

LXIX научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин

«Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ»

Сборник докладов

Санкт-Петербург, 2022

РОССИЙСКАЯ АКАДЕМИЯ НАУК

КОМИССИЯ РАН ПО ГАЗОВЫМ ТУРБИНАМ

ОАО «ВСЕРОССИЙСКИЙ ДВАЖДЫ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ»

АО «НЕВСКИЙ ЗАВОД»

LXIX НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ СЕССИЯ ПО ПРОБЛЕМАМ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

«НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ ПОЛНОЙ ЛОКАЛИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА И ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ СТАЦИОНАРНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК В РФ»

20-21 сентября 2022г.

СБОРНИК ДОКЛАДОВ

г. Санкт-Петербург

УДК 621.438

Под общей редакцией чл.-кор. РАН, д-р техн. наук Г.Г. Ольховского

LXIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин «Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ»: сборник докладов, г. Санкт-Петербург, 20–21 сентября 2022 г.

В сборнике приведены доклады, представленные на LXIX научно-технической сессии по проблемам газовых турбин, приуроченной к 165-летию Невского завода. Тематика докладов охватывает широкий круг вопросов проектирования, освоения и эксплуатации газотурбинных и парогазовых установок, а также широкий круг научно-технических проблем развития газотурбинных и парогазовых технологий.

© ОАО «ВТИ», 2022

СОДЕРЖАНИЕ

И.Ю. Кляйнрок, К.О. Гилев, В.К. Юн СОСТОЯНИЕ И РАЗВИТИЕ ГАЗОТУРБИННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ НЕВСКОГО ЗАВОДА
А.А. Иноземцев ОПЫТ И ПЕРСПЕКТИВЫ АО «ОДК-АВИАДВИГАТЕЛЬ» В СОЗДАНИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ АВИАПРОИЗВОДНЫХ ПРОМЫШЛЕННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК
С.М. Скирта, В.В. Романов РЕЗУЛЬТАТЫ ОПЫТНО-ПРОМЫШЛЕННОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ ГТД-110М23
Д.М. Ляпичев, С.С. Михеев, В.А. Щуровский ТЕХНИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ РЕКОНСТРУКЦИИ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ В СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ
А.Н. Аксёнов, А.Б. Шабаров, Р.С. Кашапов, А.Д. Непомнящий ВАРИАНТЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИВОДНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ДГ90
Е.И. Яковлев, П.Г. Мин, Н.В. Петрушин, Э.Г. Римша, О.Н. Доронин, С.В. Неруш, П.Б. Мазалов, В.Е. Вадеев ИМПОРТОЗАМЕЩАЮЩИЕ МАТЕРИАЛЫ, ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ЛОПАТОК И ДРУГИХ ДЕТАЛЕЙ ГОРЯЧЕГО ТРАКТА ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК
Е.В. Земляков, К.Д. Бабкин, Н.Р. Алымов, А.М. Вильданов, С.Ю. Иванов, Н.Г. Кислов, Д.С. Тарасов, А.С. Мятлев ИЗГОТОВЛЕНИЕ СОСТАВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГТЭ-65.1 МЕТОДОМ ПРЯМОГО ЛАЗЕРНОГО ВЫРАЩИВАНИЯ
А.А. Помысов, В.В. Поярков ОСЕВОЙ КОМПРЕССОР ДЛЯ СОВРЕМЕННОЙ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ СТАЦИОНАРНОЙ ГТУ Т-32
М.В. Липатников, А.Г. Кузьменко, Д.В. Лебедев ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ Т3263
С.Н. Ленев, Ю.А. Радин, И.С. Белянкин ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК ПАО МОСЭНЕРГО
А.В. Чугин, К.В. Бабкин, А.С. Баталин, С.С. Пискунов, С.Г. Русских ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ, ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК НА ЮГО-ЗАПАДНОЙ ТЭЦ71

А.Н. Архипов, И.В. Пучков, Ю.А. Равикович, О.В. Романова ОСОБЕННОСТИ 3D КЭ РАСЧЕТОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И ДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК ТУРБИН БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ ПРИ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИИ
А.К. Воробьев, Ф.А. Малышев РАЗРАБОТКА КОМПРЕССОРА ГТЭ-170.2
А.А. Иванов, А.Э. Рязанцев ПОДХОДЫ К ОБЕСПЕЧЕНИЮ КАЧЕСТВА И БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПРОИЗВОДИМЫХ НА ТЕРРИТОРИИ РФ ДЕТАЛЕЙ ДЛЯ ИМПОРТНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
<i>С.В. Богданец</i> ПРИМЕНЕНИЕ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ GEKO В ГАЗОДИНАМИЧЕСКОМ РАСЧЕТЕ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ196
<i>Д.Н. Немирович-Скрабатун</i> РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА АВТОМАТИЧЕСКОГО ПОСТРОЕНИЯ МОДЕЛЕЙ РАБОТЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ В СИСТЕМЕ SMART MAINTENANCE
<i>Л.А. Булысова, В.Д. Васильев</i> НАУЧНЫЕ ПРОБЛЕМЫ И ДОСТИЖЕНИЯ В РАЗРАБОТКЕ И ИССЛЕДОВАНИИ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТУ208
Д.С. Тарасов, А.С. Мятлев, Г.С. Семаков, В.В. Пандаков, А.И. Корябкин С.М. Будин, С.М. Хайрулин, А.А. Краснюк, Т.Б. Шульга, Р.Ф. Шамсиахметов, О.В. Романова, А.В. Романов, В.В. Завгородний, В.О. Непомнящий, Н.И. Фокин ОПЫТ СОЗДАНИЯ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТЭ-65.1
<i>А.П. Падучев, Д.В. Карелин</i> ПРИМЕНЕНИЕ ВОДОРОДСОДЕРЖАЩЕГО ТОПЛИВА ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ РАЗРАБОТКИ АО «ОДК»
<i>А.Н. Кохоновер, П.А Ермолаев</i> СОВРЕМЕННАЯ ПРОТИВООБЛЕДЕНИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА (ПОС) КВОУ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГТУ С ОТБОРОМ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ВОЗДУХА223
<i>А.Н. Аксёнов, А.Б. Шабаров</i> ИДЕНТИФИКАЦИЯ И РАСЧЁТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ПРИВОДНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ: СРАВНЕНИЕ МЕТОДИК ТМ И GASTURB
С.А. Мешков СОЗДАНИЕ МНОГОТОПЛИВНОЙ ВИХРЕВОЙ ПРОТИВОТОЧНОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ

В.С. Пичев

ОПЫТ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ АО ПЛАКАРТ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ СТАЦИОНАРНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК	.246
Д.Д. Попова, Н.А. Самойленко ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ МЕЖРОТОРНЫХ ЛАБИРИНТОВ ГТД С ИСТИРАЕМЫМИ ПОКРЫТИЯМИ	.248
И.В. Мелихов, Ю.Г. Марченко, В.А. Седунин ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВНУТРЕННЕГО ЗАПОЛНЕНИЯ ЛОПАТКИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА НА ЧАСТОТЫ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ	.252
В.Б. Смышляев, Ю.А. Радин, И.С. Белянкин ОСОБЕННОСТИ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПГУ ПРИ ПЕРЕХОДАХ С ОСНОВНОГО НА АВАРИЙНОЕ ТОПЛИВО	.260

СОСТОЯНИЕ И РАЗВИТИЕ ГАЗОТУРБИННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ НЕВСКОГО ЗАВОДА

И.Ю. Кляйнрок¹, К.О. Гилев², В.К. Юн³

¹ ООО «Газпром энергохолдинг индустриальные активы», г. Санкт-Петербург, Россия ² ООО «Газпром энергохолдинг индустриальные активы», г. Санкт-Петербург, Россия ³ Инженерный центр АО «Невский завод», г. Санкт-Петербург, Россия <u>v.yun@reph.ru</u>

Аннотация. Акционерное общество «Невский завод» (АО «НЗЛ») – старейшее промышленное предприятие Санкт-Петербурга, ведущее энергомашиностроительное предприятие России. С 2019 года входит в Группу «Газпром энергохолдинг индустриальные активы».

Осуществляет конструкторские разработки, изготовление и комплексные поставки энергетического оборудования для нефтегазовой отрасли, металлургической, химической промышленности и энергетики. Поставляемое оборудование широко применяется для модернизации газотранспортной системы, при строительстве современных энергоблоков и электростанций в малой генерации, на рынке СПГ и в ряде других отраслей.

Невский завод является старейшим отечественным заводом-изготовителем турбокомпрессорного оборудования для крупнейших инфраструктурных проектов нефтегазовой, энергической, металлургической и судостроительной отраслей промышленности. Масштабные работы по освоению газотурбинных технологий на Невском заводе начались в 50-60-х годах XX века в связи с развитием отечественной газовой промышленности.

В настоящее время Невский завод является единственным в России производителем стационарных газовых турбин мощностью 32 МВт. Силами инженерного центра Невского завода в настоящее время осуществляется комплекс мероприятий по повышению надежности и экономичности стационарных газовых турбин. Реализуется программа локализации элементов конструкции газотурбинного оборудования, разработана собственная Система управления газоперекачивающим агрегатом на отечественной элементной базе, оптимизирована компоновка агрегата, проводятся мероприятия по повышению технико-экономических характеристик.

Невский завод (НЗЛ) специализируется на производстве турбокомпрессорного оборудования для крупнейших инфраструктурных проектов нефтегазовой, энергической, металлургической и судостроительной отраслей промышленности. Более 50 % производимой продукции поставляется на объекты ПАО «Газпром».

Основная линейка продукции – центробежные и осевые компрессоры, стационарные газовые турбины до 32 МВт, паровые турбины, ГПА и ЭГПА, продукция собственного металлургического производства.

Продукция предприятия:

- Центробежные и осевые компрессоры мощностью до 32 МВт;
- Газоперекачивающие агрегаты нового поколения мощностью до 32 МВт (ГПА и ЭГПА);
- Паротурбинные агрегаты мощностью до 25 МВт;
- Электроприводные нагнетатели до 32 МВт;
- Генерирующие энергоблоки на базе паровых и газовых турбин мощностью до 32 МВт;
- Системы комплексной автоматизации промышленных объектов

Масштабные работы по освоению газотурбинных технологий на Невском заводе начались в 50-60-х годах XX века в связи с развитием отечественной газовой промышленности. В этот период НЗЛ разработал и освоил серийное производство газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом типа ГТ-700-4, ГТ-750-6, ГТК-10 мощностью 4, 6, 10 МВт соответственно.

На основании технико-экономических расчетов и проектных проработок, а также имея наработки по пластинчатым теплообменникам, специалистами Невского завода было продемонстрировано, что для небольшой мощности и невысоких начальных температур регенеративные газотурбинные установки имеют более высокую эффективность, чем ГТУ простого цикла.

Агрегаты типа ГТ-700-4 и ГТ-750-6 рассчитаны на температуру газа перед турбиной 700 и 750 °С, соответственно, имели унифицированную конструкцию: двустенные литые корпуса турбин, внутреннюю теплоизоляцию, чугунный литой корпус осевого компрессора, горизонтальную камеру сгорания, расположенную под агрегатом, однотипную систему регулирования.

С учетом опыта разработки и эксплуатации газовых турбин мощностью 4-6 МВт, Невский завод спроектировал агрегат ГТК-10 мощностью 10 МВт на начальную температуру 780 °С и КПД 29,5%. Для агрегата разработан новый, более быстроходный (5200 об/мин) осевой компрессор. Сохранены одноступенчатые конструкции турбин с эффективной системой охлаждения дисков и статорных деталей.

В ходе дальнейшего развития отечественной газотранспортной системы в 80-90-х годах разработаны и внедрены в серийное производство газовые турбины типа ГТН-25 и ГТНР-16, мощностью 25 и 16 МВт, соответственно.

В газовой турбине типа ГТН-25 применена встроенная кольцевая камера сгорания, которая обеспечивает равномерное окружное поле температур и заданный радиальный профиль температуры перед сопловым аппаратом. Это позволило повысить начальную температуру газа перед турбиной до 900 °C. Турбина спроектирована для работы в открытом цикле с КПД 29%.

В 90-е годы Невский завод выпустил агрегат типа ГТНР-16 – прямая замена ГТК-10 с сохранением габаритов и присоединительных размеров для его установки в ту же технологическую ячейку компрессорной станции. Повышение мощности агрегата в рамках заданных габаритных характеристик удалось достичь за счет перепрофилирования компрессора и повышения начальной температуры (до 930 °С). В результате КПД ГТУ составил 33%.

В начале XXI века Невский завод «обновил» линейку газотурбинного оборудования собственного производства, заключив лицензионные соглашения с компанией GE Oil & Gas (Nuovo Pignone S.p.A.), позволяющее изготавливать современные высокоэффективные газовые турбины мощностью 16 и 32 МВт. В таблице 1 представлены технические характеристики современных газотурбинных установок Невского завода.

гаолица 1. Основные техни исс	кие ларактеристики	
Характеристики	T16	T32
Степень повышения давления	19	17
Расход уходящих газов, кг/с	54,3	101,7
КПД ГТУ, %	37	36,2
Частота вращения вала СТ, об/мин	7800	5,714
Мощность на валу СТ, МВт	16,5	32
Эмиссия NO _x /CO ₂ , мг/м ³	≤50/≤40	≤50/≤35
Полный ресурс, ч	200000	200000

Таблица 1. Основные технические характеристики ГТУ Т16 и Т32

Газовая турбина T16 – стационарная двухвальная установка (рис. 1). Конструкция включает в себя 12-ступенчатый осевой компрессор, обеспечивающий степень сжатия 19, с регулируемыми направляющими аппаратами первых трех ступеней, низкоэмиссионную камеру

сгорания, которая обеспечивает хорошие экологические характеристики, а также двухступенчатую турбину высокого давления и двухступенчатую турбину низкого давления с поворотным сопловым аппаратом первой ступени.



Рисунок 1. Газовая турбина Т16

Газовая турбина T32 выполнена по открытому циклу со свободной (силовой) турбиной низкого давления (рис. 2). Компрессорная секция состоит из одиннадцатиступенчатого высокопроизводительного осевого компрессора с регулируемым входным каналом. Турбины высокого и низкого давления имеют по две ступени. Корпус имеет горизонтальный разъем.



Рисунок 2. Газовая турбина Т32

LXIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин

В рамках стратегической программы импортозамещения и локализации газотурбинной установки T32 входящей в состав ГПА-32 «Ладога», а также программы локализации основного и вспомогательного оборудования ГПА-32 «Ладога», на Невском заводе активно ведется работа по локализации основного и вспомогательного оборудования. На сегодняшний день достигнут уровень локализации ГТУ T32 более 65%. В планах до конца 2022 года достижение 75%, до конца 2023 года – 85%, до конца 2024 года 100% (рис. 3).



Рисунок 3. Этапы локализации ГТУ Т32

На текущий момент выполняется замена оригинальных материалов на отечественные, осваиваются технологии изготовления основных компонентов ГТУ, в том числе компонентов «горячей» части, а также импортозамещение оборудования, обеспечивающего работоспособность ГТУ. Приобретено и введено в эксплуатацию технологическое оборудование, на котором освоена технология изготовления лопаток осевого компрессора. В кооперации с производителями РФ освоена технология изготовления всех литьевых заготовок корпусов ГТУ Т32. В завершающей стадии освоение технологии изготовления всех литьевых заготовок корпусов ГТУ Т32. В завершающей стадии освоение технологии изготовления дисков турбины низкого и высокого давления, а также лопаток турбины низкого давления. В кооперации с российским производителем ведется отработка технологии изготовления шраудов и диафрагм турбин низкого и высокого давления. По компонентам камеры сгорания специалистами Инженерного центра Невского завода завершается перевыпуск конструкторской документации под технологические возможности российского производства с заменой на отечественные материалы. Активно ведется подготовка к контрактации по производству компонентов камеры сгорания с отечественным производителем, а также по изготовлению лопаток турбины высокого давления.

В рамках исполнения Программы локализации основного и вспомогательного оборудования ГПА-32 «Ладога», Невский завод разработал и изготовил собственную систему автоматического управления газоперекачивающим агрегатом, включая блок управления газотурбинной установкой на базе отечественного программно-технического комплекса «Текон» (рис. 4).



Рисунок 4. Система автоматического управления

Программно-технический комплекс «Текон» разработан на промышленных контроллерах и программном обеспечении (собственной SCADA-системе), которые включены в единый реестр российских программ для ЭВМ и баз данных в соответствии с Федеральным законом от 27 июля 2006 г. № 149-ФЗ «Об информации, информационных технологиях и о защите информации». Кроме того, оборудование ГК «Текон» имеет все необходимые сертификаты и лицензии для применения на объектах ПАО «Газпром», соответствует требованиям Указа Президента РФ от 30.03.2022 №166 «О мерах по обеспечению технологической независимости и безопасности критической информационной инфраструктуры Российской Федерации», а также Постановления Правительства Российской Федерации от 17 июля 2015 г. № 719 «О подтверждении производства промышленной продукции на территории Российской Федерации».

Параллельно проведены работы по унификации и оптимизации компоновки ГПА-32 «Ладога» (рис. 5). Единые компоновочные решения обеспечивают взаимозаменяемость узлов, а также снижают «пятно застройки» не менее чем на 20% и затраты на строительство компрессорных станций.



Рисунок 5. Унифицированный профиль ГПА-32 «Ладога»

В ходе дальнейшего совершенствования газовой турбины мощностью 32 МВт планируется выполнить повышение ее технико-экономических характеристик. Этапы по развитию ГТУ Т32 представлены в таблице 2.

Гаолица 2. Этапы развития г т э					
Параметры	T32	T32M1	T32M2		
Год реализации	2024	2026	2028		
КПД, %	36,2	37,5	39		
Полный ресурс, ч	200	250	250		
Техническое обслуживание, ч	4	8	10		

Таблица 2. Этапы развития ГТУ

На первом этапе будут выполнены следующие мероприятия:

- оптимизация режимов работы камеры сгорания;

- минимизация вторичных потерь;

- оптимизация и согласование проточной части ТВД и ТНД;

- установка 12-й ступени компрессора (рис. 6).

В результате проведения мероприятий предполагается повысить КПД ГТУ до 37,5%.



Установка 12-й ступени Модернизация ТНД

Рисунок 6. Направления модернизации в ходе 1-го этапа

На втором этапе предполагается проведение научно-исследовательских работ, направленных на существенный рост начальных характеристик цикла (поднятие степени сжатия до 22-24 и увеличение начальной температуры газа перед турбиной на ~ 50 °C), что позволит поднять КПД до 39%. Реализация таких решений потребует замены лопаточного аппарата компрессора, переработку конструкции турбин и оптимизации системы охлаждения лопаток.

Вышеперечисленные работы выполняются силами четырех профильных конструкторских бюро инженерного центра Невского завода:

- КБ газотурбинных приводов и турбин;
- СКБ автоматизации, регулирования и электротехнических систем;
- КБ ГПА и турбоагрегатов;

- СКБ систем магнитных подвесов.

Работы выполняются с использованием методов сквозного проектирования, конструкторская и технологическая документация загружается в систему управления жизненным циклом изделия, позволяющую автоматизировать процесс подготовки производства.

ОПЫТ И ПЕРСПЕКТИВЫ АО «ОДК-АВИАДВИГАТЕЛЬ» В СОЗДАНИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ АВИАПРОИЗВОДНЫХ ПРОМЫШЛЕННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

А.А. Иноземцев, академик РАН*

АО «ОДК-Авиадвигатель», г. Пермь, Россия. mishenin@avid.ru

Аннотация. Отмечена важность использования технологий авиационного двигателестроения при разработке энергетических ГТУ нового поколения. Представлены ключевые технологии, освоенные в программе авиационного двигателя ПД-14 и разрабатываемые в программе двигателя большой тяги ПД-35, которые могут найти применение при разработке современных энергетических ГТУ большой мощности. Приведены результаты исследований АО «ОДК-Авиадвигатель» требований к параметрам, конструктивному облику и технологиям, которые потребуются для разработки перспективных энергетических ГТУ мощностью 40 МВт. Описан опыт АО «ОДК-Авиадвигатель» участия в проектах разработки ГТУ большой мощности совместно с энергетическими предприятиями и институтами, даны предложения по возможному участию в программе разработки перспективной ГТУ большой мощности и развитию новых направлений.

Предприятия Пермского моторостроительного комплекса являются лидерами в авиадвигателестроительной отрасли России по разработке, производству и обеспечению эффективной эксплуатации авиапроизводных газотурбинных установок (ГТУ) в диапазоне мощности 2,5...25 МВт. С 1994 г. произведено и поставлено Заказчикам 1204 ГТУ для механического и энергетического привода мощностью 2,5; 4; 6; 10; 12; 16; 25 МВт, общая наработка которых на 01.06.2022 г. составила более 38,2 млн. часов. Из них: ГТУ для механического привода – 780 шт. (на базе двигателя Д-30 – 17 шт., на базе двигателя ПС-90А – 763 шт.) с общей суммарной наработкой – 21,7 млн. часов; ГТУ для газотурбинных электростанций – 424 шт. (на базе двигателя Д-30 – 288 шт., на базе двигателя ПС-90А – 136 шт.) с общей суммарной наработкой – 17,1 млн. часов.

Технический и коммерческий успех АО «ОДК-Авиадвигатель» обусловило сочетание следующих принципиальных подходов:

 использование базовых газогенераторов высокоресурсных и надежных двигателей для гражданской авиации;

 активное использование передовых авиационных технологий в сочетании с оптимальным уровнем модернизации при конвертировании авиационной материальной части;

 ориентация на максимальное удовлетворение запросов Заказчика по обеспечению надежной и эффективной эксплуатации;

 внедрение технологий послепродажного обслуживания с обеспечением полного жизненного цикла поставляемого оборудования с оплатой за машино-час, позволяющей обеспечить наилучшую эффективность эксплуатации и взаимовыгодное сотрудничество эксплуатанта и производителя.

При конвертировании авиационных ТРДД в промышленные ГТУ в АО «ОДК-Авиадвигатель» использовались два принципиально различных технических подхода.

ГТУ малой мощности в классе 2,5...6 МВт на базе ТРДД 3 поколения Д-30, имеющего относительно умеренные параметры цикла, разработаны с сохранением силовой схемы, основных конструктивных узлов (газогенератора, турбины низкого давления, корпусов наружного контура и др.), технологий и материалов базового авиадвигателя. Использование турбины

^{*} Доклад был представлен главным конструктором по ГТУ для электростанций АО «ОДК-Авиадвигатель» Д.Д. Сулимовым.

низкого давления (ТНД) в качестве силовой турбины и сохранение трансмиссии ТНД обусловило привод нагрузки со стороны компрессора. Для расширения сферы применения в комплекте ГТУ используются редукторы и мультипликаторы, позволяющие приводить нагрузки различного типа с переменной и постоянной частотой вращения без изменений конструкции газотурбинного двигателя. Данный подход в сочетании с использованием материальной части авиационных прототипов, выработавших часть летного ресурса, позволил обеспечить конкурентоспособную себестоимость и цену ГТУ в своем классе мощности.

При разработке ГТУ средней мощности в диапазоне 10...25 МВт на базе высокопараметричного ТРДД 4 поколения ПС-90А изначально была принята концепция создания промышленной модификации газогенератора базового авиадвигателя. В процессе конвертирования авиационного газогенератора выполнены доработки камеры сгорания и систем топливопитания и регулирования для перехода на газообразное топливо, внедрен ряд мероприятий по усилению корпусов и опор, улучшению теплового состояния, оптимизированы аэродинамика и программа управления механизацией компрессора, система охлаждения турбины и др.

Созданный промышленный газогенератор, соответствующий требованиям к ресурсам и надёжности наземных ГТУ, сохранил аэродинамическую эффективность и высокий параметрический потенциал авиационного прототипа. Газогенератор стал основой для разработки семейства унифицированных ГТУ мощностью 10, 12, 16, 25 МВт с КПД 32,5...39,2%.

При разработке ГТУ-12П в классе мощности 12 МВт из этого ряда использовался базовый конвертированный газогенератор. Для создания ГТУ-16П в классе мощности 16 МВт базовый газогенератор был модифицирован путем подстановки дополнительной ступени на входе в компрессор для повышения расхода воздуха и степени сжатия. При разработке наиболее мощной и экономичной установки – ГТУ-25П мощностью 25,6 МВт с КПД 39,2% – газогенератор был надстроен каскадом низкого давления с использованием деталей базового авиадвигателя. Силовые турбины для семейства ГТУ-10/12/16/25П проектировались заново с учетом требований заказчиков по частоте и направлению вращения. Основные параметры семейства ГТУ на базе авиадвигателя ПС-90А приведены в таблице 1.

Показатели	ГТУ-10П	ГТУ-12П	ГТУ-16П	ГТУ-25П
Мощность на валу, МВт	10,3	12,4	16,5	25,6
КПД на валу, %	32,5	34,6	37,0	39,2
Расход воздуха, кг/с	44,6	47	57,1	81,7
Степень сжатия	14,3	15,8	19,6	27,8
Температура газа на выхлопе, °С	463	470	540	488
Частота вращения силовой турбины, об/мин	9 000	6 500	5 300	5 000

Таблица 1. Основные данные семейства ГТУ на базе ТРДД ПС-90А

Важной реализованной задачей, улучшающей экологические характеристики и повышающей конкурентоспособность ГТУ разработки АО «ОДК-Авиадвигатель», является создание и начало эксплуатации сухой малоэмиссионной камеры сгорания (МЭКС).

В настоящее время АО «ОДК-Авиадвигатель» разработана такая камера сгорания для газотурбинной установки ГТУ-16ПМ, которая проходит опытно-промышленную эксплуатацию в составе газоперекачивающего агрегата на объекте эксплуатации ПАО «Газпром».

Дальнейшие перспективы развития линейки промышленных ГТУ разработки АО «ОДК-Авиадвигатель» связана с внедрением новейших технологий гражданских авиационных двигателей поколений 5 и 5+, которые созданы или разрабатываются в программах перспективных двигателей ПД-14 и ПД-35.

Ключевым авиационным проектом, реализуемым АО «ОДК-Авиадвигатель» в настоящее время, является двигатель ПД-14 для ближне-среднемагистрального самолета МС-21-310, создаваемый в рамках Государственной программы РФ по развитию авиационной промыш-

ленности на период до 2025 года. Тип и класс тяги двигателя ПД-14 соответствует наиболее емкой рыночной нише гражданских авиадвигателей: ТРДД в диапазоне тяги от 10 до 15 тс для узкофюзеляжных БСМС. Отличительной особенностью проекта ПД-14 является создание высокоэффективного унифицированного газогенератора, на основе которого возможна разработка семейства перспективных авиационных двигателей: ТРДД с тягой от 10 до 16 тс для пассажирских БСМС и транспортных самолетов и вертолетных ГТД для сверхтяжелых вертолетов мощностью до 12500 л.с.

Головной исполнитель работ по программе ПД-14 – АО «ОДК», головной разработчик двигателя ПД-14 – АО «ОДК-Авиадвигатель», разработка и производство осуществляется кооперацией предприятий АО «ОДК». Научно-техническое сопровождение работ обеспечивается ведущими отраслевыми институтами: ЦИАМ, ЦАГИ, ВИАМ, ВИЛС, ЛИИ, ГосНИИ-ГА, НИИТ и др. Разработка двигателя ПД-14 велась в 2008...2018 гг., в октябре 2018 г. двигатель получил сертификат типа. В настоящее время двигатели ПД-14 обеспечивают инженерные и сертификационные испытания самолета MC-21-310.

Одним из результатов реализации программы «Семейство двигателей на базе унифицированного газогенератора» запланировано создание на базе газогенератора и технологий ПД-14 семейства промышленных ГТУ нового поколения с перспективными техникоэкономическими и экологическими характеристиками. Размерность и параметры унифицированного газогенератора ПД-14 позволяют разработать семейство промышленных ГТУ в диапазоне мощности от 6 МВт до 16 МВт с КПД 33...39%, предназначенных для привода механической и электрической нагрузки.

Предусматривается разработка ГТУ в двух классах мощности:

- ГТУ-6/8ПД в классе мощности 6...8 МВт с КПД 32,9...34,4%. ГТУ-6/8ПД включает базовый газогенератор ПД-14 и вновь спроектированную 2-ступенчатую свободную силовую турбину (СТ) с выходом приводного вала в сторону выхлопа;

- ГТУ-12/16ПД в классе мощности 12...16 МВт с КПД 37,2...39,5% спроектирована по схеме с 2-вальным турбокомпрессором и с 2(3)-ступенчатой силовой турбиной. В 2-вальном турбокомпрессоре газогенератор ПД-14 надстроен каскадом низкого давления для увеличения расхода воздуха и степени сжатия. ГТУ-16ПД является наиболее мощной и экономичной установкой, в которой в наибольшей степени реализуется параметрический потенциал базового газогенератора.

Конструктивные схемы ГТУ-6/8ПД и ГТУ-12/16ПД представлены на рисунке 1, их основные параметры – в таблице 2.



Рисунок 1. Конструктивные схемы ГТУ на базе газогенератора ПД-14

В 2018 г. по соглашению с ПАО «Газпром» начались работы по проектированию первой машины из семейства промышленных ГТУ на базе газогенератора ПД-14 – ГТУ-12ПД – с последующим переходом к созданию ГТУ-16ПД в наиболее востребованном в ПАО «Газпром» классе мощности 16 МВт.

Конвертация базового газогенератора ПД-14 предусматривает, в первую очередь, замену камеры сгорания, предназначенной для работы на жидком топливе (авиационном керосине), на вновь проектируемую малоэмиссионную «сухую» камеру сгорания (МЭКС) в выносными жаровыми трубами, работающую на газообразном топливе. При разработке МЭКС будут использоваться технологии, разработанные и внедренные на ГТУ семейства ПС-90А.

Каскад низкого давления проектируется с максимальной степенью унификации для применения как в ГТУ-12ПД, так и в ГТУ-16ПД и отличается только пропускной способностью турбины низкого давления. Силовая турбина ГТУ-12ПД проектируется на основе отработанных конструкций статора и ротора серийной ГТУ-12П (на базе газогенератора ПС-90А) с перепроектированием лопаточной части под расходные характеристики ГТУ нового поколения. Такой подход позволяет снизить технические риски и затраты при создании ГТУ нового поколения.

Топливная эффективность ГТУ нового поколения значительно улучшена за счет применения нового высокопараметричного газогенератора:

- КПД ГТУ-6ПД повышен на 21% (отн.) по сравнению с серийной ГТУ-6П на базе двигателя Д-30;

- КПД ГТУ-12ПД и ГТУ-16ПД увеличен на 10% (отн.) по сравнению с машинами предыдущего поколения на базе авиадвигателя ПС-90А (ГТУ-12П и ГТУ-16П).

Помимо выхода на новый уровень топливной эффективности, ГТУ нового поколения проектируются на более высокие целевые ресурсы работы: назначенный ресурс – не менее 200 тыс. часов, ресурс до первого капитального ремонта и межремонтный – не менее 30 тыс. часов.

Параметры	ГТУ-б	ГТУ-8	ГТУ-12	ГТУ-16
Мощность, МВт	6,5	8,0	12,3	16,4
КПД, %	32,9	34,4	37,2	39,5
Расход воздуха, кг/с	25,7	28,1	44,5	50,1
Степень сжатия	14,3	16,0	25,4	29,6
Температура газа на выхлопе, °С	488	515	440	468
Частота вращения СТ, об/мин	1050	08300	6500	5300
Число ступеней компрессора - турби-	8	$2 \downarrow 2$	3+8-	3+8-
ны	8-2+2 2+1+2 2+		2+1+3	
Примечание: параметры ГТУ даны с малоэмиссионной камерой сгорания				

Таблица 2. Параметры семейства ГТУ на базе газогенератора ПД-14.

Положительный опыт создания двигателя ПД-14 и проектирование двигателей семейства дали АО «ОДК-Авиадвигатель» основание поставить еще более сложную и амбициозную задачу – создание семейства двигателей большой тяги для перспективных дальнемагистральных пассажирских и транспортных самолетов на базе унифицированного газогенератора

ПД-35.

