых отраслей исследований;
4. Широкое использование современных высокоуровневых языков программирования для разработки средств, ускоряющих разработку специальных изделий;
5. Мультиплатформенность (поддержка множества операционных систем).

FreeCAD – параметрическая САПР общего назначения с открытым исходным кодом. Эта программа разрабатывается как бесплатный аналог таких известных CAE, как SolidWorks и CATIA, а к настоящему моменту FreeCAD имеет даже большие возможности, чем упомянутые программы.

Особенностью FreeCAD является модульность, выражающаяся в том, что для определенной задачи предназначена отдельная часть программы, довольно обособленная от остальных частей – это делает программу понятной и простой в использовании, делает возможным ее применение во многих сферах деятельности. Так, например, модуль «Рисование» позволяет проецировать трехмерную модель на лист чертежа, а модуль «Рендеринг» может экспортировать 3D-объекты для рендеринга во внешние программы. Программа имеет возможность работать с кодом, написанном на Python [8], позволяющим лучше работать как с исходными функциями программы, так и добавлять новые, необходимые для работы. FreeCAD имеет модуль прочностных расчетов, позволяющий производить анализ созданных моделей.

Достоинствами FreeCAD являются широкие возможности по созданию физических симуляций и относительно быстрое развитие.

Blender – профессиональное свободное и открытое программное обеспечение для создания трехмерной компьютерной графики, включающее в себя средства моделирования, скульптинга, анимации, симуляции физических процессов [9] с помощью специального движка, рендеринга, постобработки.

Blender пользуется большой популярностью среди бесплатных 3D-редакторов в связи с его быстрым стабильным развитием и технической поддержкой. Особенностью данной программы является непосредственное использование языка программирования Python для моделирования [10], наличие мощного инструмента для создания физических симуляций различных физических явлений и наличие огромного количества геометрических примитивов для моделирования. Также стоит отметить, что Blender является универсальным инструментом, который может использоваться для различных целей, как для создания анимаций и компьютерной графики, так и для создания моделей технического характера, в том числе и их параметризации.

К недостаткам Blender можно отнести изначально малое количество инструментов для создания чертежей, которое однако пополняется в новых версиях программы.

Из более глубокого изучения описанных программных продуктов можно сделать следующий вывод относительно параметризации. FreeCAD следует применять в тех случаях, если требуется создание параметрических чертежей деталей (в том числе и 3D), а Blender – также и для анимирования физических симуляций с возможностью изменения исходных параметров модели [11].

### 3. РАЗРАБОТКА КОДА ПРОГРАММЫ НА ЯЗЫКЕ PYTHON, ПОЗВОЛЯЮЩЕЙ СОЗДАВАТЬ ПАРАМЕТРИЧЕСКУЮ МОДЕЛЬ ПЕРА ЛОПАТКИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ЗАДАННОГО ПРОФИЛЯ В СРЕДЕ BLENDER

Для разработки программного кода в Blender предусмотрена специальная рабочая область «Scripting», при переходе в которую можно создать текстовое окно для создания кода программы на языке Python. Разработанный код программы представлен в таблице 1.

Таблица 1.

	Код программы
1	import bpy
2	
3	#Remove all objects
4	bpy.ops.object.select_all()
5	bpy.ops.object.delete()
6	#Remove all meshes
7	while len(bpy.data.meshes) > 0:
8	mesh = bpy.data.meshes[0]
9	bpy.data.meshes.remove(mesh)
10	
11	#Input
12	name = 'C-9009A'
13	bpy.ops.wm.console_toggle()
14	print('Input b')
15	b = input()
16	while (b.find(',') != -1):
17	print('Incorrect value. Repeat the input b')
18	b = input()
19	print('Input l')
20	l = input()
21	while (l.find(',') != -1):
22	print('Incorrect value. Repeat the input l')
23	l = input()
24	bpy.ops.wm.console_toggle()
25	b = float(b)
26	l = float(l)
27	
28	#C-9009A
29	vert = [
30	(0/60.6*b, 5*b/60.6, 0),
31-149	...

Продолжение таблицы 1.

150	]
151	
152	#Face creating
153	face = []
154	mass = []
155	for i in range(len(vert)):
156	mass.append(i)
157	face.append(tuple(mass))
158	
159	#Mesh creating
160	Blade = bpy.data.meshes.new(name)
161	Blade.from_pydata(vert, [], face)
162	
163	#Object creating
164	obj = bpy.data.objects.new(name, Blade)
165	bpy.context.scene.collection.objects.link(obj)
166	
167	#Extruding
168	bpy.context.view_layer.objects.active = bpy.data.objects[name]
169	bpy.ops.object.mode_set(mode='EDIT')
170	bpy.ops.mesh.extrude_region_move(TRANSFORM_OT_translate={"value":(0, 0, l)})
171	bpy.ops.object.mode_set(mode='OBJECT')

При написании кода программы был импортирован модуль bpy, который необходим для взаимодействия программного кода Python с функциями Blender [12].

Для удобства и освобождения сцены от всех объектов были применены следующие команды: bpy.ops.object.select\_all() – выделение всех объектов и их непосредственное удаление при помощи – bpy.ops.object.delete(). Далее необходимо очистить сцену от всех мешей – сетчатых объектов. Для этого был написан цикл while, который выполняется в том случае, если количество мешей больше 0 (таблица 1, строки 7-9). В теле цикла переменной mesh присваивается наименование первого элемента, который затем удаляется при помощи операции bpy.data.meshes.remove(mesh).

После очистки сцены производится ввод следующих параметров: b – длины хорды профиля и l – длины пера лопатки (таблица 1, строки 12-26). Переменная name задает наименования объекта, которое будет отображаться в коллекции сцены для данного объекта. Название задано согласно выбранному профилю лопатки – C-9009A. Команда bpy.ops.wm.console\_toggle() производит открытие системной консоли, в которую вводятся с клавиатуры параметры в метрах. При этом происходит проверка правильности ввода данных (например, так как в Python разделителем дробной части является точка, то ввод числа через запятую приводит к ошибке при преобразовании строкового типа данных к числовому типу). После ввода параметров консоль закрывается, и переменные приводятся к типу данных float – чисел с плавающей точкой (например, b = float(b)).

Для примера и удобства отображения зададим следующие параметры: длина хорды – b=0,05 м и длина лопатки – l=0,14 м.

В переменной vert содержатся значения точек (таблица 1, строки 29-150), по которым будет строиться профиль. Строки 31-149 в таблице 1 были опущены, так как они не представляют интереса. Точки профиля вводились в следующем порядке: сначала вводились точки корытца профиля от 0 до 60,6, а затем спинки профиля от 59 до 1 по координате x. При этом точки профиля масштабируются согласно заданной переменной b.

Для создания сетки профиля задания точек недостаточно. Необходимо указание грани, что осуществляется заданием переменной `face` и вспомогательной переменной `mass`. Грань задается в порядке последовательного соединения точек профиля, именно этим и обусловлен порядок задания точек профиля.

Перед созданием объекта необходимо создать меш, для этого вводится переменная `Blade`, которой присваивается значение нового меша `bpy.data.meshes.new(name)`. Затем данный меш создается по точкам `vert` и грани `face` при помощи команды `Blade.from_pydata(vert, [], face)`. После создается и сам объект (таблица 1, строка 164), который основывается на ранее созданном меше, и ему присваивается заранее заданное имя. Созданный объект (профиль лопатки) необходимо связать с коллекцией сцены, что осуществляется при помощи команды `bpy.context.scene.collection.objects.link(obj)`. После этого можно наблюдать на сцене построенный профиль (рис. 1).

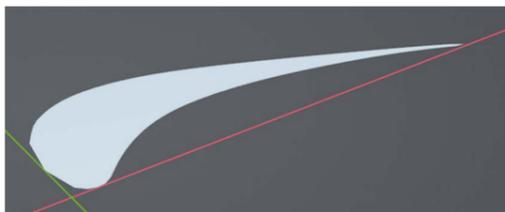


Рис. 1.  
Профиль С-9009А

Для получения пера лопатки необходимо вытянуть полученный ранее профиль на требуемую длину  $l$ . Для этого необходимо сделать объект активным посредством команды `bpy.context.view_layer.objects.active = bpy.data.objects[name]`. Затем данный объект переводится в режим редактирования, и к нему применяется функция вытягивания на заданную длину (таблица 1, строки 169-170). В конце объект переводится в объектный режим. Результат работы программы представлен на рис. 2.

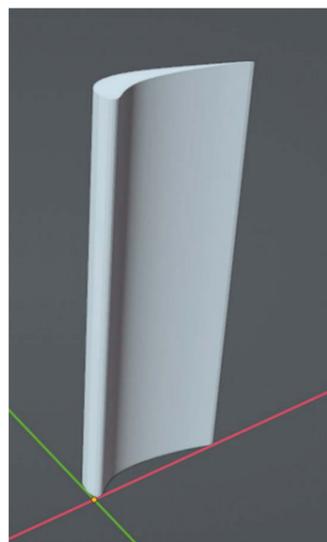


Рис. 2.  
Перо лопатки, построенное по заданным параметрам

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения работы был разработан код программы на языке Python для среды Blender для построения параметрической модели пера лопатки турбины.

Параметризация пера лопатки в дальнейшем позволит с использованием автоматизированных программных приемов дополнить создаваемую модель остальными частями (бандажной полкой и хвостовиком установленного профиля). В результате такой подход приведет к созданию методики, позволяющей во многих случаях многократно ускорить создание часто применяемых деталей для энергетических машин.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Говоров Ю. В. Создание параметрических чертежей в среде пакета AutoCAD // Современные проблемы совершенствования работы железнодорожного транспорта. – 2014. – № 10. – С. 172-177.
2. Ильичев В. Ю. Параметрическое проектирование элементов энергоустановок с использованием библиотеки ZenCad // В книге: Энергетика. Экология. Энергосбережение. Тезисы докладов международной научно-практической конференции. – 2021. – С. 121-122.
3. Ильичев В. Ю. Создание параметрических конечно-элементных трехмерных объектов с использованием функций Python // Системный администратор. – 2021. – № 5 (222). – С. 82-85.
4. Ермолаева А. В. Применение программного продукта "FreeCAD" для решения прикладных пользовательских задач в нефтегазовой отрасли // НЕФТЬ И ГАЗ ЗАПАДНОЙ СИБИРИ. Материалы Международной научно-технической конференции, посвященной 50-летию Тюменского индустриального института. Отв. редактор: О. А. Новоселов. – 2013. – С. 14-18.
5. Тюрина М. С., Трофимов А. В., Зверев И.А. Использование параметризации при создании твердотельной геометрической модели на базе программы «КОМПАС-3D» // В сборнике: Сборник статей по материалам научно-технической конференции института технологических машин и транспорта леса по итогам научно-исследовательских работ 2020. Материалы докладов научно-технической конференции. Отв. редактор Е. Г. Хитров. – Санкт-Петербург, 2021. – С. 51-55.
6. Мельникова А. Я., Мельников Д. Д. Создание трехмерной модели детали «фланец» в программе Siemens NX // Доклады Башкирского университета. – 2021. – Т. 6. – № 3. – С. 147-151.
7. Шигаев Н. Н. Взаимодействие человека и САПР SolidWorks // Modern Science. – 2020. – № 6-4. – С. 222-226.
8. Ильичев В. Ю. Использование библиотеки ZenCad языка Python для разработки универсальной методики создания объемных изделий // Системный администратор, 2021. – № 6 (223). – С. 82-85.
9. Ерохин С. В. Расширения пакета Blender для визуализации процессов эволюции границы раздела различных жидкостей в пористых средах // Ученые записки Орловского государственного университета. Серия: Естественные, технические и медицинские науки. – 2013. – № 3. – С. 23-27.
10. Ильичев В. Ю., Ганков М. С. Разработка методики вычисления и визуализации 3D-фракталов с использованием программы Blender // Заметки ученого. – 2022. – № 1-1. – С. 53-58.
11. Ильичев В. Ю., Федин Р.Р. Создание, расчет и анимация модели ламинарного течения жидкости с использованием языка Python // Заметки ученого. – 2022. – № 1-1. – С. 59-63.
12. Blender : документация к модулю bpy сайт. – 2022 – URL: <https://docs.blender.org/api/current/bpy.types.Operator.html> (дата обращения: 22.08.2022). – Текст: электронный.

# РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ ВЛАЖНОГО ПАРА В ЛИНЕЙНОМ СЕПАРАТОРЕ ДЛЯ ВЫЯВЛЕНИЯ РЕШЕНИЙ ПО ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ

Городничина Софья Сергеевна, Коростелева Дарья Борисовна  
АО «Силловые машины», ЛМЗ, СКБ «Турбина»

ул. Ватутина, д. 3, лит. А, г. Санкт-Петербург, 195009, Россия  
sofya.604@mail.ru, kushner1266@gmail.com

## ВВЕДЕНИЕ

Объектом исследования является линейный сепаратор, использующийся на атомных электрических станциях. Поскольку АЭС работают в области влажного пара, остро стоит проблема возникновения эрозии в лопатках, которая в свою очередь значительно сокращает их срок службы, поэтому на станциях применяют сепараторы, которые нужны для уменьшения степени влажности пара.

**Цель** – оптимизировать конструкцию линейного сепаратора посредством использования результатов численного моделирования течения в нем для повышения эффективности процесса сепарирования благодаря удалению капель воды из пара.

**Для достижения поставленной цели были определены следующие задачи:**

- Создание исходной модели линейного сепаратора;
- Подготовка внутренней области течения в сепараторе;
- Построение расчетной сетки для проведения газодинамического расчета;
- Настройка решателя (выбор математических моделей, задание граничных условий);
- Проведение газодинамических расчетов в исходном сепараторе, анализ результатов моделирования;
- Моделирование пленки, образующейся при тчении влажного пара в сепараторе;
- Выявление проблемной области модели, ее анализ;
- Внесение изменений в исходную конструкцию модели для оптимизации изделия;
- Подготовка расчетной области для оптимизированного изделия;
- Построение расчетной сетки для проведения газодинамического расчета для оптимизированного изделия;
- Проведение газодинамических расчетов и моделирование пленки в оптимизированной модели;
- Проведение анализа и оценка результатов численного моделирования течения влажного пара в исходной и оптимизированной конструкции.

Изначально исследования проводились с исходной конструкцией сепаратора, по результатам которых были выявлены и проанализированы проблемные области.

## 1. ИЗМЕНЕНИЯ КОНСТРУКЦИИ СЕПАРАТОРА

Для оптимизации сепаратора были внесены следующие изменения во входной лопаточный аппарат, при этом выходной лопаточный аппарат оставался без изменений:

1. Количество лопаток было увеличено.
2. Были добавлены канавки на выходной кромке лопатки.

Ожидаемый положительный эффект: увеличение взаимодействия капель с лопатками входного лопаточного аппарата и, как следствие, интенсификация их оседания, т. к. при увеличении количества лопаток уменьшается проходное сечение, а, следовательно, увеличивается скорость капли, заставляя ее закручиваться во входном лопаточном аппарате для оседания на внешней обечайке либо на поверхностях лопаток.

Решение нанести канавки на входную кромку лопатки было обусловлено тем, что с увеличением оседания капель на лопатках необходимо удалить капли, чтобы под действием силы тяжести они не оставались в потоке пара, а стекали на внешнюю обечайку.

## 2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА

В ходе численного моделирования были использованы два метода исследования:

- Discrete Phase Model (DPM)
- Eulerian Wall Film.

Для обеих моделей был выполнен выбор расчетной области, построение расчетной сетки для этой области и настройка решателя – задание граничных условий и количества итераций, а также выбор метода расчета.

Для определения эффективности внесенных изменений обе модели были использованы для осуществления численного моделирования газодинамического потока в сепараторе сначала с исходным лопаточным аппаратом, затем с модернизированным.

**Discrete Phase Model (DPM)** является подразделом многофазных потоков и используется, когда целью является исследование поведения частиц с лагранжевой точки зрения и с дискретной точки зрения.

Результатами расчета численного моделирования течения в сепараторе с помощью модели Discrete Phase Model является получение значений скоростей в сепараторе с исходным и измененным лопаточным аппаратом, а также процент осевших на стенах и удаленных через окошки капель, в зависимости от их диаметра, что иллюстрируют рис. 1, 2. Кроме того отслеживалась равномерность выходного потока с измененным и исходным числом лопаток на входе и исходном количестве лопаток на выходе, было проведено сравнение изменения относительного снижения расхода и относительного увеличения сопротивления сепаратора.

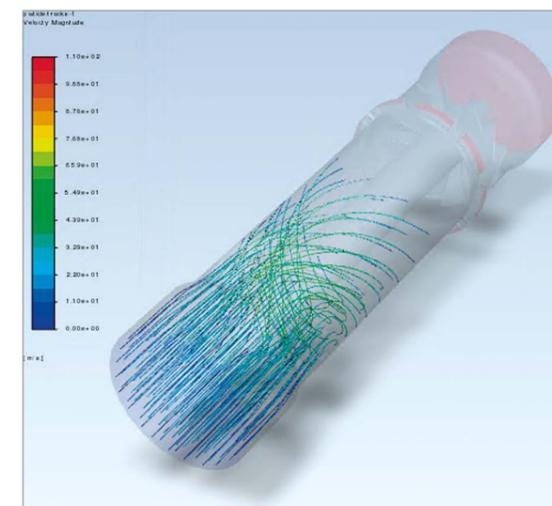


Рис. 1.

Распределение капель диаметром 50 мк в расчетной области для сепаратора с исходным лопаточным аппаратом

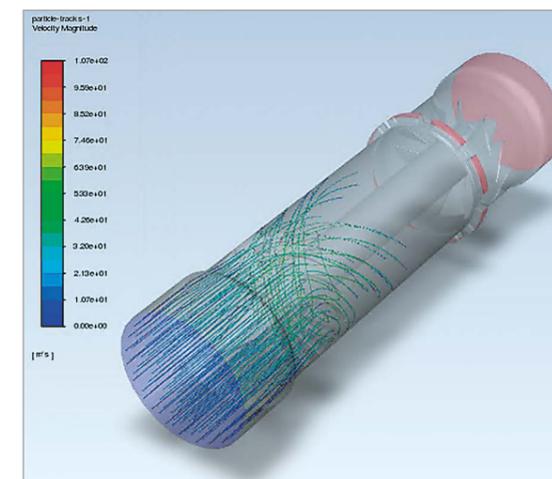


Рис. 2.

Распределение капель диаметром 50 мк в расчетной области для сепаратора с модернизированным лопаточным аппаратом

**Модель Eulerian Wall Film** может быть использована для прогнозирования появления и движения тонкой водяной пленки на твердой поверхности.

Варианты взаимодействия капель с поверхностью:

1. Прилипание – капля ударяется в стенку с маленькой энергией и остается похожей на сферу.
2. Отскакивание – капля покидает поверхность относительно целой, но с изменением скорости.
3. Растекание – капля ударяется о стенку с достаточной энергией и растекается в виде пленки.
4. Разбрызгивание – часть ударившейся капли присоединяется к пленке, а другая часть покидают стенку несколькими более маленькими каплями.

Расчетная область для данной модели отличалась от модели DPM и для снижения нагрузки на вычислительную машину представляла собой половину сепаратора (рис. 3).



Рис. 3.

Расчетная область модели Eulerian Wall Film

Распределение массовой доли капель для данной модели осуществлялось по зависимости Розина-Рамллера:

$$Y_d = e^{-(d/\bar{d})^n} \quad (1)$$

С учетом данной зависимости были произведены расчеты с преимущественной массовой доли капель от 1 мкм до 80 мкм (рис. 4, 5).

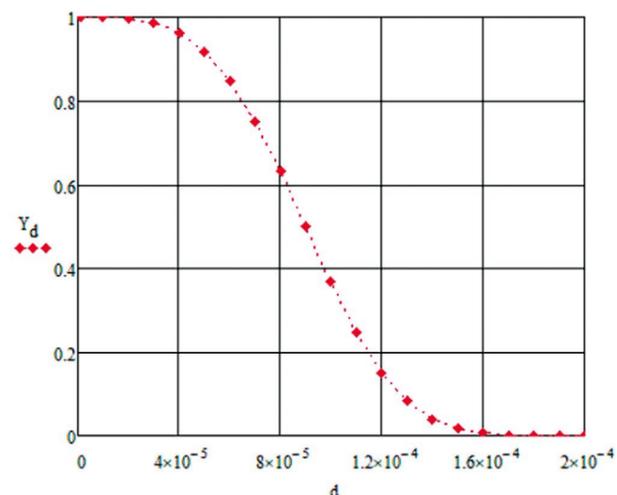


Рис. 4.

Распределение массовой доли капель в зависимости от их диаметра

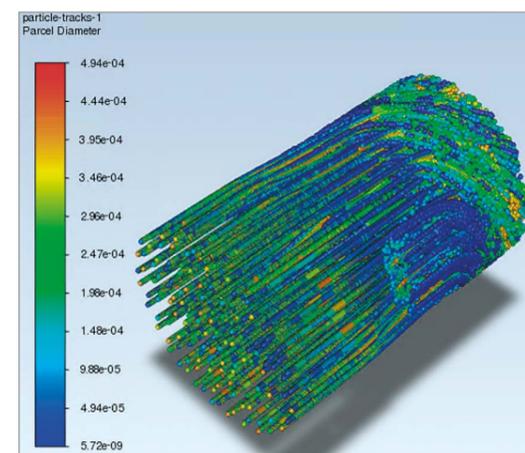


Рис. 5.

Распределение капель разного диаметра в расчетной области

В результате расчета сепараторов DN 800 и DN 800 с помощью модели Eulerian Wall Film было получено распределение образующейся пленки на поверхности сепаратора с преимущественной массовой долей капель от 1 мкм до 80 мкм для DN 800 (рис. 6, 7) и массовой долей капель от 40 мкм до 100 мкм для DN 600 (рис. 8, 9), а также поле скоростей пленки, образующейся на лопатках и стенке сепаратора (рис. 10-13).

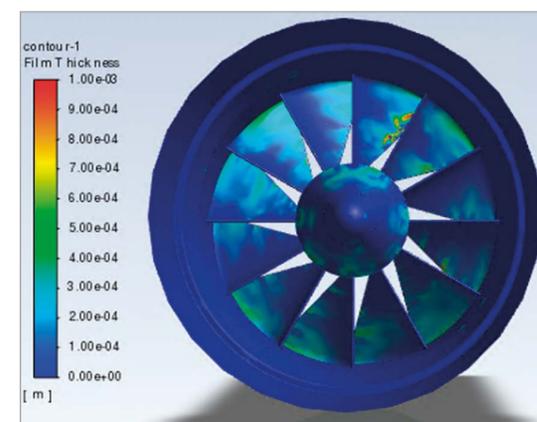


Рис. 6.

Распределение толщины пленки для сепаратора с исходным лопаточным аппаратом DN 800

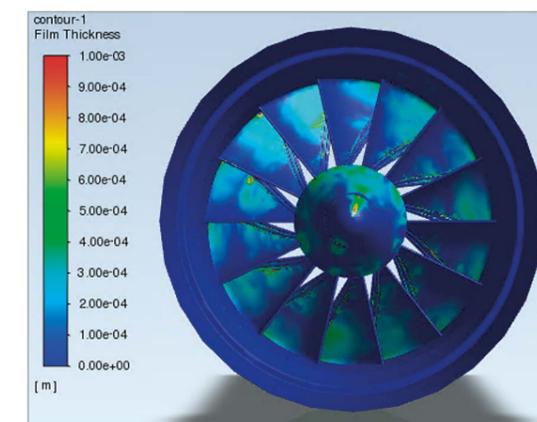


Рис. 7.

Распределение толщины пленки для сепаратора с модернизированным лопаточным аппаратом DN 800

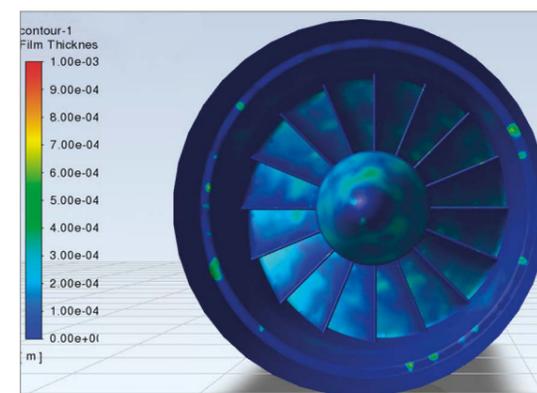


Рис. 8.

Распределение толщины пленки для сепаратора с исходным лопаточным аппаратом DN 600

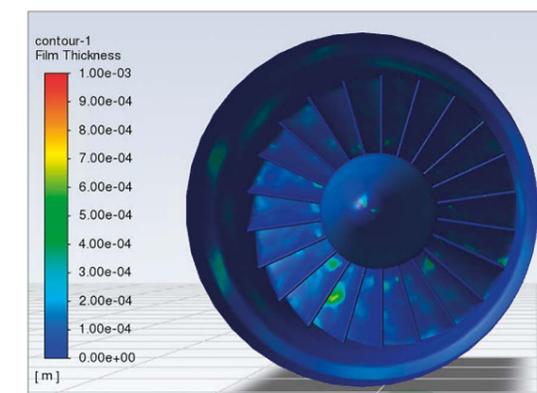


Рис. 9.

Распределение толщины пленки для сепаратора с модернизированным лопаточным аппаратом DN 600

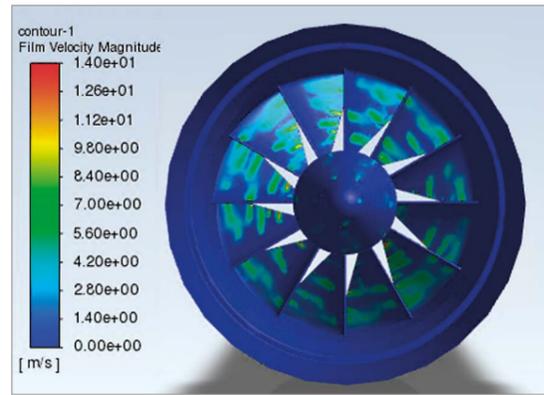


Рис. 10.

Распределение скорости пленки для сепаратора с исходным лопаточным аппаратом DN 800

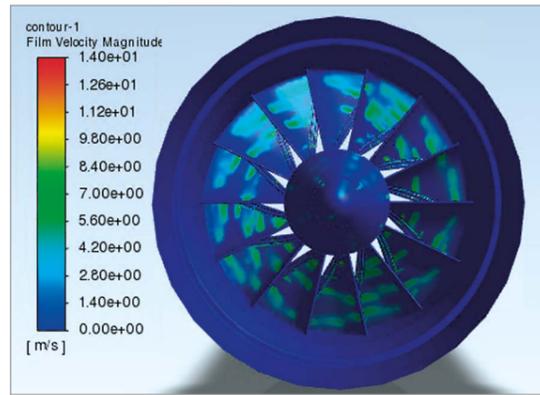


Рис. 11.

Распределение скорости пленки для сепаратора с модернизированным лопаточным аппаратом DN 800

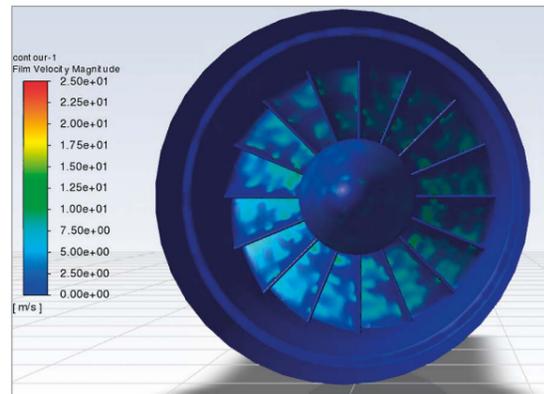


Рис. 12.

Распределение скорости пленки для сепаратора с исходным лопаточным аппаратом DN 600

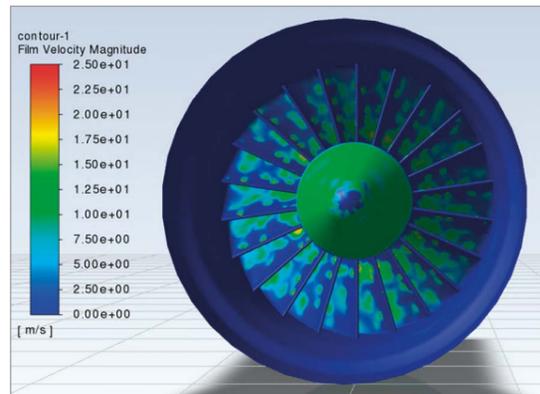


Рис. 13.

Распределение скорости пленки для сепаратора с модернизированным лопаточным аппаратом DN 600

### 3. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ С МОДЕЛЮ DPM

По результатам расчетов с моделью DPM можно видеть (рис. 14), что суммарная доля осевших капель на поверхность лопаток и капель ушедших в окошки вместе с потоком увеличивается при модернизации входного лопаточного аппарата примерно на 5-7 %.

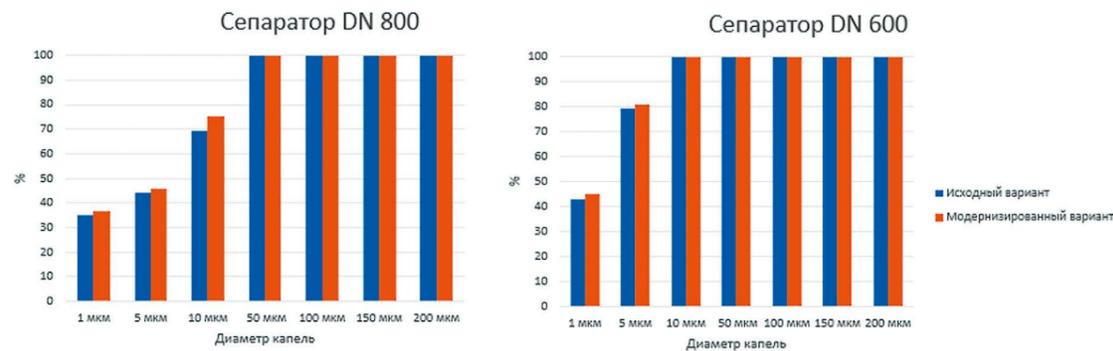


Рис. 14.

График зависимости доли осевших капель и капель, ушедших вместе с потоком через окна от диаметра капель

При этом гидравлическое сопротивление сепаратора возрастает незначительно, что можно увидеть на рис. 15, а составляющая скорости по координате  $z$  на выходе снижается, а по  $x$  и  $y$  увеличивается. Исходя из рис. 16, видно, что увеличение лопаток во входном лопаточном аппарате незначительно влияет на неравномерность выходного потока из сепаратора.

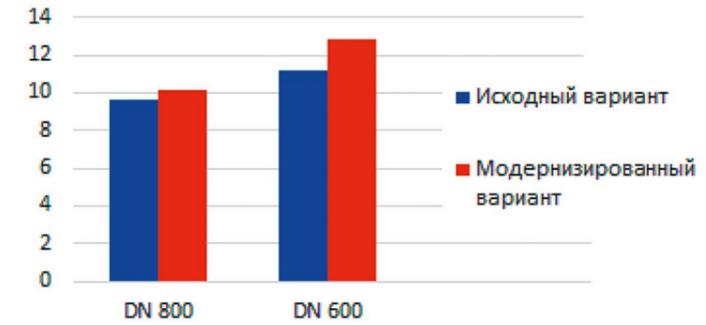


Рис. 15.

Гидравлическое сопротивление в зависимости от варианта сепаратора

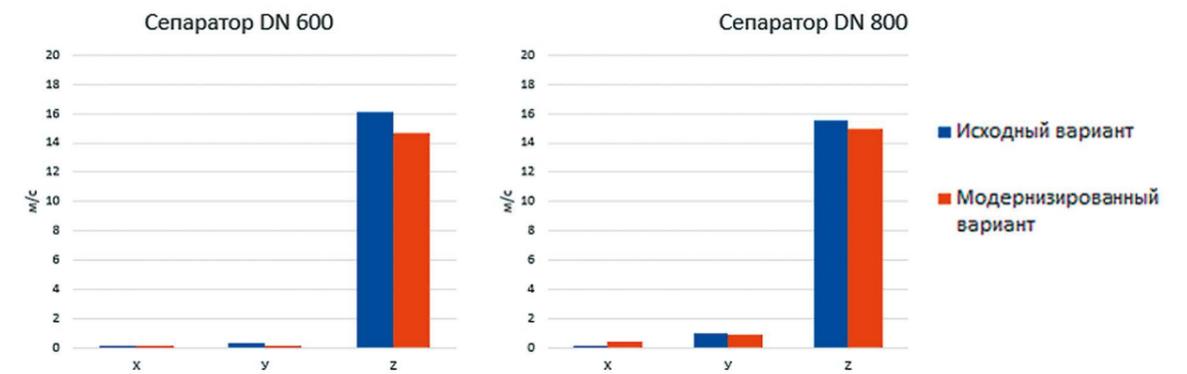


Рис. 16.