Основными целями этой программы являются:

- разработка и демонстрация ключевых технологий, необходимых для создания семейства двигателей большой тяги в диапазоне 20...50 тс, обеспечение технологической готовности к созданию коммерческого двигателя;

- создание семейства двигателей авиационного и промышленного применения на базе унифицированного газогенератора ПД-35.

Первоочередной целью проекта ПД-35 является проведение НИР для разработки новых технологий и материалов (18 ключевых технологий) и демонстрация их готовности на газогенераторе-демонстраторе и двигателе-демонстраторе технологий. Разработка ключевых технологий обеспечит возможность дальнейшего повышения параметров цикла ПД-35 по сравнению с двигателем ПД-14: температуры газа перед турбиной на 100 К, степени сжатия на 30%, степени двухконтурности на 30% и улучшения топливной эффективности двигателя дополнительно на 7%. После доведения ключевых технологий до шестого уровня готовности станет возможен старт ОКР по разработке коммерческих двигателей в востребованных рынком классах тяги в диапазоне от 24 до 50 тс.

Фактически, ставится цель освоения в РФ новой компетенции и выводе российского гражданского авиадвигателестроения на самый высокий мировой уровень.

Двигатель-демонстратор технологий ПД-35 (тяга 35 тонн) проектируется по традиционной двухвальной схеме ТРДД со сверхвысокой степенью двухконтурности, с прямым приводом вентилятора, с раздельным истечением потоков наружного и внутреннего контуров, с реверсом тяги в наружном контуре.

Головным исполнителем программы ПД-35 является АО «ОДК», головной разработчик двигателей – АО «ОДК-Авиадвигатель». В кооперацию по созданию двигателя ПД-35 привлечены предприятия, участвующие в кооперации по созданию двигателя ПД-14, а также ведущие НИИ, имеющие компетенции в разработке критических технологий.

В настоящее время проект вышел на этап производства, сборки и испытаний опытных узлов и демонстрационного газогенератора ПД-35 с целью демонстрации разработанных ключевых технологий.

Одним из результатов реализации программы «Семейство двигателей большой тяги на базе унифицированного газогенератора ПД-35» запланировано создание семейства промышленных ГТУ нового поколения на базе газогенератора и технологий двигателя ПД-35. Размерность и параметры газогенератора позволяют разработать на его базе семейство промышленных ГТУ в диапазоне мощности от 20 МВт до 32 МВт, предназначенных для привода механической и электрической нагрузки с уровнем КПД, превышающим уровень лучших зарубежных аналогов (см. рисунок 2).



Рисунок 2. Конструктивный облик ГТУ на базе газогенератора ПД-35

Предусматривается разработка ГТУ в двух классах мощности:

- ГТУ-20ПД в классе мощности 20 МВт с КПД 39%. ГТУ-20ПД включает конвертированный для промышленного применения базовый газогенератор ПД-35 и вновь спроектированную 2-ступенчатую свободную силовую турбину (СТ) с частотой вращения n_{ct}= 7500 об/мин с выходом приводного вала в сторону выхлопа;

- ГТУ-32ПД в классе мощности 32 МВт с КПД 41,5%. ГТУ-32ПД спроектирована по схеме с 2-вальным турбокомпрессором и с 2(3)-ступенчатой свободной СТ с частотой вращения n_{cr}=5700...6000 об/мин. В 2-вальном турбокомпрессоре газогенератор ПД-35 надстроен каскадом низкого давления для увеличения расхода воздуха и степени сжатия. ГТУ-32ПД является наиболее мощной и экономичной установкой, в которой в наибольшей степени реализуется параметрический потенциал базового газогенератора ПД-35.

Класс мощности ГТУ-20ПД и ГТУ-32ПД в станционных условиях (20 МВт и 32 МВт соответственно) соответствуют мощностному ряду газотурбинных ГПА, рекомендованному в стандарте «СТО Газпром 2-3,5-138-2007».

Конвертация базового авиационного газогенератора включает, в первую очередь, замену камеры сгорания, предназначенной для работы на жидком топливе (авиационном керосине), на вновь проектируемую малоэмиссионную «сухую» камеру сгорания (МЭКС) с выносными жаровыми трубами, работающую на газообразном топливе. При разработке МЭКС будут использоваться технологии, разработанные и внедренные на ГТУ семейства ПС-90А. Для ГТУ-32ПД предполагается использование теплообменника в системе охлаждения турбины газогенератора – для снижения температуры воздуха, отбираемого за компрессором на охлаждения диска и рабочих лопаток первой ступени.

При проектировании каскада низкого давления ГТУ-32ПД (компрессора и турбины низкого давления) будут использованы технологии и проверенные конструктивные решения, отработанные на выполненных по аналогичной схеме ГТУ в меньших классах мощности: ГТУ-25П и ГТУ-12/16ПД. Силовые турбины ГТУ-20ПД и ГТУ-32ПД проектируются с использованием технологий и опыта создания силовых турбин двигателей предыдущего поколения.

Возможность применения повышенных параметров цикла, обеспечиваемая применением газогенератора и технологий базового авиадвигателя поколения 5+, обуславливает высокий КПД ГТУ, превышающий уровень лучших современных аналогов.

Предварительные параметры ГТУ-20ПД и ГТУ-32ПД приведены ниже в таблице 3 с учетом применения малоэмиссионной камеры сгорания.

Параметры	ГТУ-20ПД	ГТУ-32ПД
Мощность, МВт	20,4	32,7
КПД, %	39,0	41,5
Расход воздуха, кг/с	63,3	96,5
Степень сжатия	22,4	34,5
Температура газа на выхлопе, °С	471	444
Частота вращения силовой турбины, об/мин	7500	57006000
Число ступеней компрессора и турбины	10-2+2	3+10-2+1+2(3)

Таблица 3. Параметры ГТУ-20ПД и ГТУ-32 ПД

Таким образом, на базе газогенераторов серийных и проектируемых авиационных двигателей разработки АО «ОДК-Авиадвигатель» созданы или могут быть разработаны промышленные ГТУ в диапазоне мощности от 2,5 до 32 МВт. Для разработки ГТУ большей мощности потребуется масштабирование базовых газогенераторов и ключевых технологий.

Примером такого подхода является проект ГТУ-40ПМ – промышленная ГТУ в классе мощности 40...45 МВт с КПД 39%, универсальной по применению – для механического и энергетического привода, разрабатываемой с участием иностранного инвестора.

Используется традиционная конструктивная схема: «газогенератор плюс свободная силовая турбина», двигатель имеет модульную конструкцию (см. рисунок 3). Газогенератор ГТУ-40ПМ проектируется с использованием принципа аэродинамического моделирования узлов газогенератора серийной газотурбинной установки ГТУ-16П мощностью 16 МВт, коэффициент моделирования базового компрессора Км=1.41 (по диаметру). Компоновка двигателя предполагается с минимальной длиной переходного канала между ТВД и СТ для минимизации потерь полного давления и расхода охлаждающего воздуха, проточная часть и частота вращения силовой турбины оптимизированы для достижения максимального КПД.

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ

В горячей части ГТУ предполагается использование технологий и материалов, разработанных в программах авиационных двигателей ПД-14 и ПД-35. Использование геометрического моделирования и передовых авиационных технологий позволяет применить повышенные параметры цикла, снизить риски достижения аэродинамических параметров узлов, характеристик надежности и долговечности, топливной эффективности. Расчетные параметры ГТУ-40ПМ приведены в таблице 4.



Рисунок 3. Конструктивный облик ГТУ-40ПМ

Параметры	Значения параметров
Мощность, МВт	42,5
КПД, %	39,0
Расход воздуха, кг/с	119
Степень сжатия	21
Температура газа на выхлопе, °С	523
Частота вращения силовой турбины, об/мин	5 500
Число ступеней компрессора и турбины	14-2+2

Таблица 4. Расчетные параметры ГТУ-40ПМ

Новейшие авиационные технологии могут стать востребованными при необходимости разработки энергетических одновальных ГТУ мощностью 300...500 МВт, оптимизированных для применения в составе ПГУ.

Разработка конкурентоспособной российской ГТУ нового поколения потребует объединения технологических возможностей предприятий энергетического машиностроения и предприятий авиадвигателестроительной отрасли, а также создания нового НТЗ по критическим технологиям ГТУ предельной мощности, включающего:

- усовершенствованные технологии полностью трехмерного аэродинамического проектирования компрессора и турбины большой размерности;

- материалы и покрытия, обеспечивающие длительную работоспособность деталей проточной части при требуемом уровне температуры газа перед турбиной;

- технологии эффективного воздушного охлаждения рабочих и сопловых лопаток большого размера;

- технологии проектирования и изготовления крупногабаритных рабочих лопаток последних ступеней со сверхвысокими значениями параметра напряжений и с высоким значением приведенной скорости на выходе из турбины;

- технологии сжигания «бедных» предварительно перемешанных топливовоздушных смесей для реализации низкого уровня выбросов NO_x при высоких параметрах КС;

- технологии подачи топлива, обеспечивающие гибкое управление работой камеры сгорания во всех условиях эксплуатации ГТУ;

- технологии управления радиальными зазорами компрессора и турбины, позволяющие иметь минимальные зазоры в рабочем состоянии и обеспечить способность быстрого холодного и горячего запусков;

- оптимизацию программы управления поворотными аппаратами компрессора для работы в системе ПГУ.

Аэродинамической базой для создания компрессора сверхмощных ГТУ могут стать 14-ступенчатый компрессор ГТУ-16П, разработанный на базе компрессора высокого давления (КВД) авиадвигателя ПС-90А, или проектируемый 10-ступенчатый КВД двигателя ПД-35, обладающие необходимым сочетанием высокой степени сжатия ($\pi^*_{\ K} = 18...23$), высокой лобовой производительности и геометрических характеристик, позволяющих при моделировании в большую сторону (на частоту вращения 3000 об/мин) обеспечить высокие расходы воздуха для достижения требуемой высокой мощности.

Участие АО «ОДК-Авиадвигатель» в разработке мощной энергетической ГТУ может включать выполнение следующих проектных, экспериментальных и производственных работ:

- по узлу компрессора:
 - полный комплекс аэродинамического, тепло-гидравлического, прочностного и ресурсного проектирования;
 - оптимизация программы управления ВНА и НА для работы в парогазовом/простом цикле;
 - изготовление всех лопаток компрессора;
 - создание и передача в производство системы управления радиальными зазорами.
- по узлу МЭКС:
 - проектирование МЭКС тепловое, аэродинамическое, прочностное; эскизный и рабочий проекты, выпуск конструкторской документации; испытания модельных фронтовых устройств камер сгорания;
 - производство фронтовых устройств и смесителей с применением аддитивных технологий (на сегодняшний день оборудование позволяет изготавливать лазерным спеканием горелочные модули для ГТУ мощностью до 180 МВт, для горелок большей размерности возможно приобретение нового оборудования или изготовление в кооперации);
 - проектирование и изготовление жаровой трубы из жаростойких керамических материалов.
- по узлу турбины:
 - полный комплекс аэродинамического, тепло-гидравлического, прочностного и ресурсного проектирования;
 - изготовление всех лопаток турбины (охлаждаемых, монокристальных, с теплозащитными покрытиями) в кооперации с ФГУП ВИАМ;
 - создание и передача в производство системы управления радиальными зазорами.
- по узлу затурбинного диффузора:
 - полный комплекс аэродинамического, теплового, прочностного и ресурсного проектирования.

Практическая реализация программы создания энергетической ГТУ большой мощности, которая по технологической сложности и необходимым ресурсам не уступает программам разработки авиационных двигателей нового поколения, требует выполнения ряда организационных условий:

- придание программе статуса приоритетной государственной программы, обеспечивающей энергетическую независимость РФ;

- частно-государственное партнерство на этапах разработки, подготовки производства и опытной эксплуатации;

- кооперация предприятий энергомашиностроения и авиационного двигателестроения при научном сопровождении отраслевых институтов и РАН.

Еще одним направлением перспективных исследований и, одновременно, фактором неопределенности является вопрос адаптации промышленных ГТУ для работы на смеси природного газа и водорода и на сжиженном водороде, в связи с поставленными западными странами целями достижения нулевых нетто-выбросов углекислого газа. Для создания НТЗ в этом направлении начаты НИР по отработке технологий и конструктивных решений для малоэмиссионного сжигания метано-водородных смесей и чистого водорода, отработка технологий соответствующих систем управления и топливопитания, изучение влияния теплофизических свойств водорода и продуктов его сгорания на срок службы оборудования, разработка конструктивных мероприятий и материалов, проработка вопросов эксплуатационной технологичности и безопасности при использовании водородсодержащего топлива и водорода. В качестве конструктивной и экспериментальной базы для отработки и демонстрации водородных технологий принята промышленная ГТУ-16ПМ с МЭКС.

В рамках диверсификации новым направлением АО «ОДК-Авиадвигатель» стало – техническое перевооружение газокомпрессорных станций сырого газа.

Первым объектом технического перевооружения трех электрических приводов газовых компрессоров на газотурбинные приводы ГТП-16ПА стала компрессорная станция сырого газа Локосовского газоперерабатывающего завода ТПП «Лангепаснефтегаз» ООО «ЛУ-КОЙЛ-Западная Сибирь».

Общий вид компрессорной станция сырого газа Локосовского газоперерабатывающего завода ТПП «Лангепаснефтегаз» ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь» с применением ГТП-16ПА представлен на рисунке 4.



Рисунок 4. Общий вид ГТП-16ПА на КССГ Локосовского НПЗ ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь».

Установленные на ней газотурбинный привод ГТП-16ПА мощностью 16,8 МВт с двигателем ПС-90ЭУ-16А и системами, обеспечивающими их безопасную эксплуатацию, используются при компримировании сырого газа в составе технологической линии газоперерабатывающего завода.

Технические решения, заложенные конструкторами АО «ОДК-Авиадвигатель», при разработке газотурбинного привода ГТП-16ПА являются унифицированными для любого ГТД модельного ряда компании. Гибкий проектный подход и высокие технические компетенции позволяют конструкторам разрабатывать технические решения индивидуально для каждого проекта. Комплектность блоков, состав оборудования, вид и состав топливного газа согласовывается с Заказчиком на этапе технической проработки запроса.

Применение газотурбинных установок для привода газовых компрессоров взамен электродвигателей является перспективным направлением развития и модернизации производственных предприятий по газопереработке и нефтехимии.

В настоящее время АО «ОДК-Авиадвигатель» ведутся работы по внедрению в серийное производство газотурбинных двигателей (ГТД) Д-30ЭУ мощностью 2,5...6 МВт с улучшенными ресурсными характеристиками, изготавливаемых из новых деталей. Программа модернизации ГТД Д-30ЭУ направлена на снижение операционных затрат за весь жизненный цикл ГТД. Реализация программы производства ГТД Д-30ЭУ с улучшенными ресурсными характеристиками позволяет:

- увеличить назначенный ресурс ГТД и ГТЭС до 200 000 часов;
- увеличить ресурс до капитального ремонта ГТД до 40 000 часов;

- снизить эксплуатационные затраты на техническое обслуживание в течение жизненного цикла за счет увеличения назначенного ресурса и сокращения капитальных ремонтов.

РЕЗУЛЬТАТЫ ОПЫТНО-ПРОМЫШЛЕННОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ ГТД-110М

С.М. Скирта, В.В. Романов

ООО «Инжиниринговый центр «Газотурбинные технологии», г. Москва, Россия <u>skirta_sm@ec-gtt.ru</u>

Аннотация. Приведены основные результаты проекта создания модернизированного двигателя ГТД-110М и энергетической установки ГТЭ-110М. Приведены этапы и регламент проведения испытаний модернизированного двигателя в условиях испытательного стенда и опытно-промышленной эксплуатации в ячейке блока ПГУ с учетом выполнения осмотров и технических инспекций. Выполнена оценка разработанного комплекса модернизационных мероприятий по результатам эксплуатации двигателя ГТД-110М.

Отечественный газотурбинный двигатель ГТД-110 (Рисунок 1) разрабатывался в 1990-х годах и после завершения межведомственных испытаний в 2003г. начал выпускаться на ПАО «ОДК-Сатурн». Двигатель представляет собой одновальный агрегат простого термодинамического цикла для непосредственного привода электрического генератора. При его создании были применены конструктивные решения, свойственные газотурбинным двигателям авиационного и морского назначения, направленные на достижение высокого КПД при минимальных габаритах и весе, обеспечение работоспособности в заданной области рабочих режимов и соответствие ресурсным показателям.



Рисунок 1. Газотурбинный двигатель ГТД-110

Сложившаяся на момент начала производства ситуация не позволила провести полноценную доводку двигателя ГТД-110 и в ходе опытно-промышленной эксплуатации в период 2003-2012гг. был выявлен ряд недостатков, неизбежных при создании высокотехнологичного продукта, требующего соответствующей доводки. Наиболее серьёзные из них это разрушение рабочей лопатки 1 ступени турбины по замковому соединению, образование трещин на жаровых трубах камеры сгорания с последующим разрушением, обрывы трубопроводов внешней обвязки [1]. Проявление этих дефектов приводило к существенным повреждениям проточной части двигателя и длительным ремонтам в условиях завода-изготовителя.

С целью устранения этих недостатков, группой кампаний: ПАО «Интер РАО», Фонд инфраструктурных и образовательных программ, «НП «ЦИЭТ», ПАО «ОДК-Сатурн» при поддержке Минпромторг России был инициирован проект создания модернизированного двигателя ГТД-110М и энергоустановки на его базе с обеспечением заданных целевых показателей.

Проект начался в 2014г. и для его реализации был создан «Инжиниринговый центр «Газотурбинные технологии». В работах были задействованы основные предприятия и институты отрасли: ПАО «ОДК-Сатурн» (головной исполнитель), ОАО «НПО ЦКТИ», ОАО «ВТИ», АО «НПО «ЦНИИТМАШ», ГНЦ ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова», ПАО «ОДК-Кузнецов», АО «Стенд», ООО «ТСЗП», ООО «Альфа-Транзит» и другие [3, 4, 6, 13]. В ходе выполнения проекта были разработаны, проверены и внедрены конструктивные и технологические мероприятия, направленные на устранение выявленных ранее недостатков, а также повышение эксплуатационных показателей двигателя и установки в целом. Кроме того, была разработана и успешно испытана при полных и частичных параметрах в условиях стендов малоэмиссионная камера сгорания (МЭКС). Изготовлен комплект МЭКС для проведения испытаний в составе двигателя [2, 5, 7-12]. По результатам работ в рамках проекта был сформирован конструктивный облик двигателя ГТД-110М. С целью подтверждения эффективности разработанного комплекса мероприятий в 2018г была выполнена модернизация двигателя ГТД-110 заводской №6 в облик ГТД-110М для проведения длительных испытаний в условиях испытательного стенда и опытно-промышленной эксплуатации в условиях ячейки блока ПГУ-325 Филиала «Ивановские ПГУ» АО «ИНТЕР РАО - Электрогенерация» на оптовом рынке электроэнергии и мощности [14-16].

В марте-апреле 2019г этот двигатель прошел длительные испытания в условиях испытательного стенда (АО «Стенд») до достижения наработки 955 эквивалентных часов при 22 «горячих» запусках. Теплотехнические характеристики, определенные в ходе этих испытаний, подтвердили соответствие Техническим условиям на двигатель (Таблица 1). По завершении испытаний выполнены эндоскопический осмотр проточной части в доступных местах и частичная разборка двигателя для дефектации и контроля состояния основных деталей «горячей» части двигателя. По результатам дефектации и неразрушающих методов контроля, дефектов, препятствующих дальнейшей эксплуатации не выявлено, отмечались следы приработки по сопрягаемым поверхностям, следы термического воздействия, незначительные повреждения керамического термобарьерного покрытия на отдельных лопатках соплового аппарата и рабочих лопатках турбины. На основании результатов инспекции двигатель был допущен к опытно-промышленной эксплуатации в ячейке блока ПГУ.

Параметры	Значения параметров			
	Расчет	Технические	В условиях стен-	
		условия	да, приведенные	
			(21.03.2019г)	
Мощность на выходном фланце, МВт	116,7	116,5	116,5	
Эффективный КПД, %	36,2	Не менее 36	37,1	
Расход топлива (газ), т/час	23,21	23,3	23,02/22,61*	
Теплотворная способность топлива,	50 000	50 000	49 114	
кДж/кг				
Температура газа за турбиной (Т ₄),	517	517	517	
°C				
* - расход топлива приведен к значению Hu=50 000 кДж/кг				

			U
Габлица I. Основные пар	пяметпы па) резупьтятям	испытянии на стенле
i aoviniqui ii Ocnobilbie nu		pesymbra and	пенытанны на стенде

В июне 2019г этот был установлен в ячейку блока ПГУ-325 филиала «Ивановские ПГУ» АО «ИНТЕР РАО - Электрогенерация». По результатам приемо-сдаточных испытаний (ПСИ) подтверждено соответствие основных параметров Техническим условиям на двигатель (Таблица 2). Опытно-промышленная эксплуатация (ОПЭ) двигателя до наработки 8 000 эквивалентных часов в ячейке блока велась по графику регионального диспетчерского управления (РДУ) с учетом запланированных периодических эндоскопических осмотров и технических инспекций с частичной разборкой двигателя. В августе 2021г была достигнута наработка 8 000 эквивалентных часов в ячейке блока ПГУ-325, при этом суммарная наработка двигателя с учетом испытаний и ПСИ составила более 9 600 эквивалентных часов при 115 «горячих» запусках. По результатам проводимых в период ОПЭ осмотров и инспекций, не

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ

выявлено дефектов, препятствующих дальнейшей эксплуатации двигателя ГТД-110 заводской №6 с реализованным комплексом модернизационных мероприятий. Разработанные в ходе проекта и внедренные в конструкцию деталей и узлов двигателя ГТД-110М мероприятия, показали свою эффективность и позволили устранить выявленные ранее недостатки.

Параметры	Значения параметров					
_	Расчет	Технические	В условиях			
		условия	стенда, приве-			
			денные			
			(21.03.2019г)			
Мощность на выходном фланце, МВт	116,7	116,5	116,5			
Эффективный КПД, %	36,2	Не менее 36	36,1			
Расход топлива (газ), т/час	23,21	23,3	23,74/23,24*			
Теплотворная способность топлива,	50 000	50 000	48 932,2			
кДж/кг						
Температура газа за турбиной (Т4), °С	517	517	517			
* - расход топлива приведен к значению Hu=50 000 кДж/кг						

Таблица 2. Основные па	раметры по	результатам	испытаний в	ячейке	ПГУ-325

За время проведения ОПЭ результаты всех осмотров и инспекций детально анализировались и при выявлении каких-либо замечаний разрабатывались и внедрялись корректирующие мероприятия. Кроме того, рассматривались рекомендации эксплуатирующей организации, направленные на повышение эксплуатационных характеристик и обеспечение удобства обслуживания. По результатам эксплуатации были модернизированы клапаны перепуска воздуха в части обеспечения герметичности, система наддува передней опоры ротора турбокомпрессора, компенсаторы на трубопроводах переброса воздуха, изменена конструкция теплообменников, оптимизирован алгоритм контроля пульсаций давления в камере сгорания, внедрена система удаленного мониторинга параметров двигателя и установки, оптимизированы схема маслосистемы ГТЭ и регламент технического обслуживания и подготовки ГТЭ к запуску. В целом, результаты ОПЭ показали высокую эффективность мероприятий, разработанных и внедренных в рамках проекта создания ГТД-110М. На момент подготовки материалов публикации (июль 2022г.) наработка двигателя в ячейке блока ПГУ составила более 10 900 эквивалентных часов, а с учетом испытаний на стенде и ПСИ боле 12 500 эквивалентных часов при 135 «горячих» запусках.

Для комплексной оценки эффективности разработанных модернизационных мероприятий и результатов эксплуатации двигателя на стенде и в ячейке блока ПГУ, в июле 2020г проведено совместное заседание Научно-технического совета НП «НТС ЕЭС» и Секции по проблемам надежности и безопасности больших систем энергетики Научного совета РАН по системным исследованиям в энергетике на тему: «Комплекс мероприятий, разработанный в рамках проекта модернизации газотурбинного двигателя ГТД-110». На рассмотрение научно-техническому совету были представлены внедренные конструктивные и технологические решения, характеристики двигателя, полученные на стенде и в ячейке блока ПГУ, а также результаты проведенных инспекций. По итогам заседания (Протокол №1/20 от 21.07.2020г.) проект создания двигателя ГТД-110М был признан успешным и подтвердившим свою эффективность, а результаты длительных испытаний двигателя ГТД-110 заводской №6 с реализованным комплексом модернизационных мероприятий на стенде и ОПЭ в ячейке блока ПГУ были признаны положительными. Получена рекомендация к широкому применению модернизированного отечественного двигателя ГТД-110М на объектах энергетики, как в программах технического перевооружения ТЭС, так и при строительстве новых электростанций [17-19].

Список литературы:

1. Скирта С.М., Пиотух С.М., Пиралишвили Ш.А. Анализ причин возникновения дефектов при эксплуатации ГТД-110 // Вестник РГАТА им. П.А. Соловьева. – 2015. – №1(32).

2. Гасуль М.Р., Скирта С.М., Золотогоров М.С., Егоров И.Н. Экспериментальнорасчетные исследования рабочих лопаток турбины ГТЭ110 // Сборник Тезисов. LXI научнотехническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. – 2014. – С.62-65 (165).

3. Гасуль М.Р. Повышение надежности и развитие мощностного ряда ГТУ на базе ГТД-110 производства «НПО «Сатурн» // Турбины и дизели. – 2015. – №5.

4. Романов В.В. Проект создания модернизированной газотурбинной установки ГТД-110М // Сборник Тезисов. LXII научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. – 2015. – С.32-37 (154).

5. Булысова Л.А., Васильев В.Д., Берне А.Л., Гутник М.Н., Гутник М.М. Малоэмиссионная камера сгорания (МЭКС) ГТЭ-110М // Сборник Тезисов. LXII научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. – 2015. – С.53-57 (154).

6. Романов В.В., Климов А.Н., Скирта С.М. Реализация инвестиционного проекта модернизации, повышения надежности и эксплуатационных показателей установки ГТЭ-110М // Сборник Тезисов. LXIII научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. – 2016. – С.17-18 (108).

7. Булысова Л.А., Гутник М.Н., Васильев В.Д., Гутник М.М., Берне А.Л., Пугач К.С., Румянцева С.А., Гасуль М.Р., Василюк Д.К., Иевлев Д.Г. Исследования штатной жаровой трубы ГТД-110 // Сборник Тезисов. LXIII научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. – 2016. – С.28-37 (108).

8. Романов В.В., Климов А.Н., Скирта С.М. Повышение надежности и устранение дефекта рабочей лопатки первой ступени турбины в рамках проекта ГТД-110М // Сборник Тезисов. LXIII научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. – 2016. – С.37-39 (108).

9. Климов А.Н., Скирта С.М., Ильина Я.Ю. Воспроизведение дефекта и анализ частотных характеристик рабочей лопатки первой ступени турбины в рамках проекта ГТД-110М // Сборник Тезисов. LXIII научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. – 2016. – С.39-42 (108).

10. Виноградов К.А., Добровольский И.С., Пятунин К.Р., Крупин В.П., Пиотух С.М. Комплексная модель для расчетно-экспериментальной оценки теплового состояния рабочей лопатки 1 ступени ГТД-110 // Сборник Тезисов. LXIII научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. – 2016. – С.42-44 (108).

11. Козлякова И.С., Колесова Е.Г., Крупин В.П., Пиотух С.М., Мишихина М.В. Расчетноэкспериментальное исследование изменения радиального зазора над рабочими лопатками 1 ступени турбины двигателя ГТД-110 // Сборник Тезисов. LXIII научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. – 2016. – С.45-46 (108).

12. Михайлов В.Е., Хоменок Л.А., Золотогоров М.С., Гасуль М.Р., Иванов А.С., Романов В.В., Скирта С.М. Отработка лопаточных аппаратов 1 ступени турбины агрегата ГТЭ-110 с целью повышения надежности его работы // Надежность и безопасность энергетики, №10, 2017, С. 190-196.

13. Романов В.В., Климов А.Н., Скирта С.М. Реализация инвестиционного проекта модернизации, повышения надежности и обеспечения эксплуатационных показателей установки ГТЭ-110М // Сборник Тезисов. LXIV научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. – 2017. – С.3-4 (144).

14. Скирта С.М., Климов А.Н., Гасуль М.Р. Проверка мероприятий по устранению дефекта рабочей лопатки первой ступени турбины в рамках проекта ГТД-110М // Сборник Тезисов. LXIV научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. – 2017. – С.31-33 (144).

15. Климов А.Н. Модернизация ГТЭ-110 // Сборник Тезисов. LXV научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. – 2018. – С.3-9 (180).

16. Скирта С.М. Обеспечение работоспособности ГТЭ-110 // Электрические станции, № 6, 2018, С. 2-9.

17. Кучеров В.В., Сладков Н.Е., Куликов С.В., Климов А.Н., Скирта С.М., Михайлов В.Е. Опыт проектирования и строительства газотурбинных и парогазовых энергоблоков на базе газотурбинной установки ГТЭ-110 // Электрические станции, № 10, 2018, С. 9-17.

18. Комплекс мероприятий, разработанный в рамках проекта модернизации газотурбинного двигателя ГТД-110 // Электрические станции, № 8, 2020, С. 48-54.

19. Романов В.В., Климов А.Н., Скирта С.М. Успешное выполнение проекта модернизации газотурбинного двигателя большой мощности ГТД-110М // Электрические станции, № 10, 2020, С. 25-30.

ТЕХНИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ РЕКОНСТРУКЦИИ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ В СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ

Д.М. Ляпичев, С.С. Михеев, В.А. Щуровский

ООО «Газпром ВНИИГАЗ», г. Москва, Россия v_shchu@mail.ru

Аннотация. Дана краткая характеристика технического состояния компрессорного парка ПАО «Газпром». Отмечена необходимость актуализации научно-технической политики ПАО «Газпром» в области газоперекачивающей техники. Приведен краткий обзор истории локализации производства новой газотурбинной техники и ее результаты. Показаны результаты многолетних усилий по ограничению вредных выбросов в атмосферу газотурбинного парка.

Рассмотрено использование водорода для транспортировки природного газа.

В условиях системной перестройки маршрутов и объемов транспортировки природного газа процесс реконструкции компрессорного парка возможен с учетом следующих тенденций:

- природный газ и его трубопроводный транспорт останутся значимым энергоресурсом РФ,

– важность повышения к.п.д. газотурбинного привода и газового компрессора сохранится приоритетом их развития, в том числе с учетом декарбонизации,

- укрупнение единичных мощностей ГПА должно быть использовано для улучшения технико-экономических показателей компримирования не только на агрегатном уровне, но и путем сооружения новых компрессорных цехов замещения морально и физически устаревших мощностей,

– наряду с этим представляется перспективным теоретическое исследование и практическая апробация гибридных электро- газотурбинных схем компримирования природного газа.

В ПАО «Газпром» эксплуатируется 4672 газоперекачивающих агрегата суммарной установленной мощностью 54.4 млн. кВт. Основная часть газоперекачивающего оборудования сосредоточена на компрессорных станциях (КС) магистральных газопроводов – 47.6 млн. кВт (3916 ед.), остальные мощности эксплуатируются в составе дожимного комплекса газовых промыслов – 5.8 млн кВт (423 ед.) и на КС подземных хранилищ газа (ПХГ) – 0.95 млн кВт (227 ед.).

За прошедшие три года общее состояние компрессорного парка не претерпело существенных изменений [1].

Структура компрессорного парка по типам привода и единичным мощностям достаточно консервативна в течение многих лет. Преобладают ГПА с газотурбинным приводом (почти 90% парка), мощностной ряд газотурбинных ГПА (МВт): 2,5–4–6.3(8)–10(12)–16(18)–25– 30(32)–50, почти половину парка составляют агрегаты мощностью 16...18 МВт.

За последние 10 лет средневзвешенный номинальный КПД парка газотурбинных ГПА увеличился на 1.0 % (абс.) в основном за счет нового ввода мощностей.

Динамика изменения показателей надежности всего парка газотурбинных ГПА ПАО «Газпром»:

- средняя наработка на отказ всего парка газотурбинных ГПА является стабильной и превышает минимальные нормативные показатели в 1,5–3,5 раза;

относительно высокий уровень среднего показателя достигается за счет обеспечения надежной работы «старого» парка ГПА; конструктивные дефекты и их последствия для определенных типов известны;

- значение коэффициента готовности (Кг) составляет около 0,97;

- значение коэффициента технического использования (Кти) составляет в среднем 0,80.

Техническое состояние компрессорного парка поддерживается с помощью централизованной системы технического обслуживания и ремонта (ТО и Р) и достигло определенной многолетней стабилизации и может обеспечиваться неопределенно долго.

Уместно подумать о дальнейшем развитии технологической инфраструктуры магистральной транспортировки природного газа и ее компрессорного парка.

В 2009г на основе концепции, разработанной ООО «Газпром ВНИИГАЗ», был утвержден программный документ «Научно-техническая политика ОАО «Газпром в области газоперекачивающей техники», устанавливающего следующие принципы обеспечения отрасли современным и высокоэффективным газоперекачивающим оборудованием:

- формирование отвечающих потребностям ОАО «Газпром» конструктивного облика и технико-экономических характеристик перспективных ГПА для применения на технологических объектах Общества при реализации проектов нового строительства, реконструкции и технического перевооружения;

- установление общих принципов формирования структуры парка газоперекачивающей техники ОАО «Газпром» для использования при разработке проектов нового строительства, реконструкции и технического перевооружения технологических объектов, а также при планировании потребности в ГПА;

- установление принципов взаимоотношений ПАО «Газпром» с поставщиками газоперекачивающего оборудования, обеспечивающих качество поставок, технического обслуживания и ремонта серийной техники;

- определение форм и разработку механизмов участия ПАО «Газпром» в создании новой специализированной газоперекачивающей техники, предназначенной для использования на технологических объектах Общества.

За прошедший период в основном успешной реализации Политики она не потеряла своего принципиального значения, однако естественно возникли новые условия и вызовы, среди которых главными являются: условия создания и применения нового оборудования, принципиальное изменение концепции реконструкции и технического перевооружения, импортонезависимость, старение и разгрузка «старых» ГТС, процесс унификации технологий и оборудования, увеличение роли государства в экологической политике и другие факторы, требующие подведения некоторых итогов и выработки новых организационных и научнотехнических решений.

Формирование программ реконструкции в условиях имеющейся неопределенности в объемах транспорта газа по направлениям на базе стратегии «реконструировать устаревшие мощности с тем же темпом с темпом их сооружения» не отвечает современным требованиям.

Прогнозируемые ранее потребности ГПА, ГТУ и ЦБК для реконструкции (60–80 ед. в год) в ближайшей перспективе не будут востребованы.

За последние 25 лет разработано и применено большое число (около 40) проектов реконструкции КС. Однако темп реконструкции достаточно умерен: за 10 лет (2003–2013 гг.) реконструировано 3,36 млн кВт ГПА (226 шт.).

Поэтому в целях оптимизации управления инвестициями и производственными издержками методические подходы к программам реконструкции объектов ЕСГ подвергаются существенной корректировке путем ранжирования по приоритетам, а именно: обеспечение потоков для МЕГА-проектов; федеральные программы газоснабжения РФ; обеспечение максимального использования потенциала ПХГ; промышленная безопасность объектов МГ [1, 2].

Основная часть парка эксплуатируется в режиме постоянного продления ресурса с применением «поузловой реновации» ГПА. При значительном количестве поставщиков сертификация качества поставляемых узлов и деталей вызывает организационные, методические и технические трудности.

Средний возраст парка по наработке монотонно возрастает: наработка половины парка агрегатов превысила 100 тыс. час. В эксплуатации остаются практически все типы ГПА: более 60 типов приводов и 100 типов газовых компрессоров.

До настоящего времени перспективы освоения лучших мировых практик ГТУ промышленного типа и их локализации были связаны с реализацией совместно с инофирмами 3-х проектов АО «РЭП Холдинг» (ГТУ мощностью 16, 20 и 32 МВт), остановленным по известным причинам.

На основе многолетнего опыта совместной деятельности отработана схема «приземления» новой авиационной техники: в стадии разработки находятся технические задания на создание ГТУ нового поколения для привода газовых компрессоров АЛ-41СТ- 25 (25 MBt) и ГТУ-12ПД (12MBt).

В 2011г. была разработана Концепция применения ГПА мощностью 32(35)МВт для реконструкции КС многониточных магистральных газопроводов [3], одобренная НТС ОАО Газпром, содержащая следующие основные положения: замена двух (трех) цехов с агрегатами ГТК-10, работающих в едином гидравлическом режиме, сооружением на примыкающей площадке компрессорных цехов (КЦ) с ГПА-32 Ладога, включая разработку ЦБК с осевым входом. В современных условиях проект получил новую перспективу за счет более благоприятных системно- технологических особенностей (выделение объектов реконструкции КС в составе многониточных МГ, оптимизация резервирования, упрощение инфраструктуры КС, применение новых типов ЦБК и др.).

В свое время не получила развития концепция разработки газотурбоэлектрической КС (технологическая газотурбинная электростанция для электропривода ЦБК). В настоящее время для дожимного комплекса инициирован подобный инновационный проект (ГТЭС оснащается утилизацией СО 2). В более отдаленной перспективе для линейных КС также могут получить развитие технологические парогазовые ЭС для привода герметичных ЦБК (аналогично подводным конструкциям).

Локализация производства ГТУ на базе лучших мировых практик. В 1950–70 гг. практически не возникала потребность в локализации производства газовых турбин и компрессоров. В то же время производство ГПА Невского завода перемещалось на другие предприятия: Турбомоторный завод (ГТ-700-4), Брненский завод – ЧССР (ГТ-750-6), Хабаровский завод Энергомаш (ГТК-10), ЛМЗ (ГТК-10).

Импорт ГПА применялся для покрытия больших потребностей в них мощных газопроводов, когда мировое газотурбостроение с напряжением обеспечило требуемые объемы поставок, а также для специализированных потребностей (подземные хранилища, «береговые» КС и др.).

В настоящее время доля импортных ГПА в компрессорном парке ПАО «Газпром» составляет около 24% (1108 шт.).

После распада СССР газотурбинное производство (авиационное направление) поддерживалось на определенном уровне, морское направление осталось на Украине, промышленное направление деградировало существенным образом.

Организация производства ГТУ на базе существующих моделей является весьма распространенным в мире процессом. Примером является локализация производства в Европе модели MS5002 фирмы Дженерал Электрик мощностью 25 МВт на заводах Нуово Пиньоне (Италия), ЕГТ (ФРГ), Томассен (Голландия), Джон Браун (Великобритания). Локализация этой модели в России была подготовлена на основе соглашения ЕГТ – Кировский завод, однако не была реализована. В то же время ПАО «Газпром» в течение нескольких лет построил несколько заводов по производству запасных частей (включая базовые), т.е. практически полностью локализовал эту и подобные модели.

Дан старт формированию проектов *Сервис-контрактов жизненного цикла (КЖЦ)*, касающихся ГТУ на базе ГТД серии ПС-90 и АЛ-31СТ.В стартовой стадии проектов необходима проработка технических критериев для контроля взаимных обязательств исполнителя и заказчика. Имеющийся опыт для локальной энергетики может послужить основой, но его недостаточно, т.к. ГПА не являются элементом производства товарной продукции, а элементом технологи транспорта газа. Во взаимодействии поставщика и потребителя ГПА и ГТУ наряду с коммерческими условиями важное значение имеет контроль качества нового, ремонтного и эксплуатируемого оборудования. ООО «Газпром ВНИИГАЗ» имеет определенную зону ответственности: методическое обеспечение приемочных и приемо-сдаточных испытаний (ПСИ), функцию испытательной лаборатории, ведение реестра ТУ и инновационной продукции, поддержка программ и планов ТО и Р. В этом процессе возник ряд методических вопросов, требующих совместного решения: допуски и погрешности (неопределенности) результатов испытаний, методы стендовых и эксплуатационных испытаний [4] (в частности, проведение ПСИ), параметры контроля и ограничения располагаемой мощности ГТУ (исключение уставок параметров индивидуально для каждой ГТУ).

Выбросы в атмосферу. В документе «Научно-техническая политика ОАО «Газпром» в области газоперекачивающей техники» (2009г.) в числе других были установлены подходы к проблеме сокращения выбросов в атмосферу загрязняющих веществ. С учетом сложности проблемы прогноз требований был достаточно «мягким»: содержание в выхлопных газах приводных двигателей оксидов азота не более 50 мг/нм³ к 2015 году и 30-25 мг/нм³ к 2020 году, оксида углерода - не более 100 мг/нм³. В нормативных документах планировалось ступенчатое достижение поставленных целей: от стандартной (ГОСТ 26775) до низкоэмиссионной и далее к малоэмиссионным камерам сгорания. Однако для высокоэкономичных новых ГТУ указанные цели разработчиками не были достигнуты в полном объеме.

За счёт использования нового поколения газоперекачивающего оборудования средневзвешенный номинальный к.п.д. парка газотурбинных ГПА вырос с 27,1 (1991г.) до 31 %. в настоящее время. Т.е. решение проблемы сокращения эмиссии CO₂ пока осуществляется «естественным путем», т.е. повышением КПД установок.

В 2007г. ООО «Газпром ВНИИГАЗ» была разработана «Концепция сокращения выбросов в атмосферу ЗВ на газотурбинных КС», в которой абсолютный приоритет был отдан «сухим» методам сжигания газа в камерах сгорания ГТУ. Однако, исходя из современной ситуации была признана необходимость обратиться к альтернативным методам, таким как: а) каталитическая очистка продуктов сгорания (реализация проекта с применением карбамида), б) технологии синтез-газа, в) впрыск воды (пара) и др.

Средневзвешенная номинальная концентрация NOx снизилась с 350 до 150 мг/м³ в основном за счёт модернизации эксплуатируемых ГТУ. Наиболее заметный успех сокращения выбросов загрязняющих веществ достигнут в 1992-2000 гг.: за счет модернизации около 670 ГТУ с наибольшей эмиссией (ГТК-10, ГТ-750-6) выбросы NOx были сокращены на 160 тыс.т/год или в 1,8 раза (даже с учетом роста парка). Дальнейшее снижение выбросов дается с большими усилиями: темп сокращения выбросов составляет 3–5 тыс.т/год.

Водородная энергетика. В последнее время водородная энергетика рассматривается во многих странах как одно из ключевых направлений при реализации национальных стратегий по низкоуглеродному развитию [5]. Вместе с тем H_2 является вторичным энергоресурсом – для его производства требуется дополнительная энергия, что отражается на его себестоимости. Большинство заявленных в этой области зарубежных проектов реализуется за счет государственных субсидий и льгот. Глобальный рынок водорода еще не сформирован. В существующей неопределенности считается, что производство (в том числе из природного газа) будет сосредоточено около крупных его потребителей. Результаты предварительных исследований показывают, что транспортировка вдородосодержащих природных газов (ВСГ) по существующим ГТС без существенных технических мероприятий возможно при объемном содержании H_2 в смеси до 30%, при этом поток энергии падает до 78 % и газотурбинный привод разгружается до 73 % с известной потерей его экономичности. Техническими ограничениями являются: частота вращения газового центробежного компрессора при сжатии газа с пониженной плотностью, способность ГТУ использовать ВСГ в качестве топлива и возможные проблемы с трубопроводной инфраструктурой.

Правительство РФ и ПАО «Газпром» подписали Соглашение о намерениях в целях развития высокотехнологичной области «Развитие водородной энергетики и декарбонизации промышленности и транспорта на основе природного газа» [5]. Разработана «дорожная карта», в которой определены целевые показатели технологического развития. Применительно к газотурбинному парку «дорожная карта» включает в себя:

- создание плотного проекта и головного экземпляра серийного комплекса по производству метано-водородного топлива для газотурбинного двигателя АЛ-31СТ,

- разработка опытного образца комплекса по производству метано-воздушной смеси на базе парового риформинга для использования в качестве топлива для газотурбинного двигателя НК-16СТ ГПА-Ц-16,

- реализация проектов по использованию водорода для выработки электроэнергии на объектах ООО «Газпромэнергохолдинг» (отдельная программа).

На экспертном уровне можно дать прогноз, что эти проекты не смогут существенно изменить ситуацию с так называемым «углеродным следом» процесса транспортировки природного газа. Даже не принимая во внимание экономические аспекты масштабное применение этих технологий не представляется реалистичным, если рассматривать приведенную выше структуру парка ГТУ по типоразмерам в условиях режимной неопределенности и неравномерности их использования.

Таким образом, в условиях системной перестройки маршрутов и объемов транспортировки природного газа процесс реконструкции компрессорного парка может получить дальнейшее развитие на основе следующих тенденций:

– природный газ и его трубопроводный транспорт продолжат оставаться значимым энергоресурсом РФ,

– повышение к.п.д. газотурбинного привода и газового компрессора являются приоритетом развития компрессорного парка, в том числе с учетом политики декарбонизации,

- укрупнение единичных мощностей ГПА должно быть использовано для улучшения технико-экономических показателей процесса компримирования не только на агрегатном уровне, но и путем сооружения новых компрессорных цехов для замещения морально и физически устаревших мощностей,

– представляется перспективным теоретическое исследование и практическая апробация гибридных электро-газотурбинных схем компримирования природного газа.

Список литературы:

1. Ляпичев Д.М., Семушкин А.В., Щуровский В.А., Дмитриева С.Ю. Энерготехнологические показатели эксплуатации компрессорных цехов и агрегатов// Турбины и дизели. – 2022.- №1. С.18-22.

2. Аксютин О.Е., Седов В.В., Сальников С.Ю., Щуровский В.А., Зюзьков В.В. Перспективные технико-технологические решения для реконструкции КС многониточных газотранспортных систем // Газовая промышленность.- Приложение-2011. С.82-86.

3. Зюзьков В.В., Щуровский В.А. Реконструкция компрессорных станций многониточных систем газопроводов с укрупнением единичных мощностей газоперекачивающих агрегатов // Компрессорная техника и пневматика. -2011.- №5.- С.2-6.

4. Синицын Н.С., Черникова Е.А., Щуровский В.А. Унификация программ и методик приемо-сдаточных испытаний газовых компрессоров, применяемых на объектах ОАО «Газпром» // Труды XVI международной научно-технической конференции по компрессоростроению. ЗАО «РЭП Холдинг». С-Пб. 23-25 сентября 2014г. С.233-239.

5. ТЭК России. Водородные проекты «Газпрома», ЦДУ ТЭК. 2022-03-16. <u>https://www.cdu.ru/tek_russia/articles/3/983/</u>.

ВАРИАНТЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИВОДНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ДГ90

А.Н. Аксёнов¹, А.Б. Шабаров², Р.С. Кашапов³, А.Д. Непомнящий⁴

¹ ПАО «Тюменские моторостроители», г. Тюмень, Россия

² ФГАОУ ВО «Тюменский государственный университет», г. Тюмень, Россия

³ ООО «Научно-производственная фирма «Теплофизика», Республика Башкортостан, г. Уфа, Россия,

⁴ Государственный научный центр, ФАУ «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова», г. Москва; Россия

Аннотация. Рассматривается три этапа модернизации газотурбинного двигателя ДГ90 для увеличения КПД и для нормализации выбросов вредных веществ (CO<50 мг/нм3). І этап (TM16) – внедрение перспективной камеры сгорания с сжиганием предварительно перемешанной топливовоздушной смеси, улучшение уплотнений радиального зазора рабочих колёс турбин высокого и низкого давления (TBД и THД) и замена жаропрочных сплавов ЧС88У и ЧС104 на экономнолегированные сплавы ВЖМ200 и ЖС26 для снижения расхода охлаждающего воздуха. ІІ этап (TM16M) – умеренное увеличение предельных параметров цикла, требующее разработки компрессора высокого давления с повышенным напором и замены лопаток 1 и 2 ступени турбины. ІІІ этап (TM16M2 и TM25) внедрение промежуточного воздухоохладителя. Компрессор после воздухоохладителя выполнен со степенью повышения полного давления 8.0.

По результатам выполнения І этапа ожидается рост эффективности на 1.4%; для ІІ этапа 1.1...1.35%. ІІІ этап предполагает создание на базе ДГ90 новых двигателей ТМ16М2 и ТМ25 с КПД не менее 40% и умеренными параметрами цикла.

Введение. Газотурбинный двигатель ДГ90 (разработка г. Николаев, УССР) является одним из самых массовых приводов нагнетателей природного газа и его широкое распространение обусловлено высокой надёжностью; ремонтопригодностью и конкурентной стоимостью. Производство идёт с 1989 г, однако сегодня ДГ90 по эффективности и экологии не удовлетворяет современным техническим требованиям. Разрыв кооперационных связей усугубил ситуацию и сейчас необходимо принимать решения по освоению изготовления ДГ90 на территории Российской Федерации, совершенствованию ГТД с повышением КПД и снижением выбросов вредных веществ.

Этап I: стратегия малых дел. Накопленный на тюменской производственной площадке опыт капитального ремонта позволяет предложить модернизацию без масштабных изменений конструкции.

Снижение вредных выбросов

В первых моделях ГТУ Д-90 использовались камеры сгорания с диффузионным сжиганием топлива, подводимого через одну форсунку в каждой пламенной трубе. При высокой надежности и ресурсе они не обеспечивали приемлемых выбросов загрязнителей атмосферы: СО и NOx.

Попытка уменьшить зону высоких температур путем использования трех завихрителей, к которым природный газ подается по одному трубопроводу, привела к трудностям с розжигом камер сгорания и прогарам колец при недостаточном снижении выбросов NOx. Избавиться от этих проблем и снизить выбросы CO до не более 50 мг/м3 удалось, используя горение, изображенное на рисунке 1 [11].



Рисунок 1. Конструкция перспективного горелочного устройства жаровой трубы ДГ90 [1]

Повышение качества уплотнения радиального зазора в турбине

Уплотнение радиальных зазоров в турбине осуществляется с помощью сотовых вставок, которые за межремонтный период выходят из строя. Проработаны изменения их конструкции и материалов, которые предполагается проверить на стенде в текущем году.

Переход на суперсплавы с повышенной жаропрочностью

Следует отдать должное конструкторам ДГ90 и ДН/ДУ80 обеспечившим характеристики ГТД IV поколения с использованием сильно устаревших и дешёвых поликристаллических сплавов ЧС88У-ВИ (для рабочих лопаток) и ЧС104-ВИ (для сопловых лопаток). Несомненно, использование подобных материалов обосновано в условиях сульфидной коррозии, которая проявляется в диапазоне температур 650...850°С и при эксплуатации в прибрежноморских зонах, на низкосортном жидком углеводородном топливе или попутном нефтяном газе. Однако по результатам многолетнего капитального ремонта приводов газоперекачивающих агрегатов следы сульфидной коррозии не выявлялись.

В настоящее время разработано несколько новых суперсплавов с равноосной, направленной или монокристаллической структурой. Для рабочих лопаток важно, чтобы плотность нового материала не превышала ЧС88У. Новый сплав должен быть фазово стабильным (не склонным к образованию хрупких топологически плотно упакованных (ТПУ) пластинчатых фаз) в течение всего межремонтного ресурса, технологичным, с экономным легированием и максимально жаропрочным, т.к. только последнее свойство позволит сократить расход на охлаждение и повысить КПД двигателя в целом.

С учетом этого представляет интерес замена ЧС88У на ВЖМ200, а также замена ЧС104 на ЖС26. Несмотря на то, что предлагаемые сплавы рассчитаны на направленную кристаллизацию, они обеспечивают заметный прирост жаропрочности без легирования рением или рутением и достаточно апробированы в машиностроении.

Слав	Плотность, г/см ³	Кратковременная прочность при 20°С		Длительная прочность, о ₁₀₀ , МПа		Длительная прочность, σ ₁₀₀₀ , МПа	
		$σ_B$, ΜΠα	σ _{0,2} , МПа	δ, %	900°C	1000°C	900°C
ЧС88У	8,23	1020	940	5,4	≥274	130	176
ВЖМ200	8,52	1157	954	8,9	400	200	275
ЧС104	8,15	850	670	3,4	≥190	75	138
ЖС26	8,54	930	790	16	355	155	235

Таблица 1. Свойства некоторых жаропрочных сплавов

Этап II: умеренное повышение предельных параметров термодинамического цикла. Расчётная температура перед турбиной для ДГ90 составляет 1348 К и является довольно низкой базой (например, в двигателе ДН/ДУ80 мощностью 25 МВт практически идентичном по конструкции с ДГ90 предельная температура цикла 1518 К, больше на 170К).

Результаты расчета КПД ГТУ от ее мощности при стандартных условиях ИСО и возможных начальных температурах газов перед турбиной и степени повышения давления в одном или другом компрессоре приведены на рисунке 2 при предельной температуре газов, равной 1383 К (1110 °C). Из рисунка 2 видно, что изменение степени сжатия КНД с 4.25 до 5.65 и температуры перед турбиной на 35К увеличивают КПД цикла на 1.35%. Увеличение напорности КВД положительно сказывается на эффективности двигателя в целом, однако эффект, по сравнению с КНД, несколько меньше.



Рисунок 2. Расчётная зависимость КПД ДГ90 в условиях ISO 2314 при вариации температуры перед турбиной (в К) и степени сжатия компрессоров низкого (а) и высокого (б) давления

Этап III: промежуточное охлаждение воздуха в процессе сжатия.

Главными недостатками промежуточного охлаждения являются относительно большие габариты теплообменного аппарата и необходимость утилизации теплоносителя. Первый недостаток минимизируется использованием суперкомпактных теплообменных аппаратов [6] вместе со снижением степени сжатия компрессора низкого давления с 4.35 до ~3.0. Компрессор высокого давления, наоборот, проектируется с увеличенной степенью сжатия (~8.0). Проблему утилизации теплоносителя можно обратить в преимущество, если совместить температуру воды при выходе с требованиями систем отопления производственных, офисных или жилых зданий. Также возможна утилизация тепла с воздухоохладителя в атмосферу или водоём (с соблюдением всех необходимых санитарных правил и норм).
Известно несколько вариантов компоновки промежуточного воздухоохладителя в тракте ГТД [6] и на рис. 3 приведены два наиболее предпочтительных.



Рисунок 3. Два варианта компоновки теплообменного аппарата в проточной части TM25

Проект компрессора высокого давления для ТМ25

Специалистами ЦИАМ им. П.И. Баранова выполнен эскиз проточной части КВД для TM25. Лопаточный аппарат состоит из 9 ступеней, с постоянным радиусом периферийного обвода (308.2 мм). Условия расчёта компрессора приведены в таблице 2.

Компрессор выполнен с увеличенной нагрузкой на первые ступени и уменьшенной нагрузкой на последние. Степень повышения полного давления первой ступени 1.4 и последней 1.17. Выбранное распределение нагрузки обусловлено необходимостью снижения концевых потерь в последних ступенях, где высота лопаток уменьшается до 23.5 мм. Для обеспечения работоспособности первых, высоконагруженных ступеней, лопатки рабочего колеса и направляющего аппарата широкохордные. Степень реактивности ступеней КВД увеличивается от 0.75 до 0.83 и обеспечивает минимальную кривизну профилей лопаток рабочего колеса со стороны спинки и минимизирует профильные и концевые потери.

Заключение. Предложено три этапа модернизации приводного газотурбинного двигателя ДГ90 с целью нормализации экологических характеристик и КПД (таблица 2):

І этап: замена серийных горелочных устройств, жаровых труб, сотовых уплотнительных вставок и лопаток турбины 1, 2 ступени на улучшенные. Потенциал роста КПД - 1.4% (за счёт снижения вредных перетечек в радиальном зазоре турбины и уменьшения расхода на охлаждение деталей горячей части ГТД).

II этап: умеренное повышение параметров термодинамического цикла, с новыми компрессором высокого давления и турбиной высокого давления. Конструкция КНД и СТ без изменений. Потенциал роста КПД – 1.1...1.35%.

III этап: промежуточное охлаждение воздуха в процессе сжатия для достижения КПД~40%.

i aotiniqui 2	аолица 2. Этапы модеринзация ді 90							
Модель двигателя	Краткое описание	Конструктивные особенности						
TM16	ДГ90 с модернизационными доработками (для постановки на производство)	нормализованные экологические характеристики (СО и NO _x ≤50 мг/м ³), улучшенные уплотнения, новые суперсплавы для сокращения расходов охлаждающего воздуха						
TM16M	модификация ДГ90 с КПД не менее 35% (в станционных условиях)	умеренное увеличение степени повышения полного давления в компрессоре и температуры перед турбиной.						
TM16M2	мощность 16 МВт, КПД 40% (в станционных условиях)	промежуточный воздухоохладитель, расход рабочего тела ~40 кг/с снижение выбросов СО2 до 20%, предельные па- раметры цикла соответствуют ДН/ДУ80						
TM25	мощность 25 МВт, КПД 39% (в станционных условиях)	промежуточный воздухоохладитель, расход рабочего тела ~71 кг/с						

Таблица 2. Этапы модернизации ДГ90

Список литературы:

1. Харисов Т.С., Скиба Д.В., Максимов Д.А., Кашапов Р.С. Создание малоэмиссионной камеры сгорания для ГТД ДГ90 // Вестник УГАТУ. 2021. Т.25. №2(92). С. 62-70.

2. Stocker H.L., Cox D.M., Holle G.F. Aerodynamic performance of conventional and advanced design labyrinth seals with solid-smooth, abradable, and honeycomb lands. NASA CR-135307. USA. Cleveland. Ohio. 1977. 146p.

3. Иванов В.Л., Щеголев Н.Л., Скибин Д.А. Повышение эффективности двухконтурного турбовентиляторного двигателя введением промежуточного охлаждения при сжатии // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. №11 (656). 2014. С. 75-83.

4. Аксёнов А. Н. Сравнительный анализ расчета термодинамических циклов приводных газотурбинных двигателей / А. Н. Аксёнов, А. Ю. Култышев, Л. А. Пульдас // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2022. Том 8. № 2 (30). С. 10-31. DOI: 10.21684/2411-7978-2022-8-2-10-31

5. Kurzke J., Halliwell I. Propulsion and Power: An Exploration of Gas Turbine Performance Modelling. Springer International Publishing. Cham. Switzerland. 2018. 755 p. DOI 10.1007/978-3-319-75979-1.

6. Иванов В.Л., Леонтьев А.И., Манушин Э.А., Осипов М.И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок. –М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2004. 592 с.

ИМПОРТОЗАМЕЩАЮЩИЕ МАТЕРИАЛЫ, ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ЛОПАТОК И ДРУГИХ ДЕТАЛЕЙ ГОРЯЧЕГО ТРАКТА ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

К.т.н. Е.И. Яковлев, к.т.н. П.Г. Мин, д.т.н. Н.В. Петрушин, к.т.н. Э.Г. Римша, к.т.н. О.Н. Доронин, С.В. Неруш, П.Б. Мазалов, В.Е. Вадеев

НИЦ «КУРЧАТОВСКИЙ ИНСТИТУТ – ВИАМ, г. Москва, Россия viam.yei@yandex.ru

Аннотация. В данной работе показаны решения НИЦ «КУРЧАТОВСКИЙ ИНСТИТУТ – ВИАМ (ВИАМ) одной из основных проблем при локализации производства импортных и создании отечественных перспективных мощных энергетических газотурбинных установок (ГТУ) – изготовление крупногабаритных деталей горячего тракта с использованием отечественных технологий, материалов и на отечественном оборудовании.

В ВИАМ организовано производство коррозионностойких жаропрочных сплавов собственной разработки для литья рабочих и сопловых лопаток с равноосной и монокристаллической структурой, что позволяет полностью провести импортозамещение зарубежных марок.

В ВИАМ организовано производство промышленных установок УВНК-15 и УВНК-10 высокоградиентной направленной кристаллизации для деталей горячего тракта ГТУ длиной до 800 мм, а также УВР-40 с печью подогрева форм для равноосного литья крупногабаритных деталей горячего тракта ГТУ высотой отливок до 500 мм, УВЛ ВИАМ-80, УВЛ ВИАМ 200 для равноосного литья отливок высотой до 1000 мм.

ВИАМ серийно производит модельные композиции марок ВИАМ МК, состоящие на 100% из отечественных материалов.

ВИАМ готов также вести научно-техническое руководство при разработке технологических процессов литья крупногабаритных лопаток с монокристаллической, направленной и равноосной структурами.

ВИАМ разработаны специальные модификации установок типа МАП / МЭШ и ряд технологических процессов нанесения покрытий на крупногабаритные до 450 мм лопатки ГТД, а также опытно-промышленные установки среднечастотного магнетронного напыления типа УОКС, предназначенные для нанесения керамических слоев ТЗП на жаростойкий ионноплазменный подслой. Внедрено в серийное производство энергетических ГТУ новейшее двухстадийное ионно-плазменное покрытие с рабочей температурой до 1100°С.

Освоено серийное производство сплавов систем (Ni, Co, Ni-Co)CrAlY, (Ni, Co, Ni-Co)CrAlY, a также опытно-серийное производство по технологии газовой атомизации отечественных металлопорошковых композиций (МПК) для замены импортных материалов.

В ВИАМ налажено производство расходных материалов: цилиндрических катодов для ионно-плазменного осаждения и мишеней для магнетронного напыления керамических слоев теплозащитных покрытий Zr-(Hf)-O-P3M, где P3M: Y, Gd, La, Nd и тд.

В настоящее время научно-производственный комплекс аддитивных технологий осуществляет производство свыше 100 наименований заготовок деталей в объёме до 6000 деталей в год.

Одной из основных проблем при локализации производства импортных и создании отечественных перспективных энергетических мощных ГТУ является изготовление крупногабаритных деталей горячего тракта с использованием отечественных технологий и материалов, главным образом лопаток турбин.

Основные задачи при производстве крупногабаритных деталей горячего тракта ГТУ можно подразделить на следующие категории:

– Разработка специальных сплавов с повышенным уровнем рабочей температуры, механических свойств и коррозионной стойкости (в том числе к солевой и сульфидно-оксидной коррозии) в специфических условиях эксплуатации наземных ГТУ;

– Разработка технологий выплавки коррозионностойких жаропрочных сплавов, обеспечивающих химический состав в узких интервалах легирования, высокую чистоту по вредным примесям, газам, неметаллическим включениям и стабильно высокий уровень механических свойств;

- Разработка технологий крупногабаритного литья рабочих лопаток ГТУ методом направленной кристаллизации и последовательного затвердевания, которые на сегодняшний день не в полной мере освоены в серийном производстве на отечественных моторостроительных предприятиях;

– Разработка жаростойких и коррозионностойких покрытий для лопаток турбин из отечественных материалов и на отечественном оборудовании;

– Разработка оборудования для серийного нанесения защитных и функциональных по-крытий;

- Замещение импортных материалов при локализации производства энергетических ГТУ;

– Разработка аддитивных технологий для изготовления сложнопрофильных деталей перспективных ГТУ, которые затруднительно получить традиционными технологиями.

В настоящее время в отечественной промышленности для изготовления турбинных лопаток ГТУ применяются литейные коррозионностойкие жаропрочные никелевые сплавы ЧС-70-ВИ, ЧС88-ВИ, температура эксплуатации которых не превышает 900°С. Использование лопаток из этих сплавов при более высоких температурах ограничивается снижением жаропрочных свойств (длительной прочности и сопротивления ползучести) этих сплавов. Для создания современных и перспективных ГТУ большой и средней мощности с высоким КПД, а также для локализации производства зарубежных ГТУ в России необходимо обеспечить отечественные предприятия новыми коррозионностойкими жаропрочными сплавами с повышенным уровнем свойств.

В ВИАМ разработаны сплавы ВЖЛ23, ВЖЛ738, ВЖЛ792, ВЖЛ939 для литья рабочих и сопловых лопаток с поликристаллической равноосной структурой, эксплуатируемых при температурах до 900 °C, позволяющие провести замещение сплавов импортных марок, а также сплавы для литья рабочих лопаток с монокристаллической структурой, работоспособных до 1000 °C: ВЖМ9, ВЖЛ738М, а также организовано производство сплава GTD-111 DS для литья лопаток с направленной структурой, работоспособных до 1000 °C [1-2].