Скорость потока на выходе из сепаратора по составляющим  $x$ ,  $y$ ,  $z$  в зависимости от варианта сепаратора

### 4. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ С МОДЕЛЮ EULERIAN WALL FILM

Результаты расчетов с моделью Eulerian Wall Film позволили определить массу оставшейся влаги в потоке пара на выходе из сепаратора. Как видно из рис. 17, при преимущественной доле капель от 1 мкм до 80 мкм масса оставшейся влаги в паре уменьшена в 1,4 раза, для капель массовая доля которых от 40 мкм до 100 мкм этот показатель падает в 7,3 раза.

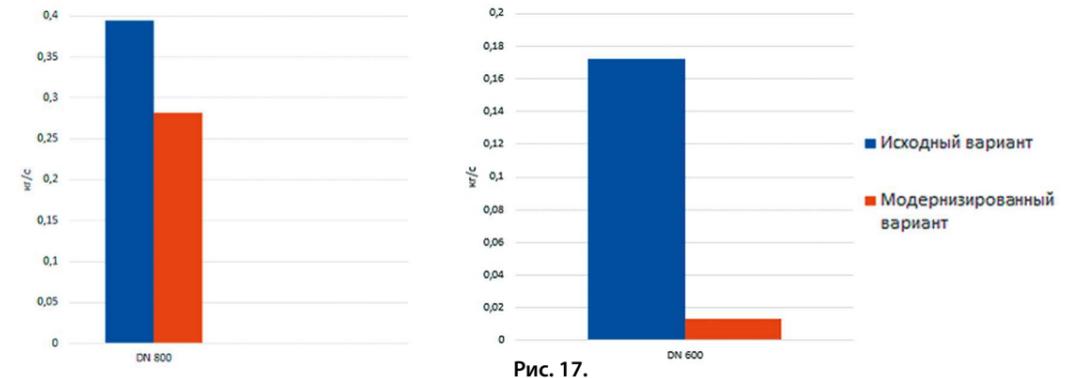


Рис. 17.

Масса влаги в паре в зависимости от варианта сепаратора

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе данной работы было выполнено создание 3D-модели исходного варианта изделия линейного сепаратора DN 800 и DN 600, а также сделаны выводы, которые позволили осуществить оптимизацию изделия:

- Увеличение количества лопаток во входном лопаточном аппарате сепаратора при неизменной конструкции выходного лопаточного аппарата не внесло изменений в неравномерность потока на выходе из сепаратора.
- Внесенные изменения в конструкцию входного лопаточного аппарата позволили увеличить взаимодействие капель с лопатками входного лопаточного аппарата и, как следствие, интенсификацию их оседания.
- Пленка, образованная при оседании капель на поверхности лопаток, направляется к внешней обечайке за счет канавок на выходной кромке. В случае с преимущественной массовой долей капель от 1 мкм до 80 мкм внесенные изменения в конструкцию увеличили удаление влаги из потока пара в 1,4-1,44 раза, а при массовой доле капель от 40 мкм до 100 мкм в 7,3 раза.
- Предложенная конструкция входного лопаточного аппарата увеличивает гидравлическое сопротивление сепаратора. Для снижения этого эффекта конструкция выходного лопаточного аппарата остается без изменений.

Результатом данной работы является внесение изменений в исходную конструкцию моделей линейного сепаратора DN 800 и DN 600 для их оптимизации.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энергетическое машиностроение // megabook.ru URL: <https://megabook.ru/article/%D0%AD%D0%BD%D0%B5%D1%80%D0%B3%D0%B5%D1%>.
2. Трухний А. Д. Стационарные паровые турбины. 2-е изд. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 640 с.
3. Костюк А. Г., Фролов В. В., Трухний А. Д. Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для вузов. 2-е изд. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 488 с.
4. Опыт создания и эксплуатации сепараторов-пароперегревателей // Neftegaz URL: <https://magazine.neftgaz.ru/articles/tekhnologii/668263-opyt-sozdaniya-i-ekspluatatsii-separatorov-paroperegrevateley/>
5. Tishchenko V. A., Alekseeva R. A., Gavrilova I. Yu. A Model of the Motion of Erosion-Hazardous Droplets in Steam Turbines' Interblade Channels // THERMAL ENGINEERING. – 2018. – № 12. – С. 885-892.

# ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА ПУТЕМ СОЗДАНИЯ ГИДРОФОБНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ ОБРАБОТКИ ЛАЗЕРОМ

Киселев Роман Сергеевич, Порученко Андрей Сергеевич  
ПАО «Калужский турбинный завод»

ул. Московская, д. 241, корп.1, г. Калуга, 248010, Россия  
Kiselev\_RS@paoktz.ru, Poruchenko\_AS@paoktz.ru

## ВВЕДЕНИЕ

Совершенствование теплообменных аппаратов с точки зрения повышения их технико-эксплуатационных характеристик представляется весьма актуальной задачей. Увеличение коэффициента теплопередачи, снижение массы и габаритов – все эти цели учитываются при разработке новых, более совершенных образцов теплообменного оборудования. Анализ отечественных и зарубежных публикаций показал, что за последнее десятилетие возрос интерес исследователей к управлению смачиваемостью металлических поверхностей. К настоящему времени проведены комплексные исследования, которые показали, что при изменении смачиваемости внутренних поверхностей теплообменных аппаратов можно значительно улучшить интенсификацию процесса теплообмена. Одним из методов, который может помочь улучшить все вышеперечисленные характеристики, является интенсификация теплообмена при помощи создания эффекта капельной конденсации.

## 1. ТЕОРИТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

В классических расчетах теплообменного оборудования применяется теория пленочной конденсации. Явление капельной конденсации водяного пара обуславливается наличием несмачиваемого (гидрофобного) слоя на поверхности теплообмена, при котором вещество не покрывает поверхность теплообмена пленкой, а собирается в отдельные капли. До настоящего времени для получения гидрофобной поверхности с целью обеспечения капельной конденсации использовалось непрерывное (или периодическое) дозирование гидрофобизаторов (олеиновой кислоты, бензилмеркантиана, технических масел и др.) в пар. А также осаждение на теплопередающей поверхности (теплообменных трубках) гидрофобного монослоя (например, из фторлона-4, он же политетрафтрэтилен), стойкого к воздействию влажнопарового потока, который благодаря экранированию углеродной цепи атомами фтора обладает очень низкими поверхностным натяжением и адгезией [1].

На ПАО «Калужский турбинный завод» [3] были проведены испытания данных методов обеспечения капельной конденсации. Полученные данные свидетельствуют о том, что применение метода дозировки гидрофобизаторов в пар является менее эффективным по сравнению с методом применения гидрофобного покрытия на теплообменных трубках. При применении покрытия из фторлона-4 коэффициент теплопередачи на модифицированных трубках выше, чем на простых трубках примерно на 18 %. За все время эксперимента, что составляет 300 часов, имеется возможность обеспечить капельную конденсацию технического пара на горизонтальном пакете труб (рис. 1). За указанный период видимых повреждений, отслоений и т.п. не зафиксировано.

Недостатком данного метода является способ получения гидрофобной поверхности. Создание такой поверхности является сложным и трудоемким процессом. Нанесение покрытия методом радиационной полимеризации тетрафторэтилена производится в специальном герметичном реакторе. Для равномерного нанесения фторопластового покрытия реактор с изделием вращают вокруг его оси и далее термообработывают при 375 °С.

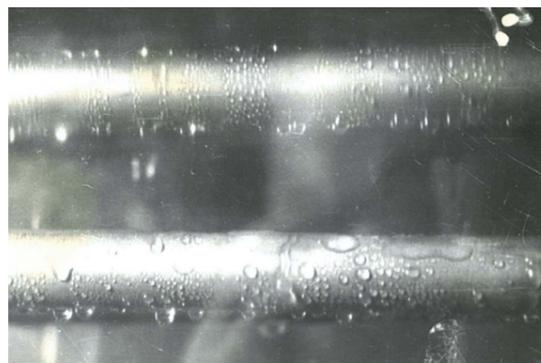


Рис. 1.

Капельная конденсация пара на трубках с гидрофобным покрытием

Стоит отметить, что помимо вышесказанных методов создания гидрофобных поверхностей, существуют еще такие, как химическое травление, фотолитография, термическое тиснение, электроосаждение наночастиц и др. Перечисленные методы довольно сложно реализуемы и требуют использования дорогостоящего оборудования [1-5].

Проблема получения гидрофобных поверхностей может быть решена путем применения новой технологии – лазерной абляции. Методы текстурирования поверхности на основе лазера появились в последние десятилетия, как популярная технология обработки поверхностей, демонстрирующая значительные преимущества, такие как высокая точность и гибкость процесса. Метод представляет собой оптико-термическое воздействие лазер-

ного излучения на поверхность с целью создания структурированного микрорельефа с заданными геометрическими характеристиками и может быть применен к любому материалу, поглощающему свет. Данная технология получения гидрофобных поверхностей основана на проявлении гетерогенного режима смачивания (состояние Касси-Бакстера), при котором капля расположена на вершинах микрошероховатости и не заполняет впадины. При варьировании параметров воздействия лазерного излучения можно создать на поверхности металла структурированный рельеф с различными геометрическими характеристиками [6].

Гидрофобизация металлических поверхностей с использованием лазерного оборудования включает в себя последовательное выполнение следующих этапов:

- Подготовка исходной поверхности.
- Выбор типа лазерного источника.
- Определение параметров излучения и траектории движения лазерного луча для формирования на поверхности материала рельефа с требуемыми геометрическими характеристиками.
- Снижение поверхностной энергии после лазерной абляции.

## 2. ПОДГОТОВКА ПОВЕРХНОСТИ

Первым этапом подготовки материала к лазерной абляции служит создание необходимой шероховатости, для которой применяют следующие методы: абразивный, лазерный, ионный, ультразвуковой, химический, электрохимический, электрофизикохимический. Выбор того или иного способа обусловлен, как правило, состоянием поверхности исходного конструкционного материала и геометрическими характеристиками материала, формируемого с использованием лазерной абляции.

После предварительной подготовки поверхности материала проводится его очистка от загрязнения. Анализ литературных источников показал, что преимущественно применяют ультразвуковую очистку в жидкой среде. В качестве жидкой среды используют дистиллированную [8, 9] и деионизованную [10, 11] воду, этанол [8, 9], ацетон [12]. Также возможно удаление загрязнения с использованием раствора гидроксида калия, соляной кислоты, спиртов и других растворителей [13].

## 3. ИСТОЧНИКИ ИЗЛУЧЕНИЯ ПРИ ЛАЗЕРНОЙ АБЛЯЦИИ ПОВЕРХНОСТИ

В качестве источников лазерного излучения применяют газовые и твердотельные лазеры с милли-, нано-, пико- и фемтосекундной длительностью импульса. В большей степени используются твердотельные волоконные лазерные источники и источники когерентного оптического излучения. Основные составляющие волоконного лазера – лампа накачки и оптический кабель, состоящий из светопроводящего волокна и сердцевин из прозрачного кварца.

Во многих исследованиях используют источники когерентного оптического излучения с активной средой в виде кристаллического материала. В качестве кристаллов для лазерных устройств применяют сапфир, легированный титаном, а также алюмоиттриевый гранат и иттриевый ванадат, легированные ионами неодима. От используемого материала зависят такие характеристики установки, как длина волны, мощность излучения, длительность импульса.

## 4. ТЕКСТУРИРОВАНИЕ РЕЛЬЕФА

Формирование на поверхности материала микро- и наномасштабного рельефов с определенными геометрическими параметрами для обеспечения устойчивого гетерогенного режима смачивания является одним из основных условий для создания гидрофобных поверхностей. При текстурировании поверхности металла с помощью лазерного источника происходят плавление, испарение, рекристаллизация поверхностного слоя материала (рис. 2.) При варьировании параметров воздействия лазерного излучения можно создать на поверхности металла структурированный рельеф с различными геометрическими характеристиками [6].

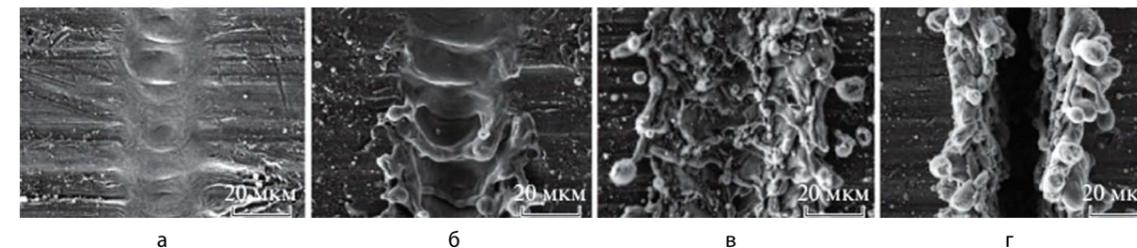


Рис. 2.

Схематичное изображение процесса лазерной абляции металлической поверхности.  
а – нагрев; б – плавление; в – испарение; г – рекристаллизация поверхностного материала

Большой практический интерес представляет работа Modification of Ti6Al4V surface properties by combined DLW-DLIP hierarchical micro-nano structuring/ J.L./ Ocana [13]. В данной работе описано создание упорядоченных структур для материала Ti6Al4V (Российский аналог титанового сплава BT-6).

Для лазерного микроструктурирования поверхности использовались образцы толщиной 2 мм. Материал обрабатывали после очистки этанолом. Образцы хранились в атмосфере воздуха и после лазерной обработки не применялись никакие дополнительные обработки. Морфологию поверхности образца исследовали с помощью сканирующей электронной микроскопии (SEM HITACHI S-3000N), а соответствующую топографию оценивали с помощью конфокальной лазерной сканирующей микроскопии (Leica DCM 3D).

Обработка происходила с использованием импульсного наносекундного твердотельного лазера Nd:YVO 4 Spectra-Physics, который генерирует импульсы с фиксированной длительностью 15 наносекунд с частотой повторения 20 кГц с центральной длиной волны 1064 нм. Положение образца контролировали с помощью поступательного столика с разрешением 0,1 мкм для создания микрочеек квадратной формы с использованием фиксированной скорости сканирования 10 мм/с. Параметры процесса, использованные для создания микрочеек, показаны в таблице 1.

Таблица 1.

Параметры для изготовления микрочеек на Ti<sub>6</sub>Al<sub>4</sub>V

Средняя мощность лазера (мВт)	80–280
Частота повторения (кГц)	20
Скорость сканирования (мм/с)	10–100
Размер пятна луча (мкм)	15

Для всех используемых значений плотности потока лазерного излучения процесс позволил создать четко определенные периодические структуры поверхности. На рис. 3 показано изображение, полученное с помощью сканирующего электронного микроскопа (СЭМ) одного из обрабатываемых участков поверхности.

Можно оценить типичные тепловые процессы, представленные на рис. 2, особенно образование расплавленного материала. Во время лазерной абляции расплавленный материал преобразуется по мере того, как лазер сканирует образец, вызывая образование микростен вокруг исходной поверхности, образуя закрытый пакет или μ-ячейку.

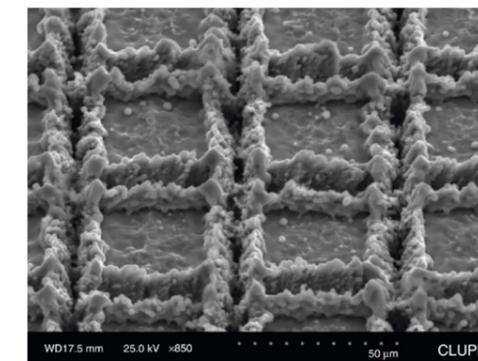


Рис. 3.

Образец СЭМ-изображения μ-ячейки Ti<sub>6</sub>Al<sub>4</sub>V

На рис. 4 показан пример реконструированного 3D-профиля той же ячейки, а на рис. 5 представлен типичный профиль поперечного сечения образца.

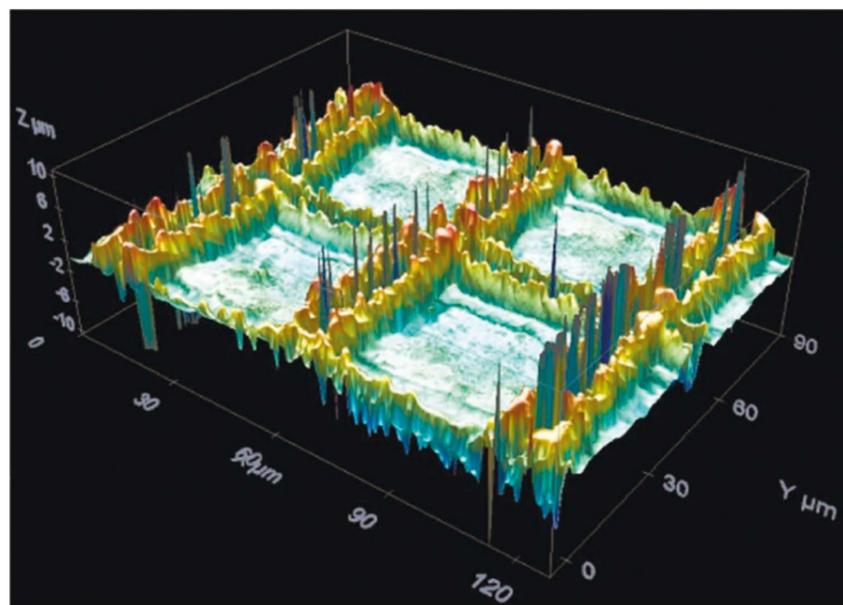


Рис. 4.

Образец изображения, полученного с помощью конфокальной отражательной сканирующей микроскопии (CRSM)  $\mu$ -ячейки  $Ti_6Al_4V$

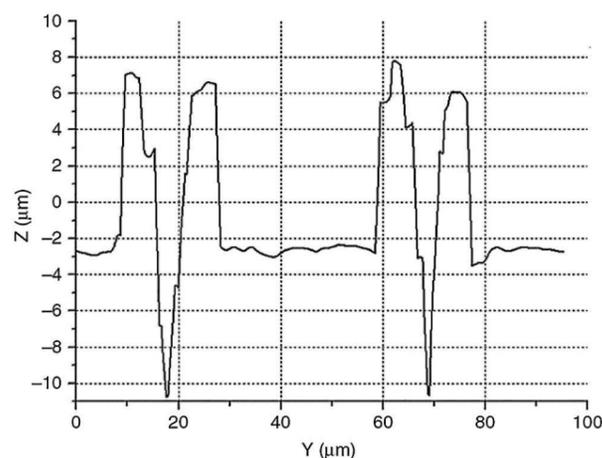


Рис. 5.

Образец профиля конфокальной отражательной сканирующей микроскопии (CRSM) эталонного образца  $\mu$ -ячейки  $Ti_6Al_4V$

После изготовления описанных упорядоченных структур была проведена оценка их свойств смачиваемости посредством определения их статического контактного угла (угла смачивания).

Измерения угла смачивания были выполнены с использованием оптического тензиометра Biolin Scientific Theta Basic с дозированием объема капель 3 мкл. Образец до модификации поверхности посредством лазерной абляции был измерен в качестве эталона. Зафиксировано значение  $45,3^\circ \pm 2,4^\circ$  (рис. 6 слева), что свидетельствует о высокой гидрофильности.

В свою очередь, образцы с модифицированной структурой поверхности, полученной с помощью метода лазерной абляции, становились явно гидрофобными, регистрируя значение угла смачивания выше  $110^\circ$ . (Рис. 6 справа). Это увеличение угла смачивания обуславливается наличием вновь созданных упорядоченных структур микронеровностей, рассматриваемых моделью Касси-Бакстера.

Таким образом, при модификации поверхности посредством лазерной абляции для материала  $Ti_6Al_4V$  был увеличен угол смачивания по сравнению с исходной поверхностью и достигнут эффект гидрофобности.



Рис. 6

Результаты измерения статического контактного угла, полученные для контрольных (слева) и модифицированных (справа) образцов

## 5. МОДИФИКАЦИЯ ПОВЕРХНОСТИ ПОСЛЕ ЛАЗЕРНОЙ АБЛЯЦИИ

Для достижения максимальных углов смачивания после лазерной абляции металлической поверхности необходимо снизить поверхностную энергию. Один из наиболее распространенных способов снижения поверхностной энергии модифицированных с использованием лазерной абляции металлических образцов – выдерживание их на воздухе в течение определенного времени.

В большинстве исследований время выдержки экспериментальных образцов на воздухе при нормальных условиях после лазерной абляции варьировали в диапазоне от 10 до 30 суток.

Некоторые исследователи предлагают альтернативные способы снижения поверхностной энергии металла после лазерной абляции, одним из которых является низкотемпературный отжиг.

## 6. РАСЧЕТ ДЛЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРОФОБНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Был рассчитан потенциальный эффект применения метода гидрофобизации поверхности для конденсатора ПТУ мощностью 37 МВт. В прототипе для данной установки используется конденсатор с требуемой площадью поверхности теплообмена равной  $2961 \text{ м}^2$ .

Для уточнения требуемой площади поверхности теплообмена применялся расчет, основанный на описании теории капельной конденсации [6]. Исходными данными служили расчетные данные проекта.

Формула для расчета тепловой нагрузки:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta T \quad (1)$$

где:

$K$  – коэффициент теплопередачи  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$F$  – площадь поверхности теплообмена,  $\text{м}^2$ ;

$\Delta T$  – среднелогарифмический температурный напор.

Из формулы (1) выражаем требуемую поверхность теплообмена  $F$ :

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta T} \quad (2)$$

Таким образом, из формулы (2) следует, что площадь поверхности теплообмена зависит от коэффициента теплопередачи.

Коэффициент теплопередачи для данного случая можно рассчитать по формуле (3):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{\delta_T}{\lambda_T} + \frac{1}{\alpha_B} + \frac{d_H}{d_B} \frac{1}{\alpha_B}} \quad (3)$$

где:

$\alpha_H$  – коэффициент теплоотдачи снаружи теплообменных труб, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$\delta_T$  – толщина стенки теплообменных труб, м;

$\lambda_T$  – коэффициент теплопроводности материала стенки теплообменных труб, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$d_H$  – наружный диаметр теплообменных труб, м;

$d_B$  – средний диаметр теплообменных труб, м;

$\alpha_B$  – коэффициент теплоотдачи внутри теплообменных труб, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$d_B$  – внутренний диаметр теплообменных труб, м.

Если поверхность конденсации не является столь хорошим проводником теплоты, как серебро или медь, возникает один из компонентов термического сопротивления – сопротивление шейки капли. Для расчета коэффициента ан применим формулу (4) для капельной конденсации с учетом сопротивлений:

$$\alpha_H = \alpha_{dco} \cdot \left( \frac{\alpha_H}{\alpha_{dco1}} \right) \cdot \left( \frac{\alpha_H}{\alpha_{dco2}} \right) \quad (4)$$

где:

$\left( \frac{\alpha_H}{\alpha_{dco1}} \right)$  – влияние неконденсирующихся добавок (не учитывается);

$\left( \frac{\alpha_H}{\alpha_{dco2}} \right)$  – получена по зависимости из рис. 7.

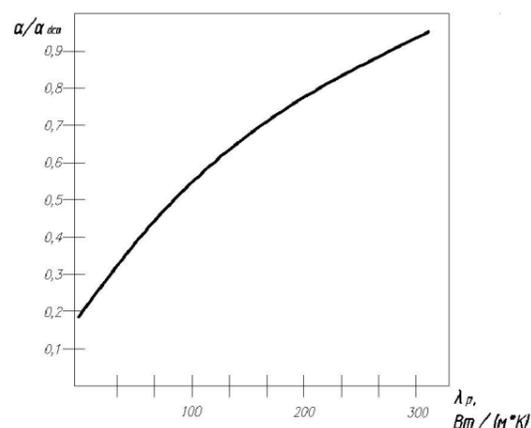


Рис. 7.

Влияние теплопроводности теплоотдающей поверхности на коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации.

Исходя из вышеперечисленных формул, получены расчетные данные, представленные в таблице 2.

Таблица 2.

Основные характеристики

Параметр	Без применения гидрофобной поверхности	С применением гидрофобной поверхности
Тепловая нагрузка, Q	103 833,33 кВт	103 833,33 кВт
Коэффициент теплопередачи, K	2 485,7 Вт/(м <sup>2</sup> · К)	3 558,2 Вт/(м <sup>2</sup> · К)
Площадь поверхности теплообмена, F	2 961 м <sup>2</sup>	2 063 м <sup>2</sup>

В результате теоретического расчета требуемая площадь поверхности теплообмена при использовании гидрофобных поверхностей равна 2063 м<sup>2</sup>, что на 31 % меньше чем при использовании обычных труб без обработки (2 961 м<sup>2</sup>).

## 7. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

По результатам расчета, приведенного выше, применение теплообменных трубок с гидрофобной поверхностью снижает количество требуемого материала на 31 %. Для выбранного проекта использовался материал Труба 19x1x7850 АЭ ВТ 1-0 ТУ1825-489-07510017-2007. Количество требуемого материала и его цена приведены в таблице 3.

Таблица 3.

Наименование	Сведения о затратах по проекту	
	Без применения гидрофобной поверхности	С применением гидрофобной поверхности
Требуемое количество труб, (кг)	12 924 кг	8 917 кг
Затраты на 1 трубку	1 810 руб.	1 810 руб.
Итоговая цена на 1 конденсатор	11 696 220 руб.	8 069 885 руб.

Общий экономический эффект на 1 заказ можно просчитать как: (11696220 – 8069885) · 4 = 14 505 340 руб. При учете того, что заказ состоит из 4 ПТУ.

Затраты на изготовление данной модифицированной поверхности при помощи лазера состоят в основном из стоимости лазера и кристалла для обработки поверхности. При анализе большого количества работ было выявлено наиболее соответствующее оборудование для обработки требуемого материала (Таблица 4).

Таблица 4.

Оборудование для создания гидрофобной поверхности

Наименование оборудования	Цена	Поставщик
Nd:YVO4 Vanadate Laser Crystal 4x4x12mm	17 781 руб.	АО «ЛЛС», СПб
Лазер DPSS Millennia® eV™	20 862 руб.	Азимут Фотоникс, Москва
Лазер DPSS Millennia® eV™	2 135 000 руб.	BEN Photonics LLC, Москва

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе работы были проведены анализ исследований и расчет, которые показывают немалый потенциал применения лазерной абляции для создания гидрофобных поверхностей в направлении теплообменного оборудования. Применение гидрофобных поверхностей снижает металлоемкость путем уменьшения требуемой площади поверхности теплообмена, что ведет не только к снижению массогабаритных характеристик оборудования и возможности его более компактного расположения, но и к экономическому эффекту, который достигается за счет экономии материала.

На примере одного из проектов ПАО «Калужский турбинный завод» был просчитан возможный экономический эффект от применения модифицированных трубок с гидрофобной поверхностью. По результатам теплового расчета требуемая поверхность теплообмена снизилась на 31 %. Что в свою очередь привело к снижению количества требуемого материала и снижению себестоимости изготовления теплообменника. Эффект от применения предложенного метода создания гидрофобных поверхностей на основе обработки лазером может быть масштабирован на другие теплообменные аппараты, разрабатываемые в компании.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фраас А. Расчет и конструирование теплообменников / А. Фраас, М. Оцисик. – М.: Книга по Требованию, 2012. – 358 с. ISBN 978-5-458-36151-4.
2. Минухин Л. А. Осуществление капельного режима конденсации в промышленных условиях / Теплоэнергетика. – № 2. – 1971 г.
3. Исследование капельной конденсации на трубах, покрытых фторопластом. – № 400-М-0976.

4. Умур А., Гриффит Р. Механизм капельной конденсации. В сб. «Достижения в теплопередаче».
5. Рагуткин А. В., Дасаев М. Р. Создание гидрофобных функциональных поверхностей конструкционных материалов на основе лазерной абляции (обзор). – Теплоэнергетика, 2022. – № 6. –С. 46-69.
6. Мартыненко О. Г. Справочник по теплообменникам. – М.: Энергоатомиздат, 1987.
7. Influence of processing parameters on surface texture homogeneity using direct laser interference patterning / A. I.Aguilar-Morales, S. Alamri, T. Kunze, A. F. Lasagni // Opt. Laser Technol. 2018. V. 107. P. 216-227.
8. Yang Z., Liu X., Tian Y. Novel metal-organic super-hydrophobic surface fabricated by nanosecond laser irradiation in solution // Colloids Surf., A. 2020. V. 587. P. 124343.
9. Study on the fabrication of super-hydrophobic surface on Inconel alloy via nanosecond laser ablation / Z. Yang, Y. Tian, Y. Zhao, C. Yang // Mater. 2019. V. 12. Is. 2. P. 278.
10. Superhydrophobic surface fabricated by microstructuring of stainless steel using a femtosecond laser / B. Wu, M. Zhou, J. Li, X. Ye, G. Li, L. Cai // Appl. Surf. Sci. 2009. V.256. Is. 1. P. 61-66.
11. Fabrication and stability investigation of bio-inspired super-hydrophobic surface on nitinol alloy / C. J. Yang, F. J. Wang, X. B. Jing, Y. L. Tian // Colloids Surf., A.2019. V. 567. P. 16-26.
12. Droplet impact on the super-hydrophobic surface with micro-pillar arrays fabricated by hybrid laser ablation and silanization process / Z. Xia, Y. Xiao, Z. Yang, L. Li, S Wang, X. Liu, Y. Tian // Mater. 2019. V12. Is. 5. P. 765.
13. Boinovich L. B., Emelyanenko K. A., Domantovsky A. G. and Emelyanenko A. M. – Langmuir 24, 7059–7066 (2018).
14. Modification of Ti6Al4V surface properties by combined DLW-DLIP hierarchical micro-nano structuring/ J. L. Ocana.

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВЫНОСНЫХ НАСОСОВ СМАЗКИ В СИСТЕМЕ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ

Пархоменко Анастасия Алексеевна

АО «Силовые машины», ЛМЗ, СКБ «Турбина»

ул. Ватутина, д. 3, лит. А, г. Санкт-Петербург, 195009, Россия

Parkhomenko\_AA@power-m.ru

### ВВЕДЕНИЕ

Актуальная проблема, вызванная ситуацией с импортозамещением, вынуждает искать новые варианты поставки оборудования.

В связи с этим был найден вариант замены используемых погружных насосов в блоке маслоснабжения системы смазки, примененных на турбинах ЛМЗ на более универсальные и широко используемые в разных сферах.

Новые конструктивные варианты в поставке оборудования позволят решить современную проблему, а также повысят рентабельность и экономию в проектах.

### 1. НАЗНАЧЕНИЕ СИСТЕМЫ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ

На рис. 1 представлена схема маслоснабжения системы смазки. Система маслоснабжения играет большую роль в работе турбоустановки. Она предназначена для подачи масла на смазку подшипников турбины и генератора во всех режимах работы турбоустановки, включая режимы пуска и останова турбины и режимы нарушения нормальной эксплуатации.

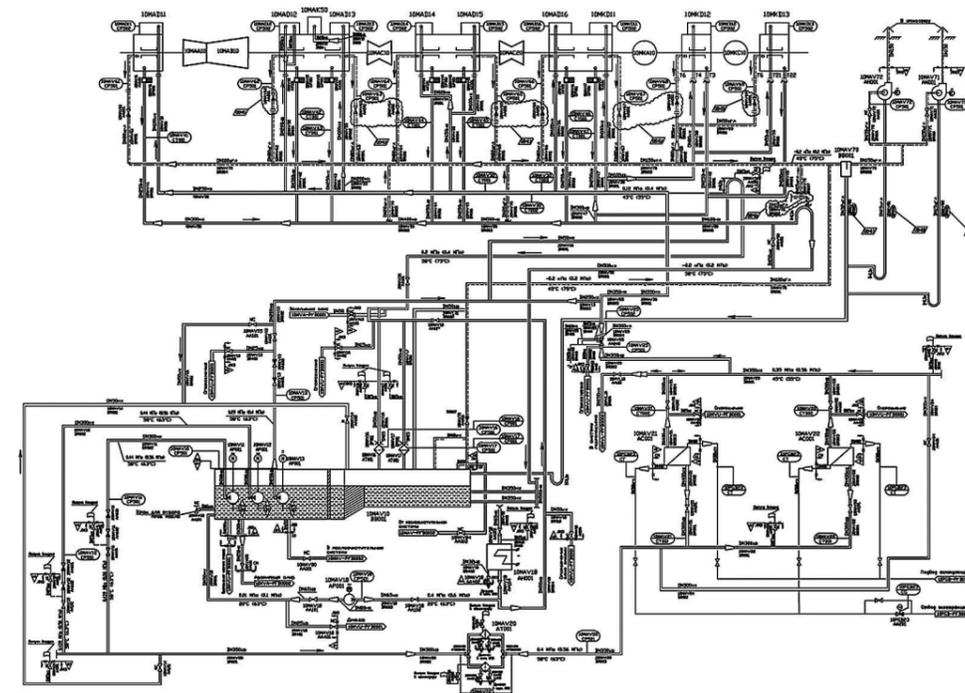


Рис. 1.  
Принципиальная схема маслоснабжения системы смазки

- Система обеспечивает:
- подачу необходимого количества масла к опорным подшипникам турбины и генератора, а также к упорному подшипнику;
  - подачу масла к подшипникам турбоагрегата при аварийном останове турбины в случае потери напряжения собственных нужд;
  - поддержание давления и температуры масла, подаваемого к подшипникам и на регулирование, в требуемых пределах;
  - поддержание требуемого качества масла, включая механическую очистку масла, удаление воздуха, растворенного в масле;
  - предотвращение выхода масляных паров в машинный зал.