Сплавы разрабатывали с применением метода компьютерного конструирования, поэтому они, в отличие от серийно применяемого сплава ЧС88У, являются структурно стабильными – во время их длительной эксплуатации не происходит выделение охрупчивающих ТПУ-фаз, которые приводят к снижению жаропрочности. Составы разработанных сплавов защищены патентами РФ. Сплавы ВЖЛ23 и ВЖМ9 прошли общую (паспортизация) и специальную квалификацию [3].

Содержание основных легирующих элементов и уровень механических свойств импортозамещающих сплавов ВЖЛ738, ВЖЛ792 и ВЖЛ939 соответствуют зарубежным сплаваманалогам серии Inconel, их характеристики полностью удовлетворяют требованиям иностранных нормативных документов. Сплав GTD-111 DS производства ВИАМ» не уступает по качеству (содержанию примесей и неметаллических включений, уровню механических свойств и длительной прочности) аналогичному сплаву, изготовленному за рубежом. Это позволяет внедрять данные сплавы при локализации в России производства горячей части турбины зарубежных ГТУ, например SGT-600 (Siemens), MS 5002E (General Electric) и др., а также расширить или организовать новое производство собственных разработок, таких как ГТД-110, ГТЭ-170 и др. Разработанный коррозионностойкий сплав ВЖЛ23 имеет длительную прочность при температуре 900°С на базе 100 ч σ_{100}^{900} =310 МПа., что превосходит сплавы-аналоги ЧС-70У (РФ) на 7%, ЗМИ-3У (Украина) на 19%. Длительная прочность данного сплава на базе 1000 ч при температуре 900 °С σ_{1000}^{900} =270 МПа, а при 1000 °С σ_{1000}^{1000} =120 МПа.

Существенное повышение рабочей температуры перспективных ГТУ может быть достигнуто за счет применения монокристаллических лопаток из новых коррозионностойких жаропрочных никелевых сплавов, работоспособных к длительной эксплуатации при температурах до 1000 °C, получаемых по технологии высокоградиентной направленной кристаллизации.

В настоящее время ВИАМ является одним из мировых лидеров в технологии литья монокристаллических турбинных лопаток из никелевых жаропрочных сплавов и имеет богатый опыт в разработке такого класса жаропрочных материалов.

Разработанный коррозионностойкий монокристаллический сплав ВЖМ9 имеет длительную прочность при температуре 1000°С на базе 100 ч σ_{100}^{1000} =200 МПа. По длительной прочности при рабочих температурах 900°С и 1000°С на базе 100 ч сплав ВЖМ9 превосходит сплавы-аналоги SC-16 (США) на 30 и 38%, CMSX-11B (США) на 8 и 10%.

С целью повышения механических свойств сплава ВЖЛ738 разработан его монокристаллический вариант – сплав ВЖЛ738М, который имеет значительное преимущество по длительной прочности при T=870 °С на базе 1000 часов на 60 МПа, что подтверждает необходимость перехода к технологии направленной кристаллизации и получению монокристаллических лопаток.

В ВИАМ разработан новый экономнолегированный монокристаллический сплав ВЖМ11, работоспособный до 1000 °С, в химический состав которого не входят такие дорогостоящие элементы, как тантал и рений. По предварительным данным сплав имеет длительную прочность при температуре 900°С на базе 1000 ч $\sigma_{1000}^{900}=275$ МПа, что на 70 МПа превышает наиболее жаропрочный поликристаллический коррозионностойкий литейный сплав ВЖЛ792 ($\sigma_{1000}^{900}=205$ МПа), а при 1000 °С $\sigma_{1000}^{1000}=135$ МПа, что на 15 МПа превосходит монокристаллический сплав ВЖМ9 ($\sigma_{1000}^{1000}=120$ МПа), содержащий 1,3 % Re, 2,5 % Ta.

Помимо механических свойств одной из основных характеристик сплавов для деталей горячего тракта ГТУ является коррозионная стойкость, что связано с особенностями эксплуатации данных установок. Проведенные в ВИАМ испытания на стойкость к сульфидно-оксидной и хлоридной коррозии показали, что новые сплавы не уступают серийно применяемым сплавам серии ЧС. Наиболее высокой коррозионной стойкостью среди сплавов с равноосной структурой обладает сплав ВЖЛ23, а с монокристаллической – сплав ВЖМ11.

Немаловажное влияние на целесообразность внедрения сплавов в производство оказывает их стоимость. В первую очередь она зависит от цены шихтовых материалов. Наличие в системе легирования тантала или рения значительно увеличивает стоимость, кроме того, при выплавке сплавов, предназначенных для литья лопаток с монокристаллической структурой применяют более чистый и дорогой электролитический хром. Учитывая относительную стоимость сплавов, рассчитанную на основании цены шихтовых материалов, наибольший интерес представляет новый экономнолегированный сплав ВЖМ11 для литья лопаток с монокристаллической структурой. Его стоимость находится на уровне аналогов предназначенных для литья лопаток с равноосной структурой, уступающих ему по механическим свойствам, жаропрочности и коррозионной стойкости.

В ВИАМ создан научно-производственный комплекс по изготовлению литых прутковых заготовок из жаропрочных сплавов, в том числе коррозионностойких, который включает ряд отдельных участков, оснащенных самым современным производственным, аналитическим и испытательным оборудованием. На данном участке работают промышленные вакуумные индукционные печи последнего поколения с емкостью тиглей 350 кг и 650, и 1000 кг. Производственная мощность данного участка составляет до 530 т/год. Производство сертифицировано комиссией Межгосударственного Авиационного комитета, при необходимости поставка жаропрочных сплавов может осуществляться с военной приемкой.

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ

Технология производства жаропрочных сплавов ВИАМ, включающая проведение химического экспресс-анализа во время плавки, комплексного рафинирования расплава в вакууме, в том числе с применением редкоземельных и щёлочноземельных элементов и фильтрации расплава через пенокерамический фильтр, обеспечивает такие показатели материала, как стабильность химического состава в предельно узких интервалах легирования; ультранизкое содержание вредных примесей: углерода, серы, газов (кислорода и азота), примесей цветных металлов (свинца, висмута, серебра, теллура, таллия и др.), неметаллических включений; плотное, с минимальным количеством усадочных дефектов, строение полученных литых прутковых заготовок, их высокий выход годного [4-6].

Одной из особенностей технологии выплавки коррозионностойких жаропрочных сплавов, разработанной ВИАМ, является микролегирование редкоземельными металлами. За счет введения РЗМ содержание вредных примесей, в частности серы и кислорода снижаются практически в 3 раза. Микролегирование РЗМ положительно влияет на основную характеристику жаропрочных никелевых сплавов – длительную прочность, определяющую ресурс работы лопаток ГТУ, причем, чем больше база испытаний, тем сильнее проявляется этот эффект. Кроме того, микролегирование РЗМ позволяет повысить коррозионную стойкость сплава за счет создания более прочной оксидной пленки на поверхности, препятствующей дальнейшему окислению.

В ВИАМ разработана также ресурсосберегающая технология, которая позволяет использовать до 100% отходов [7], создать замкнутый цикл возврата дорогих и дефицитных легирующих металлов в производство, обеспечить их экономию и снизить стоимость сплавов на 30–50% без ухудшения качества. В настоящее время по такой технологии уже серийно выплавляются коррозионностойкие сплавы ВХ4Л, ВЖ98Л, In713LC, In738LC, GTD-111 DS, ЧС88У и ЧС104. Технология защищена Патентом РФ.

Благодаря уникальным технологиям и высокотехнологическому оборудованию качество сплавов, производимых нашим участком ЛПЗ, превосходит по чистоте сплавы металлургических заводов. Это подтверждено исследованиями ПК «Салют» АО «ОДК» и АО «КМПО», которые показали, что в металле, выплавленном по технологии ВИАМ даже с применением 100 % отходов, нет шлаковых, оксидных и нитридных включений, тогда как в металле производства АО «СМК», выплавленном с применением 50 % отходов, обнаружены оксидные плены. Кроме того, фактические значения содержания примесей в продукции НИЦ ВИАМ соответствуют требованиям мирового лидера по производству жаропрочных сплавов – американской компании Саппоп Muskegon, а для отечественных металлургических заводов такой уровень чистоты по многим примесям в настоящее время недостижим.

ВИАМ осуществляет комплекс работ по проектированию, изготовлению, вводу в эксплуатацию оборудования с компьютерной системой управления, технологическое и сервисное сопровождение, а также отработку технологий литья.

Отдельной задачей стоит исследование влияния температурно-скоростных режимов направленной кристаллизации на формирование ориентированной и монокристаллической структуры крупногабаритных лопаток до 800 мм из коррозионностойких жаропрочных никелевых сплавов, производство которых не освоено на моторостроительных предприятиях отрасли.

Промышленные установки УВНК-15, УВНК-10 высокоградиентной направленной кристаллизации с компьютерной системой управления позволяют получать литые крупногабаритные детали горячего тракта ГТУ длиной до 800 мм (в первую очередь лопатки турбин).

Высокоградиентная направленная кристаллизация позволяет получить более мелкодендритную структуру и тем самым снизить микропористость, дендритную ликвацию и повысить термоусталостные характеристики, что позволяет повысить качество получаемых отливок, выход годного до 90% по макроструктуре, производительность, обеспечить необходимый уровень механических свойств, надежности и долговечности деталей и удовлетворить требования, предъявляемые конструкторами ГТУ и ГТД. В ВИАМ организовано серийное производство модельных композиций марок ВИАМ МК, состоящие на 100% из отечественных материалов и на данный момент проходят опытное опробование на серийных моторостроительных предприятиях отрасли .

Современные рабочие лопатки первых ступеней имеют сложную вихревую и плёночную систему охлаждения, формирование ее осуществляется специальным керамическим стержнем при литье, который удаляется впоследствии из отливки. Применение отечественной технологии изготовления керамических стержней на основе электрокорунда оказалось высокоэффективным при изготовлении авиационных турбинных лопаток. Вместе с тем, в производстве крупногабаритных лопаток энергетических установок при удалении керамического стержня возникает ряд технологических трудностей. Зарубежная технология изготовления керамического стержня на основе плавленого кварца лишена подобного недостатка, так как плавленый кварц полностью растворяется в щелочной среде. Поэтому одной из важнейших задач является разработка составов и технологий изготовления легкоудаляемых керамических стержней на основе плавленого кварца, что может быть выполнено на базе ВИАМ.

Разработанная в ВИАМ технология поверхностного модифицирования за счет измельчение зерен отливок позволила при температурах до ~ 870°С существенно повысить сопротивление пера лопаток авиационных двигателей усталостным и термоусталостным напряжениям: пластичность на ~ 30%, предел прочности на ~ 10%, предел текучести на ~ 6%, термостойкость на ~ 30%.

ВИАМ осуществляет серийную поставку алюмината кобальта марок АК-1, АК-2, АК-3 на ведущие моторостроительные заводы отрасли.

Кроме этого ВИАМ разработал промышленные установки с компьютерной системой управления УВР-40 с печью подогрева форм для равноосного литья крупногабаритных деталей горячего тракта ГТУ высотой отливок до 500 мм, УВЛ ВИАМ-80, УВЛ ВИАМ 200 для равноосного литья отливок высотой до 1000 мм.

На этой основе, может быть разработан проект и поставлены усовершенствованные плавильно-заливочные установки для равноосного литья деталей горячего тракта, с рабочими размерами согласно применяемой номенклатуре [8,9].

Новая установка совместно с отработкой технологии равноосного литья позволят получить плотные отливки с регламентированным размером зерна согласно требованиям мировых производителей газотурбинных установок.

ВИАМ располагает возможностью серийного нанесения ионно-плазменных покрытий на лопатки ГТД, в т. ч. морского базирования, а также ТГУ и ГПА, работающих на «грязных» топливах [10,11]. Разработана технология нанесения высокотемпературных жаростойких и коррозионностойких покрытий систем (Ni, Co, Ni-Co)CrAlY и NiAl(Co)SiY с рабочей температурой до 1100°С из сплавов производства ВИАМ марок СДП/ВСДП (СДП-1, СДП-2, СДП-4, ВСДП-9, ВСДП-11, ВСДП-16, ВСДП-18, ВСДП-20) на лопатки турбин отечественных газотурбинных двигателей РД-33МК, РД-33, АЛ-31, ПС90, НК32 и др.

Разработаны уникальные отечественные технологии и специальное оборудование для нанесения защитных и функциональных покрытий на крупногабаритные (до 450 мм) детали ГТД, ГТУ, ГПА [12, 13, 14]. Совместно с ПАО «КАДВИ» при производстве малогабаритных ГТУ осуществлено внедрение новейшего двухстадийного конденсационно-диффузионного покрытия с уникальными характеристиками: рабочая температура до 1100 °C и высокая стойкость к сульфидно-оксидной коррозии в диапазоне температур 750–950 °C [11].

Кроме того, разработаны покрытия на основе нитрида циркония для защиты от пылевой и песчаной эрозии лопаток компрессора авиационных турбовальных двигателей семейств TB3-117, TB7-117.

В ВИАМ налажено производство расходных материалов: цилиндрических катодов для ионно-плазменного осаждения (15 марок катодов производственной мощностью до 500 шт./год) и мишеней для магнетронного напыления керамических слоев теплозащитных по-

крытий Zr-(Hf)-O-P3M, где P3M: Y, Gd, La, Nd и тд. Серийно производимые в виде литых трубных катодов сплавы позволяют заместить более 30 марок зарубежных материалов для покрытий в т.ч. пропристарных.

ВИАМ освоено опытно-серийное производства металлопорошковых композиций (МПК) по технологии газовой атомизации сплавов в системах (Ni, Co, Ni-Co)CrAlY, (Ni, Co, Ni-Co)CrAlY для замены импортных материалов, широко применяемых в отечественном и зарубежном газотурбиностроении в качестве прекурсоров для газоплазменного напыления высокотемпературных жаро-, коррозионно- и износостойких покрытий. Взамен МПК Amdry 386 (Oerlikon Metco, Швейцария) и порошков марок NI-130, NI-191, NI-171 (Praxair Surface Technologies, США) в ВИАМ отработано производство МПК из сплава СДП-1. Взамен порошков марок NI-122, NI-528, NI-164, NI-211 (Praxair Surface Technologies) – производство МПК из сплавов СДП-2 и ВСДП-3, порошков марок CO-187, CO-267, CO-110 (Praxair Surface Technologies) – производство МПК из сплавов СДП-4 и СДП-6.

Разработан опытно-серийный комплекс оборудования для реализации полного цикла нанесения вышеупомянутых покрытий на охлаждаемые и неохлаждаемые лопатки ГТД, ГТУ, ГПА, а также проведения ионной обработки поверхности, травления и насыщения поверхности в металлической плазме. В первую очередь это автоматизированные установки типа МАП (МАП-2, МАП-3, МАП-Р), а также УОКС-3. Установки МАП-2 и МАП-3 позволяют осуществлять серийное нанесение покрытий на детали с габаритами не более 180х180х200 мм (до 96 деталей за цикл). Установка МАП-3 позволяет наносить покрытия с использованием ионной имплантации, которая существенно повышает их рабочие характеристики: высокопроизводительная технология ассистированного осаждения функциональных покрытий с повышенными свойствами (низкой пористостью, высокой структурной однородностью и чистотой). По некоторым свойствам такие покрытия превосходят традиционные в 2-10 раз (эрозионностойкие, коррозионностойкие и антифреттинговые покрытия).

ВИАМ разработаны специальные модификации установок типа МАП и ряд технологических процессов нанесения покрытий на крупногабаритные лопатки ГТД. Так, для ПАО «ОДК-Сатурн» (Рыбинск) разработана специальная установка МАП-2, на которой изменены привод, конструкции анода и катода. На заводе «Турбодеталь» (Наро-Фоминск) внедрена специальная модификация установки МАП-2 с измененной конструкцией планетарного привода перемещения лопаток, на которой серийно наносятся покрытия на лопатки турбины ГПА высотой до 300 мм. На АО «ОДК-Авиадвигатель» (г. Пермь) разработана специальная схема технологического процесса и специальная технологическая оснастка для установки МАП-2 для нанесения покрытий на сопловые лопатки турбины модификации двигателя ПС-90 с максимальным размером до 250 мм. На АО «ММП им. В.В. Чернышева» (Москва) разработана специальная схема технологического процесса с двойным перестановом обрабатываемой детали, позволяющая наносить покрытия на сектора направляющего аппарата компрессора двигателя РД-33. В рамках международного контракта с Anntest Development Co. Ltd, по заказу AECC Пекинский институт авиационных материалов (КНР) произведена модернизация установки МАП-2 до МАП-2М для обработки крупногабаритных деталей энергетических газотурбинных установок [602-3 – 602-5]. В интересах ПАО «Силовые машины» отработаны технологические подходы для высокопроизводительной обработки деталей ГТЭ-170 с использованием уникальной установки ВИАМ-МЭШ-50.

Разработанные в ВИАМ опытно-промышленные установки высокочастотного магнетронного напыления УОКС-2 и УОКС-3 предназначены для нанесения керамических слоев ТЗП на жаростойкий ионно-плазменный подслой и характеризуются высокой производительностью и скоростью осаждения. Полученные керамические слои ТЗП обладают низким коэффициентом теплопроводности (<2,0 Вт/мК), более стабильной структурой и пониженными КЛТР в сравнении с традиционными электронно-лучевыми покрытиями на основе оксида циркония стабиллизированного оксидом иттрия. Технологические мощности ВИАМ позволяют наносить теплозащитные покрытия (ТЗП) нового поколения с рабочей температурой до 1250°С на охлаждаемые рабочие лопатки ГТД, ГТУ, ГПА с керамическими сложнолегированными слоями на основе Zr-Hf-O-P3M, где P3M: Y, Gd, La, Nd и тд. Такие керамические слои обладают низким коэффициентом теплопроводности (<2,0 Вт/мК), что обеспечивает теплозащитный эффект 100-150 °С при толщине слоя 50-70 мкм (традиционно около 100 мкм) и способствует увеличению срока службы охлаждаемых лопаток турбин.

ВИАМ располагает полным комплексом технологического, исследовательского оборудования и методик, необходимого для создания и исследований ТЗП.

Развитие аддитивных технологий как одного из ключевых и перспективных направлений промышленности является одной из приоритетных задач, входящих в Национальную технологическую инициативу Российской Федерации.

Ежегодный устойчивый тренд финансового роста отрасли аддитивного производства обусловлен планомерным освоением материаловедами, технологами и конструкторами различных отраслей промышленности новых возможностей, ставших доступными благодаря технологическим особенностям аддитивного производства:

– изготовление агрегатов в виде единой конструкции, исключая сварные и паяные соединения;

- снижение массы элементов конструкций до 50%;

- повышение производительности технологии изготовления до 30 раз;

 – создание элементов конструкций любой оптимальной сложности и формы, которые невозможно изготовить по традиционным технологиям;

 повышение коэффициента использования материалов до 0,98, отсутствие необходимости изготовления инструментальной и технологической оснастки, свойственной традиционным методам изготовления;

В соответствии со сформированной в мировом научном сообществе концепцией аддитивные технологии делятся на три уровня:

•первый уровень – изготовление оснастки, выжигаемых и выплавляемых моделей для производства деталей методом точного литья;

•второй уровень – производство прототипов деталей для отработки разрабатываемых конструкций;

•третий уровень – изготовление опытных деталей для проведения стендовых и натурных испытаний, удовлетворяющих требования нормативной и конструкторской документации, с последующей организацией серийного производства.

Реализация аддитивных технологий третьего уровня является сложнейшей задачей, которая может быть решена только в рамках парадигмы единого материаловедческого сопровождения на всех стадиях создания материала и изделия: «Материал-Технология-Конструкция» с обязательным созданием крупных научных центров, обладающих полным циклом аддитивного производства.

Успешным примером реализации третьего уровня аддитивных технологий является ведущий материаловедческий центр Российской Федерации – НИЦ «КУРЧАТОВСКИЙ ИНСТИ-ТУТ» – ВИАМ, в котором создан первый и единственный полный (замкнутый) цикл аддитивного производства, включающий: разработку отечественных материалов, технологий получения порошковых материалов, технологий синтеза деталей сложных технических систем, их обработки и контроля, общей квалификации с выпуском полного комплекта нормативной документации для передачи технологий в промышленные центры аддитивного производства.

Начиная с 2014 года по настоящее время специалистами института разработано непосредственно для аддитивных технологий 6 уникальных сплавов, имеющих неоспоримые преимущества перед зарубежными материалами, и завершен вывод на рынок более 30 адаптированных сплавов, которые хорошо знакомы конструкторским бюро и серийным заводам. Ключевые из них:

– линейка адаптированных жаростойких материалов на никелевой основе марок ЭП648, ВЖ159 и ВЖ171 с рабочей температурой от 1000 до 1200°С, предназначенных для изготовления деталей камеры сгорания газотурбинных двигателей (ГТД);

– разработан не имеющий аналогов в мире жаропрочный сплав на основе интерметаллида Ni3Al марки ВИН6 с рабочей температурой 1200°С, предназначенный для изготовления высоконагруженных деталей горячего тракта ГТД;

– разработан жаропрочный сплав на кобальтовой основе марки ВЛК1, превосходящий зарубежный аналог MP1 по физико-механическим свойствам до 30 % и рабочей температуре на 100°C;

– разработан сплав на основе алюминия марки BAC1, превосходящий зарубежный аналог AlSi10Mg по физико-механическим свойствам до 50 %;

– разработана высокопрочная и коррозионностойкая сталь марки ВНЛ14, обладающая характеристиками на 20 % выше зарубежного аналога РН1.

Научно-производственный комплекс института по разработке опытных и серийных технологий изготовления металлических порошков представлен тремя атомайзерами для производства металлопорошковых композиций (МПК) на основе никеля, кобальта, железа, меди, алюминия и титана. В настоящее время осуществляется производство более 64 марок металлических порошков для аддитивных технологий, высокотемпературной пайки и нанесения высокотемпературных защитных покрытий. Производительность комплекса составляет до 190 т/год.

Комплекс аддитивного производства оснащен промышленным оборудованием ведущих мировых производителей для разработки технологий изготовления деталей сложных технических систем, в том числе крупногабаритных, из металлических, металлокерамических, керамических и полимерных материалов:

• селективное лазерное сплавление (СЛС) для изготовления сложнопрофильных деталей с габаритами до 400х400х400 мм из металлопорошковых композиций свариваемых материалов;

• электроннолучевое сплавление (ЭЛС) для изготовления сложнопрофильных деталей с габаритами до 200х200х240 мм из металлопорошковых композиций не свариваемых литейных материалов;

• прямое лазерное выращивание (ПЛВ) для изготовления крупногабаритных деталей с размерами до 600х450х450 мм из металлопорошковых композиций свариваемых материалов;

• электродуговая наплавка проволоки (ЭдНП) для изготовления крупногабаритных деталей с размерами до 700х700х720 мм из свариваемых материалов;

• лазерная стереолитография (СТЛ) для изготовления сложнопрофильных керамических деталей (пасты на основе оксидной и не оксидной керамики) с габаритами до 300х300х100 мм;

• селективное лазерное спекание (СЛП) для изготовления сложнопрофильных деталей с габаритами до 200х250х330 мм из полимерных порошковых композиций.

Общая квалификация (паспортизация) материалов, синтезированных методами аддитивного производства, является завершающей стадией при их внедрении в производство ответственных деталей третьего уровня.

В настоящее время завершена общая квалификация (паспортизация) синтезированных материалов на:

• никелевой основе марок ЭП648-ПС, ВЖ159-ПС, ВЖ171-ПС, ВЖЛ718-ПС;

- железной основе марок ВНЛ14-ПС и Х15Н5Д4Б;
- титановой основе марки ВТ6-ЭЛС и ВТ6-ПС
- кобальтовой основе марки ВЛК1-ПС и КХ28М6
- алюминиевой основе марки ВАС-ПС1;

В настоящее время научно-производственный комплекс аддитивных технологий осуществляет производство свыше 100 наименований заготовок деталей в объёме до 6000 деталей в год.

Таким образом, НИЦ «КУРЧАТОВСКИЙ ИНСТИТУТ» – ВИАМ обладает полным спектром компетенций и готов осуществлять научно-техническое руководство по направлениям создания высокотемпературных материалов нового поколения, защитных покрытий деталей горячего тракта, технологий литья лопаток с монокристаллической и равноосной структурами и аддитивных технологий для локализации производства и создания отечественных высокоэффективных, мощных ГТУ.

Список литературы:

1. Сидоров В.В., Мин П.Г., Артеменко Ю.В. Влияние редкоземельных металлов на стойкость монокристаллов жаропрочного сплава ВЖЛ738М к хлоридной коррозии // Коррозия: материалы, защита, 2018. №11. С.1-7.

2. Мин П.Г., Сидоров В.В., Вадеев В.Е., Крамер В.В. Разработка коррозионностойких жаропрочных никелевых сплавов и технологии их производства с целью импортозамещения сплавов серии INCONEL// Электрические станции. 2020. №2. С.8-15.

3. Бакрадзе М.М., Петрушин Н.В., Аргинбаева Э.Г., Овсепян С.В Аспекты развития литейных никелевых и интерметаллидных сплавов. Технология изготовления деталей ГТД // Новости материаловедения. Наука и техника. 2017.

4. Каблов Е.Н., Сидоров В.В., Каблов Д.Е., Мин П.Г. Металлургические основы обеспечения высокого качества монокристаллических жаропрочных никелевых сплавов // Авиационные материалы и технологии. 2017. № S. C. 55–71. DOI: 10.18577/2071-9140-2017-0-S-55-71.

5. Мин П.Г., Горюнов А.В., Вадеев В.Е. Современные жаропрочные никелевые сплавы и эффективные ресурсосберегающие технологии их изготовления // Технология металлов. 2014. №8. С. 12–23.

6. Сидоров В.В., Ригин В.Е., Мин П.Г., Фоломейкин Ю.И., Тимофеева О.Б., Филонова Е.В., Исходжанова И.В. Влияние примесей на структуру и свойства высокожаропрочных литейных сплавов и разработка эффективных методов устранения их отрицательного влияния // Новости материаловедения. Наука и техника: электрон. науч.-технич. журн. 2014. № 2. Ст. 03. URL: http://www.materialsnews.ru.

7. Сидоров В.В., Ригин В.Е., Горюнов А.В., Мин П.Г. Ресурсосберегающая технология переработки некондиционных отходов литейных жаропрочных сплавов // Металлург. 2014. №5. С. 35-39.

8. Яковлев Е.И., Берестевич А.И., Жабрев С.Б. Формирование регламентированной структуры литых крупногабаритных лопаток газотурбинных установок // Цветные металлы. 2018. № 5. С. 86-90.

9. Яковлев Е.И. Получение отливок из жаропрочных никелевых сплавов с мелкозернистой равноосной структурой и пониженной пористостью // Литейное производство. 2022. № 6, С. 2-5.

10. Будиновский С. А., Ляпин А. А., Бенклян А. С. Опытно-промышленные ионноплазменные установки МЭШ-50 и МАП-Р для нанесения защитных покрытий на детали транспортных и энергетических газотурбинных установок //Инженерный журнал: наука и инновации.0 2021. №. 10 (118). С. 5.

11. Будиновский С. А., Косьмин А. А., Бенклян А. С. Нанесение двухслойного ионноплазменного коррозионностойкого покрытия на сопловой аппарат наземного ГТД, изготовленный по технологии «блиск» //Электрометаллургия. 2022. (ожидается выход статьи в 2022г.)

12. Будиновский С. А., Ляпин А. А., Бенклян А. С., Доронин О.Н. Повышение эффективности использования промышленных установок ионно-плазменного нанесения покрытий ти-

па МАП в условиях серийного производства //Упрочняющие технологии и покрытия. 2021. Т. 17. №. 7. С. 313-318

13. Будиновский С. А. и др. Разработка магнитной системы стабилизации протяженной зоны испарения на катоде вакуумного дугового разряда ионно-плазменных установок типа МАП //Электрометаллургия. 2021. №. 4. С. 21-29.

14. Будиновский С. А., Косьмин А. А., Бенклян А. С. Исследование особенностей работы катода промышленной установки ионно-плазменного напыления МАП в режиме радиационного охлаждения //Электрометаллургия. 2021. №. 8. С. 26-32.

ИЗГОТОВЛЕНИЕ СОСТАВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГТЭ-65.1 МЕТОДОМ ПРЯМОГО ЛАЗЕРНОГО ВЫРАЩИВАНИЯ

Е.В. Земляков¹, К.Д. Бабкин¹ Н.Р. Алымов¹, А.М. Вильданов¹, С.Ю. Иванов¹, Н.Г. Кислов¹, Д.С. Тарасов², А.С. Мятлев²

¹Институт лазерных и сварочных технологий Санкт-Петербургского государственного морского технического университета (ИЛИСТ СПбГМТУ), г. Санкт-Петербург, Россия ²АО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург, Россия <u>ilwt@ilwt.smtu.ru</u>

Аннотация. Для обеспечения конкурентоспособности высокотехнологичных производств требуется внедрение новых технологий обработки материалов. На примере изготовления газосборника камеры сгорания газотурбинной установки ГТЭ-65.1 показаны технологические возможности современных лазерных и аддитивных технологий. Описаны основные стадии подготовки к изготовлению высокоточных заготовок методом прямого лазерного выращивания из жаропрочного никелевого сплава и нержавеющей стали, и их последующей обработки. Приведены результаты металлографических исследований, механических испытаний и контроля геометрии, подтверждающие высокий уровень качества получаемых изделий. Продемонстрирована возможность комбинации аддитивных технологий, технологий лазерной сварки и резки, и технологий термической, механической и электроэрозионной обработки, при изготовлении технически сложных узлов и деталей.

Введение. Среди лазерных технологий обработки материалов особо выделяются технологии лазерной сварки и родственные технологии - технологии лазерной резки, наплавки и термоупрочнения. Высокая плотность энергии в зоне лазерного воздействия обеспечивает высокие скорости сварки и низкое тепловложение в свариваемые детали по сравнению с традиционными сварочными технологиями. Возможность минимизировать тепловложение особенно важна при сварке сложнолегированных суперсплавов, склонных к трещинообразованию при сварке [1].

Отдельным классом технологий обработки материалов являются аддитивные технологии, находящие всё большее применение в высокотехнологичных отраслях промышленности. Технологические возможности аддитивных технологий постоянно расширяются. Национальный стандарт Российской Федерации (ГОСТ Р 57558–2017) [2], так же, как и стандарты международной организации по стандартизации и американского общества испытаний и материалов (ISO/ASTM 52900:2015) [2], выделяет семь типов аддитивных технологических процессов. Наиболее распространенными для получения металлических заготовок являются процессы, основанные на прямом подводе энергии и материала (directed energy deposition) и синтезе на подложке (powder bed fusion).

Рациональное использование аддитивных технологий обеспечивает получение уникальных эксплуатационных и массогабаритных характеристик деталей за счет внедрения новых материалов, топологически оптимизированных конструкций, возможности получения расчетных внутренних структур и каналов, объединения и укрупнения сборочных единиц и уменьшения числа последующих сварочных и сборочных операций [3]. Технологические возможности аддитивных технологий позволяют значительно снизить материалоемкость производств, а также временные затраты, что особенно важно при производстве «первых» образцов и опытных партий. При этом, необходимо отметить, что с помощью аддитивных методов, как правило, получают высокоточные заготовки, требующие определенного объема последующей обработки. Наиболее эффективные технологические процессы изготовления технически сложных и ответственных узлов и деталей строятся на комбинации аддитивных и традиционных технологических операций [4]. Основными потребителями аддитивных технологий как в России, так и во всем мире, являются авиационное и ракетное двигателестроение, тепловая и атомная энергетика [5].

В статье продемонстрированы возможности отечественных лазерных технологий на примере изготовления газосборника камеры сгорания газотурбинной установки ГТЭ-65.1, разрабатываемой в настоящее время АО «Силовыми машины» в кооперации с ведущими научноисследовательскими институтами и предприятиями страны.

Для ГТУ-65.1 принята традиционная для стационарных ГТУ трубчато-кольцевая камера сгорания с 6 противоточными жаровыми трубами, горелочными устройствами, корпусами и газосборниками. Для обеспечения низкой эмиссии окислов азота в ней реализовано сжигание предварительно подготовленной бедной топливно-воздушной смеси.

Рассматриваемый в докладе газосборник камеры сгорания предназначен для организации плавного перехода продуктов сгорания из жаровой трубы в общую кольцевую полость соплового аппарата первой ступени турбины. В газосборнике также происходит формирование заданного по высоте профиля температуры на входе в лопатки соплового аппарата.

Применение аддитивной технологии прямого лазерного выращивания наряду с технологиями лазерной сварки и резки, и современными методами лазерного 3D-сканирования для контроля геометрии позволяет значительно сократить сроки изготовления, трудоемкость и материальные затраты по сравнению с традиционным способом изготовления методами штамповки, механической обработки и последующей сварки.

Теория и расчёт. Газосборник камеры сгорания ГТЭ-65.1 имеет двухстеночную конструкцию (Рис. 1). Наружная оболочка изготавливается из аустенитной нержавеющей стали, остальные элементы газосборника изготавливаются из никелевого жаропрочного сплава типа Haynes-230 в габаритах: 670 х 389 х 634 мм. Общая масса газосборника 66 кг.



1 – Рамка; 2 – Оболочка внутренняя; 3 – Кольцо входное; 4 – Оболочка наружная Рисунок 1. Газосборник камеры сгорания ГТЭ-65.1

Последовательность изготовления газосборника включает в себя следующие этапы:

- изготовление заготовок элементов газосборника методом прямого лазерного выращивания;

- термическая обработка заготовок;

- механическая обработка заготовок;

- электроэррозионный прожиг отверстий в рамке;

- лазерная сварка кольца входного, оболочки внутренней и рамки;

- лазерная резка оболочки наружной: вырезка отверстий и разделение оболочки на «левую» и «правую».

Технология прямого лазерного выращивания (ПЛВ) позволяет изготавливать высокоточные заготовки сложнопрофильных крупногабаритных изделий из широкого спектра материалов, в том числе из никелевых, титановых, кобальтовых сплавов, сталей, бронз, а также их комбинаций [6,7]. Основными критериями качества получаемых заготовок являются уровень механических свойств и значения максимальных отклонений от заданной геометрии (геометрическая точность).

Требуемые механические свойства для большинства материалов обеспечиваются за счет бездефектной внутренней структуры, получаемой в процессе ПЛВ с правильно подобранными режимами и стратегиями выращивания, а также за счет последующей оптимизированной термической обработки.

Оборудование и материалы. Оболочка наружная изготавливалась из металлопорошковой композиции (МПК) стали 316L. Рамка, оболочка внутренняя, кольцо входное изготавливались из жаропрочного сплава H23X-A (Haynes-230). Химический состав используемых в работе материалов приведен в табл. 1.

Таблица 1. Химический состав МПК стали 316 L и жаропрочного сплава H23X-A

	Содержание элементов. масс. (%)												
Материал	Al	Si	Ti	Cr	Mn	Fe	Co	Ni	Mo	W	С	Р	S
Haynes-230 (DiN 17744- 2020) [8] 316 L (ASTM A240) [9]	0.2- 0.5	0.25- 0.75	≤0.1	20.0 - 24.0	0.3- 1	≤3	≤5	Осн.	1.0- 3.0	13.0- 15.0			
		<1.0	<0.5	16-18	<2.0	Осн.		10- 14	2-3		<0.03	<0.045	<0.03

Входной контроль используемых МПК проводился в соответствие с ГОСТ Р 59035–2020 [10], отбор проб для входного контроля осуществляется в соответствии с ГОСТ 23148–98 [11].

Химический состав МПК, и морфология частиц порошка исследовались с помощи сканирующего электронного микроскопа Tescan Mira3 с системой энергодисперсионного микроанализа Aztec Live Advanced Ultim Max 65 с использованием программного обеспечения «ImageJ» и «OriginPro8».

Металлографические исследования проводились с использованием инвертированного металлографического микроскопа «Leica DMi8».

Механические испытания проводились на универсальной электромеханической испытательной машине SHIMADZU AGS-100Knx.

Контроль геометрии заготовок производился с помощью измерительной пары, состоящей из оптического 3D сканера и трекера Metroscan Elite 750.

Изготовление заготовок элементов газосборника проводилось на установке прямого лазерного выращивания «ИЛИСТ-L». Технические характеристики установки «ИЛИСТ-L» приведены в табл. 2.

Таблица 2. Технические характеристики установки «ИЛИСТ-L»

Параметр	Значение			
Мощность лазерного излучения (макс.)	3 кВт			
Размер рабочей зоны	ø 1300 x 800 мм			
Количество синхронно-управляемых осей	8 шт.			
Грузоподъемность наклонно-поворотного	500 KT			
позиционера изделия	500 KI			
Порошковый питатель	2 колбы по 5 л			
Фракция МПК	20–200 мкм			
Рабочая среда	Аргон ВЧ (контролируемая атмосфера)			
Производительность	до 2 кг/ч			
Возможность лазерной сварки	Дa			

Траектории и управляющие программы для роботизированной лазерной обработки заготовок элементов газосборника создавались в программном пакете Autodesk PowerMill.

Технологическая подготовка. Первым этапом технологической подготовки процесса ПЛВ является изготовление технологических проб для определения рабочих диапазонов режимных параметров процесса ПЛВ, обеспечивающих получение бездефектной структуры наплавляемого материала [12]. Изготовление технологических проб также является дополнительной операцией входного контроля МПК.

При изготовлении технологических проб варьируются следующие режимные параметры ПЛВ: мощность лазерного излучения, скорость перемещения рабочего инструмента, смещение между валиками (dx), шаг между слоями (dz), пауза между валиками. В табл. 3 и 4 приведены диапазоны изменения режимных параметров ПЛВ при изготовлении технологических проб из МПК стали 316L и жаропрочного никелевого сплава H23X-A, соответственно.

Таблица 3. Диапазоны изменения режимных параметров ПЛВ при изготовлении технологических проб из МПК стали 316L

Пауза между валиками 40 с, скорость 25 мм/с, ширина валика 2,5 мм, dz=0,6 мм, dx=1,67 мм

Номер образца	1	2	3	4
Мощность, Вт	1600	1800	2000	2200

Таблица 4. Диапазоны изменения режимных параметров ПЛВ при изготовлении технологических проб из МПК жаропрочного никелевого сплава H23X-A

Параметр:	Мощность, Вт	Скорость, мм/с	Пауза между валиками, с	dx, мм	dz, мм
Диапазон:	700-1800	15-25	0-40	1,1-1,47	0,4-0,6

Выбор оптимальных режимов выращивания осуществлялся на основе анализа результатов металлографических исследований изготовленных технологических проб (Рис. 2, 3).



Рисунок 2. Макрошлифы технологических проб из МПК стали 316L

При мощностях 1600 Вт и 1800 Вт в образцах из стали 316L наблюдаются несплавления. Несплавления образуются в зоне перекрытий соседних валиков из-за недостатка подводимой энергии. Этот вид дефектов характерен неправильной формой в отличие от газовой пористости и характеризуется периодическим расположением в объеме материала. При мощностях свыше 2000 Вт дефектов не обнаружено.

Аналогичная картина наблюдалась и на образцах из МПК жаропрочного никелевого сплава Н23Х-А.



Рисунок 3. Макрошлифы технологических проб из МПК жаропрочного никелевого сплава H23X-A

При мощностях 1200 Вт и 1400 Вт и линейной скорости перемещения рабочего инструмента 25 мм/с в образцах наблюдаются несплавления. Повышение мощности позволяет избавиться от несплавлений, но, в отличие от нержавеющей стали, в образцах из жаропрочного никелевого сплава H23X-A уже при мощности 1800 Вт наблюдались горячие трещины [13]. Для расширения рабочих диапазонов режимных параметров, обеспечивающих бездефектную внутреннюю структуру, была проведена дополнительная серия экспериментов по изготовлению образцов с более низкой производительностью. При этом варьировались мощность, пауза между проходами, шаг между слоями, скорость наплавки, шаг между валиками.

Результаты дополнительных исследований показали, что снижение производительности процесса ПЛВ благоприятно влияет на качество выращенных образцов (рис. 4). При мощности 1100 Вт и скорости 15 мм/с видимых дефектов не наблюдается, при этом существует запас по мощности, т.к. при 1300 Вт также получилась практически бездефектная структура.



Рисунок 4. Макрошлифы технологических проб из МПК жаропрочного никелевого сплава H23X-A при уменьшенной производительности процесса ПЛВ

В результате проведенных экспериментов были определены рабочие технологические режимы ПЛВ из МПК стали 316L и жаропрочного никелевого сплава H23X-A (табл. 5).

Таблица 5. Оптимальные технологические режимы ПЛВ из МПК стали 316L и жаропрочного никелевого сплава H23X-A

			310L		
Мощность, Вт	г Скор	ость, мм/с	Ширина валика, мм	Смещение по ши- рине (dx), мм	Смещение по вы- соте (dz), мм
2200		25	2,5	1,67	0,6
			Haynes 230		
Мощность, Вт	Скорость, мм/с	Ширина ва- лика, мм	Смещение по ширине (dx), мм	Смещение по высоте (dz), мм	Межпроходная тем- пература, °С
1100	15	2,2	1,47	0,6	Не более 220

Для определения механических свойств наплавляемого материала на выбранных режимах были изготовлены образцы-свидетели [14], из которых вырезались стандартные образцы для испытаний на растяжение (тип IV ГОСТ 1497–84 (ИСО 6892–84) [15]). Механические испы-

тания проводились как на образцах без последующей термообработки, так и с термообработкой.

В табл. 6 и 7 представлены результаты механических испытаний на одноосное растяжение образцов из сплава H23X-A и стали 316 L, соответственно.

Обозначение	Предел текучести	Предел прочности	Отн. удлинение,
ПЛВ_Х+Z	577.8	889.3	28.11
ПЛВ+ТО_Х+Z	421.3	901.95	35
Прокат [16]	417	837	47,3

|--|

Образцы из сплава H23X-A без термообработки после испытаний имеют вязкий излом в продольном направлении (X) и слоистый излом в поперечном направлении (Z), что говорит о анизотропии свойств материала. Характер разрушения термически обработанных образцов вязкий и в продольном и поперечном направлении, что говорит об устранении анизотропии механических свойств с помощью правильно подобранной термической обработки.

После испытаний образцов без термообработки из стали 316 L характер разрушений представляет вязкий излом как в продольном (X), так и в поперечном (Z) направлении.

Обозначение	Предел текучести	Предел прочности	Отн. удлинение, %
ПЛВ_Х+Ζ	327	553	51.6
ПЛВ+ТО_Х+Z	346	663	58.7
Прокат [17]	205	515	60

Таблица 7. Усредненные механические свойства образцов из стали 316 L

После термической обработки сплава 316L, характер разрушения не изменяется, происходит рост относительного удлинения и частичное снижение предела текучести и предела прочности за счет неполной рекристаллизации сплава и снятия внутренних напряжений.

Прямое лазерное выращивание заготовок. На основе результатов предварительных расчетов и технологической подготовки были сгенерированы управляющие программы для установки прямого лазерного выращивания «ИЛИСТ-L» для изготовления заготовок элементов газосборника.

Процесс прямого лазерного выращивания заготовок рамки, кольца входного, внутренней и наружной оболочек газосборника показан на рис. 5.





a)



в)
Рисунок 5. Процесс ПЛВ заготовок элементов газосборника:
а – Рамка; б – Оболочка внутренняя; в – Оболочка наружная; г – Кольцо входное

После выращивания был проведён контроль геометрии полученных заготовок, термическая обработка на снятие внутренних напряжений для заготовки из стали 316 L и для достижения требуемых прочностных свойств для заготовок из сплава H23X-A. После термообработки проводился повторный контроль геометрии.

Обсуждение результатов. Результаты контроля геометрии выращенных заготовок представлены на рис. 6.



Рисунок 6. Результаты контроля геометрии выращенных заготовок: *а* – Кольцо входное *б* – Рамка; *в* – Оболочка внутренняя; *г* – Оболочка наружная

Контроль геометрии показал, что отклонения размеров заготовок кольца входного и рамки лежат в допустимых пределах и позволяют получить из выращенных заготовок годные детали при последующей обработке.

На заготовках внутренней и наружной оболочек были выявлены недопустимые отклонения геометрии – до 1,5 мм на внутренней и до 3,5 мм на наружной оболочках. Для устранения обнаруженных отклонений были изменены технологические модели заготовок. С помощью обратного выгиба участков с максимальными отклонениями были скомпенсированы обнаруженные деформации. Результаты контроля геометрии заготовок, полученных в ходе повторного прямого лазерного выращивания по измененным технологическим моделям, представлены на рис. 7.



Рисунок 7. Результаты контроля геометрии выращенных заготовок: *a* – Оболочка внутренняя; *б* – Оболочка наружная

Внесенные изменения позволили получить результаты годные для последующей обработки заготовки.

Выводы. Технологические возможности современных лазерных и аддитивных технологий позволяют значительно снизить материальные и временные затраты при разработке и изготовлении сложнопрофильных деталей для нужд высокотехнологичных производств.

При этом, процесс получения высокоточных заготовок с помощью аддитивных методов многостадийный и требует проведения предварительных численных и натурных экспериментов.

Особое внимание при разработке технологий аддитивного производства крупногабаритных заготовок следует уделять вопросам прогнозирования, учета и компенсации возможных термических деформаций, возникающих как в ходе самого аддитивного процесса, так и при последующей обработке.

Высокий уровень получаемых прочностных характеристик и возможность комбинации аддитивных и традиционных технологических операций обеспечивают высокую эффективность процесса изготовления технически сложных и ответственных узлов и деталей.

Благодарность

В статье приведены результаты исследований, полученные при выполнении работ в рамках договора с АО «Силовые машины» от 01.10.2021 № 000000002019РМО0002/76071 и реализации программы стратегического академического лидерства «Приоритет-2030» (Соглашение о предоставлении из федерального бюджета грантов в форме субсидии от 30.09.2021 № 075-15-2021-1206, стратегический проект «Цифровые промышленные технологии»).

Список литературы:

1. Alireza Mirak, Behrooz Shams, Soroush Bakhshi. Dissimilar welding of Inconel 713 superalloy and AISI 4140 steel using Nd: YAG pulse laser: An investigation on the microstructure and mechanical properties. Optics and Laser Technology, Volume 152, August 2022, 108143 (https://doi.org/10.1016/j.optlastec.2022.108143) 2. ГОСТ Р 57558-2017/ISO/ASTM 52900:2015 – АДДИТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ. Базовые принципы

3. B. Blakey-Milner, P. Gradl, G. Snedden, M. Brooks, J. Pitot, E. Lopez, M. Leary, F. Berto, A. du Plessis. Metal additive manufacturing in aerospace: A review. Materials & Design 209 (2021) 110008 (https://doi.org/10.1016/j.matdes.2021.110008

4. M.E. Korkmaz, S. Waqar, A. Garcia-Collado, M.K. Gupta, G.M. Krolczyk. A technical overview of metallic parts in hybrid additive manufacturing industry. Journal of materials research and technology. 2022. 18: 384-395 (https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2022.02.085)

5. Д.М. Чумаков. Перспективы использования аддитивных технологий при создании авиационной и ракетно-космической техники, Труды МАИ, выпуск №78 (2014)

6. R.V. Mendagaliev, O.G. Klimova-Korsmik, G.A. Turichin, A.M. Vildanov, Direct energy deposition of Cu–Nb functionally graded layers for dissimilar joining titanium alloys and steels, Materials Letters, 2022, 132721

7. M.O. Gushchina, O.G. Klimova-Korsmik, G.A. Turichin, Direct laser deposition of Cu–Mo functionally graded layers for dissimilar joining titanium alloys and steels, Mater. Lett. 307 (2022), 131042

8. DiN 17744-2020 - Wrought nickel alloys with molybdenum and chromium - Chemical composition

9. ASTM A240-2015 - Standard Specification for Chromium and Chromium-Nickel Stainless Steel Plate, Sheet, and Strip for Pressure Vessels and for General Applications

10. ГОСТ Р 59035-2020 – МЕТАЛЛОПОРОШКОВЫЕ КОМПОЗИЦИИ. Общие требования

11. ГОСТ 23148-98 (ИСО 3954-77) ПОРОШКИ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ПОРОШКОВОЙ МЕТАЛЛУРГИИ. Отбор проб

12. Vildanov, A.; Babkin, K.; Mendagaliyev, R.; Arkhipov, A.; Turichin, G. Using a Trial Sample on Stainless Steel 316L in a Direct Laser Deposition Process. Metals 2021, 11, 1550. DOI: 10.3390/met11101550

13. M. Calmungera, R. Erikssonb, T. Lindstrom, D. Leidermarkb. Effect of additive manufacturing on fatigue crack propagation of a gas turbine superalloy, Procedia Structural Integrity, vol. 23, 2019, pages 215-220. DOI: 10.1016/j.prostr.2020.01.089

14. R. Mendagaliev, O. Klimova-Korsmik, V. Promakhov, N. Schulz, A. Zhukov, V.Klimenko, A. Olisov. Heat Treatment of Corrosion Resistant Steel for Water Propellers Fabricated by Direct Laser Deposition, Materials, Vol. 13(12) (2020) 2738. DOI: 10.3390/ma13122738

15. ГОСТ 1497-84 (ИСО 6892-84) МЕТАЛЛЫ. Методы испытаний на растяжение;

16. Электронный pecypc - http://haynesintl.com/docs/default-source/pdfs/new-alloybrochures/high-temperature-alloys/brochures/230-brochure.pdf?sfvrsn=ae7229d4_86

17. UNS S31603, ISO 2604-1 F59, ISO 2604-4 P57, ISO 2604-4 P58, - Stainless steels AISI 316L

ОСЕВОЙ КОМПРЕССОР ДЛЯ СОВРЕМЕННОЙ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ СТАЦИОНАРНОЙ ГТУ Т-32

А.А. Помысов, В.В. Поярков

АО «Невский завод», г. Санкт-Петербург, Россия <u>reph@reph.ru</u>

Введение. ЗАО «НЗЛ» производит по лицензии газотурбинный двигатель (ГТД) Т-32 для линейных компрессорных станций газопроводов и технологических объектов ПАО «Газпром» и других заказчиков.

Головной агрегат ГТД Т-32 был разработан, изготовлен и испытан в период с 2002 по 2006гг. Параметры эффективности, заложенные в проект ГТД, отвечали уровню, достигнутому к концу 20-го века для промышленных ГТД такого класса мощности. ГТД Т-32 производства НЗЛ от начала серийного производства в 2009 – 2010г. не претерпели существенных модернизаций, оставаясь на уровне проектных показателей эффективности. К настоящему времени назрела необходимость разработки и проведения поэтапной модернизации с повышением эксплуатационных свойств, показателей экономичности и надёжности. Реализация программы локализации производства ГТД в сочетании с проектом поэтапной модернизации значительно расширяет возможности АО «РЭПХ» в сервисном обслуживании парка изготовленных Т-32.

Наиболее эффективным резервом повышения экономичности ГТД является освоение более высоких степеней повышения давления в ОК и начальной температуры газа перед турбиной. В соответствии с термодинамической моделью рабочего цикла газотурбинного двигателя Т-32 КПД цикла заметно растёт при увеличении степени сжатия в ОК до значений $\pi_{\kappa} \approx 22-24$. По предварительным оценкам дополнительная 12-ая ступень может обеспечить степень повышения давления $\pi 12$ ст $\approx 1,13-1,14$. Таким образом, степень повышения давления давления в осевом компрессоре модернизированного двигателя можно прогнозировать на уровне $\pi \kappa \approx 19,2-19,5$.

Расчётная модель компрессора. На рисунке 2 показан общий вид расчётной сетки в проточной части компрессора. Расчётная модель построена в программном комплексе ANSYS CFX v19.2. Расчёты компрессора выполнялись от входа в BHA до выхода из спрямляющего аппарата 11-й ступени, без учёта потерь входной шахты и выходного диффузора. Каждый венец компрессора представлен одним межлопаточным каналом. Сетки для межлопаточных каналов построены в программном комплексе ANSYS TurboGrid v19.2. Суммарный размер сетки расчётной модели компрессора составляет от 17 000 000 до 19 000 000 элементов. Для всех рабочих лопаток на периферии и направляющих лопаток на втулке задан радиальный зазор. Для поворотных BHA, HA1 и HA2 радиальные зазоры заданы и на втулке, и на периферии.

Для областей с рабочими лопатками задана скорость вращения, соответствующая скорости вращения вала компрессора. На границах доменов задан интерфейс типа «Ступень», предусматривающий обмен данными с осреднением в окружном направлении.

На входной границе задавались полное давление 101325 Па, полная температура 288.15 К, направление потока по нормали к поверхности сечения и значение интенсивности турбулентности. На выходной границе задавалось значение среднего статического давления. Расход воздуха через компрессор определялся в результате расчётов.

Для моделирования отбора воздуха на периферии доменов НА 4-й и 7-ой ступеней через интерфейс добавлены области, построенные в ICEM, и моделирующие отбор воздуха на охлаждение турбин высокого и низкого давления. На внешних границах этих областей задан массовый расход воздуха. Значение расхода воздуха определяется выражением, заданным в разделе Expressions, и рассчитывается в процентах ко входному расходу воздуха.

Расчёты проведены в стационарной постановке с использованием k-ю модели турбулентности. Рабочее тело – воздух, заданный как идеальный газ с переменной теплоёмкостью Cp, зависящей от температуры. Динамическая вязкость и теплопроводность заданы по формулам Сазерленда.



Рисунок 1. Характеристики циклов ГТД на базе Т-32



Рисунок 2. Геометрическая расчётная модель проточной части компрессора

Анализ результатов расчётов исходного компрессора. В составе лицензионной документации на ГТУ Т-32 содержится ограниченное количество информации об экспериментальных характеристиках именно по осевому компрессору. Разработчиком предоставлена лишь характеристика ОК при номинальной частоте вращения и различных углах установки входного направляющего аппарата.

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ

На рисунке 3 представлено сравнение расчётной характеристики осевого компрессора газотурбинного двигателя T-32 с экспериментальной характеристикой, представленной разработчиком ГТУ. Эта характеристика получена для режимов с постоянной частотой вращения вала компрессора и при различных углах установки лопаток ВНА и направляющих аппаратов первой и второй ступеней. Точки режимов экспериментальной характеристики отмечены цветными значками. Расчётные точки отмечены чёрными значками на чёрных линиях. Как видно по этим графикам, линии расчётных режимов с погрешностями, не превышающими 2%, ложатся на экспериментальные точки.

Расчётная граница устойчивых режимов (ГУР) для каждого угла установки ВНА определялась при постепенном повышении статического давления в выходном сечении. Если при очередном повышении выходного давления наблюдается уменьшение расхода на выходе из компрессора с последующим развалом решения задачи, то параметры предыдущего расчёта (расход, степень повышения давления) принимаются лежащими на расчётной границе устойчивых режимов.



Рисунок 3. Сравнение расчётных и экспериментальных характеристик компрессора

Анализ геометрии исходного компрессора. Перед формированием геометрии добавляемой 12-ой ступени компрессора были проанализированы геометрические параметры последних трёх ступеней одиннадцати-ступенчатого компрессора.

На рисунке 4 изображены зависимости входных и выходных углов рабочих лопаток от относительной высоты лопатки с девятой по одиннадцатую ступень. Можно отметить, что формы зависимостей углов по высоте практически одинаковы и графики и входных, и выходных углов сдвигаются влево, в сторону уменьшения на 1–2 градуса, по мере роста номера ступени. Это свидетельствует о том, что рабочие лопатки последних ступеней компрессора сформированы по одному закону и лопатки последующих ступеней повёрнуты на 1–2 градуса в сторону уменьшения угла по сравнению с предыдущими.

На рисунке 5 изображены зависимости входных и выходных углов направляющих лопаток от относительной высоты лопатки с восьмой по десятую ступень. Можно отметить, что зависимости углов по высоте с учётом точности их определения практически повторяют друг друга. То есть, с практической точки зрения это означает, что это одна лопатка, масштабированная с учётом соответствующего уменьшения высоты проточной части.



— - входные углы, – – – · -выходные углы;
+ - 9-ая ступень, ▲ - 10-ая ступень, ◆ - 11-ая ступень
Рисунок 4. Входные и выходные углы рабочих лопаток 9–11 ступеней

В исходном осевом компрессоре направляющий аппарат 11-ой ступени располагается над выходным участком вала, за которым существует зазор между валом и внутренним корпусом выходного диффузора.

Расчётные исследования 12-ступенчатого компрессора. Таким образом, на основе вышеприведённого анализа, предложен вариант дополнительной 12-ой ступени. Направляющий аппарат 11-ой ступени сдвигаются вдоль оси ОК таким образом, что входные кромки его лопаток располагаются позади зазора между валом и корпусом. На освободившееся место за рабочими лопатками 11-ой ступени копируются сдвижкой вдоль оси ОК направляющий аппарат 10-ой ступени и лопатки рабочего колеса 11-ой ступени (рисунок 6).

На первом этапе исследования 12-ступенчатого компрессора были выполнены расчёты по описанной выше методике в формате «как есть», то есть, с учётом только сдвижки лопаток в осевом направлении и подрезки их втулочным и периферийным обводами. Для оценки степени нагруженности рабочих венцов ОК на рисунке 7 приведена зависимость крутящего момента от номера ступени. Как видно, крутящий момент рабочего колеса 12-ой ступени превышает крутящий момент рабочего колеса 11-ой ступени и даже 10-ой ступени. Это свидетельствует о том, что рабочее колесо 12-ой ступени значительно перегружено. Этого и следовало ожидать, поскольку входные и выходные углы рабочих лопаток 12-ой ступени

оказались равными соответствующим углам лопаток 11-ой ступени, что противоречит отмеченной выше закономерности распределения углов рабочих лопаток выходных ступеней компрессора.





Рисунок 6. Конфигурация проточной части выходной зоны компрессора с дополнительной 12-ой ступенью

Для исправления этого несоответствия рабочая лопатка 12-ой ступени была повёрнута на минус 1 градус, в направлении уменьшения входных и выходных углов. Зависимость крутящего момента рабочих венцов от номера ступени для этого варианта 12-ой ступени приведена на рисунке 8. Как можно заметить по этому графику, нагрузка на 12-ую ступень постепенно снижается по сравнению с предыдущими ступенями, в полном соответствии с закономерностью изменения нагрузки последних ступеней осевого компрессора.



6000 Н*м 5500 0.0 5000 Ò. 4500 4000 3500 3000 0 2 3 10 11 12 13 4 8 9 1 5 6 7 № ступени

Рисунок 7. Крутящий момент воздействия лопаток рабочих венцов на поток для конфигурации 12-ой ступени «как есть»



Выводы:

1. Разработана методика расчёта осевого компрессора ГТД MS5002E при номинальной частоте вращения и различных углах установки лопаток BHA, HA1, HA2.

2. Сравнение рассчитанных значений расхода при различных углах установки лопаток ВНА, НА1, НА2 показало хорошее соответствие с зависимостями, предоставленными разработчиком ОК.

3. Предложен вариант 12-ти ступенчатого компрессора, заключающийся в перемещении НЛ11 вдоль оси компрессора в область за зазором между валом и корпусом и копировании с перемещением на освободившееся место НЛ10 и РЛ11 с одновременным поворотом РЛ11 на минус 1 градус.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ Т32

М.В. Липатников, А.Г. Кузьменко, Д.В. Лебедев

Акционерное общество "РЭП Холдинг", г. Санкт-Петербург, Россия <u>reph@reph.ru</u>

Работа выполнена в рамках комплексного реинжиниринга узлов камеры сгорания, в составе программы локализации, включающей в себя внедрение мероприятий для повышения надежности и технологичности изготовления, применения российских материалов. Камера сгорания является высокотехнологичным, сложным изделием и одним из основных узлов горячего тракта ГТУ. Она выполнена противоточной, с 6 выносными жаровыми трубами с технологией сжигания бедных, предварительно перемешанных топливовоздушных смесей (рис. 1). Фронтовое устройство содержит 5 равнорасположенных топливных форсунок. Охлаждение жаровой трубы осуществляется за счет снятия тепла импактно-конвективным способом с их наружной поверхности, на которой для увеличения теплосъема применяются кольцевые ребра. Охлаждение патрубков, подводящих продукты сгорания к турбине, осуществляется струйным обдувом наружной поверхности. ГТУ оснащена комбинированной системой сгорания топлива, работающей в двух режимах: диффузионном и сжиганием предварительно подготовленной бедной смеси топлива с воздухом. Система состоит из пяти форсунок и четырёх распределительных клапанов, а также программных модулей регулирования клапанами. Каждая форсунка (всего пять в каждой из 6 жаровых труб) конструктивно устроена таким образом, что может поддерживать пламя в диффузионном (сгорание топлива в воздушной среде) и премикс (сгорание предварительно подготовленной смеси топлива и воздуха) режимах сгорания.



Рисунок 1. ГТУ Т-32

Выполнено:

– Расчет гидравлики КС, учитывающий все вдувы вторичного воздуха, поступающего внутрь жаровой трубы. В результате расчета получены предварительные гидравлические характеристики основных трактов камеры сгорания: расходы, давления, скорости рабочих тел по трактам, с целью использования их при назначении тепловых граничных условий.

– Расчеты физико-химического процесса горения природного газа в камере сгорания выполнены с использованием современного расчетного комплекса ANSYS Fluent. Геометрия включает домены форсунок, жаровой и газоподводящие трубы, сопловой аппарат первой

ступени турбины высокого давления Сеточная модель и геометрия и созданы в Workbench с помощью модуля DesignModeler и Mesh. Моделировалась расчетная точка для стационарного режима - 32MBT: режим предварительного смешения и режим диффузионного горения. Модель горения – Species Model – Chemistry, Partially Premixed Combustion, Flamelet Generated Manifold, Non Adiabatic. Модель радиации – Discrete Ordinates. Модель турбулентности – Realizable k-epsilon.

На первом этапе выполнен расчет горения внутри жаровой трубы и газоподводящего патрубка с использованием граничных условий из гидравлического расчета камеры сгорания. В результате расчёта получены температурные поля и распределение коэффициента теплоотдачи на внутренних поверхностях жаровой трубы и газоподводящего патрубка.

На втором этапе выполнен расчет горения внутри газоподводящего патрубка с использованием результатов из газодинамического расчета. В результате расчета получены температурные поля и распределение коэффициента теплоотдачи на наружной и внутренней стенке переходной трубы камеры сгорания.



Рисунок 2. Поле температур (К) в камере сгорания.

Распределение температуры по объему получено решением тепловой задачи в модуле Steady-State Thermal Ansys Workbench. Подготовлены модели основных узлов камеры сгорания с учетом контактного взаимодействия и изменения параметров граничных условий для каждого участка из гидравлического расчета. При расчете теплового состояния в качестве граничных условий применялось распределение коэффициента теплоотдачи по поверхности деталей, температуры среды (охлаждающего и вторичного воздуха), температуры излучателя (жаровой трубы и газоподводящего патрубка) и степень черноты поверхности, находящейся под действием излучения.



Рисунок 3. Поле температур (К): *а* - жаровая труба, *б* –газоподводящий патрубок. Поле температур

Результаты выполненного анализа в виде распределения температур были верифицированы на основе экспериментальных данных, полученных при термометрировании камеры сгорания в составе газотурбинного двигателя. Уточнение расчетной модели будет выполнено после проведения экспериментальных исследований секции камеры сгорания на специальном стенде (совместно с ОАО «ВТИ» проводится работа по проведению испытаний секции камеры сгорания ГТУ Т32).

Список литературы:

1. ANSYS tutorial. WS04 - Can combuster - FGM Diffusion

2. Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, И.З. Копп, А.С. Мякочин. Эффективные поверхности теплообмена. М., Энергоатомиздат, 1998г.

3. Программа гидравлического расчета систем воздушного охлаждения ГТУ. С-Пб., ПИМАШ, 2008г.

4. Иванов В. А., Леонтьев А.И., Манушин Э.Л., Осипов М.И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок. Учебник для вузов. М., Изд. МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2003г.

5. Прикладная экспертная программа «GRASS» - справочник - калькулятор для расчета коэффициентов теплоотдачи на характерных поверхностях турбин и компрессоров. НПО ЦКТИ, С-Пб., 1996г.

6. В. Л. Ноткин. Глубокое охлаждение конструкций летательных аппаратов при теплопрочностных испытаниях. М.: Издательство «Спутник+», 2012. – 142с.