## 2. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА МАСЛОСНАБЖЕНИЯ СИСТЕМЫ СМАЗКИ

На рис. 2.1 и 2.2 изображен блок маслоснабжения системы смазки, входящий в общую систему маслоснабжения паровых турбин. Исходя из стандартной компоновки блоков, применяемых на турбинах ЛМЗ, электронасосы устанавливаются на крышку маслобака, из чистого отсека которого подается масло к подшипникам.

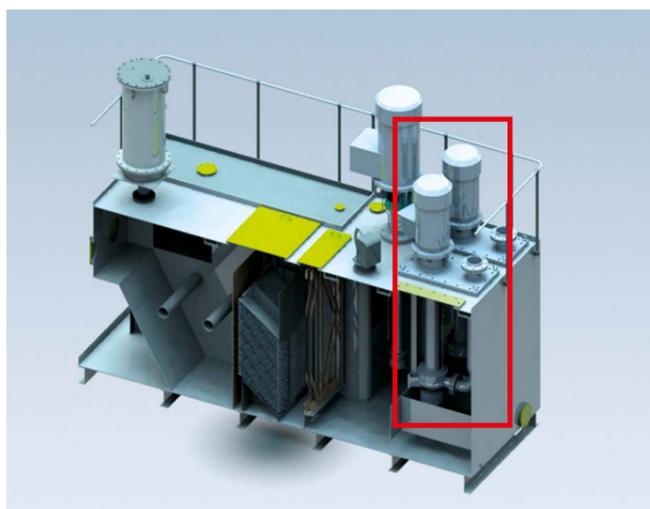


Рис. 2.1.

Блок маслоснабжения системы смазки

Для нормальной работы предусмотрено два основных маслоснасоса с приводом от электродвигателей переменного тока.

Постоянно находится в работе один насос, второй насос резервный.

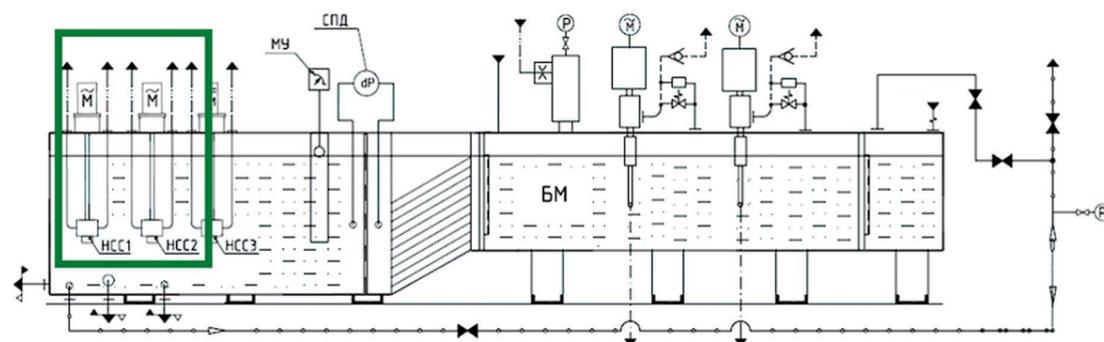


Рис. 2.2.

Блок маслоснабжения системы смазки

## 3. НАСОС СИСТЕМЫ СМАЗКИ

Насос системы смазки, изображенный на рис. 3, является центробежным вертикальным двухступенчатым погружным.

Базовыми деталями являются кронштейн с напорным патрубком и ротор.

Кронштейн служит несущей опорой агрегата и предназначается для монтажа насоса на опорный фланец масляного бака и установки электродвигателя через проставку.

Рабочая жидкость, попавшая в полость проставки, отводится через предусмотренные отверстия в маслобак.

Ротор состоит из вала и двух рабочих колес.

Смазка подшипников насоса осуществляется рабочей жидкостью. Нижний – за счет нахождения в рабочей жидкости. Верхний – путем организации подвода рабочей жидкости из напорного патрубка.

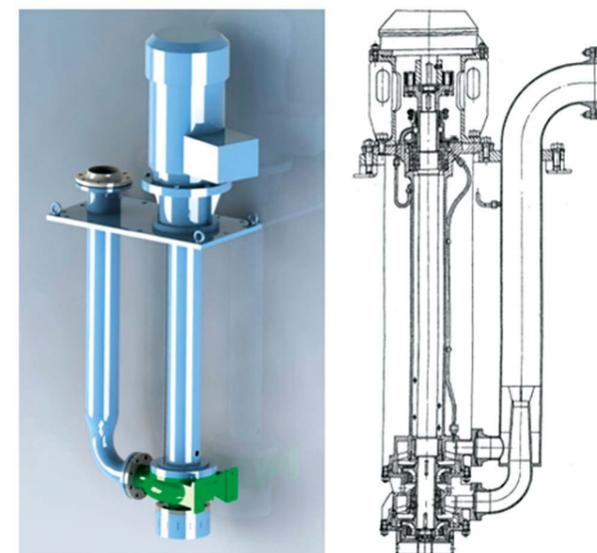


Рис. 3.

Погружной насос системы смазки

## 4. ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ПОГРУЖНЫХ НАСОСОВ

Погружной насос достаточно эргономичен, так как устанавливается на крышке маслобака.

Улучшаются условия пуска насоса благодаря нахождению его в маслобаке, заполненном рабочей жидкостью, т. к. агрегат заполняется автоматически. Исключается возможность «сухого хода», завоздушивания рабочих колес, сильной вибрации. Не требуется применения запорной арматуры со стороны всасывания, а внешние наружные протечки отводятся из проставки обратно в бак.

Наравне с преимуществами погружные насосы имеют ряд недостатков.

Несмотря на очевидные плюсы нахождения рабочей части агрегата в жидкости, значительно усложняется диагностика насоса, т. к. его необходимо вынимать из бака.

Необходимо обеспечение отдельного подвода к смазке верхних подшипников.

Необходимость концентричного, без перекосов расположения всех узлов при сборке усложняет монтаж/демонтаж электродвигателя.

В конструкции насоса есть детали с пружинами (уплотнительное кольцо, подшипник), которые при демонтаже из-за предварительного натяга могут выскочить и нанести травму.

Фланец, который закрепляется на опорной плите должен быть изготовлен с повышенной точностью (допуск более точный в отличие от присоединительных размеров на электродвигателе) для обеспечения центровки.

Вал насоса конструктивно выполняется длинной, необходимой для размещения в нижней точке чистого отсека маслобака. Ввиду того, что маслобаки смазки имеют большие объемы, а значит большие линейные размеры (в том числе и высоту), то и насосы выполняются конструктивно с большой длиной вала. Чем длиннее вал, тем сложнее балансировка насосного агрегата.

## 5. ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЕ

В соответствии с взятым курсом на импортозамещение АО «Силовые машины» прорабатывает возможность покупки оборудования у отечественных поставщиков. Однако погружные насосы, необходимые в применяемых компоновках блоков турбин на ЛМЗ, в их поставку не входят.

В связи с этим предлагается изменить компоновку, введя выносные насосы горизонтального типа, пример которого изображен на рис. 4.

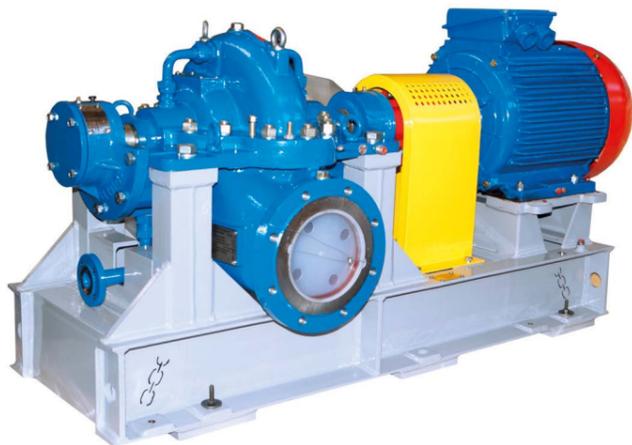


Рис. 4.

Выносной горизонтальный центробежный насос на собственной раме

## 6. МОНТАЖ ВЫНОСНОГО НАСОСА

В данном разделе представлены три варианта установки горизонтального насоса.

Первый вариант с расположением насоса над уровнем жидкости, изображенный на рис. 5.1, подразумевает установку дополнительного оборудования, которое будет подводить рабочую жидкость к насосу, что удорожает общую компоновку из-за дополнительной обвязки трубопроводами. Компоновка требует подготовительных операций по заполнению насоса рабочей жидкостью с закрытой задвижкой на трубопроводе, что увеличивает время пуска.

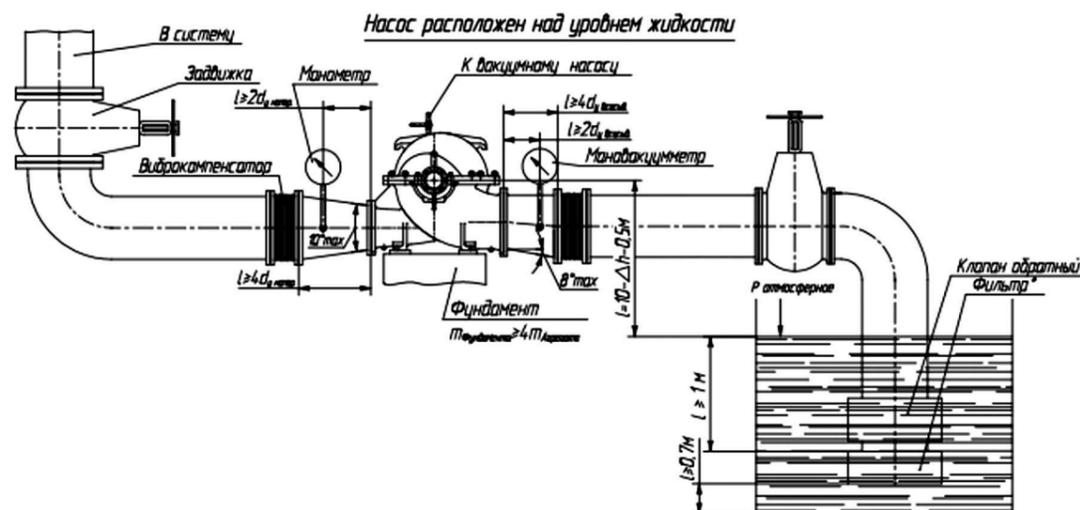


Рис. 5.1.

Установка насоса над уровнем жидкости

Для осуществления варианта с давлением на входе на рис. 5.2 насос необходимо устанавливать ниже уровня бака, т.е. ниже нулевой отметки, например, в подвале. Данное расположение также усложняет монтаж и имеет особые риски, такие как затопление агрегата.

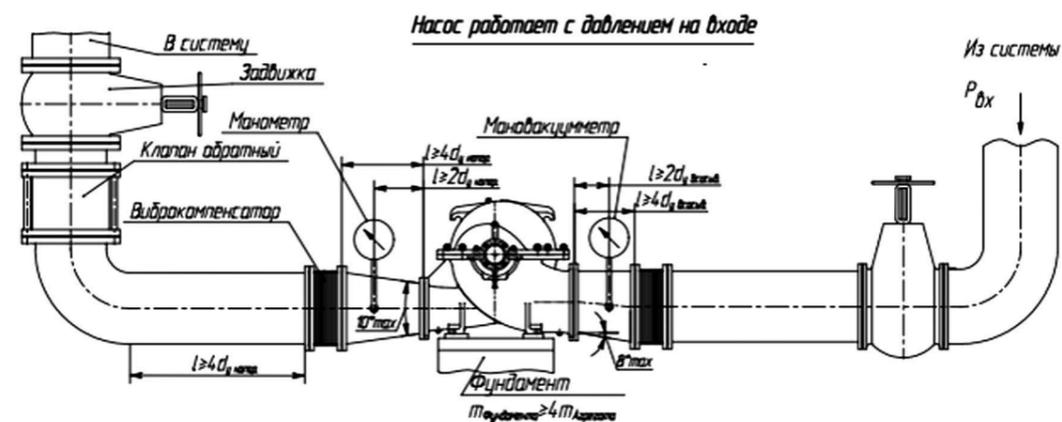


Рис. 5.2.

Установка насоса с давлением на входе

Самым оптимальным решением является установка насоса ниже уровня жидкости, на одной отметке с масляным баком, как на рис. 5.3. Данный вариант не требует значительных затрат на дополнительное оборудование, удлинение трубопроводов, дополнительное нагнетание рабочей жидкости. Такая конструкция обеспечивает необходимый подпор на всасывании насоса.

Минимизация риска затопления в случае какой-либо аварийной ситуации обеспечивается за счет наличия в комплектности поставки насоса собственной рамы.

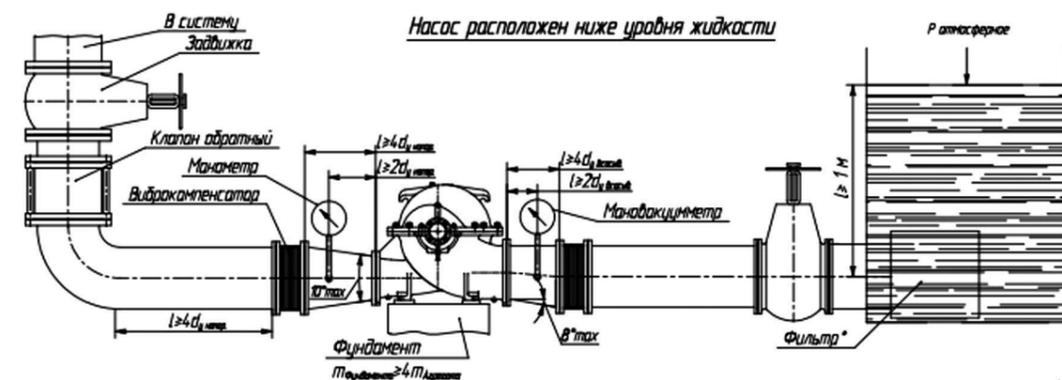


Рис. 5.3.

Установка насоса ниже уровня жидкости на одной отметке с маслобаком

## 7. ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ВЫНОСНЫХ НАСОСОВ

Главным преимуществом, которое затрагивает основную тему доклада, является широкий выбор поставщиков горизонтальных насосов, в т.ч. отечественных. Данные агрегаты имеют широкую линейку оборудования на большие параметры. Большую роль играет более низкая стоимость горизонтальных насосов, что повлияет на экономическую составляющую всего проекта.

Касательно технического вопроса можно сказать, что за счет нахождения агрегата отдельно от масла бака улучшаются условия обслуживания, т. к. рабочая область насоса на его раме, его не нужно вынимать, диагностика становится наглядной и своевременной, упрощаются монтаж/демонтаж и балансировка.

Смазка обоих подшипников обеспечивается во время работы блока.

Недостатки выносных насосов заключаются в отдельном месте для монтажа агрегата, дополнительной обвязке трубопроводами и дополнительной запорной арматуре со стороны всасывания.

## 8. МАРКЕТИНГОВОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

В результате конструкторского маркетингового исследования было найдено большее количество поставщиков горизонтальных центробежных насосов. Более крупные поставщики изображены на рис. 6.



Рис. 6.  
Крупные поставщики горизонтальных насосов

## 9. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ СОСТАВЛЯЮЩАЯ

Погружные насосы, используемые в системе маслоснабжения ЛМЗ, являются несерийными, рассчитаны на большие расходы и типы рабочей жидкости и спроектированы под конкретный проект. Не все фирмы готовы выпускать индивидуальные насосы, и не все работают с требуемой рабочей средой.

На ЛМЗ существует возможность производства погружных насосов малых расходов, однако это требует больших затрат:

- Зарплата производственных рабочих.
- Общепроизводственные расходы.
- Отчисления от зарплаты.
- Покупные изделия и полуфабрикаты.
- Покупные сырье и материал.
- Транспортно-заготовительные расходы.
- Услуги сторонних организаций.

Сравнивая собственное производство погружных насосов с покупкой горизонтальных насосов, в стоимость которых войдут только цена непосредственно насоса, разработка КД, транспортировка и монтаж, можно сделать вывод, что стоимость погружных насосов для ТЭС в 2 раза выше, чем стоимость горизонтальных насосов для ТЭС.

Поставщиков погружных насосов больших расходов по требованиям для АЭС найти фактически невозможно, тем более производства РФ, в то время как у горизонтальных насосов более широкая линейка моделей, что позволяет исключить затраты на индивидуальное изготовление и расширить перечень поставщиков.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При использовании выносных насосов обеспечивается более широкий выбор поставщиков оборудования, снижается себестоимость паротурбинной установки и повышается рентабельность проекта.

На стадиях существующих проектов изменить компоновку не представляется возможным, поэтому данное решение будет актуально для предстоящих проектов.

## ВНЕДРЕНИЕ НОВОГО МЕТОДА РАЗРАБОТКИ ТЕХНИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ НА ПАРОВУЮ ТУРБИНУ

Самушия Екатерина Автандиловна  
АО «Силловые машины», ЛМЗ, СКБ «Турбина»

ул. Ватутина, д. 3, лит. А, г. Санкт-Петербург, 195009, Россия  
Samushiya\_EA@power-m.ru

## ВВЕДЕНИЕ

В рамках данной статьи рассматривается внедрение нового метода разработки и согласования технических условий на паровую турбину в специальном конструкторском бюро (СКБ) «Турбина».

Согласно ГОСТ 2.102-2013, технические условия – это документ, содержащий требования (совокупность всех показателей, норм, правил и положений) к изделию, его изготовлению, контролю, приемке и поставке, которые нецелесообразно указывать в других конструкторских документах [1].

Разработка технических условий регламентируется государственным стандартом ГОСТ 2.114-2016 Единой системы конструкторской документации. Технические условия должны содержать вводную часть и следующие разделы [2]:

- технические требования;
- требования безопасности;
- требования охраны окружающей среды;
- правила приемки;
- методы контроля (испытаний);
- указания по эксплуатации, в том числе требования хранения, транспортирования и утилизации изделия;
- гарантии изготовителя.

В СКБ «Турбина» технические условия разрабатываются на основании договора на поставку оборудования, технических требований Заказчика, государственных стандартов, федеральных законов и внутренних нормативно-технических документов.

## 1. ВНЕДРЕНИЕ ПРОЦЕССА СОГЛАСОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ В TEAMCENTER

Для оптимизации процесса разработки технических условий в марте 2022 года был введен процесс согласования документа со смежными подразделениями СКБ «Турбина». Блок-схема процесса согласования технических условий представлена на рис. 1.

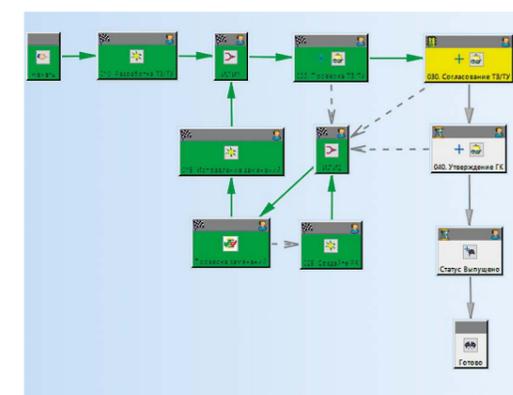


Рис. 1.  
Блок-схема согласования технических условий в Teamcenter

В ходе использования процесса согласования технических условий в Teamcenter были выявлены следующие преимущества и недостатки.

Преимуществами данного метода согласования является возможность:

- сохранять в истории «Редактора замечаний» комментарии смежных подразделений на каждом круге согласования;
- автоматически формировать реестром замечаний с ответами в форматах xlsx и pdf;
- вести безбумажный документооборот;
- упростить контроль за сроками согласования;
- после утверждения технических условий предоставить доступ к документу и истории согласования пользователям Teamcenter.

Недостатком процесса согласования технических условий с помощью Teamcenter стало то, что, как правило, не все согласующие процесса создают PR через «Редактор замечаний» на каждое замечание.

Для решения данной проблемы предлагается первый круг согласования документа проводить по средствам электронной почты (MS Outlook). При этом разработчик технических условий на первом круге согласования самостоятельно будет вносить в «Редактор замечаний» поступающие замечания и комментарии для корректировки технических условий.

Следующим этапом внедрения является занесение в Teamcenter замечаний от внешних согласующих организаций и согласование откорректированного документа со смежными подразделениями СКБ «Турбина».

## 2. СОЗДАНИЕ ШАБЛОНА ТЕХНИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ НА ПАРОВУЮ ТУРБИНУ

Кроме того, для оптимизации процесса разработки технических условий создается типовая шаблон документа, который позволит сократить количество повторяющихся замечаний.

Шаблон технических условий на паровую турбину будет включать в себя:

- автоматическое заполнение полей, содержащих информацию о номере технических условий, наименовании станции, маркировке турбины, станционном номере и инвентарном номере документа на титульном листе и по всему тексту документа;
- автоматическое формирование перечня принятых сокращений;
- разделы или отдельные требования, утвержденные смежными подразделениями СКБ «Турбина».

## 3. ПРИМЕНЕНИЕ ПОДХОДА «УПРАВЛЕНИЕ ТРЕБОВАНИЯМИ» В РАЗРАБОТКЕ ТЕХНИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ НА ПАРОВУЮ ТУРБИНУ

Новой ступенью развития процесса создания технических условий на паровую турбину может стать подход «Управление требованиями» к проектированию и изготовлению изделий. Данный подход заключается в том, что на начальной стадии проектирования изделия создается базис данных, в который входят требования:

- заказчика (исходные технические требования);
- поставочной спецификации;
- разработчика (по результатам предварительных расчетов);
- государственных стандартов и т.п.

Подход «Управление требованиями» к проектированию изделия позволяет:

- разработать требования к изделию, а также провести анализ их взаимосвязей еще до начала или на ранней стадии проектирования;
- произвести привязку требований к составляющим изделия и поддерживать эти связи на всех этапах его жизненного цикла;
- управлять требованиями, т.е. уточнять, пересматривать, расширять и проводить контроль соответствия.

В частности, компания Siemens предлагает в составе PLM-системы Teamcenter приложение «Менеджер требований (Requirements Management)».

Как правило, требования оформляются в виде документа или набора документов. Приложение «Менеджер требований» позволяет загрузить требования из внешних источников и представить их в виде структурированного дерева объектов, соответствующих параграфам, абзацам или отдельным предложениям исходного документа.

Приложение позволяет добавлять новые объекты в дерево требований из других документов, связывать существующие требования между собой, тем самым формируя логически понятную структуру требований. Система также позволяет создавать версии требований и проводить процедуры их согласования и утверждения, что позволяет упорядочить работу с требованиями, а также отслеживать изменения предъявляемых к изделию требований.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключение данной статьи хотелось бы отметить, что согласование технических условий на паровую турбину в Teamcenter позволяет хранить информацию о данных, которые заносятся в документ смежными подразделениями СКБ «Турбина». Кроме того, технические условия и реестр замечаний после утверждения хранятся в Teamcenter и доступны для просмотра всем специалистам СКБ «Турбина».

Шаблон технических условий позволит сократить количество замечаний и ускорить процесс согласования документов внутри Общества.

Новой ступенью развития процесса создания технических условий может стать подход «Управление требованиями» к проектированию и изготовлению изделий, который может быть реализован в приложении «Менеджер требований» в составе PLM-системы Teamcenter. Приложение позволит оперативно производить анализ влияния изменений требований на состав изделия и изменения конструкции изделия для обеспечения соответствия требованиям.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 2.102-2013. Виды и комплектность конструкторских документов [Электронный ресурс]. – Введ. 2014-06-01. Доступ из справ.-правовой системы «КонсультантПлюс».
2. ГОСТ 2.114-2016. Технические условия [Электронный ресурс]. – Введ. 2017-04-01. Доступ из справ.-правовой системы «КонсультантПлюс».

## ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ CFD-ПАКЕТА МОДЕЛИРОВАНИЯ FLOEFD ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОТЫ ВЫХОДНОГО ДИФфуЗОРА ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА СТАЦИОНАРНОЙ ГТУ

Цариков Александр Константинович

Калужский филиал ФГОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»

ул. Баженова, д. 2, г. Калуга, 248000, Россия  
tsarikovalex0@gmail.com

В состав конструкции современных ГТУ большой мощности входит обязательный элемент – осевой компрессор.

Его назначение – повышение давления атмосферного воздуха, которое осуществляется последовательным прохождением воздушным потоком вращающихся и неподвижных кольцевых лопаточных решеток. На выходе из последней ступени воздушный поток имеет значительную скорость – порядка 120...130 м/с. Для эффективного преобразования кинетической энергии потока в статическое давление на выходе из последней ступени устанавливают кольцевой диффузор осевого или осерадиального типа.

Современная вычислительная техника позволяет производить расчет течения жидкости (газа) методами CFD-моделирования. Математические модели течения, положенные в основу CFD-моделирования, наложенные граничные условия не всегда позволяют получить информацию по ценности, сравнимую с натурным экспериментом. Результаты CFD-моделирования требуют верификации.

Широко распространен ряд пакетов для CFD-моделирования газодинамических течений. Это Ansys CFX, SolidWorks Flow simulation, OpenFoam – пакет с открытым исходным кодом, отечественная разработка Flowvision и пакет Siemens FloEFD, являющийся подключаемым модулем NX.

В основе работы современных CFD-пакетов лежат математические модели, основанные на численном решении системы уравнений, описывающих движение потока вязкого газа или жидкости: уравнения неразрывности, уравнения сохранения импульса, уравнения сохранения энергии и уравнения состояния. Аналитического решения системы уравнений, описывающей турбулентное движение вязкого газа, не существует. Для учета турбулентности применяются различные ее модели: RANS, модель Буссинеска, k-ε модель, модель крупных вихрей и др. В FLOEFD используется модель т.н. пристеночных функций, описывающая характеристики потока вблизи обтекаемых стенок. В частности используется пристеночный профиль Ван Дриста. Если размер ячейки вблизи стенки больше толщины пограничного слоя, то используется модель интегрального пограничного слоя.

В процессе выполнения данной работы были рассмотрены несколько верификационных задач.

В качестве первой верификационной задачи было исследовано течение воздуха в трубе круглого сечения. Диаметр трубы был принят равным гидравлическому диаметру канала на входе в диффузор ГТУ-170.2. Расход был выбран таким образом, чтобы обеспечить соразмерное с течением воздуха в диффузоре число Маха. Термодинамические параметры потока в трубе соответствуют давлению и температуре воздуха на выходе из компрессора мощной энергетической ГТУ. На входе в трубу средствами FLOEFD задавался развитый параболический профиль скорости по поперечному сечению трубы.

Результаты CFD-моделирования хорошо соответствовали опытным данным, погрешность составляла порядка одного процента, что можно считать отличным результатом.

Таблица 1.

Результаты решения первой верификационной задачи

Параметр	Базовая сетка	Локальное измельчение, вар. 1	Локальное измельчение, вар. 1
Число ячеек в расчетной области	51934	193812	504140
Удельное число ячеек млн шт./м <sup>3</sup> .	1,3	4,8	12,6
Потери полного давления по данным моделирования, Па	8648	8580	8460
Потери полого давления по формуле Альтшуля, Па	8500	8500	8500
Погрешность моделирования, %	1,7	0,9	0,5

Второй верификационной задачей являлся расчет течения в трубе с внезапным расширением. В месте расширения трубы возникает вихрь, циркуляционное течение, которое является источником т.н. местных потерь.

Геометрические размеры расчетной области и параметры потока были подобны предыдущему случаю. На 3D-модель были наложены граничные условия – массовый расход на выходе и статическое давление на входе.

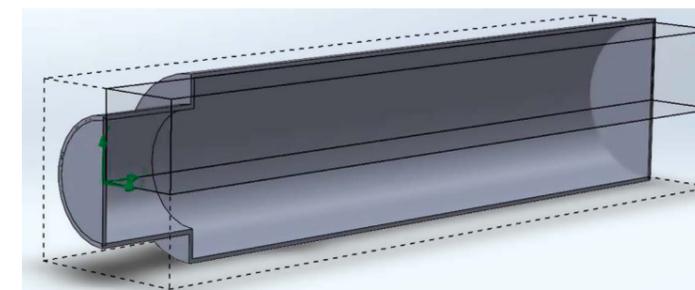


Рис. 1.

Модель трубы с внезапным расширением

В качестве результата расчета находилась величина потерь полного давления между входным и выходным участками канала. Для верификации данных CFD-моделирования было использовано уравнение Вейсбаха, коэффициент потерь в местном сопротивлении определялся по формуле Борда. Результаты CFD-моделирования и в этом тестовом случае хорошо соответствовали опытным данным, погрешность составляла порядка пяти процентов, что можно считать допустимым при решении практических инженерных задач.

Таблица 2.

Результаты решения второй верификационной задачи

Параметр	
Число ячеек в расчетной области	376000
Удельное число ячеек млн шт./м <sup>3</sup>	18,8
Потери полного давления по данным моделирования, кПа	20
Потери полного давления по формуле Борда, кПа	19
Погрешность моделирования, %	5,2

В ходе выполнения данной работы была построена 3D-модель диффузора, ориентируясь на базовые характеристики диффузора компрессора ГТУ-170.2 – степень расширения, гидравлический диаметр, и числа Маха и Рейнольдса потока на входе соответствуют прототипу.

Были определены гидравлические потери данного диффузора в пакете Siemens FloEFD, являющемся подключаемым модулем NX.

Полученные в ходе численного моделирования данные распределения скорости, давления и прочих параметров потока визуально правдоподобны (рис. 1). Наблюдается торможение потока от входного к выходному сечению диффузора, формирование пограничного слоя на его стенках, образование отрывных зон в области поворота потока. Для оценки эффективности диффузора был использован рекомендованный параметр – коэффициент гидравлического сопротивления, представляющий собой отношение потерь полного давления между входным и выходным сечением диффузора к динамическому напору потока на входе. Для его определения средствами постпроцессора FLOEFD для входного и выходного сечений были определены осредненные по расходу полное давление, скорость и плотность потока. Расчетный коэффициент гидравлического сопротивления диффузора составил 0,15, что отличается от данных натурального эксперимента на 67 %.

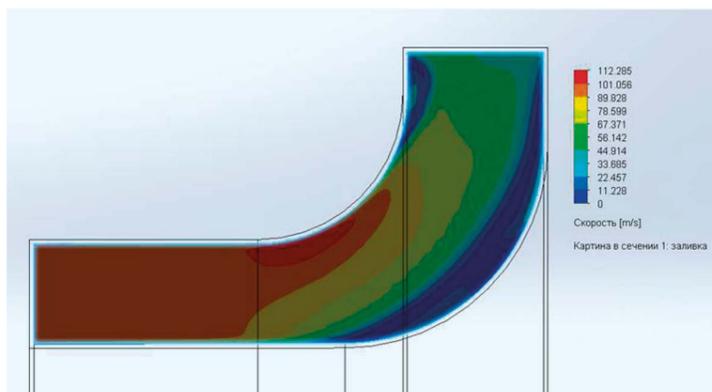


Рис. 2.  
Результаты расчета диффузора

#### По итогам данной работы были сделаны следующие выводы:

К результатам численного эксперимента следует относиться с осторожностью, особенно при расчетах элементов такого сложного энергетического оборудования, как газовые и паровые турбины.

Требуется обязательная верификация результатов численного эксперимента.

Использование базовых возможностей CFD-пакета SIEMENS FLOEFD для моделирования течения газа в осердиальном диффузоре компрессора нецелесообразно. Полученные данные обладают малой достоверностью.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М. О. Штейнберга, 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

# ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БИМЕТАЛЛИЧЕСКОЙ КОНСТРУКЦИИ ПРИ СОЗДАНИИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОБМЕННИКОВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАЛОРАСХОДНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Чу Ван Чунг, научный руководитель: профессор, д.т.н. Рассохин В.А.  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

ул. Политехническая, д. 29, г. Санкт-Петербург, 190000, Россия  
turbotechvn95@gmail.com, v-rassokhin@yandex.ru

## ВВЕДЕНИЕ

Малорасходные газотурбинные установки (МГТУ) могут применяться как в виде автономных энергоустановок, так и в виде комбинированных систем производства электроэнергии. Для современных МГТУ оптимальная степень повышения давления составляет 3... 4 при температуре на входе в турбину 1100...1200 К. Такие МГТУ обычно работают по схеме простого типа с регенерацией, а их эффективный КПД почти в два раза выше, чем в установке без регенерации. Следует учитывать, что теплообменник по стоимости составляет 24–30 % от общей цены МГТУ с регенерацией и является одним из ключевых компонентов МГТУ, обеспечивающих оптимальную эффективность работы установки.