7. М. В. Солнцев. Газодинамическое и тепловое взаимодействие струй с поверхностью при воздействии сносящего потока. Автореферат диссертации. М., МАИ, 2005г.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК ПАО МОСЭНЕРГО

С.Н. Ленев¹, Ю.А. Радин¹, И.С. Белянкин²

¹ПАО «Мосэнерго», г. Москва, Россия ²ООО «ЦРМЗ», г. Москва, Россия <u>radinya@mosenergo.ru</u>

ПГУ и их оборудование. Одним из путей повышения эффективности ТЭС с ПГУ является с увеличение располагаемой мощности газовых турбин, позволяющее не только повысить общую мощность ПГУ, но и тепловую нагрузку отборов на теплофикацию, что особенно актуально для энергосистемы ПАО Мосэнерго со значительной тепловой нагрузкой.

Следствием модернизации ГТУ SGT5 4000F, которая была осуществлена на двухвальных ПГУ-420 ТЭЦ-20 и ТЭЦ-16 [1,2], стало, кроме увеличения мощности собственно ГТУ, изменение паропроизводительности котла - утилизатора и параметров пара контуров ВД, СД с увеличением электрической и тепловой мощности паровой турбины.

Для обоснования возможности надежной эксплуатации оборудования паровой части цикла в новых условиях без замены потребовался анализ его надежности и вспомогательного оборудования установок

Обе ПГУ-420 выполнены двухвальными с отборами пара на теплофикацию.

Барабанные котлы – утилизаторы Еп-284/313/44-13,6/3,2/0,5-560/562/240-11,6вв, изготовленные на ПАО ТКЗ, горизонтальной компоновки с промежуточным перегревом пара и естественной циркуляцией в испарительных контурах высокого, среднего и низкого давления.

Паровые турбины SST5 5000 типа КТ двухцилиндровые с объединенным цилиндром высокого – среднего давления, промежуточным перегревом пара и двумя отборами пара на подогрев сетевой воды. Регулирование давления пара в отборы осуществляется дроссельными клапанами, установленными на ресиверных трубах между выхлопом части среднего давления и паровпуском цилиндра низкого давления, в которые, кроме того, подводится пар контура низкого давления. Такое конструктивное исполнение обеспечивает высокую экономичность турбины в теплофикационных и конденсационных режимах (длина рабочих лопаток последних ступеней ЦНД 920 мм).

В рамках главной инспекции ГТУ были выполнены:

- Замена рабочих и направляющих лопаток 1-6 ступеней компрессора;
- Установка нового входного направляющего аппарата и его опор;
- Замена рабочих и сопловых турбинных лопаток всех 4-х ступеней;
- Установка модернизированного корпуса камеры сгорания;

– Установка модернизированной керамической термостойкой плитки на стенках камеры сгорания;

- Установка модернизированного диагонального завихрителя;
- Установка новых горелок;
- Коррекция измененных параметров в АСУ ТП.

Паровой контур. Как показывают расчеты повышение параметров пара ВД, СД и НД после модернизации ГТУ не оказывает влияния на надежность паровой турбины, что подтверждается расчетами пропускной способности ЦВД и ометаемой площади последней ступени ЦНД паровой турбины, соответственно.

Пропускная способность части высокого давления паровой турбины при измененных параметрах пара возросла на 3%, а «ометаемая» площадь выхлопа паровой турбины при длине рабочей лопатки последней ступени l =0,92 м позволяет пропускать расход пара до 400 т/ч, что обеспечивает полную мощность турбины при новых параметрах пара. Поверхность конденсатора способна сконденсировать увеличенный на 15–19 т/ч суммарный расход пара практически без изменения абсолютного давления в конденсаторе. Питательный тракт ПГУ-420 ТЭЦ-20 включает два питательных насоса ПЭН ВД/СД, включенных параллельно по питательной воде и два предвключенных питательных насоса НД, а на ТЭЦ-16 выполнена схема параллельного включения ПЭН ВД/СД и ПЭН НД (рис. 1 а,б).



Рисунок 1. Тепловая схема питательного тракта ПГУ-420 с последовательным (а) и параллельным (б) включением питательных насосов

Увеличение паропроизводительности котла – утилизатора вызывает необходимость увеличения производительности ПЭН с 310 т/ч до 323,9 т/ч. При этом схема с предвключенным питательным насосом низкого давления (рис.1 а) оказалась менее надежной при переходных режимах из-за недостаточной производительности насосов НД. Это потребовало при переходных режимах включения второго (резервного) питательного насоса и вызвало колебания расхода воды в ПЭН ВД/СД.

С увеличением электрической мощности ГТУ и ПТ пропорционально увеличилась тепловая нагрузка на теплообменники замкнутого контура охлаждения ЗКО, что потребовало выполнения поверочных расчетов для обоснования достаточности их теплообменной поверхности в новых условиях.

Повышение температуры и массового расхода продуктов сгорания потребовало обоснования циклической прочности высоконагруженных элементов пароводяного тракта.

Расчёт эквивалентных напряжений от весовых нагрузок и внутреннего давления производился с учетом самокомпенсации по средним значениям напряжений от внутреннего давления, а расчёт температурных напряжений проводился методом конечных элементов.

Данные расчётов показывают, что условие линейного суммирования повреждений от усталости выполняется при ресурсе 200 тысяч часов.

В результате проведенной модернизации на ТЭЦ-20 с 01.02.2019 новые значения мощности блока включены в Реестр предельных объемов поставки мощности генерирующего оборудования:

	Располагаемая мощность,	Установленная мощность,
	МВт	МВт
До модернизации в К-режиме	415,5	418
После модернизации в Т-режиме	442,3	445

Примерно такие же результаты получены после модернизации ГТУ на ТЭЦ-16 с той лишь разницей, что в этом случае была увеличена тепловая нагрузка отборов паровой турбины при сохранении суммарной электрической мощности ПГУ. Максимальная тепловая мощность отборов паровой турбины ПГУ после модернизации составляет 219 Гкал/ч

Во всех случаях оказалась необходимой перенастройка срабатывания предохранительных клапанов ВД, СД на увеличенное давление пара, автоматики клапанов БРОУ и срабатывания ABP питательных насосов.

Расширение регулировочного диапазона нагрузок.

Для энергосистемы Мосэнерго характерна различная цена на электроэнергию, отпускаемую в дневное и ночное время суток.

После модернизации ГТУ верхняя граница этого диапазона возросла на 27 МВт, одновременно увеличилась и нижняя граница, так как установка аттестована на фиксированный диапазон 50 % номинальной мощности.

Мощность ГТУ и ПГУ существенно зависит от температуры наружного воздуха так что при температурах больших +15 °C. Летом при его температурах, больших +10 °C, максимальная мощность ГТУ снижается на ~ 9 МВт на каждые 5 °C увеличения наружной температуры.

Для региона Москвы характерна среднелетняя температура воздуха на уровне 20–25 °C при относительной влажности воздуха около 60 %.

В этих условиях оказалось оправданным испарительное охлаждение воздуха на входе в компрессор, позволяющее снизить его температуру и увеличить мощность ГТУ и ПГУ. Испарительные установки такого типа были успешно применены на ТЭЦ-16 и 20 с ГТУ SGT5 4000F и на ТЭЦ-12 с ГТУ SGT5 2000E.

Испарительная установка (ИУ) включается при температуре окружающего воздуха ≥ + 12 °С и автоматически отключается при температуре ≤+ 10 °С.

При средней температуре окружающего воздуха + 20,2 °C и относительной влажности 51,7 %, соответствующее снижение температуры воздуха на входе компрессора составляет в среднем 4,2 °C. Эксплуатация при таких условиях позволила увеличивать мощность ГТУ в среднем на 9 МВт, а блока - на 10 МВт.

Изменение мощности ГТУ SGT5 4000F на 9 МВт также позволяет оценить изменение КПД и удельного расхода условного топлива. Повышение нагрузки с 260 МВт до 269 МВт приводит к увеличению КПД ГТУ на 0,31 %, а удельный расход условного топлива снижается на 2,36 г у.т./кВт*ч.



Рисунок 2. Изменение мощности ГТЭ-160 в зависимости от температуры и относительной влажности наружного воздуха. Относительная влажность воздуха 1–30%,2-40%, 3–50%, 4–60%, 5–70%, 6–80%,7-90%

Из рис.2 видно, что при относительной влажности воздуха 50% и температуре наружного воздуха +20 °C электрическая мощность ГТУ возрастает на ~ 9 МВт.

В таблице представлены данные непосредственных измерений снижения температуры воздуха на входе в компрессор при включенной испарительной установке на ПГУ ТЭЦ-16, 20 и 12.

			ТЭЦ-12		ТЭЦ-16		ТЭЦ-20	
Дата	Т наружно- го возду- ха, °С	Влаж- ность воздуха, %	Время работы ИУ, ч	∆Тср нар. возд. вход в ОК, °С	Время рабо- ты ИУ, ч	∆Тср нар. возд. вход в ОК, °С	Время рабо- ты ИУ, ч	ΔТс р нар. возд. вход в ОК, °С
22.06	20,6	44,9	15,1	4,6	15,5	5,6	9,5	7,4
23.06	22,9	37,4	15,6	6,6	15,5	7,9	17,1	9,3
24.06	25,3	35,6	13,8	7,0	16,0	8,4	15,5	10,3
25.06	27,2	40,4	4,6	6,6	17,0	8,1	14,2	9,7
26.06	29,6	36,9	15,8	8,2	18,0	8,4	16,4	11,4
27.06	30,8	40,8	14,9	8,1	16,5	8,4	16,9	9,3
28.06	24,9	36,4	-	-	13,5	8,0	16,7	8,9

Увеличение межсервисного интервала. С учетом того, что межремонтные сроки (4–6 лет) оборудования паровой части ПГУ существенно большие, целесообразно гармонизировать программу технического обслуживания ГТУ с продлением интервалов между главными инспекциями горячего тракта. Замена лопаток турбины при проведении капитальных ремонтов и совершенствование режимов управления ГТУ в регулировочном диапазоне нагрузок стало основанием для реализации гибких межсервисных интервалов в пределах от 33000 до 50000 ЭЧЭ в зависимости от режима работы ГТУ. Это увеличило периоды между проведением главных инспекций до 6 лет и позволило существенно сократить расходы на сервисное обслуживание ГТУ без снижения надежности. Так, например, за 6 месяцев с 15.12.2018 по 24.06.2019 ГТУ отработала 3275 часов в режиме 33 МАС и 1170 часов в режиме 50 МАС.

Автоматический переход в режим 50 МАС осуществляется в основном в период ночной разгрузки блока по диспетчерскому графику.

Увеличение мощности ГТУ за счет переоткрытия ВНА.

Одним из возможных способов повышения располагаемой мощности ГТУ является увеличение расхода воздуха на вход в компрессор с соответствующим увеличением расхода топлива.

Средние значения электрической мощности генераторов ГТУ, ПТ и ПГУ, и разности их в пиковом и базовом режимах: $\Delta N = Nпик - Nбаз$, полученные при испытаниях. Увеличение мощности энергоблока в пиковом режиме составило 8,78 МВт.

LXIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин

Параметр	базовый режим	ΔN
Мощность ПТ, МВт	116,56	2,62
Мощность ГТУ, МВт	248,76	6,16
Мощность ПГУ, МВт	365,316	8,78

Увеличение мощности ГТУ за счет ограниченного переоткрытия ВНА в режимах нормированного первичного регулирования частоты позволяет увеличить резерв мощности в случаях снижения частоты сети и получать дополнительную генерацию при эксплуатации сниженной на 5 % мощности и выполнять требования к скорости ее изменения.

Выводы. В ПАО Мосэнерго отработаны и внедрены в практику эксплуатации следующие методы увеличения эффективности ГТУ и ПГУ, основные из которых следующие:

1. Увеличение мощности за счет их модернизации ГТУ и ПГУ, на 27 МВт в конденсационном режиме.

2. Увеличение мощности ГТУ и ПГУ за счет испарительного охлаждения воздуха, засасываемого в компрессор, позволяющего в летнее время повышать мощность ПГУ на 19–20 МВт при температурах наружного воздуха около 30 °С и относительной влажности не более ≤40 %. В среднем за летнее время увеличение располагаемой мощности ПГУ составляет около 10 МВт.

3. Применение гибких (30–50 тысяч ЭЧЭ) межсервисных интервалов позволило увеличить периоды эксплуатации ГТУ и ПГУ между капитальными ремонтами до 6 лет по диспетчерскому графику с ночными разгрузками по мощности.

4. В режимах эксплуатации с нормированным первичным регулированием частоты использование ограниченного переоткрытия ВНА позволяет увеличить мощность в пиковом режиме на 8,5–9 МВт, а в режимах нормированного первичного регулирования частоты на 2,5–3 МВт.

ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ, ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК НА ЮГО-ЗАПАДНОЙ ТЭЦ

А.В. Чугин, К. В. Бабкин, А.С. Баталин, С.С. Пискунов, С.Г. Русских

АО «Юго-Западная ТЭЦ», г. Санкт-Петербург, Россия <u>SPiskunov@uztec.ru</u>

Аннотация. АО «Юго-Западная ТЭЦ» – один из важнейших проектов электроэнергетики Санкт-Петербурга. Ввод этого источника генерации позволил не только полностью компенсировать дефицит тепловой и электрической энергии Приморской – юго-западной части города, но и повысить надежность всей энергосистемы Северо-Западного региона в целом.

Во вводной части доклада представлены описание основного состава оборудования станции, его характеристики и технико-экономические показатели. Во второй части изложены основные технические решения, направленные на выполнение требований постановлений Правительства РФ и устранение проблем, с которыми столкнулись в ходе эксплуатации парогазовых установок в различных внутренних системах:

- системе дизельного топлива;
- системе подвода воздуха (воздухозаборный тракт);
- системе топливного газа;
- электрической системе.

В третьей части доклада отражены основные принципы и организация работ, а также вызовы и пути их преодоления в части технического обслуживания и ремонтов основного оборудования.

Общая информация о Юго-Западной ТЭЦ.

<u>Характеристики станции, состав оборудования.</u> Юго-Западная ТЭЦ ведет свою эксплуатационную деятельность с 2011 года, после введения первого энергоблока (Блок 1) в эксплуатацию.

Блок 1 является бинарной утилизационной парогазовой установкой (ПГУ), в состав которой входит следующее оборудование:

– Газотурбинная установка (ГТУ) АЕ64.3А фирмы «Ansaldo Energia» с электрогенератором WY18Z-066 мощностью 67.8 МВт - 2 шт;

– Паротурбинная установка (ПТУ) SST-600 фирмы «Siemens» мощностью 68.8 МВт с регулируемым и нерегулируемым отбором пара на теплофикацию - 1 шт;

– Котел-утилизатор (КУ) ПК-55 (Пр-100/14,8-9,3/0,75-535/245) производства ОАО «Подольский машиностроительный завод» - 2 шт.

Максимальная располагаемая электрическая мощность Блока 1 составляет 203.7 МВт (согласно последним комплексным испытаниям от 20.01.2021), максимальная тепловая мощность – 135 Гкал/ч.

Минимальное время набора нагрузки от нижней границы регулировочного диапазона (120 MBt) до верхней (185 MBt) составляет около 7 минут.

Второй энергоблок (Блок 2) был введен в эксплуатацию в 2016 году. Блок 2 также является бинарной ПГУ, в состав которой входят:

– ГТУ АЕ64.3А фирмы «Ansaldo Energia» с электрогенератором WY18Z-066 мощностью 67.8 МВт - 3 шт.

– ПТУ SST-600 фирмы «Siemens» мощностью 106.4 МВт с регулируемым и нерегулируемым отбором пара на теплофикацию - 1 шт.

– КУ ПК-55 (Пр-100/14,8-9,3/0,75-535/245) производства ОАО «Подольский машиностроительный завод» - 3 шт.
Максимальная располагаемая электрическая мощность Блока 2 составляет 301.9 МВт (согласно последним комплексным испытаниям от 21.01.2021), максимальная тепловая мощность – 215 Гкал/ч.

Минимальное время набора нагрузки от нижней границы регулировочного диапазона (190 МВт) до верхней (275 МВт) составляет чуть менее 6.5 минут.

Основные технико-экономические показатели (ТЭП)

Таблица 1. Технико-экономические показатели, достигнутые в 2021 году

Цанионование нараметра	2021					
паименование параметра	Блок 1	Блок 2	ТЭЦ			
Выработка э/э, тыс. кВт×ч	1 269 380	2 020 220	3 289 600			
Полезный отпуск тепловой энергии, тыс. Гкал	444 581	605 351	1 088 409			
КИУМ, %	78	84	82			
КИУТ, %	33	27	24			
Удельный расход условного топлива на отпуск э/э, гут/кВт×ч	215.7	226.7	222.4			
Удельный расход условного топлива на отпуск т/э, кгут/Гкал	132.5	138.1	135.6			

Последние несколько лет отмечается положительная динамика основных технологических и коммерческих показателей, что указывает на эффективную эксплуатацию основного оборудования и отличную конкурентоспособность Юго-Западной ТЭЦ на рынке.





Эксплуатационные особенности: проблемы и пути их решений

Система дизельного топлива (ДТ)

а) Реализация автоматизированной шаговой программы перехода с газа на ДТ и обратно под нагрузкой

В соответствии с требованиями постановления Правительства РФ № 543 от 10 мая 2017 г. «О порядке оценки готовности субъектов электроэнергетики к работе в отопительный сезон» в 2018 году на Юго-Западной ТЭЦ был успешно реализован и внедрен в АСУ ТП автоматизированный перевод ГТУ с газового на дизельное топливо (ДТ) и обратно под нагрузкой (то есть без отключения от единой энергосистемы РФ). Работы выполнялись совместно с представителями «Ансальдо раша» и ООО «Спектр-Энерго».

б) Ежегодное опробование пуска ГТУ на ДТ и сопутствующие проблемы

В соответствии с новыми требованиями постановления Правительства РФ от 10.05.2017 N 543 (ред. от 13.11.2019), для подтверждения готовности станции к отопительному периоду, производится опробование пуска ГТУ на дизельном топливе один раз в год. Опыт эксплуатации показал, что после длительной работы ГТУ на газовом топливе перед проведением таких испытаний требуется выполнить большой объем подготовительных работ:

- настройка циркуляции ДТ через машинный зал ТЭЦ;

– подготовка необходимого количества баллонов запального газа и организация обогрева помещения их установки;

- обкатка насосного оборудования;

- чистка фильтров на линии ДТ;

– проверка клапанов (уплотняющих, соленоидных, пневматических) и их замена при необходимости;

калибровка и настройка реле;

подготовка технологической схемы.

Необходимость проведения такого объема работ обусловлена деградацией системы ДТ в период длительного простоя, что значительно ухудшает оперативность перехода на аварийное топливо. Общая длительность испытаний составляет не менее двух-трех дней.

Также отмечалось, что в период эксплуатации ГТУ на газовом топливе возможны изменения характеристик дизельных форсунок. С целью определения технических характеристик, качества распыла и выявления неисправностей форсунок ДТ, на Юго-Западной ТЭЦ был разработан и введен в эксплуатацию проверочный стенд. Рабочей средой для опробования форсунок является обессоленная вода высокого давления, подаваемая через гибкие шланги к подсоединенной к стенду форсунке. По расходомерам, установленным на прямой и обратной линиях, определяется расход топлива через форсунку (т.е. пропускная способность форсунки)

и исправность возвратной линии форсунки.

Внедрение стенда позволяет своевременно подготовить оборудование к ежегодному опробованию ГТУ на ДТ и снизить количество неудачных пусков.

в) Применение вставок в форсунках ДТ российского производства

В процессе контроля и диагностирования узлов и деталей во время малой инспекции был обнаружен дефект форсунок дизельного топлива – выходные отверстия сопел форсунок расплавились. Причиной являлась неисправность клапанов уплотняющего воздуха, через которые к форсункам подается охлаждающий воздух.

Из-за высокой стоимости оригинального распылителя было принято решение найти российского производителя для ремонта горелок и изготовления распылителей.

Компанией «Лентурборемонт» успешно был произведен ремонт горелок ДТ и изготовлены распылители для форсунок ДТ ГТУ Юго-Западной ТЭЦ, также были успешно проведены испытания розжига на ДТ с применением российских аналогов распылителей форсунок дизельного топлива.



Рисунок 2. Выходное отверстие сопла форсунки

г) Замена клапанов уплотняющего воздуха на российские аналоги

Конструкция внутренних уплотнений клапанов уплотняющего воздуха, установленные заводом-изготовителем, также повышала вероятность попадания ДТ в компрессор ГТУ, что могло привести к возгоранию. В связи с этим, целесообразным решением была замена оригинальных клапанов на российские аналоги – клапаны с контролем протечек компании ООО «Динамика».

Воздухозаборный тракт ГТУ

а) Замена интеллектуального привода входного направляющего аппарата (BHA) AUMATIC на упрощенный

В период эксплуатации был выявлен существенный недостаток блока управления AUMATIC электропривода ВНА на ГТУ Блока 2: частые ошибки блока управления после накопления критического их количества приводили к перезагрузке электропривода ВНА, потере обратной связи указателя положения ВНА с системой управления ГТУ и, как следствие, аварийным остановам ГТУ.

В связи с этим была произведена замена блока управления AUMATIC с потенциометром MWG (схема управления TPA:00R200-0I1-000) на упрощенный блок управления AUMAMATIC с потенциометром EWG (схема управления TPA:00R2AA-0E1-000), в результате чего значительно повысилась эксплуатационная надежность ГТУ.

б) Внедрение ручного режима управления антиобледенительной системы (AOC), установка дополнительных фильтров пневматической системы регулирования

По причине несовершенства проектного алгоритма автоматической работы АОС в АСУТП и больших потерь горячего воздуха (особенно в начальный момент включения системы), была внедрена функция ручного управления регулирующих клапанов (РК) АОС с возможностью изменения задания их положения. Это позволило исключить потери электрической мощности ГТУ и, как следствие, отклонения электрической мощности от диспетчерского графика.

Одной из проблем работы РК АОС являлось попадание масла от компрессоров пневматической системы регулирования в их пневмоприводы через линии подачи сжатого воздуха. Сильное загрязнение пневмоблоков приводило к потере управления клапанами, что увеличивало вероятность срабатывания технологических защит ГТУ по отказу АОС при сформировавшихся условиях ее работы. Решением явилась установка субмикрофильтров AFD40-F03-A; G3/8 на линии подачи сжатого воздуха непосредственно перед РК АОС, исключающих отказы системы.

в) Замена фильтров комплексной воздухоочистительной установки (КВОУ) на российские аналоги с большей пылеемкостью

На ГТУ Блока 2 в системе КВОУ были установлены стандартные фильтры грубой очистки размером 592×592×130 мм и тонкой очистки 592×592×292 мм, что предполагало замену первых 2 раза в год и вторых – 1 раз в год.

Для исключения финансовых потерь, связанных с остановами ГТУ на чистку, заменили стандартные фильтры на фильтры с большей пылеемкостью (размер фильтров грубой очист-ки 592×592×292 мм, тонкой очистки – 592×592×440 мм). Это решение позволило увеличить их срок службы в два раза.

Система топливного газа и камера сгорания

a) Неравномерность температурных полей на выхлопе газовой турбины (экспресс методы диагностики и очистки газовых каналов горелок предварительного смешивания, нестабильные розжиги на пуске и пульсация в камере сгорания)

ГТУ оснащена кольцевой камерой сгорания (КС). Для корректной работы 24-х гибридных низкоэмиссионных горелок предъявляются жесткие требования по чистоте подаваемого природного газа.

При эксплуатации ГТУ Блока 2 была выявлена неравномерность температурного поля на выхлопе, вызванная закоксовыванием сопел топливных горелок предварительного смешивания (PREMIX), и засорением выходных отверстий лопаток завихрителей мелкодисперсной пылью. Это дополнительно приводило к нестабильным розжигам при пусковых операциях, значительным пульсациям давления в КС ГТУ при номинальной нагрузке и повышенным концентрациям загрязняющих веществ в выхлопных газах.

Основная опасность при значительных отклонениях локальных температур за горелками от средней температуры выхлопа по сечению заключается в неравномерности воздействия температуры на рабочую лопатку и, под действием термоциклических деформаций, быстром развитии усталостных микротрещин. Дополнительным следствием недостаточно эффективной работы горелок является увеличение амплитуды изменения давления (пульсации) в КС ГТУ при температурах окружающего воздуха ниже -25°С.

Для стабилизации горения и уменьшения пульсации есть три варианта действий:

– разгрузка ГТУ до момента стабилизации горения, что ведет к недовыработке электроэнергии и отклонению от диспетчерского графика;

– уменьшение уставки задания температуры газов на выхлопе ГТУ, что ведет к ухудшению экономичности работы ГТУ и КУ;

– повышение температуры на входе в компрессор с помощью открытия РК АОС, что также ведет к ухудшению экономичности ГТУ.

В результате, совместно со специалистами компании «Ансальдо», были разработаны методика экспресс-диагностики горелок, основанная на замере времени падения давления воздуха, проходящего через нее, и методика продувок горелок PREMIX «обратным ходом». Эти разработки позволили оперативно выявлять наиболее загрязненные горелки и в какой-то степени выравнивать температурное поле на выхлопе.

б) Замена фильтров тонкой очистки и фильтров-сепараторов для более глубокой очистки газа

Для предотвращения попадания механических примесей и более надежной работы газопотребляющего оборудования на Юго-Западной ТЭЦ произвели замену фильтрующих элементов, установленных во входных фильтрах-сепараторах перед дожимной компрессорной станцией. Выбранные фильтрующие элементы серии GasWave марки TH-PEM80/1051160S010CE обеспечивают тонкость фильтрации 1 мкм. Новые фильтрующие элементы обладают более надежной конструкцией и свойством регенерации.

Дополнительно к этому была произведена замена фильтров тонкой очистки газа перед модулем газового топлива ГТУ для уменьшения тонкости фильтрации до 1 мкм, позволившая снизить разрушающее воздействие от попадания твердых частиц к горелкам ГТУ.

<u>Генератор</u>

Замена щеток системы возбуждения генератора на российские аналоги.

При плановой закупке графитовых щеток системы возбуждения генератора, предназначенных для передачи тока на ротор возбуждения, возникла проблема с поставкой из-за рубежа. Был найден аналог на производстве, локализованном в России - ООО «Лобовский завод графитовых изделий». Щетки системы возбуждения были успешно смонтированы на генераторах Юго-Западной ТЭЦ.

Техническое обслуживание и ремонты ГТУ Общие положения

Техническое обслуживание и ремонт ГТУ на АО «Юго-западная ТЭЦ» организовано в соответствии с нормативами завода-изготовителя (№ документа 237W240) и Регламентом Юго-Западной ТЭЦ (инв. № 109-056-16- РТОиР). При этом используется не классическая схема,

а разработанная совместно с заводом-изготовителем схема непосредственно для оборудования Юго-западной ТЭЦ.

С начала эксплуатации по сентябрь 2022 года по факту на ГТУ были реализованы следующие виды плановых технических воздействий:

малая инспекция (неполный осмотр газовой турбины) или текущий ремонт (Т) – 31 раз (вместо 28 по классической схеме);

инспекция горячего газового тракта газовой турбины (ИГГТ) или средний ремонт (С)
 7 раз (так же, как и по классической схеме);

- основная техническая инспекция (Основной осмотр) или капитальный ремонт (К) – 2 раза (вместо 5 по классической схеме).

Всего 40 ремонтов различной категории сложности.

Работы выполнялись с привлечением шеф-инженеров завода-изготовителя «Ansaldo Energia» и ремонтного персонала российских организаций:

- ООО «ЛЭР-ТУРБО);
- ООО «Санкт-Петербург ЭнергоМонтаж»;
- ООО «Теплоэнергоремонт Сервис».

Организация ремонтного обслуживания

В период с 2011 года по настоящее время регламентные работы на оборудовании ГТУ, в том числе и на газовых турбинах, выполнялись в строгом соответствии с регламентом завода-изготовителя в нормативные сроки, определенные инструкцией по эксплуатации и другими нормативно-техническими документациями, путем заключения разовых договоров на срок, необходимый для выполнения определенных работ, по результатам ежегодных конкурсных процедур. Таким образом, реализовывались требования классической схемы работы по нормативу, что в полной мере соответствует требованиям «Правил организации технического обслуживания и ремонта объектов электроэнергетики».

Классическая схема работы по нормативу в отношении ГТУ, в состав которых входят газовые турбины AE64.3A, предполагает соблюдение следующего регламента:

- ежегодное проведение текущего ремонта (T);
- проведение среднего ремонта (C) 1 раз в три года;
- проведение капитального ремонта (К) 1 раз в 6 лет;

– проведение капитального ремонта с продлением нормативного срока эксплуатации с заменой значительной части деталей горячего газового тракта (К+) – 1 раз в 12 лет.

Исходя из классической схемы, техническое обслуживание эксплуатируемого Юго-Западной ТЭЦ оборудования, должно выполняться по следующему графику.

Оборудование	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020
ГТУ-11	Т	Т	С	Т	Т	К	Т	Т	С
ГТУ-12	Т	Т	С	Т	Т	К	Т	Т	С
ГТУ-21	-	-	-	-	-	Т	Т	С	Т
ГТУ-22	-	-	-	-	-	Т	Т	С	Т
ГТУ-23	-	-	-	-	-	Т	Т	С	Т
Оборудование	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029
ГТУ-11	Т	Т	К+	Т	Т	С	Т	Т	К
ГТУ-12	Т	Т	К+	Т	Т	С	Т	Т	К
ГТУ-21	Т	К	Т	Т	С	Т	Т	К+	Т
ГТУ-22	Т	К	Т	Т	С	Т	Т	К+	Т
ГТУ-23	Т	К	Т	Т	С	Т	Т	К+	Т
Оборудование	2030	2031	2032	2033	2034	2035	2036	2037	2038
ГТУ-11	Т	Т	С	Т	Т	К+	Т	Т	С
ГТУ-12	Т	Т	С	Т	Т	К+	Т	Т	С
ГТУ-21	Т	С	Т	Т	К	Т	Т	С	Т
ГТУ-22	Т	С	Т	Т	К	Т	Т	С	Т
ГТУ-23	Т	С	Т	Т	К	Т	Т	С	Т

Таблица 2. График ремонтов по классической схеме

При этом возникает необходимость останова в длительный ремонт энергоблока в полном составе оборудования, т.к. на всех ГТУ, входящих в состав одного блока, одновременно возникает необходимость проведения равнозначного технического воздействия.

Это затруднительно в том числе и по материальным затратам, т.к. в один и тот же год концентрируются финансовые вложения на реализацию регламентных работ.

Таким образом, перед Обществом с начала эксплуатации встала задача изменения этой ситуации.

И на первом этапе ее реализации – выполнялись поиски решений по рассредоточению ремонтов категории С, К и К+ более или менее равномерно по годам эксплуатации.

Главное требование инструкции по эксплуатации оборудования – вывод его в ремонт при достижении определенной наработки. А именно:

- Т - 8000 ЭВЧ;

- С - 25000 ЭВЧ;

- К - 50000 ЭВЧ;

- К+ - 100000 ЭВЧ.

Самый простой выход – периодический вывод оборудования в искусственный простой до достижения ситуации, когда на оборудовании одного блока необходимость останова ГТУ в длительный ремонт будет возникать в разные годы, что позволит при плановом продолжительном ремонте, во-первых, выводить из эксплуатации конкретную ГТУ, срок ремонта которой подошел, продолжая при этом работать полублоком (в случае с Блоком 1) или третью или двумя третями блока (в случае с Блоком 2), а во-вторых, распределить (растянуть) затраты на ремонт по годам равномерно. Такой путь ведет к искусственному ограничению мощности станции, искусственному снижению электрической и тепловой нагрузки, искусственному

ному занижению плана выработки энергоресурсов, и как следствие – к финансовым и имиджевым потерям. По этим причинам, он сразу был отвергнут и в дальнейшем не рассматривался.

В результате длительных консультаций с заводом-изготовителем по поиску решения поставленных перед Юго-Западной ТЭЦ задач оптимизации ремонтного обслуживания было выработано решение последовательной замены (на стадиях технического воздействия категории С и К) стандартных роторных и статорных лопаток первых трех ступеней газовых турбин с межремонтным ресурсом 25000 ЭВЧ, на лопатки с дополнительным термодинамическим покрытием, обеспечивающим межремонтный ресурс лопаток в 33000 ЭВЧ.

Эти мероприятия были выполнены:

- на ГТУ-12 в 2017 году при проведении планового ремонта категории К;
- на ГТУ-22 в 2018 году при проведении внеочередной инспекции категории С;
- на ГТУ-21 и 23 в 2019 году при проведении планового ремонта категории С;
- на ГТУ-11 в 2020 году при проведении ремонта категории С.

По результатам проведенных замен с заводам-изготовителем согласован следующий регламент проведения технических воздействий:

- ежегодное проведение текущего ремонта (T);
- проведение среднего ремонта (C) 1 раз в четыре года;
- проведение капитального ремонта (К) -1 раз в восемь лет.

– проведение капитального ремонта с продлением нормативного срока эксплуатации с заменой значительной части деталей горячего газового тракта (К+) – для каждой единицы оборудования персонально.

Таким образом, решился вопрос оптимизации ремонтов категории С, К и К+.

Оборудование	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020
ГТУ-11	Т	Т	С	Т	Т	К	Т	Т	С
ГТУ-12	Т	Т	С	Т	Т	К	Т	Т	Т
ГТУ-21	-	-	-	-	-	Т	Т	С	Т
ГТУ-22	-	-	-	-	-	Т	С	Т	Т
ГТУ-23	-	-	-	-	-	Т	Т	С	Т
Оборудование	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029
ГТУ-11	Т	Т	Т	К+	Т	Т	Т	С	Т
ГТУ-12	С	Т	Т	Т	К+	Т	Т	Т	С
ГТУ-21	Т	Т	К	Т	Т	Т	С	Т	Т
ГТУ-22	Т	К	Т	Т	Т	С	Т	Т	Т
ГТУ-23	Т	Т	К	Т	Т	Т	С	Т	Т
Оборудование	2030	2031	2032	2033	2034	2035	2036	2037	2038
ГТУ-11	Т	Т	К	Т	Т	Т	С	Т	Т
ГТУ-12	Т	Т	Т	К	Т	Т	Т	С	Т
ГТУ-21	Т	К+	Т	Т	Т	С	Т	Т	Т
ГТУ-22	К+	Т	Т	Т	С	Т	Т	Т	К
ГТУ-23	Т	К+	Т	Т	Т	C	Т	Т	Т

Таблица 3. График ремонтов по оптимизированной схеме

Предлагаемая концепция оптимально осуществляет распределение по годам тяжелых ремонтов, и как следствие, материальных и финансовых затрат на их проведение.

Возникшие трудности и пути преодоления

В соответствии с нормативной документацией завода-изготовителя ГТУ вскрытие компрессорной части газовой турбины с целью проведения неразрушающего контроля его лопаточного аппарата входит в объем Основной технической инспекции или капитального ремонта (К), проводимой через 50000 ЭВЧ.

Однако, уже в 2014 году при проведении плановой инспекции горячего газового тракта или среднего ремонта (С) на ГТУ-11 ГТУ-12 фактически через 25000 ЭВЧ были обнаружены дефекты лопаточного аппарата компрессорной части. Это говорит о том, что такие дефекты возникают значительно раньше и проявляются на статорных лопатках в виде трещин, образующихся в районе Т-образного крепления лопатки к корпусу обоймы.

Завод-изготовитель этот дефект относит к разряду ожидаемого дефекта характерного для 1–7 ступеней, и в своих рекомендациях вместо ИГГТ, проводимой каждые 25000 ЭВЧ, предлагает проводить расширенную ИГГТ, в объем которой рекомендует включать вскрытие компрессора и осмотр доступных частей лопаточного аппарата.

Исходя из опыта эксплуатации, этого также недостаточно, так как в результате осмотра, как правило, выявляются видимые дефекты, свидетельствующие о необходимости расширения объема инспекции в части:

– демонтажа верхних частей корпуса компрессора и выемки верхних половин обойм статорных лопаток;

- выемки ротора и последующего демонтажа нижних половин обойм статорных лопаток;

- проведения неразрушающего контроля лопаточного аппарата компрессора;

- устранения выявленных по результатам контроля дефектов.

В целях обеспечения надежной эксплуатации оборудования в межремонтный период и оптимизации объема технического воздействия в период планового останова ГТУ в АО «Юго-Западная ТЭЦ» принято техническое решение о внесении изменений (дополнений) в Регламент инв. № 109-056-16-РТОиР технического обслуживания и ремонта ГТУ в части расширения объема технического воздействия на этапе наработки 25000 ЭВЧ, как это изложено выше.

ЛАБОРАТОРНЫЕ И НАТУРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ НОВЫХ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ ВСПУЧЕННОГО ВЕРМИКУЛИТА ДЛЯ ПАРОТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

С.И. Гутников^{1,2}, Ю.В. Павлов^{1,2}, С.С. Попов²

¹ Московский государственный университет имени М.В.Ломоносова, г. Москва, Россия ² Сертификационно-исследовательский центр "Теплоизоляция", г. Москва, Россия <u>SI.Gutnikov@heatinsulation.ru</u>

Аннотация. В работе представлены данные лабораторных и натурных испытаний новых теплоизоляционных материалов на основе вспученного вермикулита для паротурбинного оборудования. В качестве объекта исследования была выбрана сухая штукатурная смесь "ВЕРМИТЭК". Для этого материала получены результаты испытаний по следующим показателям: Плотность, линейные размеры, влажность, теплопроводность в температурном интервале от 25 до 600 °C, вибростойкость. Впервые предложена методика измерения вибростойкости технической теплоизоляции. Натурные испытания образцов сухой штукатурной смеси «ВЕРМИТЭК» проводили на опытных участках паровой турбины К-300-240-1. Температура на поверхности образца на основе сухой смеси Вермитэк, нанесенной на паровую турбину К-300-240-1 отвечает требованиям СП 61.13330.2012 «Свод Правил. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. Актуализированная редакция СНиП 41-03-2003».

Лабораторные испытания. Вспученный вермикулит обладает низкой насыпной плотностью (80–120 кг/м3) в 10 – 11 раз меньшей, чем плотность исходного объекта до нагрева, кроме того, у него достаточно низкая теплопроводность (0,05 - 0,12 Вт/мК) и относительно высокая температура плавления (1240 - 1430 °C). Такие свойства позволяют рассматривать вермикулит как материал для применения в качестве основы тепловой изоляции для теплоэнергетического оборудования, трубопроводов тепловых сетей, теплоэнергетических, а также других объектов промышленности, гражданского строительства.

Частицы вспученного вермикулита представляют собой тонкие пластинки с пористой структурой, слабо выраженным блеском, разделенные тонкой воздушной прослойкой. Максимальная температура нагрева не должна превышать 1000–1100 °C. В таблице 1 приведены свойства вспученного вермикулита.

	l l	
Плотность, не более	100 - 200	кг / мЗ
Твердость	1 – 1,5	-
Коэффициент звукопоглощения	0.7 - 0.8	-
Коэффициент	геплопроводности	
(25 ± 5) °C	0.065 - 0.075	В т / м·К
(300 ± 5) °C	0.151 - 0.163	В т / м·К
Температура плавления	1350	°C
Влажность, не более	3	% по массе
Рабочая температура	От -260 до +1250	°C

Таблица 1. Свойства вспученного вермикулита

Покрытие «ВЕРМИТЭК» представляет собой сухую штукатурную смесь на основе вспученного вермикулита и цемента с минеральными наполнителями и химическими добавками. В таблице 2 представлены ее свойства по данным производителя.

таолица 2. Своиства сухои штукатурной теплоизоляционной смеси «DEI IVIII ЭК	Таблица	2. (Свойства	сухой	штукатурной	теплоизоляционной	смеси	«ВЕРМИТЭК»
---	---------	------	----------	-------	-------------	-------------------	-------	------------

Насыпная плотность	280 - 380	$\mathbf{k}\Gamma / \mathbf{M}^3$
Плотность затвердевшего раствора в сухом состоянии	300 - 500	кг / м ³
Максимальная рабочая температура	900	°C
Предельная температура применения, не менее	1100	°C
Предел прочности при сжатии, не менее	0.4	МΠа
Прочность сцепления с бетонным основанием, не менее	0.2	МΠа
Коэффициент теплопроводности при температуре 25 °C, не более	0.12	$Bт / M \cdot K$
Усадка и изменение объема при высыхании	отсутствует	-
Цвет высохшего раствора	светло-серый	-

Образцы сухой штукатурной смеси испытывали в лабораторных условиях по следующим показателям (Таблица 3).

Параметры, определенные по ГОСТ 17177

	Плотн	ость	Линейн	ые размер	Ы	Влажно	ость			
	348 кі	г/м ³	300 x 3	600 x 25 мм	1	0.5 %	́о			
-	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·									
	Теплопроводность Вт/(м×К)									
	при средней температуре (ГОСТ 7076)									
25 °C 100 °C 200 °C 300 °C					400 °C	500 °C	600 °C			
	0.120	0.130	0.150	0.171	0.185	0.201	0.230			
		Вибр	остойкости	ь (Лаборат	орная м	етодика)				
	ПО	теря мас	ссы	изменени	е тепло	ризических	свойств			
ſ		0.2%			0	.1%				

Таблица 3. Результаты лабораторных испытаний сухой штукатурной теплоизоляционной смеси «ВЕРМИТЭК»

В настоящее время отсутствует стандартная методика определении вибростойкости теплоизоляционных материалов. В лаборатории СИЦ «Теплоизоляция» они проводились следующим образом.

Предварительно для образцов теплоизоляционных материалов измеряют их толщину, массу и плотность по ГОСТ 17177, а также теплопроводность по ГОСТ 7076 в нормальных условиях. После подготовки образца его подвергают вибрационному воздействию с частотой 15±3 Гц с амплитудой вибрации 3±0.4 мм (параметры выбраны на основании п. 11.13.3.2 ASTM C592) с выдержкой 24 часа. После проведения испытания для образца обязательно определяют его массу, толщину, плотность по ГОСТ 17177 и теплопроводность по ГОСТ 7076 (в нормальных условиях).

После проведения испытания проверяют внешний вид образцов. Не допускается разрушение образца, появления трещин, пятен и пр. Потерю массы X в процентах вычисляют по формуле:

$$X = \frac{(m_1 - m_2) \cdot 100}{m_1} \tag{1}$$

где m₁ - масса образца до воздействия, m₂ - после него, г. Изменение теплофизических свойств определяют по формуле:

$$\Delta \lambda = \frac{(\lambda_1 - \lambda_2) \cdot 100}{\lambda_1} \tag{2}$$

где λ_1 - теплопроводность образца до воздействия; λ_2 - после него, Bt/(м×K).

Образец материала является устойчивым при заданных условиях, если все контролируемые параметры изменились не более, чем на 5%.

По результатам лабораторных испытаний были получены характеристики, приведенные в таблице 3.

Натурные испытания. После испытания в лабораторных условиях образцы сухой штукатурной смеси «ВЕРМИТЭК» были нанесены на опытные участки паровой турбины К-300-240-1 с температурами, приведенными в таблице 4.

Темпера- турные зоны	Наименование отдельных систем	Средняя темпе- ратура горячей поверхности, °С	Принимае- мая темпе- ратура по зоне, °С		
т	Трубопроводы питательной воды	189	205		
1	Регенерация НД	205	205		
	Регенерация ВД	345			
Π	Трубопроводы 1,2,3,4,5,6 оборотов и подача пара на уплотнения турбины	340	366		
II	Трубопроводы подачи пара на деаэратор	366	366		
	АЗВ, АЗС, РК ВД, РК СД, торец ЦВД, ЦСД	538			
III	Перепускные трубы ЦВД, ЦСД, перемычка АЗВ	540	540		
	Трубопроводы свежего пара	540			
	Трубопроводы ГПП	540			

Таблица 4. Температурные зоны турбины К-300-240-1

Образцы сухой теплоизоляционной смеси «ВЕРМИТЭК» были нанесены на опытный участок на ЦВД (рис 1а). Результаты тепловизионной сьемки в процессе эксплуатации этой турбины представлены на рис 1б.





Рисунок 1. Образцы смеси «ВЕРМИТЭК», нанесенные на узлы турбины К-300-240-1: *а* – Фотография образца; *б* – Результаты тепловизионной сьемки образца

Заключение. Впервые в лабораторных и натурных условиях проведены испытания новых теплоизоляционных материалов на основе вспученного вермикулита для паротурбинного оборудования. Впервые разработана и предложена методика и проведено исследование на вибростойкость технической теплоизоляции. На основании полученных результатов можно сделать вывод, что температура на поверхности образцов на основе сухой смеси «Вермитэк», нанесенной на узлы паровой турбины К-300-240-1, отвечают требованиям СП 61.13330.2012 «Свод Правил. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. Актуализированная редакция СНиП 41-03-2003».

ПРОБЛЕМЫ, МЕТОДОЛОГИЯ И ХАРАКТЕРНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ АЭРОДИНАМИКИ ГАЗОВЫХ И ПАРОВЫХ ТУРБИН

Р.З. Нигматуллин¹, М.Я. Иванов¹

¹ ФАУ Центральный институт авиационного моторостроения им. П. И. Баранова, г. Москва, Россия

rznigmatullin@ciam.ru

Аннотация. Рассматриваются некоторые проблемы и особенности проектирования газовых и паровых турбин.

При отсутствии «прототипа» проектирование турбины является, как правило, многоуровневым, начиная с выбора размеров и формы проточной части и оптимизации средних параметров и заканчивая профилированием лопаточных венцов. Выбор параметров часто проводится при заданных ограничениях габаритов, веса турбины, стоимости материалов для изготовления лопаток. Могут накладываться и дополнительные требования в виде модульности конструкции, когда одна и та же группа ступеней должна использоваться в разных вариантах ГТУ (например, в одновальных и 2-вальных версиях установки) и т.п.

Финальное проектирование газовых и паровых турбин в настоящее время проводится на основе многодисциплинарной оптимизации с использованием 3-мерного (стационарного и нестационарного) моделирования аэродинамики проточной части, теплового и напряженно-деформированного состояния элементов турбины. При этом в условиях, близких к оптимальным по аэродинамической эффективности, могут существовать разные геометрические решения существенно различающиеся, скажем, по возможностям организации тех или иных способов охлаждения.

При проектировании паровых турбин необходимо учитывать свойства реального пара (в цилиндрах высокого давления) или наличие двухфазности рабочего тела, и т.п. При проектировании длинных лопаток в последних ступенях цилиндров низкого давления могут возникать проблемы размещаемости замков лопаток в дисках или проектирования бандажных полок.

Представлены примеры реализованных проектов турбин стационарных ГТУ, групп ступеней паровых турбин, турбин авиационного применения.

Постановка задачи. Моделирование течений газа или пара в проточной части турбины проводится на основе численного решения стационарных и нестационарных уравнений Эйлера или Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS и URANS). Разработанные модели относятся к моделям высокого уровня, базирующимся на реальной пространственной геометрии проточной части двигателя. Они включают трехмерные (3D), квазитрехмерные (двумерные (2D) на поверхностях S_1 и S_2) и одномерные (1D) подходы. Все подходы тесно увязаны друг с другом и вместе представляют собой динамическую систему анализа эффективности проточной части двигателя и его узлов. Используемое моделирование рабочего процесса учитывает все основные реальные эффекты, такие как вязкие потери, подвод и сгорание топлива, отбор и выдув охлаждающего воздуха, утечки из проточной части, термическое расширение статорных и роторных элементов, влажность воздуха, инерционность роторов и др. Наряду со стационарными режимами развитые модели позволяют рассчитывать переходные режимы работы двигателя и определять его характеристики.

При реализации 3D подхода в проточной части турбины строятся вычислительные сетки типа O-H со сгущением к твердым поверхностям и размером ближайших к стенке ячеек у⁺<1. Численное решение уравнений, записанных в консервативной форме, проводится с использованием неявной схемы С.К. Годунова повышенной точности [1]. Для описания турбулентных эффектов используются модели турбулентности [2,3].

При геометрическом построении лопаточных венцов используются аппроксимации профилей с помощью полиномов Безье, окончательная геометрия получается с помощью оптимизационных методов.

В зависимости от расположения области расчета течение рассматривается в абсолютной системе отсчета (области неподвижных сопловых или направляющих аппаратов) и в относительной (области рабочих колес).

Течение газа (воздуха) в проточной части узла газотурбинного двигателя моделируется либо в рамках уравнений Навье-Стокса (осредненных по Рейнольдсу), либо уравнений Эйлера с добавленными членами в правой части, описывающими эффекты вязкости, выдува (или отбора) охлаждающего воздуха, утечек. Исходные уравнения удобно рассматривать в цилиндрических координатах (z, r, ϕ) в консервативной форме:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(r\overline{U} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(r\overline{F} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(r\overline{G} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(r\overline{H} \right) = \overline{h}$$
(1)

$$\overline{U} = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ e \end{pmatrix}, \quad \overline{F} = \overline{F}(\overline{U}) = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \\ \rho uw \\ (e+p)u \end{pmatrix}, \quad \overline{G} = \overline{G}(\overline{U}) = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ \rho v \\ \rho v \\ \rho v w \\ (e+p)v \end{pmatrix}, \quad \overline{H} = \overline{H}(\overline{U}) = \begin{pmatrix} \rho w \\ \rho uw \\ \rho uw \\ \rho v w \\ \rho w \\ \rho w \\ (e+p)w \end{pmatrix},$$

$$\overline{h} = \begin{pmatrix} r\dot{m} \\ r\dot{m}V_z + f_z \\ r\dot{m}V_r + f_r + p + \rho(w + \omega r)^2 \\ r\dot{m}V_{\phi} + f_{\phi} - \rho v(w + 2\omega r) - r^2 \rho \frac{d\omega}{dt} \\ r\dot{m}H' + \omega^2 r^2 \rho v - r^2 \rho w \frac{d\omega}{dt} \end{pmatrix}$$

где ρ - плотность, u, v, w - компоненты вектора относительной скорости в цилиндрической системе координат в системе отсчета, вращающейся с угловой скоростью ω относительно инерциальной, p - статическое давление.

Система (1) замыкается уравнениями состояния:

$$p = \rho RT (2), \qquad e = \rho \left[\varepsilon (T) + \frac{1}{2} \left(u^2 + v^2 + w^2 \right) \right] (3), \ \varepsilon = \int_{T_0}^T C_v (\tau) d\tau + \varepsilon_0, C_v > 0$$

где *Т* - абсолютная температура, *٤* - внутренняя энергия, рассчитанная на единицу массы.

Для задания функции $\varepsilon(T)$ достаточно задать зависимость c_v от T (или $c_p = c_v + R$ or T).

В правой части системы (1) величины V_z, V_r, V_{ϕ} - компоненты скорости выдуваемого воздуха (в месте выдува) в рассматриваемой системе координат; H'- полная энтальпия (энтальпия торможения) выдуваемого воздуха. С целью упрощения формулировки задачи принималось, что выдуваемый воздух — это такой же (по составу) газ, что и текущий в основном потоке, но с другими значениями параметров (полного давления, температуры), и, следовательно, уравнения состояния (2), (3) для него также справедливы.

В подходах, основанных на уравнениях Эйлера, выдув охлаждающего воздуха, реально осуществляемый через отверстия и щели, моделируется объемными источниками массы с объемной плотностью \dot{m} , что позволяет учесть эффект смешения указанного воздуха с основным потоком. Распределение \dot{m} в пространстве определяется исходя из известного (заданного) расхода охлаждающего воздуха в той или иной области, объема этой области и т.п. (\dot{m} должна изменяться в пространстве достаточно гладко).

В ряде случаев (например, в двумерных подходах на поверхностях S_1 и S_2) удобно распределять \dot{m} следующим образом. Для каждого вида выдува с номером $i: 1 \le i \le l$ (например, ряда близко расположенных перфорационных отверстий) задается распределение функции α_i , где α_i - отношение массы δm_i выдутого воздуха в рассматриваемом месте в элементарном объеме δV к массе δm_0 первичного газа в этом лагранжевом объеме δV (под "первичным" газом здесь понимается газ, идущий от самого входа в проточную часть). Указанное распределение α_i удобно строить с помощью функции тока (которая всегда существует в соответствующих случаях). При этом массовая доля воздуха, выпущенного в *i*-м виде выдува, будет равна:

$$c_i = \frac{\alpha_i}{1 + \alpha_1 + \dots + \alpha_I}, i = 1, \dots, I.$$

Массовая доля *с*₀ первичного газа определится из равенства:

$$c_0 + c_1 + \dots + c_I = 1$$
.

Пользуясь законом сохранения массы первичного газа, получим:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r\rho c_0) + \frac{\partial}{\partial z}(r\rho u c_0) + \frac{\partial}{\partial r}(r\rho v c_0) + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \varphi}(r\rho w c_0) = 0,$$

откуда (и из (1)) легко определить $r\dot{m}$: $r\dot{m} = r\rho c_0 \left[\frac{d\alpha_1}{dt} + ... + \frac{d\alpha_I}{dt} \right],$ (4)

где
$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial z} + v \frac{\partial}{\partial r} + w \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}$$
 - оператор полной производной.

Определение $r\dot{m}$ с помощью равенства (4) является удобным приёмом, так как задание величин α_i при наличии функции тока не вызывает трудностей. Аппроксимацию производных в (4) легко выполнить таким образом, что предписанное изменение массы в заданном месте произойдет без ошибок аппроксимации. (Описанный подход применим также в случае отбора или утечек).

Вектор (f_z, f_r, f_{ϕ}) введен в (1) для описания эффектов вязкости. Положим:

$$(f_z, f_r, f_{\varphi}) = -\frac{r\Phi}{u^2 + v^2 + w^2}(u, v, w)$$
(5)

Тогда из (1) можно получить:

$$r\rho T \frac{ds}{dt} = r\dot{m} \left\{ H' - h - \frac{1}{2} \left(V_z^2 + V_r^2 + V_{\phi}^2 \right) + \frac{1}{2} \left[(V_z - u)^2 + (V_r - v)^2 + (V_{\phi} - w)^2 \right] \right\} + r\Phi,$$

где $h = \varepsilon + RT$ - удельная энтальпия, *s* - удельная энтропия.

Используя (4), то же уравнение можно представить в другом виде:

$$r\rho T \frac{ds}{dt} = r\rho c_0 \sum_{i=1}^{I} \left\{ H'_j - h - \frac{1}{2} (V_{zi}^2 + V_{ri}^2 + V_{\phi i}^2) + \frac{1}{2} [(V_{zi} - u)^2 + (V_{ri} - v)^2 + (V_{\phi i} - w)^2] \right\} \frac{d\alpha_i}{dt} + r\Phi,$$

где параметры V_z, V_r, V_{ϕ} и H' с индексом *i* относятся к *i*-у выдуву. Таким образом, на изменение энтропии оказывают влияние изменение температуры смеси, потери смешения и др.

В соответствии с (5) вязкие потери могут быть смоделированы с использованием функции Φ . Пусть σ - прирост энтропии (начиная с какого-то выбранного места до данной точки), обусловленный вязкими потерями. Функция σ должна быть распределена в пространстве в соответствии с представлениями о местах проявления потерь, величины которых должны определяться с привлечением либо экспериментальных данных, либо обобщенных эмпирических зависимостей, либо результатов расчетов течений в пограничном слое и т.п. При этом необходимо положить

$$\Phi = \rho T \frac{d\sigma}{dt} , \qquad (6)$$

где производную *d/dt* можно аппроксимировать удобным способом.

Для численного решения системы (1) осуществляется переход к криволинейным координатам:

$$\xi = \xi(z, r, \varphi), \quad \eta = \eta(z, r, \varphi), \quad \zeta = \zeta(z, r, \varphi)$$
(7)

Система (1) переписывается в следующей консервативной форме

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{r\overline{U}}{J} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{r}{J} \left(\overline{F}\xi_z + \overline{G}\xi_r + \overline{H}\frac{1}{r}\xi_\varphi \right) \right) + \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{r}{J} \left(\overline{F}\eta_z + \overline{G}\eta_r + \overline{H}\frac{1}{r}\eta_\varphi \right) \right) + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(\frac{r}{J} \left(\overline{F}\zeta_z + \overline{G}\zeta_r + \overline{H}\frac{1}{r}\zeta_\varphi \right) \right) = \frac{\overline{h}}{J},$$
(8)

где $J = \frac{\partial(\xi, \eta, \zeta)}{\partial(z, r, \phi)}$, а члены ξ_z, ξ_r, \dots обозначают частные производные $\frac{\partial \xi}{\partial z}, \frac{\partial \xi}{\partial r}, \dots$

Для моделирования переходных процессов в двигателе необходимо добавить уравнения, описывающие динамику каждого ротора,

$$J_0 \frac{d\omega}{dt} = M_t - M_c + M_f \quad , \tag{9}$$

где M - момент силы, а индексы t,c и f относятся, соответственно, к турбине, компрессору (вентилятору), к другим источникам сил для соответствующего ротора (силы трения, дополнительные внешние силы и т.п.). J_0 - момент инерции ротора.

Решение системы нестационарных уравнений (8) (включая при необходимости (9)) для нескольких ступеней турбины или компрессора - весьма трудоемкая задача. Во многих практических случаях достаточно использовать процедуры "осреднения" по шагу лопаточных венцов (в окружном направлении). В ряде постановок задач на так называемых поверхностях S_1 и S_2 , проводится осреднение уравнений (8) по одному из пространственных направления. В рязений. В результате получаются несколько упрощенные 2-мерные нестационарные уравнения.

Некоторые примеры разработки стационарных ГТУ. На рисунке 1 показана проточная часть разработанной турбины высокого давления (вместе с турбиной низкого давления) стационарной ГТУ в классе мощности 16 МВт. Турбина охлаждаемая, одноступенчатая.



Рисунок 1. Проточная часть турбин высокого и низкого давления стационарной ГТУ мощностью 16 МВт

Геометрия, количество лопаток и характер обтекания в сопловом аппарате (см. рис. 2) разрабатывались и выбирались с учетом принятой системы ее охлаждения, в которой нет перфорационных отверстий вблизи входной кромки и на спинке.



Рисунок 2. Распределение числа Маха на среднем радиусе ТВД и ТНД

На рисунке 3 представлен пример проектирования турбины 2+1+2 (ТВД+ТНД+СТ) для стационарной установки мощностью 25 МВт.



Рисунок 3. Проточная часть турбины для стационарной ГТУ мощностью 25 МВт

Сопловая и рабочая лопатки ТВД спроектированы с учетом необходимости их охлаждения. Турбина двухступенчатая, рабочие лопатки обеих ступеней бандажированные. Одноступенчатая турбина низкого давления является весьма нагруженной. Для минимизации закрутки потока за турбиной ее степень реактивности является заниженной.

Паровые турбины. На рисунке 4 показана проточная часть цилиндра высокого давления паровой турбины.



Рисунок 4. ЦВД паровой турбины

При моделировании течения пара использовалось уравнение состояния из [4]:

 $g(p,T)/RT = \gamma(\pi,\tau) = \gamma^{0}(\pi,\tau) + \gamma^{r}(\pi,\tau)$, где γ^{0} - идеальногазовая составляющая, а γ^{r} - реальная составляющая. Была выполнена оптимизация группы ступеней этой турбины.

Пример исследования цилиндра низкого давления паровой турбины показан на рисунке 5, на котором показаны линии постоянства числа Маха в средних сечениях. Течение в последних ступенях происходит в условиях влажного пара.

Было выполнено проектирование последних двух ступеней ЦНД.



Рисунок 5. Распределения числа Маха в цилиндре низкого давления паровой турбины

Список литературы:

1. Иванов М.Я., Крупа В.Г., Нигматуллин Р.З. Неявная схема С.К. Годунова повышенной точности для интегрирования уравнений Навье-Стокса. - Журнал вычислит. матем. и матем. физики, 1989, т.29, с. 888-901.

2. P. R. Spalart and S. R. Allmaras. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows. AIAA Paper, 92-0439, 1992.

3. Menter, F.R., and Langtry R.B. A Correlation-Based Transition Model Using Local Variables for Unstructured Parallelized Computational Fluid Dynamics Codes. AIAA Journal, 2009, 47(12), pp. 2894-2906.

4. А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. Справочник. ГСССД Р-776-98 – М.: Издательство МЭИ. 1999. – 168 с.

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ ПРОЕКТ ТУРБИНЫ ГТЭ-65.1

А.В.Грановский, 1 И.В.Афанасьев 1, Е.Ю.Марчуков, 1 Н.И.Фокин 2, М.Г. Черкасова 2

¹Опытное Конструкторское Бюро им. А.Люльки, Москва, Россия ²Акционерное общество «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт», Санкт-Петербург, Россия

andrey.granovskiy@yandex.ru

Аннотация. Модернизированная турбина ГТЭ-65.1 разрабатывалась на основе исходной турбины 65.0, которая спроектирована в начале 2000-х годов [1], была изготовлена, но, в силу сложившихся обстоятельств, в дальнейшем не эксплуатировалась. Поэтому информация относительно ее характеристик и состояния деталей в процессе наработки отсутствовала. Вследствие этого основными граничными условиями при проектировании проточной части модифицированной турбины были: геометрия меридиональных обводов турбины 65.0 и номинальный режим ее работы.

На рис.1 приведены меридиональные проекции и пространственная форма исходной турбины 65.0 (рис.1-а) и разработанной, модернизированной турбины 65.1 (рис.1-б).



Рисунок 1. Меридиональная проекция и пространственная форма лопаточных венцов: *а* – Исходная турбина 65.0; *б* – Модернизированная турбина 65.1

Целью разработки модернизированной турбины 65.1 является получить на режиме ИСО повышение мощности на $\Delta N \approx 13$ Мвт; эффективного КПД на $\Delta \eta_{эф\phi} \approx 3\%$ и снизить относительный расход охлаждающего воздуха на $\Delta G_{возд.охл.}$ /G компрессора $\approx 1.8\%$ по сравнению с исходной турбиной 65.0

Методология анализа турбины 65.0 и разработки модернизированной турбины ГТЭ-65.1. Анализ исходной турбины 65.0 и разработка проточной части модернизированной турбины 65.1 проводились при помощи методологии, принятой в ОКБ им. А. Люльки, которая позволяет:

• Выполнять квазидвумерные (проектировочные и поверочные) расчеты турбин; 2-D расчеты вязкого течения (структура потока и профильные потери, потери от выпуска охлаждающего воздуха) [2, 3]; сквозные 3D расчеты течения невязкого газа в проточной части многоступенчатых турбин[4, 5]; 3D расчеты течения вязкого газа в отдельных венцах (структура потока и суммарные газодинамические потери) [6];

• Профилировать базовые сечения на основе кинематических параметров, полученных в результате предварительных расчетов турбины; оптимизировать базовые сечения в процессе их профилирования по характеру распределения скорости газа вдоль обводов профиля; формировать пространственную форму лопаточного венца на основе спрофилированных базовых сечений; изменять (изгибать) пространственную форму лопаточного венца или отдельных ее частей в различных направлениях, смещать вдоль проточной части и поворачивать вокруг оси на необходимый угол; оптимизировать перо лопатки в процессе проектирования;

- Формировать профильную 3D поверхность пера лопатки для графической системы высокого уровня, например NX, CATIA и т.д.
- Создавать варианты проточных частей проектируемой турбины:
 - изменять меридиональную форму проточной части;
 - перемещать лопаточные венцы вдоль проточной части;
 - вычислять площади горловых сечений венцов и т.д.

• Подготовить, визуализировать и проверить исходные данные; подготовить таблицы выходных данных; подготовить выходные файлы для передачи данных в другие дисциплины.

Таким образом, при проектировании проточной части турбины и ее компонент реализуется итерационный процесс с целью получения целесообразной и технологичной конструкции, согласованной с отделами Охлаждения, Прочности и Конструкции.

Результаты проектирования с помощью данной методологии неоднократно валидированы на основе экспериментальных исследований отдельных компонент, а также практической эксплуатацией ГТУ на электростанциях [7].