Применение сложных термодинамических циклов позволяет добиваться большей эффективности установки. В представленных исследованиях не исследовались сложные конфигурации циклов для усовершенствования МГТУ.

В таблице 1 приведены характеристики нескольких типичных высокотемпературных теплообменников для МГТУ [1, 2].

Таблица 1.

Характеристики настоящих типичных высокоэффективных теплообменников для МГТУ

№	Производитель	Типы	Потери давления, %	Степень регенерации
1	Ansaldo Energia	Пластинчатый	4,8	0,89...0,93
2	Ingersoll-Rand	Пластинчатый	5	0,90
3	Capstone	Пластинчатый	2,5	0,90
4	Rolls-royce	Пластинчатый	-	0,92

Пластинчатые теплообменники изготавливаются из комплекта пластин, имеющие обычно конструкцию, изображенную на рисунке 1. Конструкция может быть поперечно-гофрированной, волнисто-гофрированной или поперечно-волнистой.

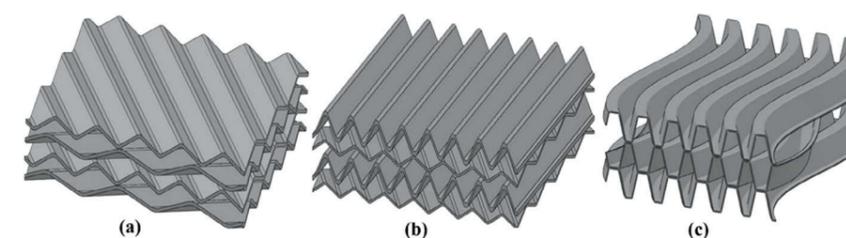


Рис. 1.

Типы конструкций пластинчатых теплообменников:

(a) – поперечно-гофрированной (ПГ); (b) – волнисто-гофрированной (ВГ); (c) – поперечно-волнистой (ПВ)

При работе МГТУ теплообменник будет подвергаться воздействию выхлопных газов, что может привести к окислению и коррозии. В настоящее время многие теплообменники изготавливаются из нержавеющей стали, в частности типа 347, что ограничивает температуру газов на входе таких теплообменников диапазоном 900...950 К из-за ограничений ползучести и коррозии материала [2]. Тем не менее повышение значения начальной температуры газов перед турбиной для улучшения эффективности МГТУ еще приводит к более высокой температуре на выходе из турбины и следовательно требует теплообменника, изготовленного из более термостойких материалов. Таким образом, внедрение высокотемпературных материалов имеет важное значение для повышения рабочих показателей теплообменников, так и МГТУ.

#### Номенклатура

Номенклатура	Индекс
H удельная работа, кДж.кг <sup>-1</sup>	h по окружающей среде
Q удельный расход теплоты, кДж.кг <sup>-1</sup>	1,2 параметры перед/за компрессором
T температура, К	3,4 параметры перед/за турбиной
P давление, МПа	5,6 параметры перед/за рекуператором
C удельная теплоемкость, кДж.кг <sup>-1</sup> .К <sup>-1</sup>	В воздух
κ показатель адиабаты	Г газ

#### Греческие символы

η коэффициент полезного действия (КПД)	T турбина
σ коэффициент потерь	K компрессор
π степень отношения давления	КС камера сгорания
μ степень регенерации	E эффективный, полезный
	ТЕП теплообменник

## 1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И КОМПОНЕНТЫ СХЕМЫ МГТУ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ

В простом цикле МГТУ температура на выходе из турбины почти всегда значительно выше, чем температура воздуха на выходе из компрессора. Поэтому современные МГТУ также включают в себя теплообменник (см. на рис. 2), чтобы повысить термодинамический КПД установки. В этом варианте воздух после компрессора проходит через теплообменник, в котором нагревается теплом отработавших в турбине газов.

В работе авторов проведены варианты расчетов с целью оценки влияния характеристик материалов высокотемпературных теплообменников на эффективности МГТУ. В расчете удельная теплоемкость и удельная теплоемкость газов принимаются переменными и зависимыми от температуры рабочих тел.

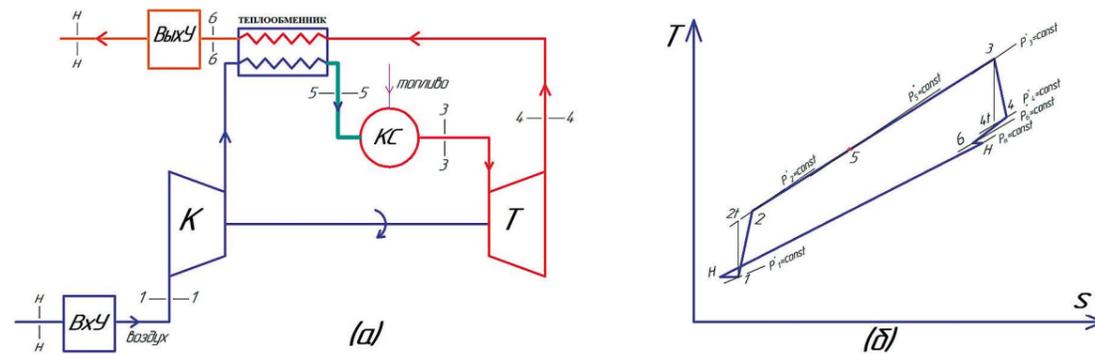


Рис. 2.

а) Тепловая схема и б) реальный цикл в T-s диаграмме МГТУ с регенерацией.

К – компрессор; Т – турбина; КС – камера сгорания;

ВхУ – входное устройство; ВыУ – выходное устройство.

H-1, 4-H': изотермические процессы течения рабочего тела во входном и выходном устройствах;

1-2t, 3-4t: изэнтропийные процессы сжатия в компрессоре и расширения в турбине;

1-2, 3-4: действительные процессы сжатия в компрессоре и расширения в турбине;

2-3: процесс подвода тепла в камере сгорания; H-H': изобарный процесс отвода тепла;

2t-5, 2-5 и 4t-6, 4-6 – процессы подвода к воздуху и отдачи газом тепла в рекуператоре

Следующие основные уравнения используются для расчета схемы МГТУ с регенерацией [3, 4].

Температура воздуха за компрессором

$$T_2^* = T_1^* \cdot \left[ 1 + \left( \frac{1}{\eta_K^*} \right) \cdot \left( \pi_K^{*(\kappa_g - 1)/\kappa_g} - 1 \right) \right]. \quad (1)$$

Температура газов за турбиной

$$T_4^* = T_3^* \cdot \left[ 1 - \eta_T^* \cdot \left( 1 - \pi_T^{*(1 - \kappa_z)/\kappa_z} \right) \right]. \quad (2)$$

Температура воздуха перед камерой сгорания при наличии теплообменника

$$T_5^* = T_2^* + \mu \cdot (T_4^* - T_2^*). \quad (3)$$

Полезная работа МГТУ

$$H_E = [1 + g_{ТОП}] \cdot H_{Tt}^* \cdot \eta_T^* \cdot \eta_{ТМ} - H_{TK}^* / (\eta_K^* \cdot \eta_{KM}), \quad (4)$$

$$g_{ТОП} = \frac{1}{L_0 + g_g}, \quad (5)$$

где  $H_{Tt}^*$  и  $H_{TK}^*$  – изэнтропийные работа расширения газов в турбине и работа сжатия воздуха в компрессоре;  $g_{ТОП}$  – относительный расход топлива;  $L_0$  – относительный расход воздуха в стехиометрической смеси;  $g_g$  – относительное количество воздуха, содержащегося в продуктах сгорания за камерой сгорания.

Для схемы МГТУ с регенерацией

$$g_g = \frac{Q_p^u \cdot \eta_{KC} + L_0 \cdot C_{P,B} \cdot (T_5^* - 273) - (L_0 + 1) \cdot C_{P,G} \cdot (T_3^* - 273)}{C_{P,B} \cdot (T_3^* - T_5^*)}. \quad (6)$$

Для стандартного углеводородного топлива:  $L_0 = 15 \frac{\text{кг воздух}}{\text{кг топливо}}$ ;  $Q_p^u = 44300 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

Изэнтропийная работа сжатия в компрессоре

$$H_{TK}^* = C_{P,B} \cdot T_1^* \cdot \left( \pi_K^{*(\kappa_g - 1)/\kappa_g} - 1 \right). \quad (7)$$

Изэнтропийная работа расширения в турбине

$$H_{Tt}^* = C_{P,G} \cdot T_3^* \cdot \left( 1 - \pi_T^{*(1 - \kappa_z)/\kappa_z} \right). \quad (8)$$

Эффективный КПД МГТУ определяется по формуле

$$\eta_E = \frac{H_E}{Q_p^u \cdot g_{ТОП}}. \quad (9)$$

В таблице 2 представлены данные для вариантного расчета схемы МГТУ с регенерацией.

Данные для расчета тепловой схемы МГТУ с регенерацией

Таблица 2.

№	Наименование	Обозначение	Величина	Единица
Начальные условия				
1	– Температура воздуха окружающей среды	$T_H$	288	К
	– Давление воздуха окружающей среды	$P_H$	0,1013	МПа
2	Коэффициент механических потерь в компрессоре	$\eta_{KM}$	0,99	-
3	Коэффициент механических потерь в турбине	$\eta_{TM}$	0,99	-
4	Коэффициент полноты сгорания	$\eta_{КС}$	0,99	-
Коэффициенты потерь полного давления рабочего тела в трактах установки				
5	– во входном устройстве	$\sigma_{ВХ}$	0,98	-
	– в камере сгорания	$\sigma_{КС}$	0,98	-
	– в выходном устройстве	$\sigma_{ВЫХ}$	0,98	-
При наличии регенерации:				
6	– по воздушной стороне в теплообменнике	$\sigma_{В,ТЕП}$	0,98	-
	– по газовой стороне в теплообменнике	$\sigma_{Г,ТЕП}$	0,98	-
7	Степень регенерации теплообменника	$\mu$	0,9	-

## 2. ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК МАТЕРИАЛОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ МГТУ

На основе полученных вариантных расчетов тепловой схемы МГТУ с регенерацией на рисунке 3 представлена зависимость оптимизируемых параметров цикла рекуперативной МГТУ от характеристик материалов высокотемпературных газовых турбин и теплообменников для общего диапазона температуры газов на входе в турбину и степени повышения давления в компрессоре.

Из рис. 3 видно, что при проектировании и разработке высокоэффективных МГТУ выбор оптимальных параметров цикла МГТУ с регенерацией значительно зависит от свойств материалов не только горячих компонентов турбины, но и свойств высокотемпературных теплообменников. Для получения максимальной эффективности МГТУ следует использовать материал Ni-сплав (Inconel 625) вместо чистой нержавеющей стали, что повысит эффективный КПД установки на 2...3 % при высоких температурах рабочего тела.

В перспективной МГТУ было бы целесообразно поднять температуру перед турбиной  $T_3^*$  выше 1550 К, чтобы выдержать температуру рабочего тела на входе в теплообменник не ниже 1200 К и сделать его керамическим [5].

В связи с этим необходимо применять новые жаропрочные материалы вместо нержавеющей стали, которая может подвергаться ускоренной деградации из-за водяного пара, который присутствует в качестве продукта горения. Известно, что Ni-сплавы менее подвержены этой проблеме и обладают отличной стойкостью к воздействию высоких температур (до 1100 К), но они дороги. Эти сплавы по характеристикам ползучести также выигрывают у нержавеющей сталей и поэтому пригодны для их полной замены в составе высокотемпературных МГТУ. Кроме того, при более высокой температуре рабочего тела в теплообменнике (до 1500 К) необходимо использовать керамические материалы (SiC, Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> и т. д.). Они обладают относительно высокой теплопроводностью, коррозионной стойкостью и способностью работать при высоких температурах.

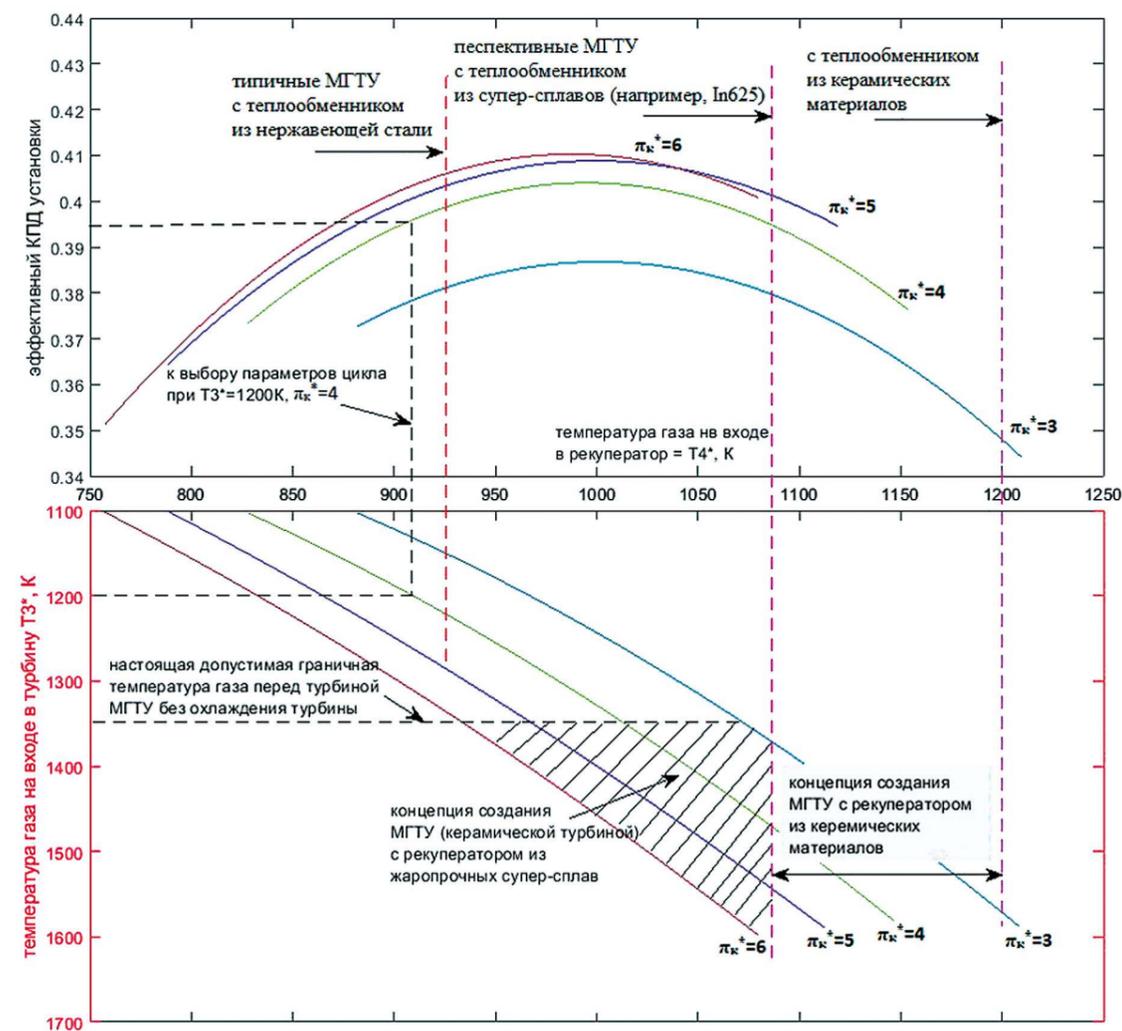


Рис. 3.

Зависимость оптимизируемых параметров цикла рекуперативной МГТУ от характеристик материалов турбин и рекуператоров (теплообменников) для общего диапазона температуры газов перед турбиной  $T_3^*$  и степени повышения давления в компрессоре  $\pi_k^*$  [5]

## 3. ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА БИМЕТАЛЛИЧЕСКОЙ КОНСТРУКЦИИ ДЛЯ ПЛОСКИХ ПЛАСТИН ТЕПЛООБМЕННИКОВ: ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ, ИХ РЕШЕНИЯ

В связи с тем, что исполнение теплообменника в МГТУ из дорогостоящего никелевого сплава (In625) существенно увеличивает стоимость установки, нами предложено исследовать возможность использования более дешевых конструкционных материалов совместно с высокотемпературным никелевым сплавом в разных пропорциях (комбинации Ni-сплава (In625) и нержавеющей стали SUS347).

В работе [5] предложено в качестве первого шага повышения температурного режима теплообменника, а значит и эффективности МГТУ поднять  $T_3^*$  на 100 К и обеспечить допустимое температурное поле комбинированной конструкции сложного регенератора (теплообменные пластины по объему состоят из 16 % Ni-сплав In625 и 84 % нержавеющей стали SUS347). Такой шаг в росте  $\Delta T_3^*=100\text{K}$  позволит повысить КПД МГТУ на 2,3 %, удельную работу повысить еще на 11,31 %, так и экономичности по расходу топлива (удельный расход топлива уменьшается на 2,26 %). В принципе пропорция по объему Ni-сплава в составе биметаллической конструкции высокотемпературного теплообменника может увеличиваться при желании более увеличения температуры газов перед турбиной выше 1300 К.

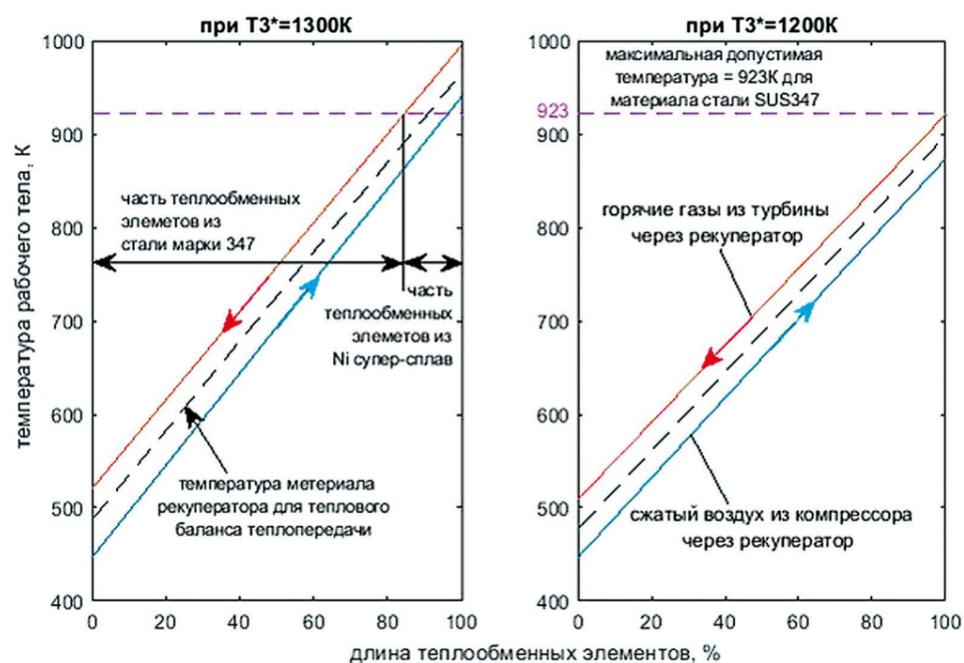


Рис. 4.

Предложение использования биметаллического теплообменника в цикле рекуперативной МГТУ для повышения эффективности установки при увеличении температуры газов перед турбиной  $T_3^*$  до 1300 K [5]

На практике, возможно, процесс изготовления теплообменников включает способы соединений между отдельными металлами, что может быть выполнено с помощью сварки. Надежность процесса соединения очень важна с целью снижения дефектов конструкции на месте соединения разных видов материалов, поскольку высокотемпературные теплообменники подвергаются воздействию высокого давления и высокой температуры. Из-за различного коэффициента теплового расширения двух разных материалов, воздействие температуры на биметаллическую конструкцию вызывает термическое напряжение, так и преобразуется в деформацию в конструкции пластины.

В данной работе проведен сравнительный статический анализ экспериментального определения характеристики биметаллической (16 % In625 и 84 % SUS 347) (на рис. 5) и настоящей обычной конструкции (100 % SUS 347) с помощью мощного компьютерного пакета ANSYS Workbench. Геометрическое моделирование модели типичной плоской пластины элементов теплообменников осуществляется в системе ANSYS DesignModeler. Все данные геометрические параметры для плоской пластины представлены в таблице 3. Свойства материалов модели были определены с использованием модуля инженерных данных (в таблице 4), а моделирование биметаллической конструкции было выполнено с помощью конструктора моделей в соответствии с геометрическими данными пластины.

Для анализа теплового расширения двух типов конструкций типичной плоской пластины теплообмена используются модули Steady-State Thermal и Static Structural в пакете ANSYS Workbench. Таким образом, получено очерченное распределение температуры примерно для 2757 узлов на всей геометрической модели. Эта процедура позволила импортировать узловые температуры, найденные при решении первой системы, стали нагрузками во второй системы анализа. Решение второй системы анализа было направлено на аналитическое определение общей деформации всей конструкции пластины, подверженной термическим напряжениям, соответственно на расчет и оценку эквивалентного напряжения.

Таблица 3.  
Геометрические параметры для расчетной плоской пластины в составе теплообменников

№	Тип узора элемента	Шаг P, [мм]	Высот $H_i$ , [мм]	Толщина s, [мм]	Длина пластины $L_0$ , [мм]
1	ПГ-45	3,48	0,87	0,2	210

Таблица 4.  
Свойства материалов в данной биметаллической конструкции

№	Параметры	Свойства материалов в 22°C	
		SUS 347	In625
1	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	7750	8440
2	Модуль Юнга, МПа	$1,93 \cdot 10^5$	$1,61 \cdot 10^5$
3	Коэффициент Пуассона	0,31	0,277
4	Объемный модуль упругости, МПа	$1,693 \cdot 10^5$	$1,216 \cdot 10^5$
5	Модуль сдвига, МПа	$7,366 \cdot 10^4$	$6,338 \cdot 10^4$
6	Коэффициент температурного расширения, °C	$1,7 \cdot 10^{-5}$	$1,28 \cdot 10^{-5}$

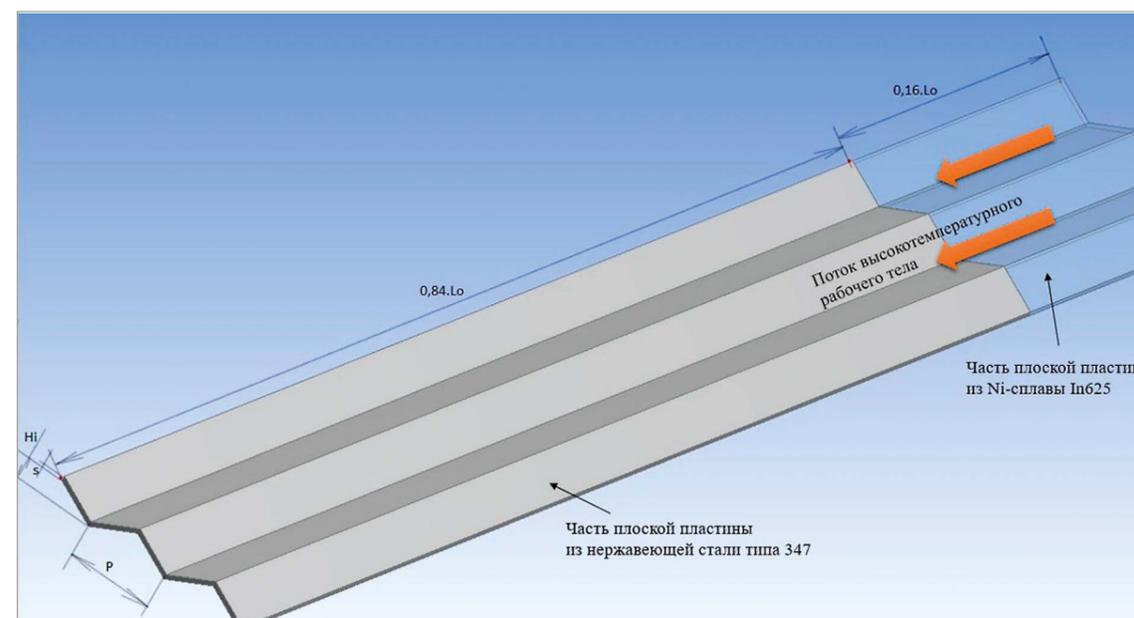


Рис. 5.

Геометрическая биметаллическая модель построена с помощью пакета Ансиса

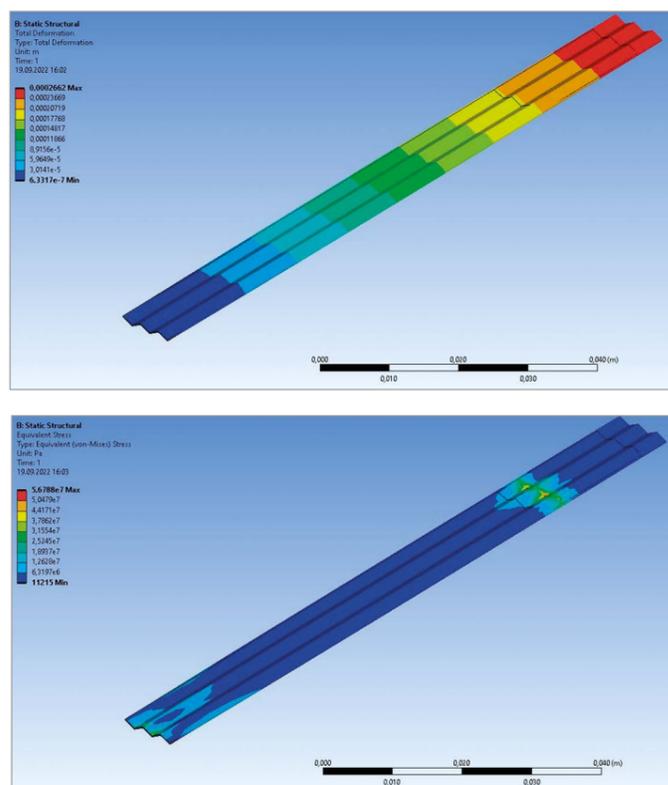


Рис. 6.

Результат анализа теплового расширения расчетной плоской пластины при использовании биметаллической конструкции (в составе 16 % IN625 и 84 % SUS 347) в пакете Ansys Workbench

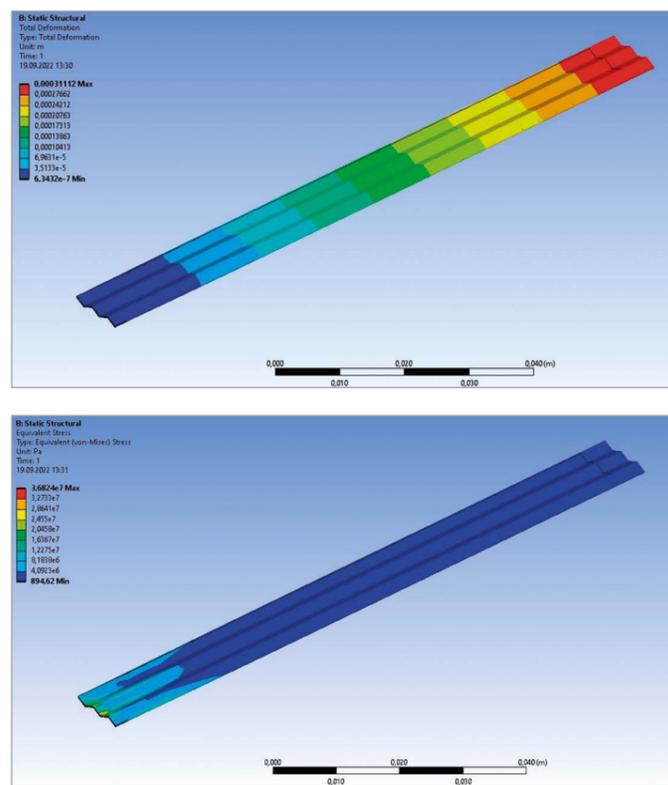


Рис. 7.

Результат анализа теплового расширения плоской пластины при использовании чистой конструкции (в составе 100 % SUS 347) в пакете Ansys Workbench

Результат анализа теплового расширения (рис. 6 и 7) показал, что при изменении температуры пластины с 295 К до 473 К максимальная деформация и максимальное эквивалентное напряжение на расчетную биметаллическую конструкцию типичной плоской пластины (в составе: 16 % In625 и 84 % SUS347), соответственно, 0,2662 мм (на месте конца высокотемпературной части плоской пластины) и 56,78 МПа (на месте соединения двух типов разных материалов в конструкции плоской пластины); а для конструкции из материала 100 % SUS347 эти величины – 0,311 мм (тоже на месте конца высокотемпературной части плоской пластины) и 36,82 МПа (на середине низкотемпературной части плоской пластины).

На рис. 6 видно, что серьезная проблема при использовании биметаллической конструкции является значением максимального напряжения больше, чем на чистой конструкции (из 100 % SUS 347), в частности на месте соединения двух типов разных материалов.

Для решения проблемы при использовании биметаллической конструкции для изготовления плоских пластин элементов высокотемпературных теплообменников предлагаются ключевые рекомендации:

- применить достижение новых современных технологий (TIG-сварки, аддитивной технологии производства) для создания соединения двух разных видов материалов с целью создания более прочной прослойки между слоями разных видов материалов. Для оценки эффективности способов количество дефектов в биметаллической конструкции при сварке во много раз больше, чем при применении аддитивной технологии. Но стоимость для создания биметаллических плоских пластин элементов теплообменников дорога;
- целесообразно выбрать виды материалов (аналогичные типы кристаллической решетки). Это связано с тем, что изменятся структуры решеток под влиянием тепла при сварке или процессе напечатания тела с применением аддитивной технологии.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В исследовании показано, что есть возможность использования биметаллического теплообменника (в данном исследовании выполнено соотношение по массе: 16 % Ni-сплавы (In625) и 84 % нержавеющей стали (SUS347), это позволит увеличить температуру газов на входе в турбину еще на 100 К (с 1200 К до 1300 К) для повышения эффективности рассмотренной МГТУ. Настоящие теплообменники из нержавеющей стали не могут быть применены к такому росту рабочей температуры рабочего тела из-за ограничений ползучести и коррозии материала, а полная замена материалов теплообменников на Ni-сплавы из нержавеющей стали в данном случае дорога и нецелесообразна.

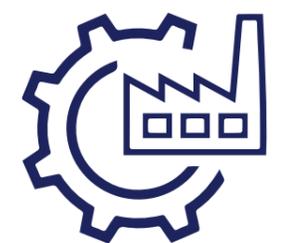
Результат статического анализа теплового расширения показал, что при повышении температуры плоской пластины на  $\Delta T = 178\text{K}$  (с 295 К до 473 К) максимальная деформация и максимальное эквивалентное напряжение на исследуемую биметаллическую конструкцию пластины (в составе: 16 % In625 и 84 % SUS347), соответственно, 0,2662 мм и 56,78 МПа; а для чистой конструкции из только 100 % SUS347 эти величины – 0,311 мм и 36,82 МПа. Из этого следует, что использование биметаллической конструкции не только помогает элементам теплообмена высокотемпературных теплообменников выдержать более высокую температуру на конце высокотемпературной части, но и снизить деформацию конструкции из-за теплового расширения. В большинстве случаев при изготовлении биметаллической конструкции современные методы производства на основе выбора подходящих материалов включают разные формы сплавления двух деталей из разных видов материалов с целью исправления дефектов в местах соединений.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Gang Xiao [и др.]. Recuperators for micro gas turbines: A review. Applied Energy, Volume 197, 2017, PP. 83-99. – ISSN 0306-2619. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.03.095> (дата обращения: 14.02.2022).
2. Pint B. A., More K. L., Tortorelli P. F. (2002) The effect of water vapor on oxidation performance of alloys used in recuperators. ASME Turbo Expo, GT-2002-30543.
3. Рассохин В. А. Расчет тепловой схемы ГТУ: учебное пособие / Л. В. Арсеньев, В. А. Рассохин, С. Ю. Оленников, Г. Л. Раков // ЛГТУ. – СПб, 1992. – 64 с.
4. Барсков В. В. Расчет тепловой схемы газотурбинной установки: учебное пособие / В. В. Барсков, В. А. Рассохин [и др.] // СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. – 38 с.
5. Чу В. Ч. Повышение эффективности малогабаритных газотурбинных установок мощностью до 100 кВт использованием биметаллических рекуператоров / В. Ч. Чу, М. Басати Панах, М. А. Лаптев // Тинчуринские чтения – 2022 «Энергетика и цифровая трансформация»: Сборник статей по материалам конференции. В 3-х томах, Казань, 27–29 апреля 2022 года / под общей редакцией Э. Ю. Абдуллазянова. – Т. 2. – Казань: Казанский государственный энергетический университет, 2022. – С. 342-345. – EDN DCBXXW.



# ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА



[« ВОГЛАВЛЕНИЕ](#)

# КАРБИД КРЕМНИЯ КАК СОСТАВНАЯ ЧАСТЬ ПОЛУПРОВОДЯЩИХ ЭМАЛЕЙ В СВЕТЕ ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЯ, СРАВНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК И СВОЙСТВ

Гусева Полина Игоревна

АО «Силовые машины», завод «Электросила»

Московский пр-т, д. 158, г. Санкт-Петербург, 196105, Россия

Guseva\_PI@power-m.ru

## ВВЕДЕНИЕ

В статорных обмотках высоковольтных электрических машин применяется противокоронное полупроводящее покрытие в лобовой части в месте выхода стержня/катушки из паза, предназначенное для:

- 1) выравнивания распределения напряжения по поверхности изоляции с целью предотвращения интенсивных электрических разрядов (перекрытий) при испытаниях высоким напряжением;
- 2) устранения коронирования (тлеющего разряда) при рабочем напряжении.

То есть покрытие, во-первых, должно гасить поверхностные разряды в кратковременном (1 мин.) режиме при высоковольтном испытательном напряжении, в (4-5) раз превышающем рабочий уровень, и, во-вторых, десятилетиями сохранять необходимые характеристики в эксплуатационных условиях.

С этой целью на заводе «Электросила» в полупроводящих покрытиях, лентах и эмалях используются уникальные свойства карбида кремния: по мере нарастания электрической напряженности сопротивление материала уменьшается (нелинейная вольт-амперная характеристика).

Целью моей работы является анализ различных вариантов порошка карбида кремния, а также зависимости свойств эмалей, изготовленных на основе этих материалов, от его характеристик.

## 1. ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Карбид кремния входит в состав полупроводящих эмалей для лобовых частей статорной обмотки электрических машин.

Благодаря ему удельное поверхностное сопротивление покрытия в области высокой напряженности электрического поля (на краю сердечника) составляет порядка  $10^3-10^5$  Ом, а на другом краю лобового эмалевого покрытия – порядка  $10^7-10^9$  Ом. Таким образом карбид кремния в составе полупроводящей эмали обеспечивает плавное распределение электрического потенциала по поверхности изоляции лобовых частей, предотвращая перекрытия при высоковольтных испытаниях и устраняя коронирование при эксплуатации [7].

В настоящее время на заводе используется два вида эмалей для лобовых покрытий.

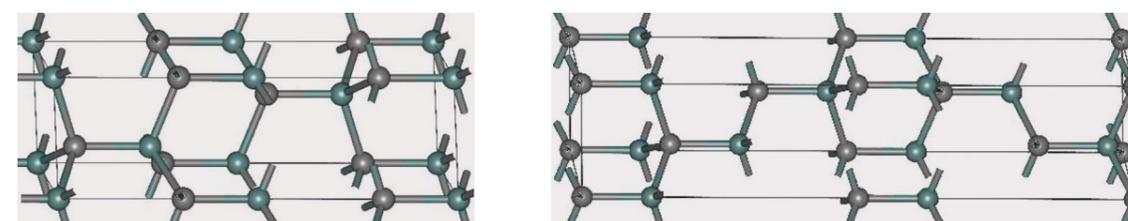
Основными контролируемыми параметрами данных эмалей являются вязкость и значение тока проводимости. Ток проводимости измеряется после выдержки (кондиционирования) при определенной напряженности постоянного электрического поля [1] (таблица 1).

Полупроводящие свойства эмалей определяются карбидом кремния (SiC). Известно примерно 250 кристаллических форм карбида кремния. Полиморфизм SiC характеризуется большим количеством схожих кристаллических структур, называемых поли типами. Они являются вариациями одного и того же химического соединения, которые идентичны в двух измерениях, но отличаются в третьем. Таким образом, их можно рассматривать как слои, сложенные в стопку в определенной последовательности [5].

Основные контролируемые параметры лобовых полупроводящих эмалей

Наименование эмали, краткое описание	Контролируемые параметры	
ПЛК-259-Ч Используется как штатное полупроводящее покрытие лобовых частей статорных стержней	Вязкость при 20 °С 35-55 сек.	Значение тока проводимости (после кондиционирования в течение 1 мин. при E=10 кВ/мм) при E=6,3 кВ/мм I=10 мкА
ПЛК- 275 Используется как ремонтное полупроводящее покрытие лобовых частей статорных стержней на станциях	Вязкость при 20 °С 35-55 сек.	Значение тока проводимости (после кондиционирования в течение 1 мин. при E=8 кВ/мм) при E=6,3 кВ/мм I=40мкА

Из почти двухсот пятидесяти модификаций карбида кремния только две имеют полупроводниковые свойства –  $\alpha$  (4H)-SiC и  $\alpha$  (6H)-SiC. На рис. 1 представлены данные поли типы.



Гексагональная  $\alpha$  (4H)-SiC

Гексагональная  $\alpha$  (6H)-SiC

Рис. 1.

Поли типы SiC, обладающие полупроводящими свойствами

Карбид кремния не встречается в природе, за исключением ничтожно малого количества в некоторых типах метеоритов и в месторождениях корунда и кимберлита.

Строение, состав и прочие характеристики карбида кремния очень сильно зависят от способа его производства.

Основным сырьем для производства карбида кремния в России служат кварцевый песок и нефтяной кокс.

Процесс получения SiC осуществляют в специальных электрических печах. Реакция начинается при температуре около 1500 °С и протекает с поглощением энергии. В условиях неравномерности температур, которая всегда имеет место в печах для получения карбида кремния, химические реакции протекают в несколько стадий, что ведет к непостоянству свойств итогового продукта [6].

Карбид кремния и остальные продукты плавления располагаются концентрическими слоями вокруг керна, представленного на рисунке 2. За кернам располагается слой графита, далее следует сам карбид кремния, а после него слои аморфа и силикоксикона, т. е. непрореагировавшие с достаточной интенсивностью слои.

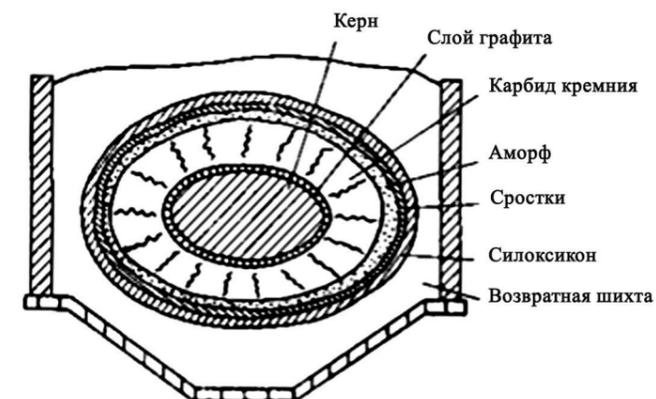


Рис. 2.

Разрез печи после выпечки SiC

Полученный керн на первых этапах обрабатывают вручную, затем измельчают, просеивают и сепарируют механически.

К сырьевым материалам и полученному продукту предъявляются высокие требования по чистоте, так как большое содержание примесей (оксиды  $Al_2O_3$ ,  $Fe_2O_3$ , CaO) снижает качество карбида кремния.

В промышленности выпускается три основных вида карбида кремния – зеленый, черный и особо чистый. Считается, что цвет SiC зависит от содержания в нем примесей азота и алюминия. Если концентрация алюминия невелика (0,01-0,08 %) и меньше концентрации азота – образуется зеленый SiC. Если концентрация алюминия больше 0,08 %, то цвет меняется от голубого до темно-синего, почти черного [8].

На проводимость карбида кремния могут влиять множество факторов, такие как:

- тип кристаллической решетки;
- размер частиц материала;
- наличие, количество и состав примесей.

## 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Для подбора качественного аналога импортных материалов были исследованы семь образцов черного SiC производства Китая, Австрии и России. Проведен их химический анализ с целью обнаружения сходных характеристик, изготовлены эмали по одинаковой рецептуре [3], сделаны замеры вольт-амперных характеристик (ВАХ) этих эмалей [2].

Гипотеза состояла в том, что помимо цвета и дисперсности отбор карбида кремния с необходимой проводимостью можно осуществлять по химическому составу.

Химический состав порошков определялся качественным анализом в ОАО «Волжский абразивный завод», в лаборатории завода «Электросила», на кафедре неорганической химии СПбГТИ(ТУ). Результаты представлены в таблицах 2-4.

Таблица 2.

Химический состав SiC от ОАО «Волжский абразивный завод»

Производитель	SiC, %	Si+SiO <sub>2</sub> , %	Si св., %	Fe, %	C, %
Китай 5 мкм	97	2,31	следы	0,23	0,46
Китай 20 мкм	98,8	0,73	0,28	0,31	0,12
Китай 28 мкм	98,8	0,48	0,2	0,32	0,11
Австрия 20 мкм	99	0,71	0,24	0,2	0,09
ВАЗ 5 мкм	97	2,3	0,8	0,17	0,4
ВАЗ 20 мкм	99,5	0,31	0,25	0,12	0,07
ВАЗ 28 мкм	99,5	0,31	0,25	0,12	0,07

Таблица 3.

Химический состав SiC от лаборатории ТЛЗПиХА завода «Электросила»

Производитель	SiC, %	Железо	Оксид железа	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	MgO	CaO
Китай 5 мкм	95	0,24	0,34	0,15	0,03	0,15
Китай 20 мкм	98,2	0,24	0,34	0,19	0,03	0,14
Китай 28 мкм	98,6	0,24	0,34	0,19	0,03	0,1
Австрия 20 мкм	98,8	0,21	0,3	0,14	0,03	0,13
ВАЗ 5 мкм	94,9	0,31	0,44	0,04	0,05	0,16
ВАЗ 20 мкм	99,2	0,09	0,13	0,09	0,03	0,1
ВАЗ 28 мкм	97,9	0,14	0,2	0,04	0,03	0,14

Элементный состав SiC от кафедры ХТНВиМ СПбГТУ(ТИ)

Таблица 4.

Производитель	Si, %	Fe, %	Al, %	K, %	V, %	Sm, %	Eu, %	Ti, %
Китай 20 мкм	99,299	0,424			0,079	0,054		0,046
Китай 28 мкм	99,38	0,369			0,074			0,045
Австрия 20 мкм	99,417	0,309	0,067		0,042			0,063
ВАЗ 5 мкм	98,989	0,542			0,223			0,067
ВАЗ 20 мкм	99,657	0,114			0,069		0,062	
ВАЗ 28 мкм	99,365	0,189		0,17	0,098	0,054		0,032

Производитель	S, %	Ni, %	Cu, %	Mn, %	Cr, %	Ca, %	Zr, %
Китай 20 мкм		0,028	0,023	0,022	0,018		0,008
Китай 28 мкм	0,04	0,025	0,024	0,018	0,018		0,008
Австрия 20 мкм		0,022	0,024	0,025		0,024	0,007
ВАЗ 5 мкм	0,037	0,057	0,021	0,019	0,023	0,022	
ВАЗ 20 мкм	0,036	0,02	0,025	0,018			
ВАЗ 28 мкм		0,024	0,023	0,018	0,017	0,01	

Таблица 5.

Гранулометрический состав и значения тока при электрических испытаниях эмалей

Производитель	Гранулометрический состав, мкм	Значение тока при 6,3 кВ для эмалей ПЛК-259, мкА	Значение тока при 6,3 кВ для эмалей ПЛК-275, мкА
Китай 5 мкм	D <sub>s3</sub> – 8,04 D <sub>s50</sub> – 1,95 D <sub>s80</sub> – 0,453	44,2	41
Китай 20 мкм	D <sub>s3</sub> – 30,6 D <sub>s50</sub> – 12,9 D <sub>s80</sub> – 6,1	32,7	30,9
Китай 28 мкм	D <sub>s3</sub> – 48,0 D <sub>s50</sub> – 20,7 D <sub>s94</sub> – 10,2	Прогар	149,6
Австрия 20 мкм	D <sub>s3</sub> – 38,4 D <sub>s50</sub> – 18,6 D <sub>s94</sub> – 10,5	Прогар	54,6
ВАЗ 5 мкм	D <sub>s3</sub> – 7,0 D <sub>s50</sub> – 2,83 D <sub>s80</sub> – 1,56	18	1,7
ВАЗ 20 мкм	D <sub>s3</sub> – 29,2 D <sub>s50</sub> – 17,4 D <sub>s94</sub> – 11,5	18,4	37,1
ВАЗ 28 мкм	D <sub>s3</sub> – 40 D <sub>s50</sub> – 24,2 D <sub>s94</sub> – 15,6	23	35,9

В результате исследования наблюдается зависимость электрической проводимости эмалей от химического состава порошка карбида кремния одинаковой дисперсности (рисунок 3-5).

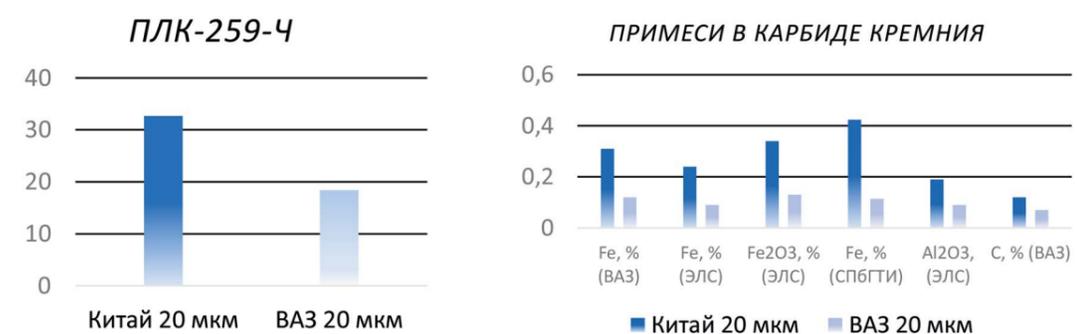


Рис. 3.

Диаграмма, подтверждающая предположение о зависимости электрической проводимости от химического состава

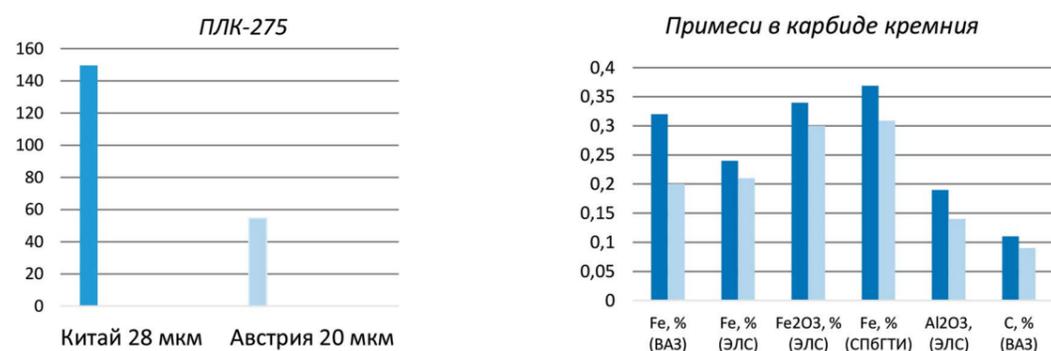


Рис. 4.

Диаграмма, подтверждающая предположение о зависимости электрической проводимости от химического состава

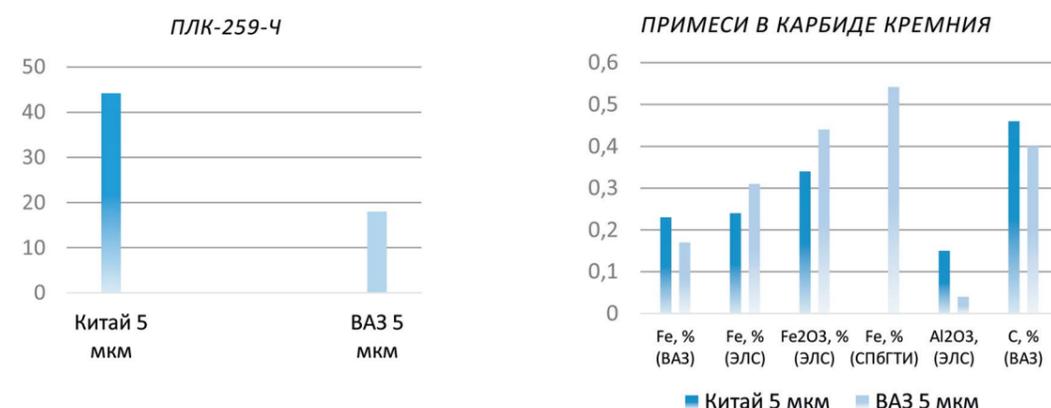


Рис. 5.

Диаграмма, подтверждающая предположение о зависимости электрической проводимости от химического состава

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ показал прямую связь между величиной тока проводимости эмалей и процентным содержанием примесей углерода, железа и соединений с ним, алюминия и соединения с ним в карбиде кремния дисперсностью 20-28 мкм (рис. 3-4).

Однако для эмалей, изготовленных из SiC дисперсностью 5 мкм, выявлена обратная зависимость тока проводимости от наличия примесей железа и его соединений, но сохраняется прямая зависимость между величиной тока проводимости и процентным содержанием примесей углерода, алюминия и соединения с ним в карбиде кремния (рис. 5).

Таким образом, можно исключить влияние железа и его соединений на проводимость в силу его малого процентного содержания.

## ВЫВОДЫ

При выборе порошков карбида кремния у новых поставщиков следует руководствоваться следующими характеристиками:

- для эмалей марки ПЛК-259-ч:
  - ✓ Дисперсность 20 мкм
  - ✓ Процентное содержание SiC > 98 %
  - ✓ Состав примесей:
    - Si > 99,2 %
    - Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> > 0,09 %
    - C > 0,07 %

- ✓ Дисперсность 5 мкм
- ✓ Процентное содержание SiC > 98 %
- ✓ Состав примесей:
  - Si > 99,2 %
  - Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> > 0,04 %
  - C > 0,4 %

- для эмалей марки ПЛК-275
  - ✓ Дисперсность 20 мкм. При условии выбора от одного производителя – руководствоваться принципом: чем больше размер частицы, тем больше проводимость
  - ✓ Процентное содержание SiC > 98 %
  - ✓ Состав примесей:
    - Si > 99,2 %
    - Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ≥ 0,14 %
    - C ≥ 0,09 %
    - V < 0,1 %
    - Ni < 0,03 %

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ваксер Б. Д., Гегенава А. Г. Подавление поверхностных разрядов в конструкции проходного изолятора с помощью резистивного покрытия // Электротехника, 2001. – № 6. – С. 52-56.
2. ТУ ОБС.504.090 Эмали ПЛК-259-Ч и ПЛК-275. – 2021.
3. ТИ ОБС.900.118. Изготовление эмалей ПЛК-259ч и ПЛК-275. – 2009.
4. Гнесин Г. Г. Карбидкремниевые материалы. – М.: Металлургия, 1977. – 216 с.
5. Агалямова Э. Н., Беленков Е. А., Грешняков В. А. Структура полиморфных разновидностей карбида кремния. – Вестник Челябинского государственного университета, 2011. – № 15 (230). – С.15-24.
6. Кукушкин С. А., Осипов А. В. Пути превращений в карбиде кремния. – Физика твердого тела, 2019. – том 61, вып. 8 – С. 1443-1447.
7. Greg C. Stone, Edward A. Boulter, Ian Culbert, Hussein Dhirani Electrical Insulation for rotating machines. Design, Evaluation, Aging, Testing, and Repair, 2004, 1st edition – С. 390.
8. Богданов С. П., Козлов К. Б., Лавров Б. А., Соловейчик Э. Я. Электротермические процессы и реакторы. – 2009. – С. 424.

# ДОРНОВАНИЕ ДЕТАЛИ КАК СПОСОБ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТРЕБУЕМОГО КАЧЕСТВА ГЛУБОКИХ ОТВЕРСТИЙ НЕПОЛНОГО ПРОФИЛЯ

Денисова Екатерина Алексеевна, Солдатов Артур Романович  
АО «Силовые машины», ЛМЗ, Техническое управление

ул. Ватутина, д. 3, лит. а, г. Санкт-Петербург, 195009  
Denisova\_EA@power-m.ru, Soldatov\_AR@power-m.ru

## ВВЕДЕНИЕ

Практика эксплуатации различной техники показывает, что разрушения деталей, как правило, начинаются с поверхностного слоя. Поверхностные слои подвержены наибольшим нагрузкам, постоянно находятся в контакте с агрессивной средой (газами, жидкостями), идет износ поверхностного слоя, возникают риски, царапины, происходит коррозия. Поэтому при изготовлении деталей необходимо применять технологические методы, формирующие поверхностные слои, обеспечивающие наибольшую долговечность деталей. К таким методам относится поверхностное пластическое деформирование (ППД).

В данной работе, в качестве объекта исследования был взят технологический процесс, который первоначально включал следующие этапы: в корпус обоймы заливается баббит, в нем сверлится отверстие, затем оно растачивается и протягивается. Однако из-за большой длины сквозного отверстия после протягивания оставались царапины, что ухудшало товарный вид изделия. Эта проблема была решена путем введения после протягивания дорнования, являющимся одним из способов чистовой обработки ППД.

Процесс дорнования, представленный на рис. 1, заключается в том, что инструмент (дорн) проталкивается или протягивается через обрабатываемое отверстие, имеющее меньшие размеры по сравнению с калибрующим дорном. Этот вид обработки применяется для уменьшения шероховатости, повышения точности, упрочнения поверхностного слоя.

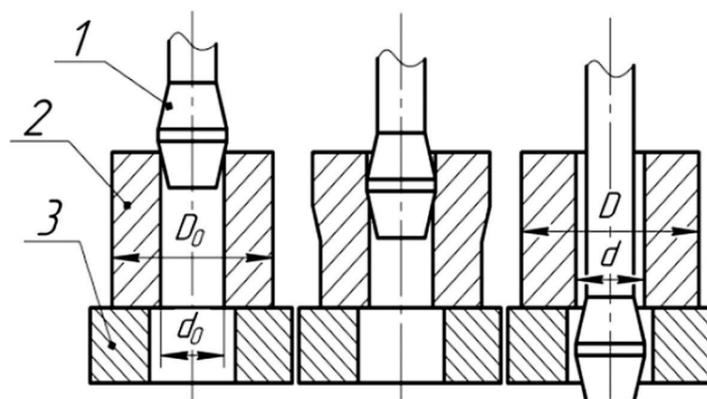


Рис. 1.

Принципиальная схема процесса дорнования

(1 – дорн; 2 – образец; 3 – опора;  $d_0$  – внутренний диаметр заготовки;  $D_0$  – внешний диаметр заготовки;  $d$  – заготовка внутреннего диаметра после дорнования;  $D$  – диаметр заготовки после дорнования)

Актуальность данного исследования состоит в снижении себестоимости изготовления точных глубоких отверстий в деталях типа обоймы масляного винтового насоса путем исключения из технологического процесса применения протяжки.

Практическая значимость заключается в разработанном способе обработки точных отверстий, который может быть применен при обработке деталей типа обоймы масляного насоса.

## 1. ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ДОРНОВАНИЯ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ (МКЭ)

Задачи анализа деформационного процесса формообразования составных оболочек вращения локально-кольцевым упругопластическим деформированием с применением МКЭ применительно к дорнованию целесообразно рассматривать поэтапно в следующей последовательности [3]:

1. идентификация задачи и выбор пути решения;
2. создание трехмерной модели соединения;
3. разбиение модели на конечные элементы;
4. описание граничных условий, определяющих условия закрепления модели на границах и (или) граничные нагрузки;
5. численное решение системы уравнений;
6. анализ результатов.

На каждом из перечисленных этапов необходимо определить возможности применения МКЭ для решения задачи моделирования деформационного процесса формообразования составных цилиндров.

## 2. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЗАДАЧИ

Главная проблема контактной задачи применительно к процессу дорнования заключается в том, что истинная контактная зона до решения задачи неизвестна, так как ее параметры зависят от нагрузок, свойств материала, граничных условий и других факторов. Контактные поверхности могут входить в контакт друг с другом и выходить из него внезапно и непредсказуемо. Задача многосвязного контакта обуславливает учет взаимного влияния контактных поверхностей деталей.

Получение общего решения, определяющего напряженно-деформированное состояние деталей в процессе локально-кольцевого деформирования, справедливого для упругих и упруго-пластических зон деформаций, с учетом контактных взаимодействий приводит к физическим нелинейным соотношениям. Нелинейная связь напряжений с деформациями является обычной причиной нелинейного поведения конструкции. Для расчета нелинейных задач используется метод Ньютона – Рафсона [4], основанный на разделении нагрузки на серию элементарных приращений. Для улучшения сходимости задачи могут применяться различные методы, такие как поиск на линии, автоматическое назначение шага нагрузки и деление его пополам. Если сходимость не может быть достигнута, проводится расчет с уменьшенным приращением нагрузки.

## 3. РАЗРАБОТКА ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Геометрическая модель, в зависимости от типа задачи, разбивается на осесимметричные или объемные конечные элементы (рис. 2). для повышения точности расчета используются элементы второго порядка. В предполагаемых зонах концентраций напряжений и их градиентов (контактные зоны и торцевые участки деталей) производится сгущение конечно-элементной сетки. Особенностью расчета МКЭ является необходимость использования для промежуточных деталей с целью корректной передачи нагрузок от охватываемой детали к охватываемой и обратно минимум тройного слоя конечных элементов. Контактное взаимодействие может определяться с помощью контактных пар, состоящих из контактных конечных элементов соответствующего основным элементам порядка.

Наличие натягов в составных оболочках вращения обуславливает возникновение узловых сил. В собранном состоянии соединение находится в равновесии (сумма всех действующих внутри соединения сил равна нулю). Это касается и зон контакта.

В рамках решаемой задачи граничные условия – это только условия симметрии, т. е. подразумевается статическая задача теории прочности без приложения внешних нагрузок.

Представив составную оболочку вращения в виде охватываемой (внешний элемент составной оболочки вращения – обойма), промежуточной (внутренний элемент составной оболочки вращения – втулка) и охватывающей (инструмент – инструмент) деталей, получим систему (1) трех линейных уравнений:

$$\begin{cases} \{P_1\} = [K_1] \cdot \{X_1\}; \\ \{P_2\} = [K_2] \cdot \{X_2\}; \\ \{P_3\} = [K_3] \cdot \{X_3\}; \end{cases} \quad (1)$$

где  $[K]$  – матрица коэффициентов жесткости детали;  
 $\{X\}$  – перемещения узлов сетки конечных элементов;  
 $\{P\}$  – поверхностные и объемные силы, действующие в узлах сетки;  
индекс 1 соответствует охватываемой детали, 2 – промежуточной, 3 – охватывающей.

Получить общее решение системы сложно, поэтому реализуется следующий алгоритм определения контактных давлений в составных оболочках вращения, в котором контактные зоны рассматриваются по отдельности, но во взаимной связи. Выделим контактную зону 1 (инструмент – втулка), показанную на рис. 2, и контактную зону 2 (втулка – обойма).

Начальные матрицы жесткости деталей  $[K_1]$ ,  $[K_2]$  и  $[K_3]$  формируются в соответствии с теорией МКЭ [3].

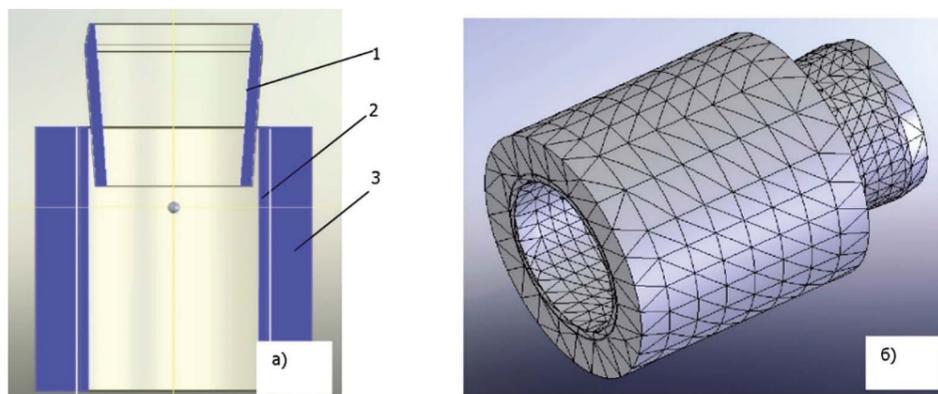


Рис. 2.

Конечно-элементная модель формирования составных оболочек вращения с объемными тетраэдральными элементами: а – схема размещения элементов в составных оболочках вращения (1 – инструмент, 2 – втулка, 3 – обойма); б – конечно-элементная сетка в модели

#### 4. ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛИ

Для построения модели процесса дорнования отверстий деталей многослойного соединения использовалось программное обеспечение Ansys 2021. Исследуемая модель выбрана в виде трех тел – втулки, обоймы и движущегося со скоростью  $V$  дорна. В качестве исходных параметров были приняты:  $d_o, D_o, L$  – внутренний и наружный диаметры и длина втулки;  $d_i, D_i, L$  – внутренний и наружный диаметры и длина обоймы;  $d_o, D_o, \alpha$  – диаметр, длина и угол рабочего (заборного) конуса дорна;  $\lambda = i/d_o$  – относительный натяг дорнования ( $i = d_o - d_0$ ).

При разбиении твердых тел на КЭ использовались следующие типы элементов: для цилиндра – solid 164, для дорна shell 163. Элемент solid 164 имеет вид параллелепипеда и описывается восемью точками (узлами), степенями свободы которых выбраны перемещение, скорость и ускорение узлов по осям X, Y, Z. Элемент Shell 163 – четырехузловой, имеющий названные степени свободы по осям X, Y, Z вращения вокруг узлов в плоскостях XY, XZ, YZ. Оптимальная длина граней элементов (1 мм) установлена по критерию минимизации необходимых системных ресурсов ЭВМ, удовлетворяющих условиям получения приемлемого результата.

Исследования процесса дорнования проводились для цилиндра из материала баббит со следующими линейными свойствами: плотность – 7380 кг/м<sup>3</sup>; модуль продольной упругости –  $2 \cdot 10^4$  МПа; предел прочности при растяжении – 112 МПа; коэффициент Пуассона равен 0,3; предел текучести – 78 МПа. Упрочнение материала в процессе пластической деформации учитывалось путем ввода пяти наиболее характерных точек зависимости  $\sigma_i = f(\epsilon_i)$ , соответствующей кривой упрочнения стали 45 [1]. Модуль упругости E твердосплавного дорна составляет 0,45-0,55 ГПа, что примерно в 4 раза выше, чем у материала детали. Поэтому считаем дорн абсолютно твердым телом, не испытывающим внутренних напряжений и деформаций. Параметры перемещения дорна и граничные условия для детали определены запретом переме-

щения одного из торцов заготовки вдоль оси Z, а для дорна – запретом перемещения по всем осям, кроме Z. Задача является осесимметричной, поэтому достаточно исследовать лишь четверть модели в продольном направлении, что позволяет сократить время решения дифференциальных уравнений и системные ресурсы вычислительной техники. Но в этом случае необходимо наложить условия симметричности на поверхности, полученные в результате разреза.

При определении «контактных пар» необходимо задавать коэффициенты трения поверхностей дорна и отверстия втулки, наружной поверхности втулки и внутренней поверхности обоймы.

#### 5. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

В результате расчета получены значения деформаций, напряжений, контактных давлений в любой точке построенной модели в любой момент времени в процессе и после дорнования (рис. 3). Это дает возможность в динамике наблюдать за процессами, протекающими в материале детали.

Проведен численный эксперимент по исследованию рабочих, остаточных контактных давлений, геометрии очага деформации при сборке многослойного соединения. Вывод из расчетов, что припуск в 0,3 мм на сторону является слишком большим, так как, судя по результатам, при таком натяге максимальное напряжение составляет 112 МПа, что превышает предельно допустимые значения для обрабатываемого материала.

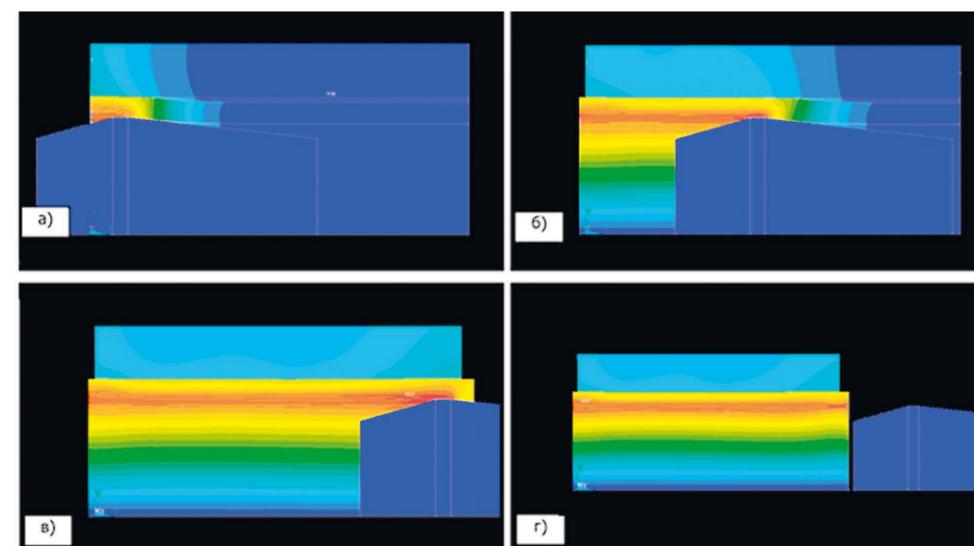


Рис. 3.

Моделирование процесса дорнования многослойного соединения на различных этапах: а – при заходе дорна; б – дорн в средней части соединения; в – конечный этап дорнования; г – при выходе дорна – снятие нагрузки

#### 6. ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА НА МАКЕТАХ ДЕТАЛИ ТИПА ОБОЙМА НАСОСА

Был проведен эксперимент, соответствующий поставленным условиям в задаче, решенной в ANSYS. Диаметр заготовки 59,44; диаметр дорна 60,06 мм (рис. 4).

По результатам эксперимента получилось, что у торца, соответствующего началу обработки, получен требуемый размер и требуемая шероховатость, то есть достигнуто требуемое качество. Приблизительно на расстоянии 30 мм от этого торца видны явления, связанные с накоплением пластической деформации (рис. 5). И у выходного торца они привели к разрушению, что соответствует расчетным значениям и говорит об адекватности модели.

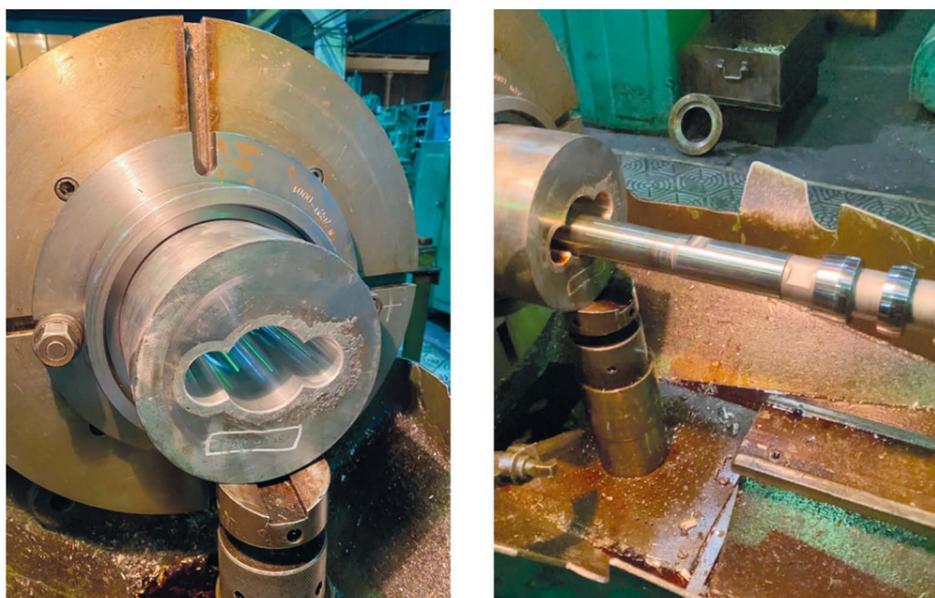


Рис. 4.  
Процесс дорнования



Рис. 5.  
Результат процесса дорнования

## 7. РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ

На предприятии «Силловые машины» было выпущено 12 обойм в 2022 году. Для измененного технологического процесса следует, что итоговая экономия составляет 156,500 рублей при изготовлении одной обоймы масляного насоса.

Таблица 1.

Экономическая составляющая		
	Вид затрат	Стоимость
Протяжка ф60+0,06/+0,02 для центрального отверстия	Возвратные отходы	-951,31
	Зарплата произв. рабочих	57040,25
	ОПР	155411,40

Продолжение таблицы 1.

	Вид затрат	Стоимость
Протяжка ф60+0,06/+0,02 для центрального отверстия	Отчисления от зарпл.	20558,68
	Покупные сырье и мат.	10653,00
	ТЗР	280,17
	Итоговая стоимость:	242992,19
Протяжка сборная на ф36+0,06/+0,02	Возвратные отходы	-818,70
	Зарплата произв. рабочих	113677,94
	ОПР	309677,94
	Отчисления от зарпл.	40972,26
	Покупные сырье и мат.	9168,06
	ТЗР	241,1
	Итоговая стоимость:	472966,61

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученная модель открывает широкие возможности для проведения дальнейших исследований по следующим направлениям:

- моделирование многозубого дорнования с оптимизацией распределения натягов на зубьях и их осевого расположения;
- моделирование процессов сборки многослойных соединений с применением свернутых втулок со специальными свойствами;
- моделирование процессов сборки многослойных соединений с применением проволочных наполнителей со специальными свойствами;
- моделирование процессов сборки неосесимметричных многослойных соединений;
- моделирование процессов сборки многослойных соединений для обоймы с произвольным наружным контуром.

Потенциальное внедрение нового технологического процесса приведет к значительной экономии производства обойм масляных насосов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Безухов Н. И. Приложение методов теории упругости и пластичности к решению инженерных задач / Н. И. Безухов, О. В. Лужин. – М.: Высшая школа, 1974. – 200 с.
2. Ильюшин А. А. Упругопластические деформации полых цилиндров / А. А. Ильюшин, П. М. Огибалов. – М.: Изд-во Моск. ун-та, 1960. – 224 с.
3. Зенкевич О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 318 с.
4. Митчелл Э. Метод конечных элементов для уравнений с частными производными / Э. Митчелл, Р. Уэйт. – М.: Мир, 1981. – 224 с.
5. Зайдес С. А. Технологическая механика осесимметричного деформирования / С. А. Зайдес, А. Н. Исаев. – Иркутск: изд-во ИргТУ, 2007. – 432 с.

# РАЗРАБОТКА АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ТЕХНОЛОГИИ ФОРМИРОВАНИЯ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ НА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЯХ ЛОПАТОК ТУРБИН ГЕНЕРАТОРОВ МЕТОДОМ ПЛАЗМЕННОГО НАПЫЛЕНИЯ

Крисковец Дмитрий Сергеевич

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (аспирант)  
АО «Ренессанс-Реставрация» (инженер-проектировщик)

ул. Орловская, д. 1, к. 2, лит. а, г. Санкт-Петербург, 191124, Россия  
dkrskovets@gmail.com

## ВВЕДЕНИЕ

Повышение ресурса и надежности электрических машин связано с износом и изменением физико-химических свойств поверхности рабочих деталей – лопаток турбин. Основными причинами снижения данных показателей являются высокотемпературная газовая коррозия лопаток турбины или газоабразивный износ с последующим возникновением процесса коррозии поверхности лопаток.

Перечисленные выше особенности в лучшем случае приводят к необходимости досрочной замены рабочих элементов электрических машин или проведения планового ремонта, а в худшем – к возникновению аварийных ситуаций и нерегламентированных простоев, влекущих за собой большие экономические потери. Исходя из этого – решение задач, связанных с защитой поверхности деталей проточной части газовых турбин, имеет большое значение.

Повышение рабочих показателей эксплуатации электрических машин возможно при увеличении температуры рабочего газа перед турбиной (что влечет за собой рост температурного значения в структуре лопаток турбин до 1050–1100 °С и более). В конце 70-х годов возникла необходимость перехода от традиционных диффузионных алюминидных покрытий (температура эксплуатации – от 950 до 1000 °С) к многокомпонентным конденсированным (МК) покрытиям системы Me–Cr–Al–Y (где Me: Ni; Ni–Co), обладающим более высокой термостабильностью в контакте с жаропрочными сплавами.

Анализ существующих методов получения многокомпонентных покрытий показывает, что наиболее приемлемыми из них являются методы, базирующиеся на процессах физического испарения материалов в вакууме, а также методы плазменного и магнетронного напыления [1].

## 1. ОПИСАНИЕ РАЗРАБАТЫВАЕМОЙ ТЕХНОЛОГИИ

Для защиты лопаток турбин современных электрических машин от сульфидно-оксидной и высокотемпературной газовой коррозии при температурах от 600 до 1200 °С применяются оригинальные технологические процессы нанесения алюминидных покрытий, а также гамма-сплавов на основе никеля и алюминия [2].

Таблица 1.

Материалы для модернизации поверхностей лопаток турбин

Тип покрытия	Назначение	Система и марка покрытия
Легированные алюминидные диффузионные	Защита от газовой коррозии при 950-1050 °С	Ni-Al-Si-Y, ВСДП-11; 13; 15(ВП)
	Защита от сульфидно-оксидной коррозии при 800-950 (1000) °С	Ni-Co-Cr-Al-Si-Y
	Защита от газовой коррозии при 1050-1100 °С	Ni-Cr-Al-Y, СДП-2; Ni-Cr-Al-B, ВСДП-5

Продолжение таблицы 1.

Тип покрытия	Назначение	Система и марка покрытия
Конденсированные	Защита от сульфидно-оксидной коррозии при 800-950 (1000) °С	Ni-Co-Cr-Al-Y, СДП-1; Co-Cr-Al-Ni-Y, СДП-6
	Подслои для теплозащитных покрытий	Me-Cr-Al-Y
	Защита от эрозии стальных и титановых лопаток компрессора	Me-C; Me-N
Конденсационно-диффузионные	Защита от газовой коррозии при 1100-1200 °С	(MeC)+Ni-Cr-Al-Y+Ni-Al-Cr-Y, СДП-2+ВСДП-16; Ni-Cr-Al-Ta-W-C-Y+Ni-Al-Cr-Y, ВСДП-(9)8+ВСДП-18
	Защита от сульфидно-оксидной коррозии при 800-950 (1100) °С	Ni-Co-Cr-Al-Y+ni-Al-Si-B, СДП-1+сплав № 13
	Защита от солевой коррозии при 600-700 °С	Ni-Co-Cr-Al-Y+Ni-Al-Co-Si-Y, СДП-1+сплав № 23

В процессе плазменного напыления, как правило, используются плазмотроны – генераторы низкотемпературной плазмы. В этом устройстве поток плазмообразующего газа истекает сквозь зону дугового разряда, увеличивается в температуре и в некоторой степени ионизируется. В случае использования плазмотронов существует несколько возможных путей подвода энергии: расщепление тока дуги, прямая или обратная полярности. Часто применяется подача на электроды электрического тока прямой полярности. В таком варианте подача газа осуществляется со стороны отрицательного входного электрода (термохимического или вольфрамового катода), а анод (положительный электрод) является выходным и выполняется в виде сопла (рис.1) [3].

Плазменное напыление: 1 – диффузорная часть сопла плазмотрона; 2 – плазменный факел; 3 – поток распыляемого порошка;  $d_d$  – диаметр потока частиц;  $d_n$  – диаметр напыленного пятна;  $L_\phi$  – длина плазменного факела;  $L$  – расстояние от плазмотрона до подложки (детали).

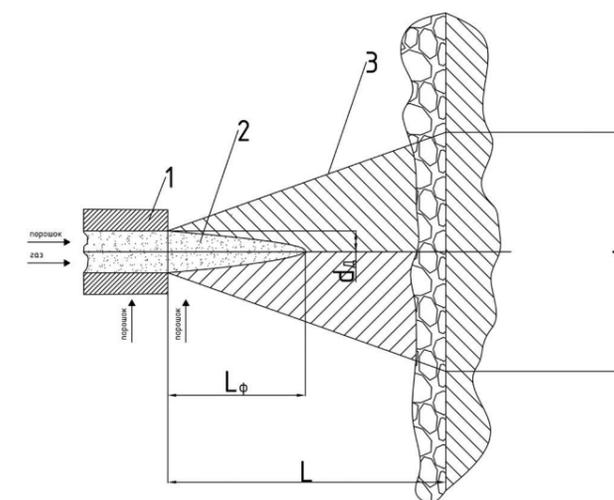


Рис. 1.  
Схема плазменного напыления

При разработке технологии массового производства лопаток генераторов, модернизированных вышеописанным способом, базисной идеей являлось преобразование схемы напыления (рис. 2) путем внедрения в нее средств автоматизации технологических процессов – приводов и современных устройств контроля.

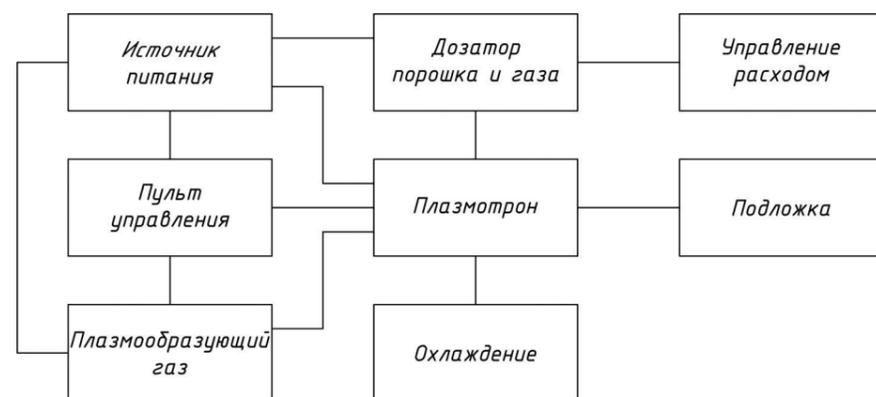


Рис. 2.

Структурная схема процесса плазменного напыления

С целью демонстрации целесообразности применения защитных покрытий было проведено математическое моделирование процесса нагрева типовой лопатки турбогенератора под воздействием однонаправленного теплового потока (турбулентного) газовой среды повышенной влажности в программной среде «COMSOL Multiphysics».

Для моделирования были использованы [4, 5]:

- материалы «H2O (water) [gas]», «Aluminum [solid,bulk]», «plasma sprayed Ni – 17.2 Cr – 11.6 Al – 0.98 Y [solid]» из библиотеки материалов «COMSOL Multiphysics»;
- расчетные модули «Turbulent Flow, k-ε», «Heat Transfer in Solids and Fluids» и объединяющий мультифизический модуль «Nonisothermal Flow».

Левая часть расчетной области – источник тепла (450 °C) (вход теплового потока). Правая – выход теплового потока (20 °C).

При неизменных параметрах мощности теплового потока, скорости теплового потока и времени воздействия теплового потока был рассчитан нагрев модели лопатки турбогенератора:

- А. Полностью выполненной из алюминия
- В. С поверхностью (2 мм), модернизированной путем нанесения термозащитного покрытия «Ni – Cr – Y»

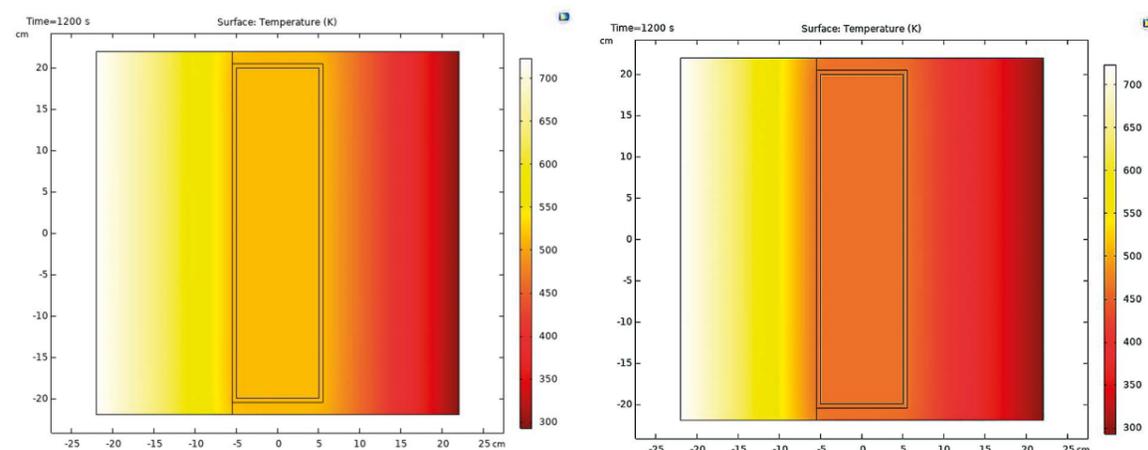


Рис. 3.

Нагрев детали при различном материальном составе поверхностного слоя

В результате разница температур в центре лопаток составила 65 °C (9 % от максимального теплового воздействия), что позволяет сделать вывод о целесообразности применения данной технологии.

Полный цикл получения требуемых изделий можно подразделить на следующие этапы:

- Подготовка материалов.
- Подготовка модернизируемых заготовок лопаток турбогенераторов.
- Подготовка оборудования для нанесения покрытий.
- Подготовка технического процесса нанесения покрытий.
- Проведение технического процесса нанесения покрытий.
- Обработка полученных изделий.
- Завершение процесса.

### 1.1. Подготовка материалов

Наиболее оптимальным вариантом осуществления подготовки требуемых для проведения разрабатываемого производственного цикла является закупка порошковых материалов различного типа у сторонних поставщиков с дальнейшим их преобразованием в используемую для напыления смесь на территории предприятия путем механического измельчения.

Установка состоит из следующих составных частей:

- Система промышленных сит.
- Привод для перемещения системы сит по двум осям.
- Преобразователь частоты для управления приводом.
- Датчик положения системы сит.
- Редуктор для преобразования вращающего момента в требуемое движение.
- Дозаторы для подачи порошка в систему сит.
- Датчики массового расхода порошковых материалов для дозаторов.
- Поддон для скопления полученной смеси.
- Контроллер для автоматизации управления производственными процессами.
- Панель оператора для ручного управления производственными процессами и осуществления контроля.

### 1.2. Подготовка модернизируемых заготовок лопаток турбогенераторов

Поверхность ранее изготовленных лопаток подвергается механической обработке требуемой интенсивности и очистке от загрязнений.

После этого сотрудник предприятия, отвечающий за проведение процесса напыления, помещает заготовку в фиксатор заготовки, располагающийся в установке для нанесения покрытий, схематично представленной на рисунке 3.

Качество обработки поверхности детали до начала процесса напыления является гарантом высокой адгезионной прочности полученного покрытия, обычно напыляемая поверхность загрязнена физическими, механическими или органическими загрязнениями и на ней присутствуют оксидные пленки.

Для полной подготовки поверхности требуется провести:

- Удаление жировых загрязнений с помощью щелочи.
- Предварительную механическую обработку напыляемой поверхности путем проточки, регламентированной согласно виду загрязнений.
- Очистку поверхности сводными абразивами.
- Изоляцию поверхностей, не подлежащих напылению.

### 1.3. Подготовка оборудования для нанесения покрытий

Перед запуском процесса напыления сотрудник, ответственный за данный процесс, проверяет состояние всех частей установки.

Представленная установка состоит из следующих составных частей (приложение 2):

- Плазмотрон.
- Согласующий источник питания для плазмотрона.
- Компрессор с датчиками массового расхода газа с выводами на регулирующие органы, контролирующую поставку воздуха и кислорода на входы соответствующих патрубков плазмотрона.
- Дозатор с датчиком массового расхода порошкового материала с выводом на вход соответствующего патрубка плазмотрона.
- Привод с редуктором и системой передач для контроля положения плазмотрона.
- Преобразователь частоты для управления приводом.
- Контроллер для автоматизации управления производственными процессами.
- Панель оператора для ручного управления производственными процессами и осуществления контроля.
- Фиксатор заготовки со сменными подложками.

Необходимо удостовериться в наличии порошкового материала внутри дозаторов, правильности установки заготовки в фиксаторе, наличии подложки на поверхности фиксатора, в работоспособности привода и редуктора, чистоте всех поверхностей и отсутствии других факторов, способных негативно повлиять на осуществляемые технологические операции.

#### 1.4. Проведение технического процесса нанесения покрытий

После завершения установки заготовки в фиксатор и загрузки дозатора порошковым материалом оператор через панель оператора подает на контроллер команду о запуске процесса.

Контроллер осуществляет автоматизированные по заранее написанным программам циклы. На плазматрон начинают поступать воздух, горючий газ и распыляемый материал, а согласующий источник питания инициирует разжигание электрической дуги с контролируемым массовым расходом.

На управляющий преобразователь частоты с контроллера поступают команды для управления приводом, осуществляющим через редуктор наклон плазматрона и его перемещение по круговой траектории для равномерного распределения распыляемого материала по поверхности заготовки модернизируемого контакта.

Материал наносится на поверхность заготовки установленное количество времени, после чего процесс прекращается, полученная в результате деталь остывает до температуры окружающей среды.

#### 1.5. Обработка полученных изделий

Часто поверхности после напыления не отвечают требуемым параметрам – точность размеров, шероховатость, плотность структуры не отвечают заявленным требованиям. Возникает необходимость в дополнительной обработке. Перед обработкой и после нее необходимо удостовериться в достижении требуемого на данном этапе качества покрытия.

- В случаях, когда заготовка больше детали, равна детали, проводят обработку резанием, точением, шлифованием.
- С целью уменьшения пористости покрытия применяют термообработку с пропиткой слоя, проплавление или оплавление различными методами.
- Для улучшения жаростойкости осуществляют диффузионное насыщение плазменных покрытий алюминием и хромом.

#### 1.6. Завершение процесса

Полученная деталь изымается с конца рассмотренного цикла и передается в начало следующей операции общего производственного процесса, в который она встраивается исходя из соображений, базирующихся на принципах построения технологических карт, отвечающих принципам производственного менеджмента (приложение 1).

Схемы автоматизации производственного процесса представлены на рисунках 5 и 6.

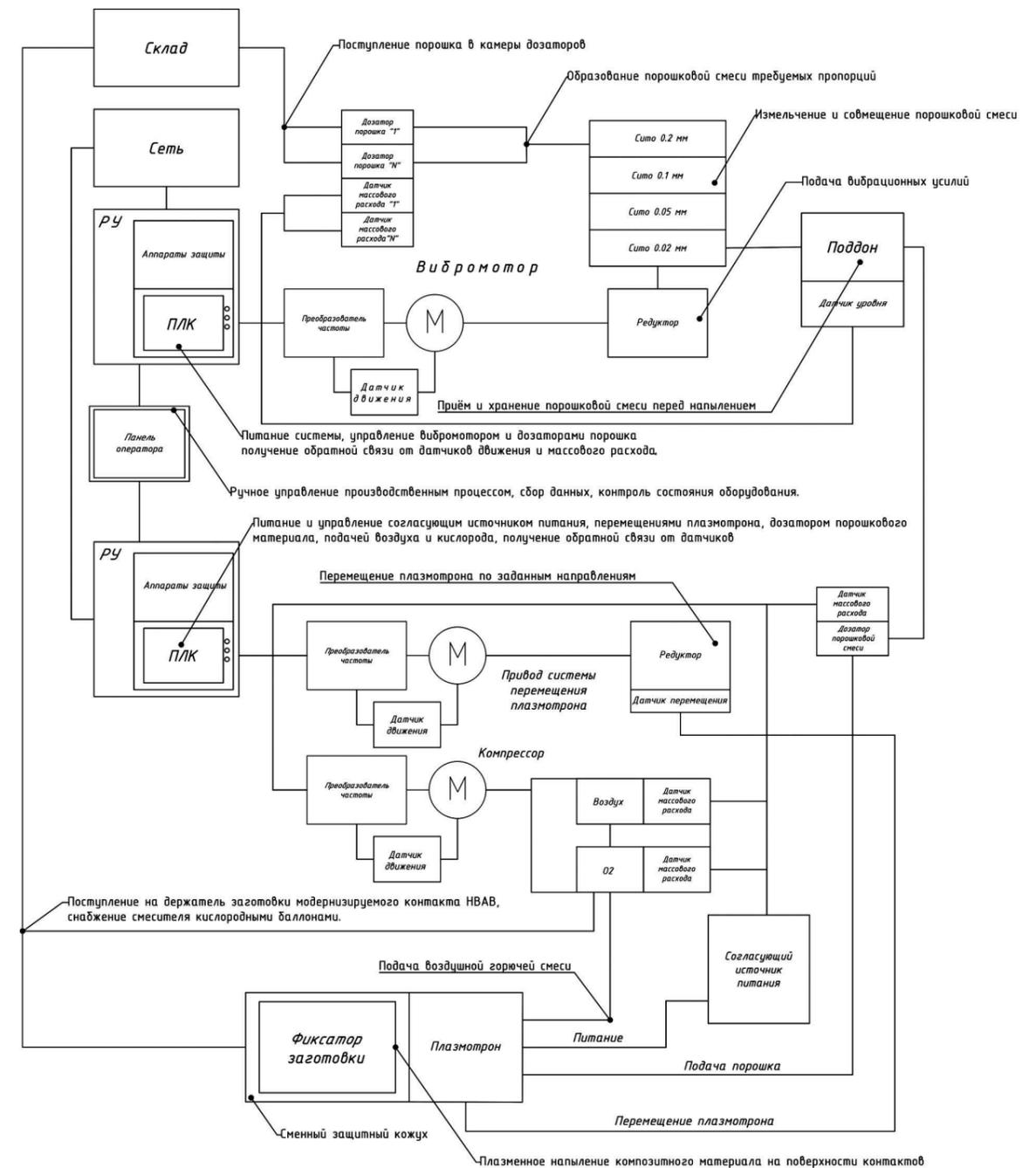


Рис. 4.  
Общая структура технологического процесса

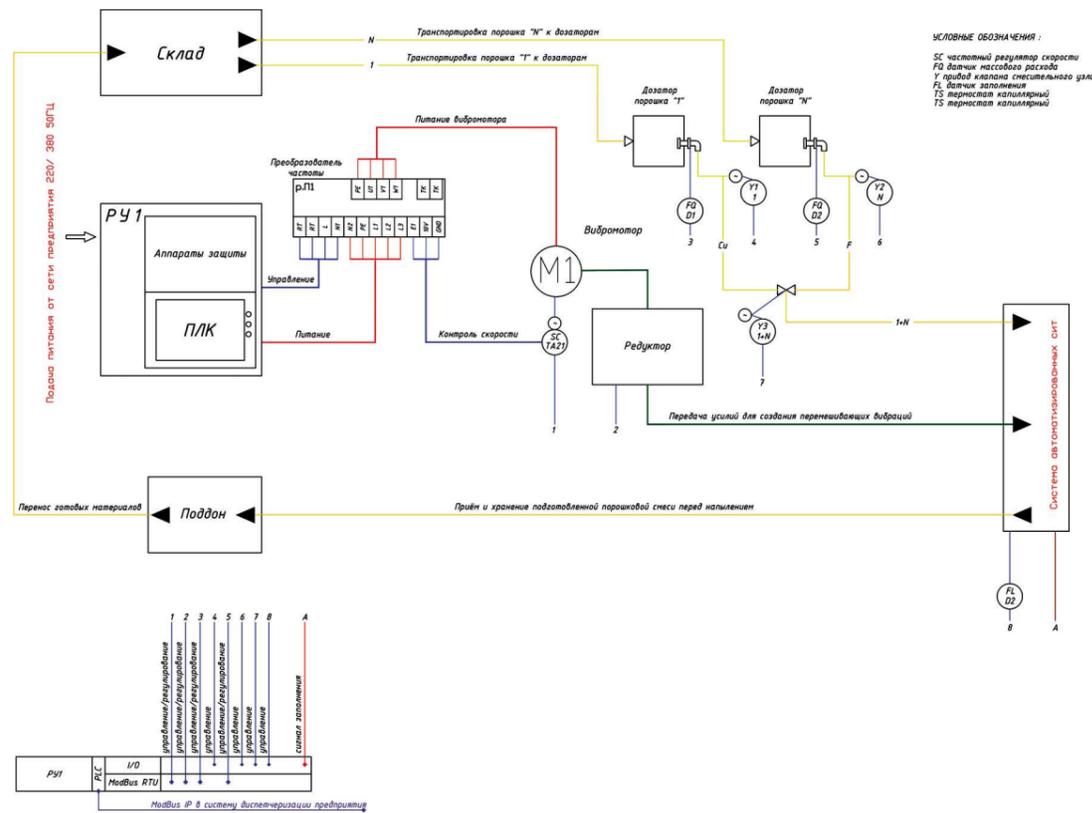


Рис. 5. Схема автоматизации процесса подготовки материалов

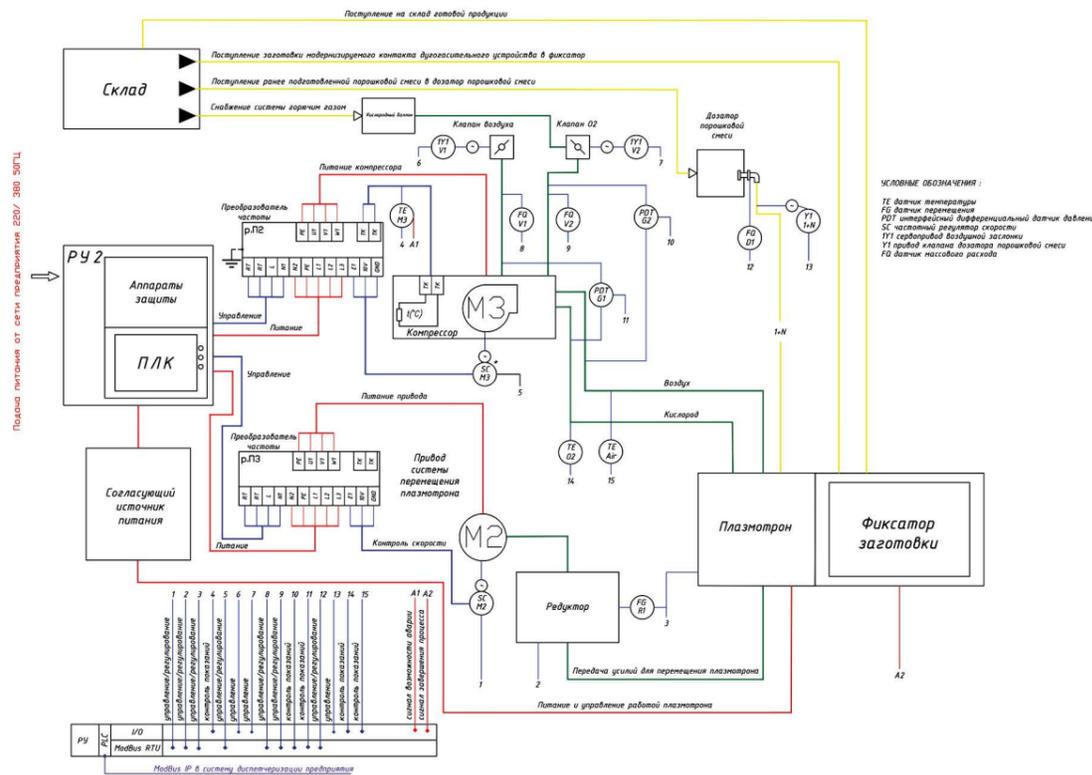


Рис. 6. Схема автоматизации процесса нанесения покрытий

## 2. ДОКАЗАТЕЛЬСТВО ЦЕЛЕСОБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗРАБАТЫВАЕМОЙ ТЕХНОЛОГИИ

Предварительный экономический расчет проекта осуществлен с использованием среднерыночных стоимостей услуг, товаров и энергетических ресурсов, задействованных при создании и эксплуатации устройства. Упрощенный расчет позволяет увидеть перспективы проекта.

К показателям, определяющим экономическую эффективность внедрения новой технологии, относят [6]:

- Капитальные вложения, необходимые для внедрения новой техники.
- Себестоимость продукции (затраты на производство и реализацию).
- Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений и коэффициент их эффективности.
- Приведенные затраты.
- Производительность труда.

Экономический эффект от мероприятия за один год:

$$\Theta = P_1 - Z_1, \quad (1)$$

$P_1$  – выручка от реализации продукции за год.

$Z_1$  – стоимостная оценка затрат на осуществление мероприятия за условный год (капитальные вложения).

Оценка средних затрат на введение в эксплуатацию производственных линий, представленных схемами автоматизации на рисунках 5 и 6, проведена исходя из данных спецификации, представленной в приложении 2. Под понятием «капитальных вложений» подразумевают все затраты, связанные с приобретением, созданием фондов предприятия.

Проведем расчет при увеличении стоимости на 10000, 15000 рублей при продаже 10, 20, 30 турбогенераторов в месяц.

Общая стоимость введения оборудования в эксплуатацию – ALL складывается из стоимости оборудования – O с учетом доставки – L и монтажных работ – B. Для оценки ежегодных расходов вводятся траты на заработные платы сотрудникам, поставку материалов, электроснабжение цеха, амортизационные затраты.

Стоимость доставки оборудования принимается десятой частью общей стоимости оборудования. Монтажные работы осуществляются по средним ценам подрядчиков, базирующихся в городе Санкт-Петербурге. Стоимость единицы старого оборудования – OP, руб.

Стоимость единицы новой продукции – NP, руб.

Стоимость годового электроснабжения:

$$E = 12 * 5,42 * 150 = 9756 \text{ руб.} \quad (2)$$

150 кВт\*ч – ежемесячный расход, 5,42 руб/кВт\*ч – дневной тариф стоимости единицы электроэнергии.

Расход на материалы вычисляется как

$$M = 300 * 12 * n = 72000 \text{ руб.} \quad (3)$$

300 руб. – цена порошкового материала для модернизации одного выключателя, 20 – количество выпускаемого оборудования, n – количество выпускаемой продукции.

Зарплаты персонала:

$$P = 60000 * 12 = 720000 \text{ руб.} \quad (4)$$

60000 руб. – зарплата сотрудника, работающего с введенным оборудованием.

Относительная себестоимость единицы оборудования вычисляется по формуле:

$$C = \frac{(E+M+P)}{12 * n}, \quad (5)$$

где n – количество выпускаемой продукции, шт.

Прибыль от реализации единицы продукции:

$$PR = NP - OP - C, \quad (6)$$

Количество реализованной продукции для окупаемости затрат на оборудование:

$$RP = \frac{ALL}{PR}, \quad (7)$$

Срок окупаемости:

$$X = \frac{RP}{n} \text{ мес.} \quad (8)$$

Ежегодная выручка:

$$YV=PR*n*12, \quad (9)$$

Ежегодные расходы:

$$Y3=E+P+M, \quad (10)$$

В приложении 3 приведены таблицы с расчетными данными, которые демонстрируют экономические показатели рассмотренных бизнес-моделей, построенных для предприятий с различными показателями увеличения стоимости модернизированной продукции и количества реализованных на рынке аппаратов защиты.

Для наглядности результаты исследования представлены в виде гистограммы (рис. 7).

Разработанная технология может найти применение в случае ее внедрения на предприятиях средней мощности выпуска продукции. В пяти из шести рассматриваемых кейсов теоретический выпуск новой продукции по обозначенной технологии являлся экономически эффективным.

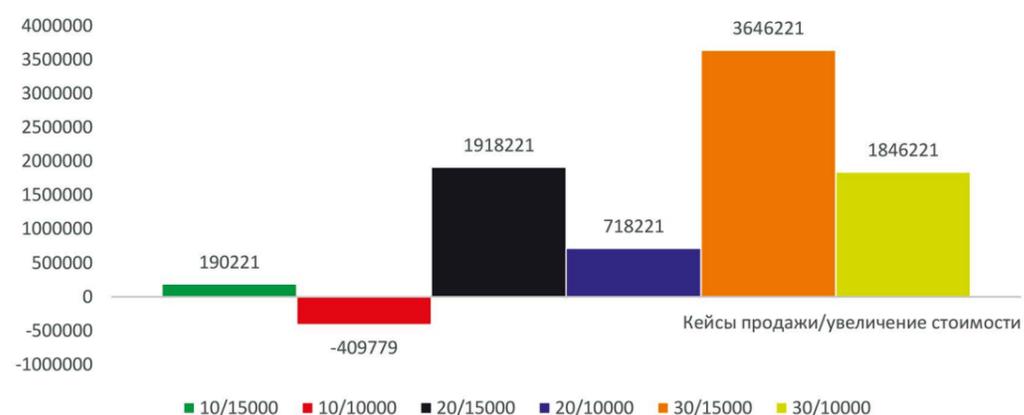


Рис. 7.  
Гистограмма экономической эффективности

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Применение технологии плазменного напыления является актуальным и реализуемым способом усовершенствования конструкции электрических машин.
2. Разработанная автоматизированная технология может быть встроена в структуру типового производства без возникновения особых затруднений.
3. Использование разработанной технологии может считаться целесообразным, исходя из результатов первичного экономического анализа.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Электротехнологические промышленные установки: учебное пособие / [В. Я. Фролов и др.]; под ред. В. Я. Фролова; Федеральное агентство по образованию, Санкт-Петербургский гос. политехнический ун-т. – Санкт-Петербург: Изд-во Политехнического ун-та, 2010. – 571 с.
2. Балдаев Л. Х., Борисов В. Н. и др. Газотермическое напыление. Учеб. пособие под общ. ред. Л. Х. Балдаева. – М.: Маркет ДС, 2007. – 344 с.
3. Дресвин С. В. Плазмотроны: конструкции, параметры, технологии: Учебное пособие для вузов по направлению подготовки 140400 «Техническая физика» / С. В. Дресвин, С. Г. Зверев; Федеральное агентство по образованию, Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2007. – 208 с.
4. Murashov I. Numerical simulation of DC air plasma torch modes and plasma jet instability for spraying technology / Frolov V., Ivanov D. // 2016 IEEE NW Russia Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering Conference (ElConRusNW). – 2016. – pp. 625-628.
5. Финкельбург В., Меккер, Г. Электрические дуги и термическая плазма, [Текст], [монография], пер. с нем. В. Б. Левина [и др.]; под ред. д-ра физ.-мат. наук В. А. Фабриканта. – Москва: Издательство иностранной литературы, 1961. – 369 с.
6. Экономика организации (предприятия): учебное пособие: рекомендовано методическим советом Уральского федерального университета для студентов вуза, обучающихся по направлениям подготовки 38.03.01 – Экономика, 38.05.01 – Экономическая безопасность / Т. К. Руткаускас [и др.]; под общей редакцией Т. К. Руткаускас; Министерство образования и науки Российской Федерации, Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – 2-е издание, переработанное и дополненное. – Екатеринбург: ООО «Издательство УМЦ УПИ», 2018. – 260 с.

# ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ СПЛАВА INCONEL 792 ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ БОЛЕЕ 10 ТЫСЯЧ ЧАСОВ ПРИ ПОМОЩИ ИСКУССТВЕННОГО ИНТЕЛЛЕКТА

Мельников Илья Игоревич

АО «Силовые машины», ЛМЗ, техническое управление

ул. Ватутина, д. 3, лит. а, г. Санкт-Петербург, 195009  
lusus19@yandex.ru

## ВВЕДЕНИЕ

Основное направление развития ГТУ, направленное на увеличение мощности, ресурса и надежности с одновременным снижением массы, напрямую связано с необходимостью увеличения температуры газа перед турбиной. Что, в свою очередь, требует создания жаропрочных сплавов и изготавливаемых из них деталей турбины с более высоким уровнем температурной работоспособности, структурной и фазовой стабильности, обеспечивающих постоянство свойств в течение заданного времени и условий эксплуатации. К таким изделиям можно отнести лопатки и диски компрессора и турбины ГТД [1].

Жаропрочные сплавы – основной материал наиболее нагруженных узлов газотурбинных установок (ГТУ). Параметр длительной прочности является одним из основных для оценки ресурса работы деталей из жаропрочных никелевых сплавов. Длительная прочность характеризует прочность металла при повышенных температурах и заданном ресурсе. Определение параметров длительной прочности при наработках свыше 10000 часов – это сложная задача, требующая проведения долговременных испытаний с высокой стоимостью.

Проблема в том, что:

- около 20 лет в России не велось работ по созданию материалов для ГТУ;
- на данный момент отсутствует единая база по значениям длительной прочности никелевых жаропрочных сплавов.

Применение математического аппарата на основе нейронных сетей в настоящее время является наиболее точным способом прогнозирования и может позволить рассчитать параметры длительной прочности при наработках свыше 10000 часов без проведения классических экспериментов и ускорить наполнение единой базы данных по длительной прочности жаропрочных никелевых сплавов.

Задача является актуальной для «Силовых машин», так как предприятие является основным участником программы по реализации в России производства газовых турбин большой и средней мощности. «Силовые машины»:

- Реализуют проекты промышленного производства газовых турбин ГТЭ-65 и ГТЭ-170.
- Реализует работы по проекту «Создание производства газовых турбин большой и средней мощности» и импортозамещения жаропрочных никелевых сплавов типа Inconel в рамках НИОКР и работ с УГАТУ и НПО «Технопарк АТ».
- Планируют закрыть потребности в новых турбинах до 2030 года.

Основные цели работы:

1. Выполнить прогнозирование длительной прочности сплава Inconel 792 классическим методом регрессионного анализа.
2. Выполнить прогнозирование длительной прочности сплава Inconel 792 по предложенной модели нейронной сети.
3. Провести сравнение полученных результатов регрессионного анализа и нейронной сети.
4. Сделать вывод о возможности прогнозирования длительной прочности НЖС при эксплуатации более 10 тысяч часов.

## 1. ИЗВЕСТНЫЕ МЕТОДЫ ПОЛУЧЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ И ИХ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ

### 1.1. Проведение прямых испытаний на длительную прочность по ГОСТ 10145-81

Настоящий стандарт устанавливает метод испытания на длительную прочность черных и цветных металлов и сплавов при температуре до 1200 °С. Сущность метода заключается в доведении образца до разрушения под действием постоянной растягивающей нагрузки при постоянной температуре. В результате испытаний определяют предел длительной прочности, т. е. напряжение, вызывающее разрушение металла за определенное время испытания при постоянной температуре. Основные типы образцов для проведения испытаний – цилиндрические пятикратные или десятикратные образцы  $d_0=5$  мм или  $d_0=10$  мм.

Основные проблемы:

- Большое количество времени на испытания свыше 1000 часов.
- Большие затраты на проведение испытаний свыше 1000 часов.

### 1.2. Статистические модели прогнозирования (регрессионный анализ)

Регрессионный анализ по сути – это набор статистических методов, позволяющий установить зависимость между случайными величинами по статистическим данным. Цель регрессионного анализа состоит в определении общего вида уравнения регрессии, вычислении оценок неизвестных параметров, входящих в уравнение регрессии.

Существует множество методов регрессионного анализа [2]. Основные простейшие методы определения параметров регрессии: по методу наименьших квадратов (далее МНК) [2] и методу максимального правдоподобия [3]. Суть МНК – искомая зависимость (график регрессионной модели) должна быть построена таким образом, чтобы сумма квадратов отклонений всех экспериментальных точек от координат графика функции была минимальной.

Основная проблема:

Так как основа аппарата регрессионной модели представляет собой матрицу из уравнений и переменных, для того чтобы система имела решение, количество переменных должно быть равно количеству уравнений (инструментов получения результата), иначе система может не иметь или иметь бесконечное множество решений. В условиях решения реальных многокритериальных задач зачастую количество исходных данных не равняется количеству инструментов решения (уравнений).

### 1.3. Искусственный интеллект – нейросетевые модели

Нейросеть – машинная интерпретация мозговой деятельности человека.

Нейросети расширяют возможности регрессионного анализа и применяются для решения задач, алгоритм решения которых неизвестен. Основным и главным отличием от классических методов регрессионного анализа является возможность «обучения» нейронной сети за счет логической функции активации нейронов сети. Схематичное представление нейронной сети и искусственного нейрона представлено на рисунке 1.

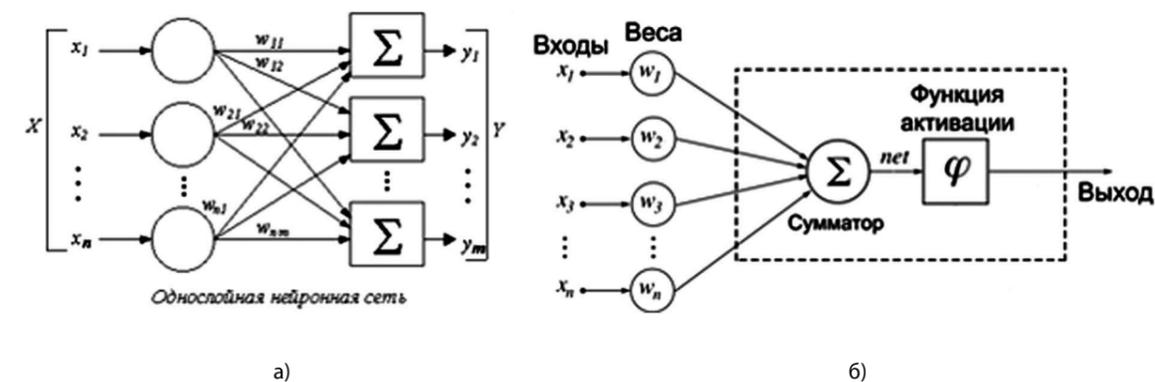


Рис. 1. Схематичное представление: а) нейронная сеть; б) искусственный нейрон

#### 1.4. Суть работы искусственного нейрона и нейросети

Нейронная сеть состоит из множества нейронов, связанными между собой связями (синапсами), каждая связь имеет собственный вес в зависимости от ее значимости. Подающийся на вход нейросети сигнал умножается на вес каждой соответствующей связи нейрона, полученные произведения суммируются по каждому нейрону и подаются как аргумент функции на вход логической функции активации нейрона, которая и производит активацию нейрона, т. е. помогает принять решение передавать сигнал дальше или нет. Так сигнал распространяется до последнего слоя нейросети и конечная функция активации выдает результат расчета. Вид функции активации зависит от того, в каком виде подаются входные данные и в каком виде необходимо получать выходные данные, от простых «да»-«нет» до сложных «возможно да» или «возможно нет» [4]. Вид логической сигмоидной функции активации, используемый в данной работе, представлен на рисунке 2. На выходе указанная функция может выдавать любые действительные значения от 0 до 1.

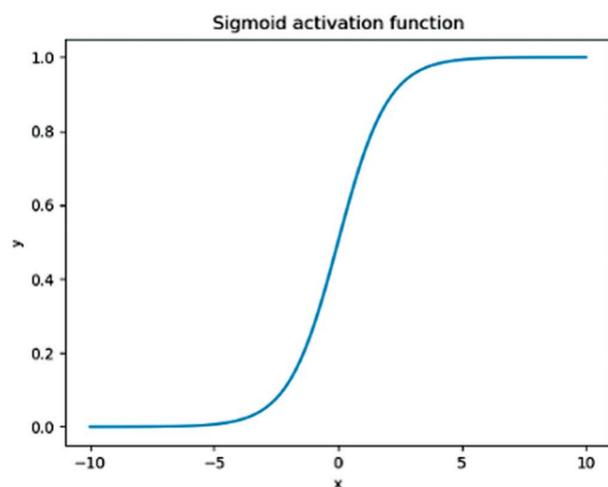


Рис. 2.

Сигмоидная функция активации

При проектировании нейросети подбирают количество слоев (зависит от сложности задачи), вид функции активации. Но основным является подбор набора весовых коэффициентов, т. е. обучение нейросети, которое возможно только благодаря функции активации, при помощи обучающей выборки.

## 2. ОПИСАНИЕ МОДЕЛИ. ПРОЕКТИРОВАНИЕ НЕЙРОСЕТИ

Для выполнения поставленной задачи исследования нейронная сеть проектировалась в подпрограмме Neural Excel.

Neural Excel – это аналитическая надстройка для Microsoft Excel, позволяющая работать с нейронными сетями. Простая в использовании надстройка позволяет быстро сконфигурировать и обучить нейронную сеть прямо в среде Microsoft Excel. Надстройка позволяет использовать обученные сети как непосредственно в Microsoft Excel, так и интегрировать их в свои собственные приложения [5]. Процесс обучения представлен на рисунках 3-7.

Обучение в Neural Excel происходит с помощью метода Resilent Propagation – обратное распространение ошибки за счет функции активации. Обучение происходит по эпохам и использует знаки частных производных для перестройки весовых коэффициентов [6].

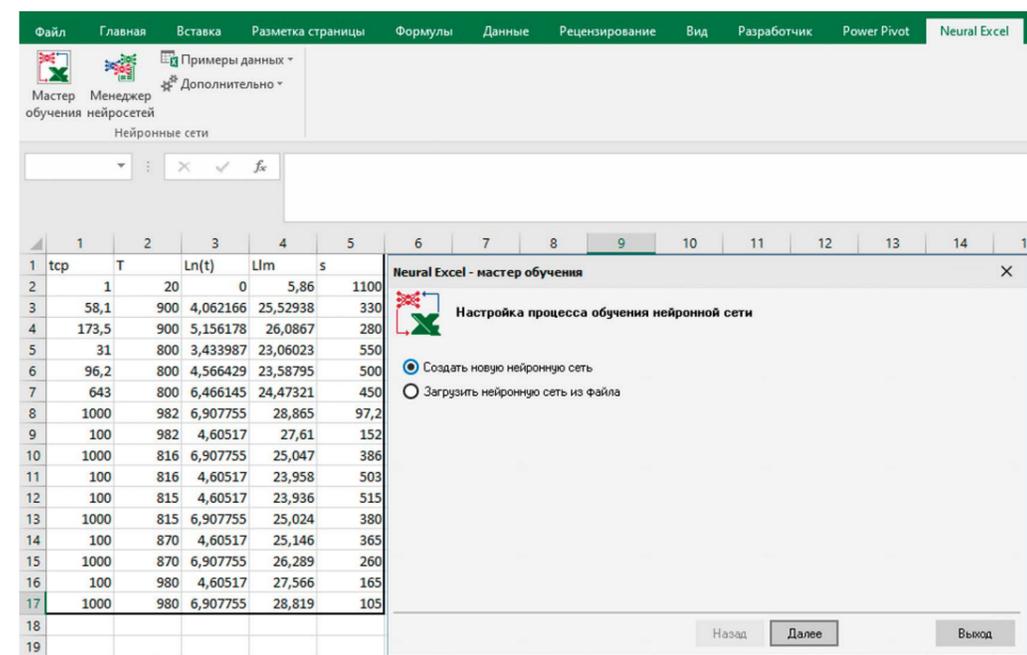


Рис. 3.

Обучающая выборка и создание нейросети в мастере обучения

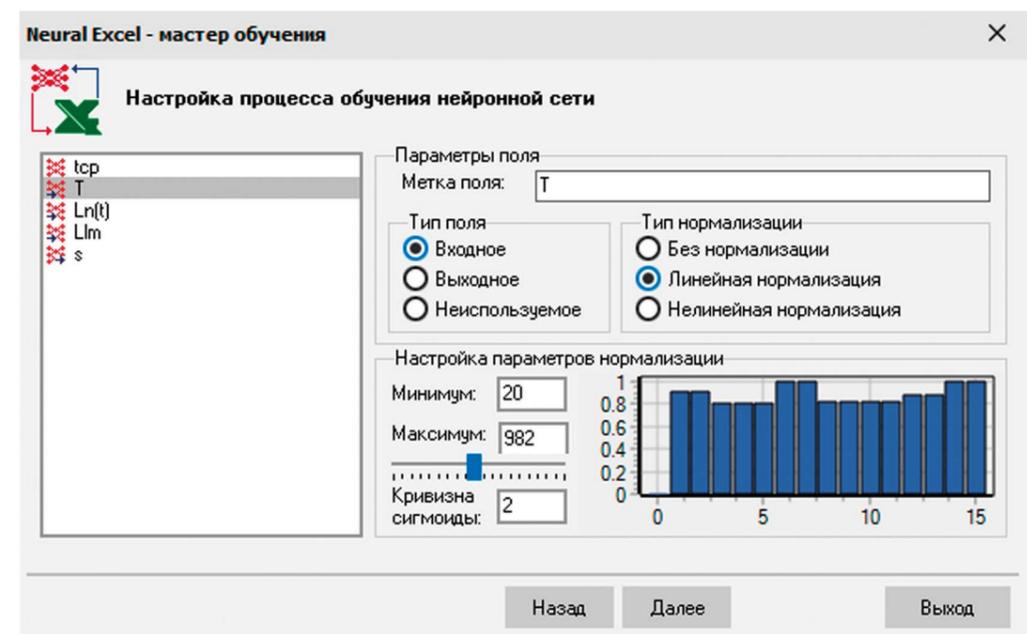


Рис. 4.

Выбор входных и выходных параметров нейросети

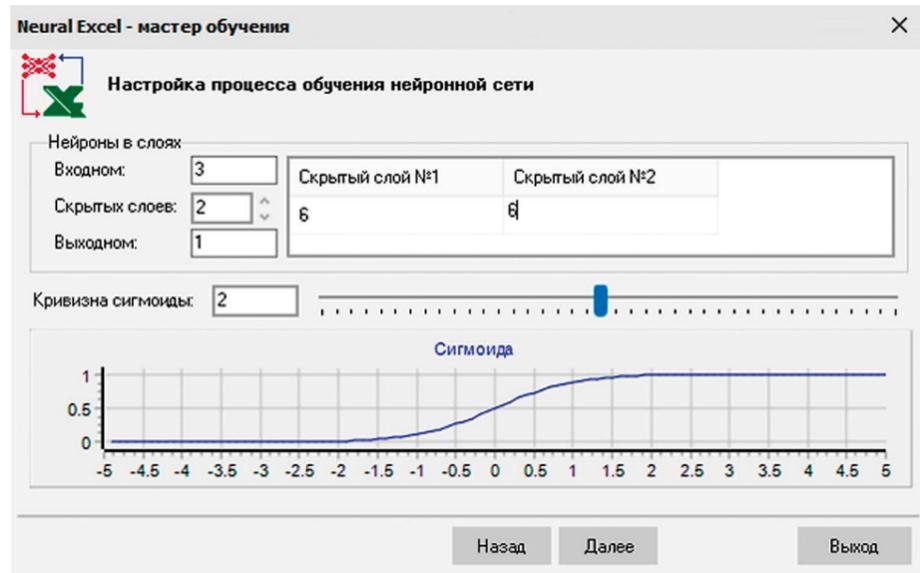


Рис. 5. Подбор архитектуры нейросети

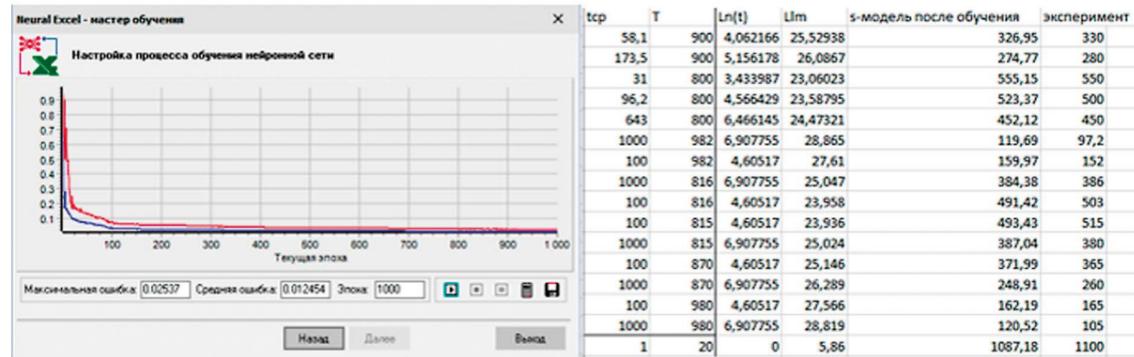


Рис. 6. Результаты обучения нейросети. Сходимость с обучающей выборкой

В качестве обучающей выборки были использованы предварительно подготовленные, имеющиеся в открытых литературных источниках и работах данные по длительной прочности сплава Inconel 792 при наработках до 1000 часов [7, 8]. Была реализована схема нейросети с двумя скрытыми слоями по 6 нейронов в каждом слое. Такая схема показала лучшую сходимость при обучении.

На вход нейросети подавались следующие параметры:

- нормированное время проведения испытания  $\ln(t)$ , нормирование выполнено для получения безразмерной величины и улучшения сходимости при обучении;
- температура испытания  $T$ ;
- функция Ларсона-Миллера в виде рассчитанного параметра Ларсона-Миллера  $L_{lm}$  для увеличения сходимости обучения. Параметр Ларсона-Миллера введен в начале 50-х годов на основании анализа экспериментальных данных о поведении значительного количества сплавов различной природы от углеродистой стали до суперсплавов. Вычисляется по эмпирической формуле и связывает температуру, время испытания и длительную прочность:

$$P_{LM} = (t^0 + 273) \cdot (\lg t + C) \quad (1)$$

где  $t^0 C$  – температура в градусах Цельсия;  $t$  – время в часах;  $C$  – эмпирическая константа, традиционно принимающая значение 20, хотя даже в оригинальной статье указывается, что это значение может лежать в диапазоне от 15 до 23. Современные исследования расширяют этот диапазон до 10÷50.

На выходе получают значения длительной прочности ( $S$ ) в МПа.

При выборе параметров (рисунок 4) они дополнительно подвергались линейной нормализации для возможности обучения и ускорения сходимости.

### 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ

1. Результаты классического регрессионного анализа.

На рисунке 7 показан результат прогнозирования по имеющимся параметрам длительной прочности при наработках до 1000 часов классическим методом регрессионного анализа (МНК).

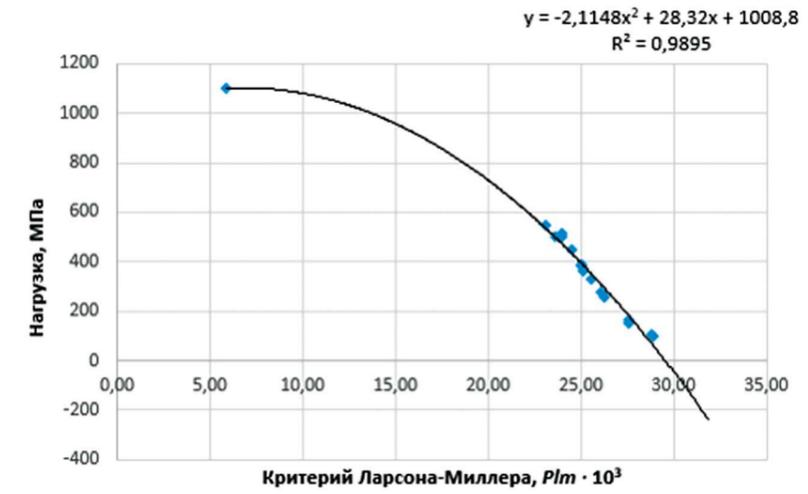


Рис. 7. Регрессионная модель изменения прочности от параметра Ларсона-Миллера:  $R^2$  – коэффициент достоверности аппроксимации

2. Результаты работы нейросети и кривая зависимости прочности от параметра Ларсона-Миллера представлены на рисунке 8.

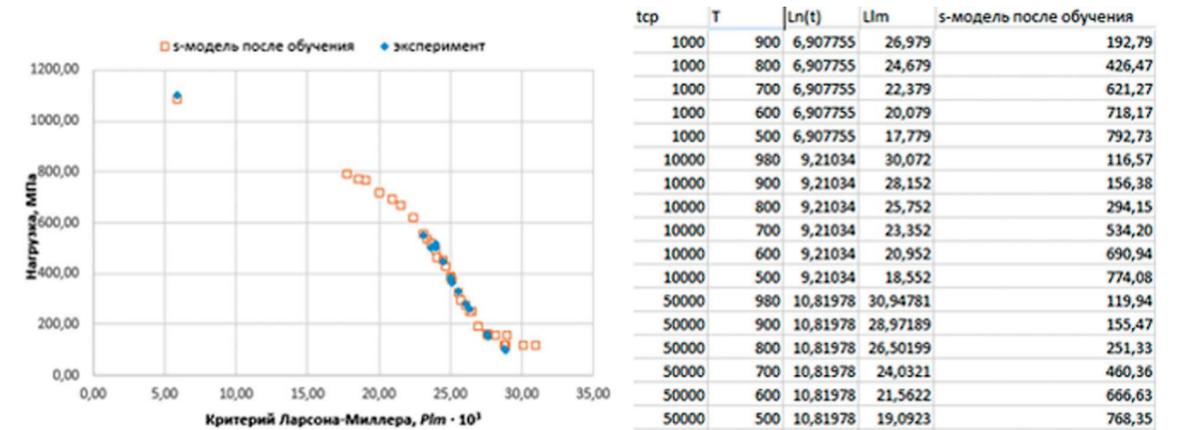


Рис. 8. Кривая распределения длительной прочности от параметра Ларсона-Миллера и табличное представление результатов прогнозирования длительной прочности при наработках от 1000 тысячи часов.

3. Сравнение результатов, полученных классическим методом регрессионного анализа, и нейросети на примере результатов для температуры 980 °С представлены на рисунке 9.

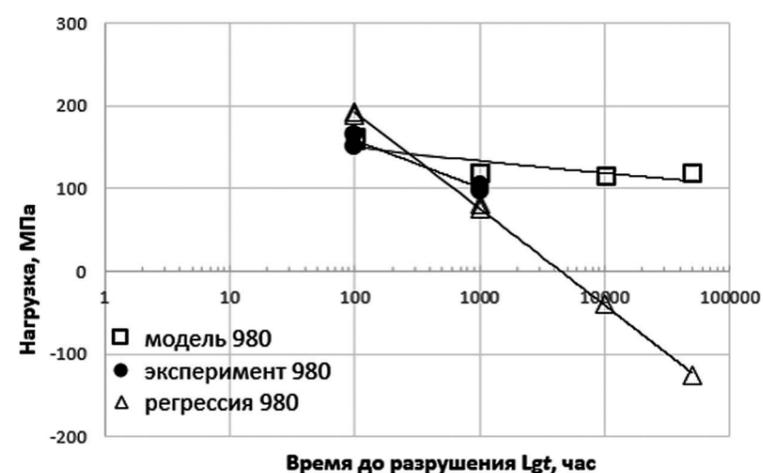


Рис. 9.

Сравнение результатов прогнозирования при  $t=980^{\circ}$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ. ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

В результате проделанной работы можно сделать следующие основные выводы:

1. Классический регрессионный анализ экспериментальных данных может применяться для определения длительной прочности сплава INС792 при небольших наработках, до 1000 часов. При этом достоверность расчетных значений близка к 98 %.
2. Для определения длительной прочности при работе сплава от 1000 и более регрессионная модель не работоспособна. Необходимо применять расчетные нейросетевые модели. После их «обучения», проведенного на основе экспериментальных данных, статистическая ошибка получаемых величин длительной прочности в диапазоне до 1000 часов не превышает 10 %.
3. Достоверность расчетных значений длительной прочности при работе от  $10^3$  до  $10^4$  часов, приведенных на рисунке 8, может быть подтверждена на основании опыта эксплуатации деталей газотурбинных установок с назначенным ресурсом более 10000 часов. При этом стоит отметить, что распределение полученных значений длительной прочности от параметра Ларсона-Миллера на рисунке 8 имеет типовой характер, подтвержденный во многих исследовательских работах по никелевым жаропрочным сплавам.
4. Предложенная модель и полученные результаты являются установочными. Исследование будет расширено: проведено моделирование в другой программе для проектирования нейросетей; проведено исследование для никелевых сплавов, для которых имеются данные по длительной эксплуатации свыше 10000 ч.
5. Результаты выполняемой работы по прогнозированию длительной прочности жаропрочных никелевых сплавов могут быть использованы АО «Силовые машины» при проектировании. Разработанная модель может предложить техническому специалисту инструмент для проверки параметров эксплуатационного ресурса деталей в соответствии с заданными условиям работы, что в настоящее время возможно только при проведении классических экспериментов.
6. Ориентировочная стоимость проведения одного прямого испытания на длительную прочность на 10000 ч – 250000 тысяч рублей.
7. Ближайшими перспективами применения может стать замена классических испытаний при наработках до 1000 часов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Логунов А. В. Жаропрочные никелевые сплавы для лопаток и дисков газовых турбин. – М.: Московские учебники, 2018. – 590 с.
2. Дрейпер Н., Смит Г. Прикладной регрессионный анализ. Книга 1. В 2-х кн. – М.: Финансы и статистика, 1986. – 366 с.
3. Ллойд Э., Ледерман У. (ред.). Справочник по прикладной статистике. Том 1. – М.: Финансы и статистика, 1989. – 510 с.
4. Портал о нейронных сетях. URL: <https://neural.radkopeter.ru>
5. Портал разработчика надстройки Neural Excel. URL: <https://www.neurotechlab.ru/software/neural-excel>.
6. Riedmiller M., Braun H. A direct adaptive method for faster backpropagation learning: The RPROP algorithm. San Francisco, 1993.
7. Library of Congress Cataloging-in-Publication Data Donachie, Matthew J. Superalloys: a technical guide / M. Donachie, Jr., S. Donachie. – 2nd ed. p. cm.
8. Настека В. В. Автореферат. Повышение эксплуатационных свойств литых лопаток из жаропрочных никелевых сплавов за счет наноструктурирования поверхности: диссертация ... кандидата Технические наук: 05.16.08 / Вадим Викторович Настека; [Место защиты: ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет»], 2019. URL: [https://www.ugatu.su/media/uploads/MainSite/Science/dissovet/11/NastekaVV/autoref\\_NastekaVV.pdf](https://www.ugatu.su/media/uploads/MainSite/Science/dissovet/11/NastekaVV/autoref_NastekaVV.pdf)

# ИССЛЕДОВАНИЕ ПОРИСТОСТИ МАТЕРИАЛА 3D-ПЕЧАТИ ПРИ ПОСТОБРАБОТКЕ ИЗОСТАТИЧЕСКИМ ПРЕССОВАНИЕМ

Расулов Зайнодин Нурмагомедович, Соловьев Иван Владимирович,  
Тарек Абу Фадда Мухаммадович, Бильдина Карина Александровна  
ФГБОУ ВО «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

ул. 1-я Красноармейская, д. 1, г. Санкт-Петербург, 190005, Россия  
tankaezv@mail.ru, ivasik0798@gmail.com, pilot-soul@yandex.ru, karina.bulduna.spb@gmail.com

Технологии 3D-печати находят большую популярность и распространение, используются в различных отраслях промышленности: медицина, машиностроение, строительство, а также в авиационной и ракетно-космической отрасли. С каждым годом технологии 3D-печати внедряются в производство, в основном для проектирования сложных продуктов, таких как самолеты, спутники, а также для проектирования корпусов или других деталей [1]. До сих пор компании использовали 3D-принтеры, чтобы делать прототипы и продукты для тестирования. Сейчас крупные промышленные компании, например, General Electric, EADS и Siemens, пытаются использовать новую технологию не только в лабораториях, но и в цехах. Немецкая корпорация Siemens использует 3D-принтеры для изготовления некоторых частей газовых турбин. В Siemens уверены, что новая технология будет полезна в авиации и космической промышленности, позволит снизить потери материалов. Это важно для отраслей, где используются дорогие металлы.[2] Возрастающие требования к характеристикам новых изделий связаны с усовершенствованием конструкции, что в свою очередь приводит к необходимости разработки новых материалов и технологий изготовления деталей. Современные материалы позволяют существенно повысить функциональные свойства изделий и обеспечить требуемую длительность эксплуатации, но часто за счет существенного повышения их стоимости. Поэтому наиболее эффективно их свойства будут использованы при разработке материаловосберегающих технологий, их получения и обработки [3-6]. Процесс SLM-порошка проводили в установке Concept Laser M2 Cusing, оснащенной иттербиевым волоконным лазером с диодной накачкой мощностью 400 Вт и длиной волны 1069 нм, с рабочим пространством зоны построения 250×250×280 мм, в среде азота, вырабатываемого штатным генератором N2 Midigas 2 фирмы ConceptLaser (Германия) и аргона (высший сорт, ГОСТ 10157 79) при одинаковых параметрах синтеза. Типичная микроструктура материала после SLM, где хорошо видны поперечные срезы сплавленных лазером дорожек (треков). В объеме отдельных треков наблюдаются поры и субструктура, которая представляет собой ячейки, обрамленные карбидами и скоплениями дислокаций. Анализ микроструктур показывает, что в синтезированном в азоте материале имеет место большое количество микротрещин и максимальный размер пор в структуре меньше в ~2-2,5 раза по сравнению с синтезированным в аргоне. Вероятно, это связано с увеличением интенсивности теплоотвода в газовую фазу из-за большей (почти в 1,5 раза) теплоемкости азота. Исследование пористости полученных заготовок показало, что средняя объемная доля пор в SLM-металле составляет 0,07 %, что соответствует лучшим результатам, полученным при использовании порошков импортного производства. Основные параметры пор представлены в таблице 1. Установлены поры внутри треков, имеющие преимущественно сферическую или округлую форму, также отмечается пористость усадочного происхождения, расположенная вдоль линии сплавления треков (вероятно, на границе сплавления отдельных фрагментов).

Таблица 1.

Сводные данные анализа пористости SLM-металла

Параметр	Значения параметра
Общая концентрация, %	0,0688
Общее количество объектов, шт./мм <sup>2</sup>	50,2971
Минимальная концентрация, %	0,0296
Максимальная концентрация, %	0,1220

Продолжение таблицы 1.

Параметр	Значения параметра
Минимальное количество объектов, шт./мм <sup>2</sup>	23,6913
Максимальное количество объектов, шт./мм <sup>2</sup>	85,0350

Результаты механических испытаний коррозионностойкой стали 03X18H12M2, полученной по разным технологиям, представлены в таблице 2.

Таблица 2.

Механические свойства сплавов 316L и ЭП-648

Вид технологии получения и обработки	Марка сплава	Твердость HV	$\sigma_s$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ МПа	$\delta$ , %
Литье <sup>1</sup>		-	485	-	40
Прокат <sup>2</sup>		200	570	-	70
Прессование <sup>3</sup>		-	578	-	58
SLM <sup>4</sup>	03X18H12M2	-	660	-	67
SLM <sup>5</sup>		241	680	114	40
SLM <sup>6</sup>		315	-	-	-
SLM <sup>7</sup>	ЭП-648	290	-	-	-
SLM <sup>8</sup>		365	-	-	-

1, 2, 3, [14]; 4 – холодное изостатическое прессование + экструзия [14]; 5-8 – наст. работа, 5, 7 – SLM; 6, 8 – SLM + холодное изостатическое прессование;

Результаты анализа пор в исследованных материалах приведены в таблице 3.

Таблица 3.

Результаты анализа пор в исследованных материалах

№ режима и образца	Материал	Вид обработки материала	Максимальный размер поры, Дмкм	Минимальный размер поры Дмкм	Мат. ожидание	Площадь пор, мкм	Коэффициент заполнения, %
1,1	ЭП-648	SLM	42,3	6,41	15,1	6440	0,56
2,1		SLM +ХИП*	34,1	3,42	10,5	2630	0,27
3,2		SLM +ХИП*	158	3,34	13,3	2450	2,5
4	03X18H12M2	SLM +ХИП*	34,1	5,72	12,8	1710	0,18

\*ХИП – холодное изостатическое прессование.

Проведены исследования структуры, характера, вида и размеров пор образцов сплава типа ЭП-648 и стали 03X18H12M2T, полученных с использованием технологии послойного лазерного сплавления. Изучено влияние холодного изостатического прессования на размер и количество пор в SLM-сплавах. Показано, что для SLM-сплавов применение холодного изостатического прессования позволяет существенно ~ в 2 раза снизить количество и размер пор. Выявлено поверхностное упрочнение при комнатной температуре деформации SLM-сплава 316L, обнаруженный эффект может быть связан как с деформационным упрочнением, так и возможным выделением небольшого количества дисперсных фаз.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Климов В. Г., Никитин В. И., Никитин К. В., Жаткин С. С., Когтева А. В. Применение износостойких естественных композитов в технологии ремонта и модифицирования лопаток ротора газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. – 2019. – Т. 26, № 1. – С. 251-266.
2. Елистратова А. А., Коршакевич И. С., Тихоненко Д. В. Использование технологии 3D-ПЕЧАТИ в авиастроении. Решетневские чтения, 2014. – № 2. – С. 244-246.
3. Каблов Е. Н. Инновационные разработки ФГУП «ВИАМ» ГНЦ РФ по реализации «Стратегических направлений развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года». – Авиационные материалы и технологии, 2015. – № 1. – С. 3–33.
4. Евгенов А. Г., Рогалев А. М., Карачевцев Ф. Н., Мазалов И. С. Влияние горячего изостатического прессования и термической обработки на свойства сплава ЭП648, синтезированного методом селективного лазерного сплавления. – Технология машиностроения, 2015. – № 9. – С. 11–16.
5. Исследование влияния холодного изостатического прессования на размер и распределение пор в высокохромистых жаропрочных сплавах, полученных методом селективного лазерного плавления металлических порошков / Е. Ю. Ремшев, Г. А. Воробьева, А. Р. Аветисян, П. В. Елфимов, Г. О. Афимьин, М. С. Калугина // М.: Металлы. – 2020. – № 6. – С. 48-58.

## УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ ПОЛУПРОВОДЯЩИХ ЭМАЛЕЙ ЗА СЧЕТ ВВЕДЕНИЯ ДИСПЕРГАТОРОВ

**Сорокина Наталья Андреевна**

«Силовые машины», завод «Электросила», технологическая лаборатория электрической изоляции

пр. Московский, 158, г. Санкт-Петербург, 196105, Россия  
Sorokina-NA@power-m.ru

### ВВЕДЕНИЕ

В электрических машинах, турбо- и гидрогенераторах на изоляции обмоток стержней применяются полупроводящие эмали собственного производства завода «Электросила». Данные полупроводящие эмали были разработаны в НИИ «Электросила» в 1970–1980-х годах. Эмали образуют покрытие, которое благодаря своим свойствам полупроводника защищает изделие от коронирования и поверхностных электрических зарядов во время работы. Так как эмали выполняют важную функцию защиты изделия, качество покрытий должно быть высоким. Актуальность работы состоит в том, что недостатки полупроводящих эмалей, которые будут рассмотрены ниже, отрицательно влияют на технологичность и качество покрытий. Они видны специалистам по лакокрасочным материалам невооруженным глазом. Эмали по параметрам стабильности и однородности проигрывают эмалям других производителей (АО «Электроизолит», ООО «НПК ПК Пигмент»). Эти недостатки требуют технического решения. Недостатки – следствие недоработанности рецептур: можно изменять свойства эмалей, корректируя рецептуры. Ранее опыты по улучшению таких технологических и технических свойств, как однородность, стабильность при хранении, улучшение внешнего вида, не проводились. Данная проблема длится уже более нескольких десятилетий.

Целью работы является повышение качества полупроводящих эмалей марок ПЛГ-233 и 57 собственного производства завода «Электросила». Повышение качества заключается в повышении однородности и срока хранения, стабилизации свойств и сокращении времени перемешивания эмалей. Повышение качества полупроводящих эмалевых покрытий повышает качество изделий.

### 1. НЕДОСТАТКИ ПОЛУПРОВОДЯЩИХ ЭМАЛЕЙ

Для создания полупроводящих покрытий на сердечниках, лобовых и пазовых частях турбо- и гидрогенераторов используются полупроводящие эмали производства завода «Электросила» марок ПЛГ-233, 57, ПЛК-259-ч и ПЛК-275. К этим эмалям предъявляются высокие требования: они должны обладать необходимой укрывистостью, цветом, адгезией к подложке, электрическим сопротивлением, химической стойкостью, защитой от коррозии и долговечностью [1]. Эмали в течение десятилетий соответствуют всем этим требованиям. Но эмали имеют ряд серьезных недостатков из-за недоработанной рецептуры: нестабильность эмалей при хранении, неоднородность распределения частиц наполнителя, изменение свойств эмалей и покрытия с течением времени. Среди недостатков главными являются седиментационное осаждение частиц наполнителей и их слипание (флокуляция) при длительном хранении. Из-за этих процессов свойства эмалей становятся неоднородными. Перед применением эмалей требуется тщательное и долгое перемешивание до однородного состояния. Таким образом, однородность электрических свойств эмалей зависит от человеческого фактора. Однородность состава является важным свойством, поскольку она улучшает внешний вид покрытия, технологичность нанесения эмалей, гарантирует одинаковые электрические характеристики эмалей по всей площади окрашенной поверхности. Однородность электрических характеристик гарантирует надежную защиту изделий от коронирования и поверхностных разрядов.

## 2. ПРЕДЛАГАЕМОЕ РЕШЕНИЕ

Рассматривался вариант использовать миксеры и мешалки каждый раз при перемешивании эмалей. Этот вариант, несмотря на простоту и отсутствие необходимости производить исследования, имеет массу недостатков: необходимость повсеместно возить дополнительный дорогостоящий инструмент вместе с эмалями, отсутствие этих инструментов на электростанциях, необходимость каждый раз после работы промывать мешалки органическими растворителями. Данный вариант не решает проблемы в корне, поэтому необходимо скорректировать рецептуру. Для этого требуется разобраться в рецептуре эмали и происходящих в ней процессах.

Каждый компонент эмали имеет свое назначение [2]. Основу эмалей составляют вещества-пленкообразователи, которыми могут быть лаки, смолы, масло. Они выполняют функцию создания сплошной пленки и защиты покрываемой поверхности. Растворители (органические и неорганические) добавляются для возможности нанесения эмали на подложку. Основные пигменты – тонкодисперсные полупроводящие частицы (графит, сажа, порошки металлов) служат для придания цвета и полупроводящих свойств. Используемые в производстве полупроводящих эмалей неорганические пигменты и наполнители имеют хорошие свойства по параметрам цвета, укрывистости, стойкости к действию растворителей, термостойкости, долговечности, но невысокие свойства по диспергируемости и стойкости к флокуляции [1]. Вспомогательные наполнители – грубодисперсные частицы неорганической природы (глины, оксиды) добавляют для придания необходимой вязкости, адгезии, укрывистости, специальных свойств, снижения стоимости лакокрасочных материалов (ЛКМ) [3]. Функциональные добавки (консерванты, пластификаторы) добавляют для повышения качества по определенному параметру.

Без понимания происходящих в эмали процессов невозможно подобрать грамотную рецептуру. Структурные особенности покрытий зависят от физико-химического взаимодействия между пленкообразователем и поверхностью наполнителей и пигментов [3]. С точки зрения химии, эмаль – это коллоидная дисперсия «твердое в жидком». Твердые частицы наполнителя (дисперсная фаза) растворены в смеси лаков и растворителей (гомогенная фаза) [1]. Дисперсии пигментов в растворах пленкообразователей имеют очень большую внутреннюю поверхность раздела фаз, поэтому их называют системами с перегруженной поверхностью [2]. Свойства дисперсий определяются во многом внутренней поверхностью раздела фаз. В коллоидной дисперсии происходят сложные процессы: смачивание наполнителей, седиментационное осаждение, флокуляция, выветривание летучих растворителей, деагломерация. При введении наполнителей и пигментов в раствор пленкообразователей их поверхность смачивается. Седиментационное осаждение частиц наполнителей на дне тары происходит под действием гравитационных и Ван-дер-Ваальсовых сил. Скорость седиментационного осаждения может быть определена по уравнению Стокса [1]:

$$u = \frac{2g(\rho - \rho_c)r^2}{9\eta} \quad (1)$$

где  $u$  – скорость осаждения, м/с;  
 $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  
 $\rho$  – плотность частиц, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\rho_c$  – плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  
 $r$  – радиус частицы, м;  
 $\eta$  – динамическая вязкость среды, Па·с.

Также происходит флокуляция – слипание частиц наполнителей с образованием агломератов. Флокуляция происходит в результате притяжения частиц наполнителей с противоположными поверхностными зарядами [1]. При диспергировании наполнителей в пленкообразователе или при перемешивании готовой эмали идет процесс деагломерации – механического разрушения агломератов.

Процесс диспергирования (перетира) наполнителей в пленкообразователе является важным этапом производства ЛКМ, так как при этом происходит разделение агломератов под действием механических сил, вытеснение поглощенного воздуха и адсорбированной воды, смачивание и обволакивание наполнителя дисперсионной средой. Стабилизация наполнителей в органорастворимых ЛКМ часто происходит в силу стерических препятствий: молекулы растворенного полимера могут действовать как барьер для повторного слипания частиц. На диспергируемость и соответственно стабильность влияют полярность поверхности наполнителя, природа и концентрация растворителя. Если частицы наполнителя не были полностью диспергированы, то ЛКМ имеет недостаточно высокое качество, так как частицы наполнителя неравномерно распределены по пленке эмали. На полноту диспергирования влияет режим специальных мелющих машин (бисерных мельниц). На диспергируемость влияет и тип пленкообразователя, и механизм отверждения пленкообразователя, так как различные пленкообразователи и растворители имеют различное сродство к наполнителям из-за различия в полярности [1].

На свойства лакокрасочных материалов влияют размеры и формы частиц наполнителей и пигментов [3]. Размер частиц наполнителей называется дисперсностью. В реальности наполнители производятся в виде полидисперсного порошка, то есть имеют определенную функцию распределения частиц по размерам [4]. Чем меньше размер частиц, тем легче наполнитель диспергируется в растворе пленкообразователя, так как повышается удельная поверхность наполнителя [2]. Ввиду того, что к полупроводящим эмалям предъявляются строгие требования по параметру удельного электрического поверхностного сопротивления, возможность замены наполнителя на более мелкодисперсный представляется намного более трудоемкой из-за небольшого выбора подходящих электропроводящих наполнителей. Мелкодисперсные пигменты также отличаются высокой стоимостью. Дисперсность частиц влияет и на укрывистость: для каждого вида наполнителя есть оптимальный диапазон размеров частиц с максимальной укрывистостью. При уменьшении размера частиц ниже критического у эмали будет неудовлетворительная укрывистость. Это связано с недостаточным поглощением света у слишком мелких частиц черных пигментов [4].

Эмали собственного производства содержат только минимально необходимые (базовые) компоненты для полупроводящих эмалей: пленкообразователь, электропроводящие наполнители, растворители и наполнитель для модификации вязкости. Для корректировки свойств лакокрасочных материалов могут применяться различные добавки, например консерванты, загустители, ускорители, пластификаторы, эмульгаторы. Я предлагаю добавлять в эмали специальные вещества – диспергаторы (смачиватели), которые смачивают поверхность наполнителя и препятствуют слипанию частиц. Процесс смачивания является первой стадией взаимодействия наполнителей с растворами пленкообразователей и состоит из нескольких этапов. Диспергаторы упрощают этот процесс, так как уменьшают равновесный угол смачивания наполнителей на границе раздела фаз [4]. Равновесный угол смачивания  $\theta$  показывает возможность твердой частицы смачиваться: если должен быть в пределах от 0° до 90°, чтобы частица смачивалась. Угол смачивания  $\theta$  в мелкодисперсных частицах больше, чем у грубодисперсных, что говорит о пользе качественного процесса диспергирования наполнителей. Диспергаторы добавляют на стадии диспергирования (перетира) для того, чтобы избежать конкуренции во время смачивания с другими жидкими компонентами эмалей. Диспергаторы адсорбируются на поверхности наполнителей, обволакивают их и создают механический барьер, препятствующий осаждению наполнителей в эмали. Адсорбция происходит благодаря электрическому взаимодействию мгновенных диполей наполнителя и диспергатора. Таким образом, диспергаторы препятствуют слипанию частиц и образованию агломератов, стабилизируют все компоненты, облегчают стадию диспергирования (перетира) при производстве эмалей. Обычно достаточно менее 1 % диспергатора от массы ЛКМ для достижения необходимого эффекта [5]. Осаждение наполнителей при введении диспергаторов все же происходит, но в меньшей степени, и частицы не слипаются. Диспергаторы благодаря антифлокуляционному воздействию улучшают ударопрочность покрытий, так как крупные частицы и агломераты концентрируют напряжения, которые при ударе по покрытию способствуют образованию трещин [6]. Дополнительным преимуществом добавления диспергаторов является улучшение блеска и укрывистости покрытия. Диспергаторы взаимодействуют не только с тонкодисперсными полупроводящими наполнителями, но и с грубодисперсными наполнителями. На эффективность диспергаторов влияют размер и природа частиц, тип растворителя и пленкообразователь.

В СССР проводились исследования только диспергаторов, применяющихся в горнодобывающей, текстильной и фотоиндустрии. В России рынок диспергаторов для органорастворимых ЛКМ представлен только зарубежными производителями. В процессе выбора объекта для исследований рассматривались диспергаторы для органорастворимых ЛКМ различных производителей: Allnex, Borch, Dow Chemicals, Troy Corporation. Из этого ряда только диспергаторы фирмы Allnex были доступны для заказа. Подбор диспергатора и его дозировка определяется опытным путем на основании информации производителя [1].

Для опытов использовались диспергаторы ADDITOL® XL 6577 и ADDITOL® XL 6592 немецкой фирмы Allnex. Диспергаторы представляют собой полиэфиры с активными функциональными группами с молекулярной массой от 2000 до 10000 [5]. Оба диспергатора применяются для органорастворимых систем с неорганическими наполнителями, они допустимы для пленкообразователей эмалей ПЛГ-233 и 57. Свойства диспергаторов представлены в таблице 1. Как видно из таблицы, ADDITOL® XL 6577 содержит 48 % растворителя, тогда как ADDITOL® XL 6592 является бессольвентным диспергатором (без растворителя). Заявленная производителем дозировка составляет соответственно 0,3-3 % и 0,8-4 % диспергатора на суммарную массу наполнителей. Исследования проводились на полупроводящих эмалях ПЛГ-233 и 57. Нормативные характеристики эмалей представлены в таблице 2. Свойства эмалей после введения диспергаторов должны удовлетворять нормативным требованиям на эмали.

Свойства диспергаторов фирмы Allnex

Таблица 1.

№	Наименование	Рекомендуемая дозировка на наполнители, %	Массовая доля нелетучих веществ, %
1	ADDITOL® XL 6577	0,3 – 3	52
2	ADDITOL® XL 6592	0,8 – 4	> 98

Характеристики модифицируемых эмалей

Таблица 2.

№	Наименование	Внешний вид и цвет эмали	Условная вязкость при 20 °С, с	Удельное поверхностное электрическое сопротивление после сушки в течение 3 ч. при 100 °С, Ом	Удельное поверхностное электрическое сопротивление после сушки в течение 24 ч. при 20 °С, Ом
1	ПЛГ-233	Однородная жидкость черного цвета без комков и сгустков	35 – 40	2·10 <sup>3</sup> – 4·10 <sup>3</sup>	2·10 <sup>3</sup> – 2·10 <sup>4</sup>
2	Эмаль 57	Однородная жидкость черного цвета без комков и сгустков	27 – 34	3·10 <sup>2</sup> – 5·10 <sup>3</sup>	–

Исследование включало в себя поиск информации по теме коллоидной стабильности и реологии, анализ источников, поиск поставщиков, разработку рецептур, обработку результатов испытаний.

Испытания диспергаторов включали в себя: подбор дозировок диспергаторов, корректировки рецептур, испытания удельного поверхностного электрического сопротивления покрытий на их основе, контроль вязкости, контроль времени полного размешивания, определение внешнего вида покрытий, ресурсные испытания – длительность хранения, тепловое старение образцов покрытий. Данные испытания позволяют определить надежность и воспроизводимость свойств модифицированных эмалей.

### 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

Результаты испытаний для эмали ПЛГ-233 представлены в таблице 3. Варианты 1 и 2 успешно прошли испытания. Удельное поверхностное электрическое сопротивление эмалей при добавлении диспергаторов несколько повышается, но его снизили добавлением наполнителей-проводников. Определены две наиболее перспективные рецептуры. При применении максимальных концентраций диспергаторов стабилизационный эффект наиболее сильный. Электрические свойства скорректированных эмалей находятся в пределах нормы. Покрытие с диспергатором не отличается по внешнему виду от покрытия без него. Опыты по тепловому старению показали уменьшение сопротивления в пределах нормы. Результаты опытов по тепловому старению эмали ПЛГ-233 представлены в таблице 4. Результаты времени перемешивания эмалей представлены в таблице 6. Время размешивания модифицированных вариантов эмали составляет 45 и 25 секунд соответственно.

Результаты испытаний модифицированной эмали ПЛГ-233

Таблица 3.

№	Вариант	Концентрация от массы эмали, %	Время размешивания, с	Внешний вид эмали	Условная вязкость при 20 °С, с	Время высыхания покрытия при 20 °С, ч	Удельное поверхностное электрическое сопротивление после 3 ч. при 100 °С, Ом	Удельное поверхностное электрическое сопротивление после 24 ч. при 20 °С, Ом
1	ADDITOL® XL 6577	0,66	45	Соответствует	37	Соответствует	3,14·10 <sup>3</sup>	2,1·10 <sup>4</sup>
2	ADDITOL® XL 6592	0,58	25	Соответствует	35	Соответствует	2,29·10 <sup>3</sup>	6,46·10 <sup>3</sup>
3	Контрольный образец	–	134	Соответствует	36,4	Соответствует	3,73·10 <sup>3</sup>	6,92·10 <sup>4</sup>

Результаты опытов по тепловому старению

Таблица 4.

№	Вариант	Удельное поверхностное электрическое сопротивление после 3 ч. при 100 °С, Ом	Удельное поверхностное электрическое сопротивление после 3 ч. при 100 °С + 430 ч. при 155 °С, Ом	Снижение удельного поверхностного электрического сопротивления, %
1	ADDITOL® XL 6577	3,14·10 <sup>3</sup>	3,74·10 <sup>2</sup>	88,1
2	ADDITOL® XL 6592	2,29·10 <sup>3</sup>	3,20·10 <sup>2</sup>	86,0
3	Контрольный образец	3,73·10 <sup>3</sup>	3,67·10 <sup>2</sup>	90,2

Результаты испытаний для эмали 57 представлены в таблице 5. Проблема слипания и осаждения частиц у 57 эмали стоит не так остро, поскольку сажа в ее составе является тонкодисперсными частицами размером от 0,01 до 0,08 мкм [1]. Поскольку эти частицы относительно хорошо поддаются смачиванию, предлагаю использовать минимальные концентрации диспергаторов. Результаты времени перемешивания эмалей представлены в таблице 6. Время размешивания эмалей на двух наиболее перспективных вариантах составляет 26 и 15 секунд соответственно. Покрытие с диспергатором не отличается по внешнему виду от покрытия без него. Электрические свойства варианта 2 находятся в стадии доработки. Требуется продолжить испытания.

Результаты испытаний модифицированной эмали 57

Таблица 5.

№	Вариант	Концентрация от массы эмали, %	Время размешивания, с	Внешний вид эмали	Условная вязкость при 20 °С, с	Время высыхания эмали при 20 °С, ч	Удельное поверхностное электрическое сопротивление после 3 ч. при 100 °С, Ом
1	ADDITOL® XL 6577	0,09	27	Соответствует	27,4	Соответствует	$2,8 \cdot 10^3$
2	ADDITOL® XL 6592	0,27	13	Соответствует	28,8	Соответствует	$3,02 \cdot 10^4$
3	Контрольный образец	–	44	Соответствует	28,6	Соответствует	$2,8 \cdot 10^4$

Затраты времени на перемешивание

Таблица 6.

№	Эмаль	Вариант	Время перемешивания, с	Экономия времени по сравнению с контрольным образцом, %
1	ПЛГ-233	ADDITOL® XL 6577	45	66
2	ПЛГ-233	ADDITOL® XL 6592	25	81
3	ПЛГ-233	Контрольный образец	134	–
4	57	ADDITOL® XL 6577	26,4	40
5	57	ADDITOL® XL 6592	13	70
6	57	Контрольный образец	44	–

Внешний вид пластинок с покрытием эмалями представлен на рисунке 1. Как видно из рисунка, внешний вид покрытий с диспергатором не отличается от контрольных образцов.

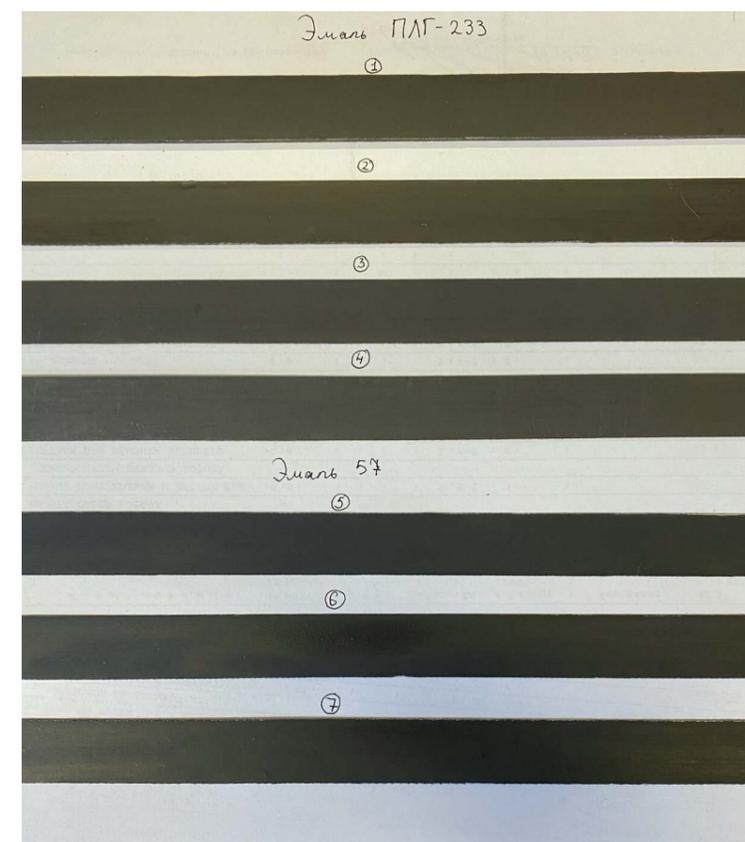


Рис. 1.

Внешний вид покрытия эмалей

1 – контрольный образец ПЛГ-233; 2 – образец ПЛГ-233 + ADDITOL® XL 6577; 3 – образец ПЛГ-233 + ADDITOL® XL 6592; 4 – образец ПЛГ-233 + ADDITOL® XL 6577 после теплового старения; 5 – контрольный образец эмали 57; 6 – образец эмали 57 + ADDITOL® XL 6577; 7 – образец эмали 57 + ADDITOL® XL 6592.

#### 4. ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ

Экономические затраты на использование диспергаторов представлены в таблице 7. Дозировка диспергаторов составляет 0,09-0,67 % от массы эмали. Таким образом, 1 кг эмали подорожает на сумму от 1,1 до 10,4 рублей.

Таблица 7.

Экономические затраты на применение диспергаторов

№	Наименование эмали	Вариант	Затраты при применении варианта, руб. на 1 кг эмали
1	2	3	4
1	ПЛГ-233	ADDITOL® XL 6577	7,9
2	ПЛГ-233	ADDITOL® XL 6592	10,4
3	Эмаль 57	ADDITOL® XL 6577	1,1
4	Эмаль 57	ADDITOL® XL 6592	4,4

Экономический эффект для турбо- и гидрогенераторов при применении модифицированной эмали ПЛГ-233 представлен в таблице 8. Один турбогенератор подорожает в пределах 190–300 рублей, гидрогенератор в пределах 310–3200 рублей.

Таблица 8.

## Экономические затраты на применение диспергаторов

№	Изделие	Количество стержней, шт.	Затраты при применении ADDITOL® XL 6577, руб.	Затраты при применении ADDITOL® XL 6592, руб.
1	Турбогенератор	120	186	244
2	Гидрогенератор	648	307	403
3	Гидрогенератор	1200	1625	2133
4	Гидрогенератор	1800	2412	3165

Затраты на применение диспергаторов компенсируются повышением качества эмалей. Повышение качества заключается в повышении однородности и срока годности эмалей, понижении количества брака. Происходит сокращение затрат времени на перемешивание. При этом экономия времени размешивания эмалей составляет от 40 до 81 %. Сэкономленное время работник цеха может использовать для решения других задач. Эмаль становится более конкурентоспособной, модифицированную эмаль можно будет продавать другим заинтересованным компаниям.

Диспергаторы компании Allnex производятся в Австрии, но компания принадлежит PTT Global Chemical (Таиланд). Поставки диспергаторов данных марок в Россию продолжаются, они не попадают под санкции.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Опыты показали, что диспергаторы справляются со своими функциями и улучшают технологичность полупроводящих эмалей. Время размешивания эмалей сокращается, соответственно диспергаторы дают экономию времени на производстве. Качество эмалей повышается за счет повышения однородности эмали и покрытий на их основе. Повышается срок годности эмалей, так как частицы наполнителей не слипаются. Сокращается количество брака продукции, вызванного затвердеванием наполнителей при долгом хранении. Эмаль становится более конкурентоспособной по сравнению с эмалями других производителей. Возможна ее продажа другим компаниям. Таким образом, введение диспергаторов – недорогой способ улучшения качества лакокрасочных материалов.

Экономические затраты на модификацию эмалей невелики. 1 кг эмали ПЛГ-233 подорожает на 8–11 рублей, 57 эмалей – на 2–5 рублей. Таким образом, гидро- и турбогенераторы несколько подорожают, но экономические затраты компенсируются экономией времени, сокращением брака и повышением качества.

В дальнейшем необходимо провести работы по модификации этими же диспергаторами полупроводящих эмалей ПЛК-259-ч и ПЛК-275. В них седиментационное осаждение и особенно слипание частиц проявляются наиболее ярко. Полупроводящие эмали можно также модифицировать, добавив в них эмульгаторы – вещества для равномерного смешивания всех входящих в состав компонентов. Эмульгатор и диспергатор, вероятно, в сумме будут давать более сильный стабилизирующий эффект, чем по отдельности [1].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ламбурн Р., Бентли Д., Ролинсон Д. и др. Лакокрасочные материалы и покрытия. Теория и практика. – СПб.: Химия, 1991. – 512 с.
2. Мюллер Б., Пот У. Лакокрасочные материалы и покрытия. Принципы составления рецептур / пер. с нем. С. А. Яковлева. – М.: Пэйнт-Медиа, 2007. – 237 с.
3. Орлова О. В., Фомичёва Т. Н. Технология лаков и красок. – Учебник для техникумов. – М.: Химия, 1990. – 384 с.
4. Мартинкевич А. А., Прокопчук Н. Р. Пигменты для современных лакокрасочных материалов. – Учебно-методическое пособие для студентов. – Минск: БГТУ, 2014. – 130 с.
5. Shigeyuki Somiya. Handbook of Advanced Ceramics: Materials, Applications, Processing, and Properties. 2nd edition. London: Academic Press, 2013. – 1229 с.
6. Myer Kutz. Applied Plastics Engineering Handbook: Processing, Materials, and Applications. 1st edition. Imprint: William Andrew, 2011. – 644 с.