Анализ исходной турбины ГТЭ-65.0. При анализе газодинамического совершенства турбины ГТЭ-65.0 были выполнены:

- газодинамический расчет турбины в полной трехмерной постановке при условии неизменности принятых при разработке прототипа значений рабочих радиальных зазоров,
- полный расчетный анализ потерь (газодинамических и от охлаждения) в решетках турбины,

• анализ пропускной способности всех венцов на базе расчетов течения в полной трехмерной постановке Навье-Стокса, позволивший уточнить расход газа через турбину и распределение теплоперепадов по ступеням,

- расчет эффективного КПД и мощности турбины,
- сквозной расчет турбины на альтернативном ПО ANSYS CFX с целью верификации полученных по методологии АСП результатов и показавший практически полное их совпадение.

Анализ геометрических особенностей проточной части турбины 65.0 проводился на основе данных, соответствующих геометрии турбины в «горячем состоянии». На Рисунке 1-а приведена схема проточной части 4-х ступенчатой турбины, характерной особенностью которой является постоянный диаметр втулки. Лопатки первой ступени практически цилиндрические с незначительным меридиональным поджатием на периферии СЛ1. Меридиональное раскрытие проточной части по периферии начинается со второй ступени. Рабочая лопатка первой ступени не бандажированная, остальные рабочие лопатки бандажированные.

Опираясь на опыт проектирования и эксплуатации энергетических турбин Альстом и Сименс, можно отметить, большую густоту некоторых венцов: PK1 t/L=0.623(у корня t/L=0.534); PK3 t/L=0.743 (у корня t/L=0.613); CA 4 t/L=0.78 (у корня t/L=0.621); PK4

t/L=0.867 (у корня t/L=0.52). Толстые выходные кромки в первых двух ступенях приводят к увеличению относительной толщины выходных кромок в этих ступенях $d_2/a_2 = 0.137-0.173$. Такие значения параметра d_2/a_2 приводят к повышению уровня потерь, в отмеченных венцах. Кроме того, повышенная густота ряда охлаждаемых лопаточных аппаратов требует увеличения расхода охлаждающего воздуха. Первая рабочая лопатка PK1 выполнена с небольшим конструктивным углом на входе $\beta_{1\kappa} = 31.18^{\circ}$ и большим углом поворота потока $\Theta \approx 126^{\circ}$. При значении относительного шага этого венца на среднем диаметре t/L = 0.62, отмеченные конструктивные особенности могут привести к повышенному уровню потерь.

Сквозные расчеты всей турбины проводились по программе 3D Eu MS при следующих граничных условиях:

- полное давление на входе в турбину $P_0^* = 15.028$ бар;
- угол потока на входе в турбину $\alpha_0 = 90^\circ$;
- полное давление на выходе $PT^* = 1.013$ бар.

На основе этих данных были проведены предварительные расчеты всей турбины, которые позволили сформулировать граничные условия для расчета потерь в венцах. В частности, по программе 3DNS были рассчитаны полные потери $\zeta_{\text{полн.}} = \zeta_{\text{проф.}} + \zeta_{\text{вторич.}} + \zeta_{\text{волн.}}$, а по программе Cool Loss оценивались потери от охлаждения. Потери в радиальных зазорах бандажированных лопаток определялись по корреляционным зависимостям [9]. На рис.2 приведены расчетные распределения суммарного коэффициента потерь ζ по высоте лопатки в венцах исходной турбины 65.0, полученные по программе 3D NS.



Рисунок 2. Распределение коэффициента потерь ζ по высоте в венцах турбины 65.0 *a* - в первой ступени; *б* – во второй ступени; *в* – в третьей ступени; *г* – в четвертой ступени

Полученные значения суммарных потерь в венцах исходной турбины 65.0, приведенные в Таблице 1 вводились в программу 3D Eu MS для моделирования вязких эффектов при сквозном расчете 4-х ступенчатой турбины. Расчеты проводились в пределах расчетной области, указанной на рис. 3.

исходной ту	рбины 65.0			
Венец	ζ _{Σr/g}	ζохл	ζ _{p3}	ζ_{Σ}
СЛ1	0.065	0.0657		0.1307
РЛ1	0.092	0.0428	0.051	0.1858
СЛ2	0.065	0.0173		0.0823
РЛ2	0.088	0.0127	0.0081	0.1088
СЛ3	0.057	0.0103		0.0673
РЛ3	0.052	0.0042	0.0048	0.0610
СЛ4	0.038	0.0041		0.0421
РЛ4	0.046	0.0000	0.0036	0.0496

Таблица 1.	Номенклатура	потерь,	используемых	в расчетах
исходной ту	урбины 65.0			

Эффективный КПД, в соответствии с ГОСТ 23851, определялся по следующему выражению:





Рисунок 3. Схема расчетной области турбины 65.0 с местами выпуска охлаждающего воздуха при расчете по программе 3D Eu MS

В результате проведенных расчетов получены следующие данные по исходной турбине:

- мощность на валу 129.4 Мвт; эффективный КПД 89.9%;

Проведенный анализ турбины ГТЭ-65.0 показал:

• Расчетное значение КПД соответствует заявленному с точностью определения значений радиальных зазоров на рабочих режимах;

• Значение расхода через турбину ниже заявленного (по проекту) на 4%, что возможно явилось следствием последующего нанесения ТЗП на поверхности лопаток 1 ступени;

• Расчетное значение мощности меньше заявленной величины пропорционально расчетному значению расхода газа, идущего через турбину.

• Лопаточные аппараты спроектированы с достаточно высоким аэродинамическим совершенством, тем не менее, необходимо отметить:

- повышенную густоту ряда венцов, которая может быть снижена на 15–20% при сохранении, как минимум, их аэродинамической эффективности,

в ряде венцов имеют место повышенные толщины выходных кромок.

• Распределение полного давления за турбиной неблагоприятное для обеспечения эффективной работы диффузора [8]. Концепция разработки модифицированной турбины ГТЭ-65.1. При разработке концепции проектирования модифицированной турбины исходили из следующих положений:

1 Минимизация рисков путем:

- сокращения новых предложений по изменению конструкции лопаток и других элементов проточной части,

- при необходимости внесения изменений в конструкцию опираться на проверенные, на практике решения,

- при проектировании применять апробированные подходы и расчетные методики,

2 Сокращение числа лопаток в первых двух ступенях с целью уменьшения расхода охлаждающего воздуха и стоимости турбины, а также минимизации потерь в лопаточных аппаратах с увеличенными значениями эффективных углов выхода α_{1эфф}/β_{2эфф}, чтобы пропустить увеличенный, по сравнению с исходным вариантом турбины, расход газа.

3 Анализ возможного использования безбандажной рабочей лопатки второй ступени, поскольку бандажная полка РК2 является критическим местом конструкции;

4 Перепроектирование 4-й ступени с целью обеспечения благоприятного распределения полного давления и угла потока по высоте проточной части перед выхлопным диффузором.

5 Проведение проектирования и расчетов проточной части и элементов турбины при использовании тех же методик и программ, которые использовались при анализе исходной турбины 65.0.

В результате конструкторской разработки венцов и их прочностной доводки в ряде ступеней было уменьшено количество лопаток в венцах:

- при этом в первой ступени относительный шаг сопловых лопаток в исходном варианте был увеличен в корневом и периферийном сечениях с t/L = 0.638 и t/L = 0.722 до t/L = 0.82 и t/L = 0.86 соответственно,

- в рабочих лопатках первой ступени относительный шаг был увеличен в корневом и среднем сечениях с t/L = 0.53 и t/L = 0.62 до t/L = 0.7 и t/L = 0.8 соответственно,

- во второй ступени относительный шаг сопловых лопаток в исходном варианте был увеличен в корневом и периферийном сечениях с t/L = 0.71 и t/L = 0.78 до t/L = 0.82 и t/L = 0.9 соответственно.

Кроме того, изменились некоторые термодинамические параметры потока, как на входе в турбину (например, эпюра полной температуры на входе), так и на выходе из турбины. В результате этих изменений потребовалась еще одна итерация проектировочного процесса турбины 65.1, которая состояла из расчетного анализа турбины 65.1 с учетом ее геометрических и режимных изменений.

Параметры для расчетного анализа турбины 65.1 второго этапа приведены в Таблице 4 для работы:

- в составе парогазовой установки (режим ПГУ),

- при стандартном режиме ИСО,

где изменились параметры на входе и на выходе из турбины.

Задача концептуального проектирования турбины ГТЭ-65.1 формулируется на основании данных, приведенных таблице 4. Кроме того, кинематические характеристики ступеней (треугольники скоростей) при выбранном распределении газодинамической нагрузки по ступеням обеспечивают разумную и достаточно высокую эффективность ступеней и турбины в целом, что хорошо видно на диаграмме Смита (рис.4) [10].

Относительное	Режим	Режим
изменение параметра	ПГУ	ИСО
$\Delta {P_0}^*$	-0.016	-0.004
ΔG компрессора	0.048	0.057
$\Delta \ {\pi_{ ext{T}}}^{*}$	-0.08	-0.03
ΔN	0.058	0.094
$\Delta\eta_{ m op}^{*}$	0.034	0.035

Таблица 4. Изменение параметров для разработки концептуального варианта турбины 65.1 относительно базового варианта



Рисунок 4. Диаграмма Смита для турбины 65.1

На основе сквозных расчетов по программе 3D Eu MS были получены граничные условия для проектирования лопаточных венцов модернизированной турбины 65.1.

Лопаточные венцы проектировались при помощи лопаточного генератора GEOM.

На рис. 5 в качестве иллюстрации демонстрируется процесс формирования пространственной формы поверхности лопатки на основе плоских базовых сечений. На рис.5-а приведена оболочка системы проектирования в режиме работы лопаточного генератора Geom, которая показывает возможности профилирования плоских сечений при помощи полиномов Безье или В – сплайнов (рис.5-б), их анализа по 2D Euler, 2D NS (рис. 5-в) и оценке потерь по корреляционным функциям (кнопка Traupel/Secondary losses). В разделе Losses кнопка Cooling Losses позволяет оценить потери от выпуска охлаждающего воздуха в межлопаточном канале. В разделе Surface формируется пространственная форма поверхности лопатки (Рис.5-г) и образуется ее электронная модель в необходимых форматах, включая .igs файлы.

На рис. 6 приведены корневые и периферийные сечения первых сопловых лопаток исходной турбины 65.0 и модернизированной турбины 65.1. Видно, что густота исходных сопловых лопаток первой ступени выше, чем в модернизированной турбине. Количество сопловых лопаток в первой ступени модернизированной турбины было уменьшено примерно на 30%. На рис.7, где приведены базовые сечения рабочих лопаток первой ступени турбин 65.0 и 65.1 видно, что густота рабочих лопаток в исходной турбине 65.0 больше, чем модернизированной турбине 65.1 количество рабочих лопаток в первой ступени модернизированной турбине 65.0 количество рабочих лопаток в первой ступени модернизированной турбине 65.0 количество рабочих лопаток в первой ступени модернизированной турбине 65.1 количество рабочих лопаток в первой ступени модернизированной турбине количество рабочих лопаток в первой ступени модернизированной турбине 65.1. Количество рабочих лопаток в первой ступени модернизированной турбине количество рабочих лопаток в количество рабочих лопаток в первой ступени модернизированной турбине количество рабочих лопаток в количество рабочих количество рабочих лопаток в количество рабочих количеств

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ



а – оболочка системы проектирования на режиме Geom, б – окно процесса проектирования плоского базового сечения с многогранниками Безье, описывающими весь профиль и параметрами решетки, в - результат расчета базового сечения по 2D NS,
 г - пространственная поверхность СЛ1 сформированная на основе базовых сечений



Рисунок. 6. Сравнение сопловых лопаток первой ступени в турбинах 65.0 и 65.1 *а* – базовые сечения исходной сопловой лопатки, б - базовые сечения модифицированной сопловой лопатки



Рисунок 7. Сравнение рабочих лопаток первой ступени в турбинах 65.0 и 65.1 а – базовые сечения исходной рабочей лопатки, б - базовые сечения модифицированной рабочей лопатки

Для режимов ПГУ и ИСО в рамках последней итерации процесса проектирования были проведены сквозные расчеты турбины 65.1 по программе 3D Eu MS, в результате которых были получены граничные условия для расчетов по программе 3D NS, чтобы определить структуру потока и уровень потерь в венцах на этих режимах.

На рисунках 8–10 приведены распределения потерь в венцах модернизированной турбины 65.1.



Рисунок 8. Распределение потерь в первой ступени турбины 65.1 *a* – распределение коэффициента потерь ζ по высоте СЛ1; *б* - распределение коэффициента потерь ζ по высоте РЛ1; *в* – зависимость потерь от величины относительного радиального зазора для РЛ1



Рисунок 9. Распределение потерь во второй ступени турбины 65.1 *a* – распределение коэффициента потерь ζ по высоте СЛ2; *б* - распределение коэффициента потерь ζ по высоте РЛ2; *в* – зависимость потерь от величины относительного радиального зазора для РЛ2



Рисунок 10. Распределение потерь в третьей и четвертой ступенях турбины 65.1

Рабочие лопатки третьей и четвертой ступеней являются бандажированными. Оценка потерь из-за радиального зазора в РЛЗ и РЛ4 проводилась на основе корреляционных зависимостей [8] и опыта ABB-Alstom. Кроме того, оценивались потери на прокачку охлаждающего воздуха через рабочие лопатки 1, 2 и 3. Потери от охлаждения в охлаждаемых венцах рассчитывались по программе Cool Loss.

Суммарные потери приведены в Таблице 5.

Турбина	65.1		65.1	65.1		65.1	65.1		
	2- этап		2-этап	Потери в		2-этап	2-этап		
					банда	жированных	Потери на	Сумма	рные
					лопат	ках	прокачку	потери	1
Венец	$\zeta_{\rm про\phi} + \zeta_{\rm BTOP}; \%$		ζ _{проф} + ζ _{втор} ; % ζ _{охл} ; % ζ _{бандаж} ; %		бандаж; %	Спрокачка; %	ζпол	ı; %	
CA1	4.6		5.8				10).4	
РК1	9.1 $\delta_{p_3}/h = 0.9\%$		3.49			0.4	12	.59	
CA2	5.8		2.36				8.	16	
РК2	8.7 $\delta_{p_3}/h = 1.1\%$		0.9			0.3	9	.9	
CA3		4.	.2	0.85				5.	05
РК3	4.2		0.16	1.26	$\delta_{p_3}/h=0.45\%$	1.1	6.	72	
CA4	4.1		0.5				4	.6	
DIA	ПГ	У	ИСО	0				ПГУ	ИСО
РК4	3.3	;	4.2	0	0.8	$\delta_{\rm p3}/h=0.40\%$		4.1	5.0

Таблица 5. Таблица суммарных потерь в венцах турбины 65.1 для режимов ПГУ и ИСО

Проведенные расчеты модернизированной турбины ГТЭ-65.1 позволяют сделать следующие выводы:

1. На режиме ПГУ: увеличение мощности на валу $\Delta N = 6.2\%$, увеличение эффективного КПД $\Delta \eta = 4\%$ при относительном расходе охлаждающего воздуха

GB/Gкомпрессор = 21.0 %.

Целевые изменения параметров: $\Delta N = 5.8\%$; $\Delta \eta = 3.4\%$, GB/Gкомпрессор = 21.5 %.

2. На режиме ИСО: увеличение мощности на валу $\Delta N = 9.55\%$, увеличение эффективного КПД $\Delta \eta = 4.1\%$ при относительном расходе охлаждающего воздуха GB/Gкомпрессор = 21.0 %.

Целевые изменения параметров: $\Delta N = 9.4\%$; $\Delta \eta = 3.5\%$, GB/GKOMПрессор = 21.5 %,

Список литературы:

1. Лебедев А.С., Симин Н.О. Обоснование выбора параметров тепловой схемы газотурбинной установки среднего класса ГТЭ-65 и характеристики ее основных узлов., Тяжелое машиностроение, 2007, 7, с. 2-7.

2. Kurmanov B.I., Podvidz G.L. 2001. "The calculation of flow at turbomachine cascades by means of Navier – Stokes equations with $q - \omega$ turbulence model." Uchenye Zapiski CAGI ., vol. XXXII, No 3-4.

3. Венедиктов В.Д., Газодинамика охлаждаемых турбин. М.: Машиностроение. 1990. 240с.

4. Nigmatullin R.Z., Ivanov M.Ja., The mathematical Models of flow Passage for gas Turbines Engines and their Components., AGARD lecture, 1994., No 198, LS-198, pp.4-1–4-28.

5. Granovskiy A.V., Kostege M.K., Ivanov M.Ja., Nigmatullin R.Z. Simulation of Temperature Field Redistribution Trough Multistage Cooled Turbines. // ASME Paper 2001–GT– 576, 2001, p.8. 6. Krupa V.G. Simulation of steady and unsteady viscous flows in turbomachinery. AGARD lecture series, 1994., No 198, LS-198., pp. 7-1-7-39

7. Soumine A., Irmisch S., Bauer A., Ferber J., Kappis W., How to upgrade Gas Turbines to meet customer requirements and be fast to market. ASME Paper GT2013–53095, p.8.

8. Vassiliev, V., Irmisch, S, Abdel-Wahab S., Granovskiy A., 2012, Impact of the Inflow Conditions on the Heavy-Duty Gas Turbine Exhaust Diffuser Performance., ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 134, No. 4 July, pp. 041018-1-041018-9.

9. Traupel, W., 1973, Termische Turbomaschinen. Springer-Verlag, Berlin

10. Абианц В.Х., Теория авиационных газовых турбин. Москва, Машиностроение, 1979. 246 с.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ ГТЭ-65.1 ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ РАБОТЫ ДИФФУЗОРА

А.В.Грановский¹, И.В.Афанасьев¹, Л.И Бекренева¹, Н.И.Фокин²

¹Опытное Конструкторское Бюро им. А.Люльки, г. Москва, Россия

² Акционерное общество «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт»,

г. Санкт-Петербург, Россия

andrey.granovskiy@yandex.ru

Аннотация. В газовых турбинах влияние выхлопных диффузоров на экономичность всей газотурбинной установки является существенным, поскольку доля потерь энергии с выходной скоростью является значительной. Кроме того, высокоэффективная работа диффузора позволяет реализовывать в газовой турбине увеличенный перепад давления и соответственно увеличить ее мощность. Поскольку поток в диффузоре тормозится, то он склонен к отрыву. Чтобы избежать отрывных явлений и, соответственно, увеличения потерь в диффузоре целесообразно оптимально проектировать их и создавать благоприятные условия потока на входе в диффузор. Распределение параметров потока за исходной турбиной ГТЭ-65.0, которые являются входными для диффузора (распределение полного давления и угла потока), явились неблагоприятными для эффективной работы диффузора, поскольку вызывали появление отрывных зон на его поверхностях и стойках. Для повышения эффективности диффузора в модифицированной турбине ГТЭ-65.1 сопловая и рабочая лопатки четвертой ступени были перепроектированы таким образом, чтобы получить распределения полного давления и угла потока на выходе из турбины, которые позволили бы уменьшить потери в диффузорном канале $\zeta_{дифф}$ и повысить коэффициент восстановления давления Ср диффузора.

Введение. Структура потока в диффузоре газовой турбины в большой степени зависит от распределений параметров на входе, которые генерируются последней ступенью (распределения полного давления, угла потока и числа Маха). Поэтому при проектировании модифицированной турбины ГТЭ-65.1 большое внимание и усилия были уделены проектированию таких сопловых и рабочих лопаточных венцов, которые позволили бы обеспечить высокоэффективную работу диффузора.

На рис.1 приведен вид четвертой ступени и распределения углов потока на выходе из СЛ4 α_1 и из РЛ4 β_2 в исходной турбине 65.0. Видно, что СЛ4 спроектирована по закону c_ur = const, когда угол потока на выходе из лопатки увеличивается от втулки к периферии (рис.1- б), а увеличение угла выхода потока от периферии к втулке в РЛ4 соответствует «обратной за-крутке» (рис.1- в).

Поскольку распределение параметров потока за турбиной является граничным условием для анализа и проектирования выхлопного диффузора, то необходимо обратить внимание на характер распределения по высоте проточной части полного давления и угла потока перед стойками диффузора. На рис.2 приведены распределения полного давления P_T^* , числа Маха и угла выхода потока α_2 за турбиной ГТЭ-65.0. Как показывает практика, распределение полного давления, при котором давление у втулки меньше, чем давление на периферии имеет неблагоприятный характер для работы диффузора, поскольку такое распределение полного давления, а также радиальная неравномерность полного давления $P_2^*_{\text{периф}} / P_2^*_{\text{вт}} = 1.1$ может инициировать отрыв на втулке диффузора. Этот факт подтвержден в [1], где при экспериментальных исследованиях системы «ступень-диффузор» для исходной турбины ГТЭ-65.0 был обнаружен отрыв потока от втулки сразу за последними рабочими лопатками. Кроме того, из распределения угла выхода потока α_2 за турбиной видно, что если стойка диффузора имеет конструктивный угол входа 90°, то около втулки появляется угол атаки i $\approx 20^\circ$, который может вызвать отрыв на стойке в привтулочных сечениях.



Рисунок 1. Четвертая ступень исходной турбины *а*- вид четвертой ступени исходной турбины; *б* – распределение угла α1 потока на выходе из СЛ4 в абсолютном движении; *в* - распределение угла β2 потока на выходе из РЛ4 в относительном движении



Рисунок 2. Распределение параметров потока за последней ступенью исходной турбины

На рис.3 - а показано распределение полного давления по высоте перед диффузором из работы [2], в которой анализируется влияние распределения входных параметров на эффективность диффузора. Видно, что характер распределения полного давления перед «исходным вариантом» на рис.3-а совпадает с характером распределения полного давления перед диффузором в исходной турбине ГТЭ–65.0 на рис 2-а. Распределение полного давления перед диффузором в «новом варианте» из [2] на рис. 3-а увеличивается от периферии к втулке и радиальный перепад давления не превышает величины $P_2^*_{BT} / P_2^*_{пери\phi} < 1.05$. На рис. 3-б показано, что при граничных условиях, генерирующихся «новым вариантом» ступени из работы [2], в диффузоре потери меньше, чем в «исходном варианте».



Рисунок 3. Распределение давления и потерь в диффузоре *a* - распределение полного давления перед диффузором [2], *δ* - зависимость потерь в диффузоре от приведенного расхода [2]

Особенности модифицированных лопаток четвертой ступени. При разработке модифицированной 4-ой ступени ГТЭ-65.1 были использованы эталонные распределения углов выхода из соплового аппарата и рабочего колеса, полученные от АО «Силовые машины» и СПбПУ и приведенные на рис.4. Такие распределения обеспечивают благоприятные граничные условия на входе в диффузор, что подтверждается многочисленными исследованиями СПбПУ [4]. Видно, что в обоих лопаточных венцах углы потока на выходе α_1 и β_2 имеют обратную закрутку.



Рисунок 4. Эталонные распределение углов выхода потока из СЛ и РЛ *a* – распределение угла α₁ по высоте канала (h) за сопловой лопаткой; *б* - распределение угла β2 по высоте канала (h) за рабочей лопаткой

Сопловая лопатка четвертой ступени (СЛ4). На рис.5 - а приведены базовые сечения модифицированной СЛ4, спрофилированные при помощи полиномов Безье и распределение угла выхода потока α_1 из СЛ4. Видно, что характер распределения угла α_1 на рис.5-б соответствует закону обратной закрутки и аналогичен характеру распределения угла α_1 на рис. 4-а. На рис.6-а приведено пространственное распределение приведенной скорости λ_{is} в СЛ4. Характер ее распределения на выпуклой поверхности в трех сечениях по высоте лопатки указывает на передненагруженный вариант проектирования СЛ4. Распределение коэффициента потерь ζ по высоте лопатки указывает на незначительный уровень вторичных потерь. Уровень газодинамических потерь в СЛ4 составляет $\zeta = 4.1\%$.



Рисунок 5. Модифицированная сопловая лопатка четвертой ступени *a* - базовые сечения модифицированной СЛ4; *б* – распределение угла выхода потока α₁ в СЛ4



Рисунок 6. Распределение приведенной скорости (*a*) и коэффициента потерь ζ (*δ*) в СЛ4

Рабочая лопатка четвертой ступени (РЛ4)

На рис.7*а* приведены базовые сечения модифицированной РЛ4, спрофилированные при помощи полиномов Безье и распределение угла выхода потока β_2 из РЛ4. Видно, что характер распределения угла β_2 на рис.7*б* соответствует закону обратной закрутки и аналогичен характеру распределения угла β_2 на рис. 4*a*.



сунок 7. модифицированная рабочая лопатка четвертой ступен *a* – базовые сечения модифицированной РЛ4; *б* – распределение угла выхода потока β2 в РЛ4

На рис.8*а* приведено пространственное распределение приведенной скорости λ is в РЛ4. Видно, что корневые сечения работают с небольшими положительными углами атаки, среднее сечение без атаки, а периферийные сечения с небольшими отрицательными углами атаки. В периферийных сечениях поток на спинке монотонно ускоряется до максимального значения приведенной скорости λ is max = 1.25 с последующим торможением в косом скачке уплотнения. В среднем сечении распределение на спинке носит подобный характер, но с меньшим уровнем приведенной скорости λ is max = 1.13. В корневых сечениях наблюдается ускорение потока, которое заканчивается диффузорным участком около выходной кромки. На входной кромке со стороны вогнутой поверхности наблюдается разгон потока с последующим торможением на коротких диффузорных участках. После торможения скорость потока на корытце незначительно изменяется, а затем увеличивается около выходной кромки.

Необходимо отметить низкий уровень профильных и вторичных потерь в этой лопатке. На рисунке 8-б, где приведено распределение коэффициента газодинамических потерь по высоте в РЛ4 видно, что в ядре потока коэффициент потерь составляет $\zeta \approx 2.1\%$ с увеличением его значений в пристеночных областях. Интегральное значение коэффициента газодинамических потерь для РЛ4 составляет $\zeta = 3.3\%$.



Рисунок 8. Распределение приведенной скорости и коэффициента потерь ζ в РЛ4

LXIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин

В результате проектирования модифицированных венцов четвертой ступени удалось получить целесообразные распределения параметров потока на выходе из турбины, обеспечивают благоприятные характеристики диффузора. В частности, на рис. 9*a* представлено распределение полного давления P2* за 4-ой ступенью, которое позволяет повысить его эффективность по сравнению с исходной турбиной (рис.2*a*). В результате перепроектирования венцов четвертой ступени получено распределение угла выхода потока $\alpha 2$ из турбины, которое изменяется по высоте лопатки в пределах $\alpha 2 = \pm 5^{\circ}$ в диапазоне изменения относительного радиуса $\Delta R/h = 30\%$ - 90%, т.е. имеет практически осевой выход на этом участке высоты за РЛ4 кроме участка на периферии в пределах 10% высоты лопатки, угол потока увеличивается до $\alpha 2 = 108^{\circ}$. Такой угол атаки на периферии i=18 может вызвать отрыв, если не на самой стойке диффузора, то в окрестности за стойкой от внешней обечайки диффузора. Угол атаки в i = 10° у втулки при повышенных значениях полного давления P2* на выходе и небольших значениях радиальной составляющей скорости потока c2r не приводит к отрыву потока.





Расчет части диффузора со стойкой.

Расчетная область и граничные условия. Для оценки влияния граничных условий, полученных на выходе из турбины с модифицированной четвертой ступенью, на структуру потока и потери в диффузоре были проведены расчеты по коммерческому комплексу ANSYS CFX. На рисунке 10 приведен вид сектора диффузора с выделенной расчетной областью. Вид расчетной области с расчетной сеткой приведен на рис. 11. Расчетная сетка содержала 16 254 905 ячеек. Расчетная область диффузора со стойкой составляет примерно 25% от всей длины диффузора и ограничена сечениями: впереди - за последней рабочей лопаткой РЛ4 и сзади - концом центрального тела диффузора. На боковых поверхностях, выделенного для расчета сектора в 72 градуса, выставлялось условие периодичности потока. На входе в расчетную область задавались радиальные распределения полного давления, полной температуры и угла потока, которые соответствовали конкретному режиму. На выходе расчетной области подбиралось статическое давление, при котором обеспечивался расход на выходе из турбины на соответствующем режиме работы.



Рисунок 10. Вид диффузора с выделенной расчетной областью



Рисунок 11. Вид расчетной области со стойкой и расчетной сетки

Основными характеристиками, которые определяют эффективность работы диффузора, являются коэффициент восстановления давления Ср и коэффициент потерь диффузора $\zeta_{\text{диффузора,}}$ которые в пределах расчетной области определялись по следующим соотношениям:



Расчет части диффузора со стойкой на режиме соответствующим условиям парогазового вой установки (ПГУ). Режим работы турбины, соответствующий работе парогазового цикла (режим ПГУ), реализуется при задании полного давления на выходе из турбины $P_2^* = 1.078$ бар. На рисунке 12 приведена картина течения в окрестности стойки диффузора на режиме ПГУ.

На рисунке 12 - б показано, распределение линий тока на втулочной и периферийной поверхностях. Видно, что максимальное значение угла атаки на периферии приводит к образованию вихревой зоны за стойкой на периферийной поверхности. Во втулочной области стойка и втулочная обечайка диффузора обтекаются без отрыва.


LXIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин



На рисунке 13 приведены распределения скорости потока на поверхностях в окрестности стойки на относительных радиусах соответственно R/h = 5%, 50% и 95% для режима ПГУ. Видно, что в окрестности втулки зоны пониженной скорости (синий цвет) справа от стойки являются незначительными. В середине стойка обтекается безотрывно. При R/h = 95% видно влияние положительного угла атаки при обтекании стойки. Как за стойкой, так и вниз по потоку за ней видны зоны с низким уровнем скорости, которые соответствуют отрывным зонам, примыкающим к периферийной поверхности.

Распределения скоростей в меридиональных сечениях хz позволяют увидеть вихревые зоны около внешней обечайки вниз по течению за стойкой. На рисунке 14-а видно, что в меридиональном сечении xz, которое совпадает с левой границей расчетной области, видна вихревая зона на периферии за стойками. На рисунке 14-б в сечении xz, расположенном вблизи стойки видно, что вихревая зона увеличивается в размерах. На задней границе расчетной области в сечении yz видно, что зона пониженных скоростей примыкает к периферийной части диффузора, т. е. вихревая область на режиме ПГУ располагается за стойками около внешней обечайке диффузора.



Рисунок 13. Распределение скорости в трех сечениях по высоте стойки на режиме ПГУ





На рис. 15 и 16 приведены интегральные характеристики, полученные в результате расчетов части диффузора со стойками на режимах ИСО и ПГУ. Суммарный уровень потерь во входной части диффузора на режиме ИСО составил $\zeta_{диффузора} = 6.2\%$. На рис. 15-6 приведено расчетное распределение коэффициента восстановления давления в пределах части диффузора, где проводились расчеты. Видно, что на режиме ИСО уровень коэффициента Ср на правой границе расчетной области приближается к значению Ср = 0.6.





Уменьшение перепада давления в последней ступени на режиме ПГУ привело к приближению угла выхода потока $\alpha 2$ к осевому направлению и улучшению обтекания стоек диффузора, а также уменьшению отрывных явлений в расчетной области в целом. На рис.16-а видно, что уровень потерь в диффузоре на режиме ПГУ снизился до ζ диффузора = 5.8%. На рис. 16-б приведено расчетное распределение коэффициента восстановления давления на режиме ПГУ. Видно, что на режиме ПГУ уровень коэффициента Ср на правой границе расчетной области приближается к значению Cp = 0.8.

LXIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин



Рисунок 16. Интегральные характеристики части диффузора со стойкой на режиме ПГУ

а – распределение потерь по высоте расчетной области диффузора *б* - распределение коэффициента восстановления давления Ср вдоль проточной части расчетной области диффузора

Таким образом, спроектированная четвертая ступень является финальным этапом итерационного процесса проектирования венцов четвертой ступени, когда связка «ступень – диффузор», продемонстрировавшая высокие характеристики на номинальном режиме, не выходила на требуемый уровень параметров на частичных режимах. Поэтому для обеспечения эффективной работы ГТУ в широком диапазоне режимов было принято решение спроектировать такую четвертую ступень, которая позволит иметь приемлемые характеристики также и на режимах частичной нагрузки. В частности, при использовании рекомендаций по целесообразному распределению углов выхода потока из соплового аппарата и рабочего колеса были спроектированы высокоэффективные сопловая и рабочая лопатки с уровнем суммарных газодинамических потерь в СЛ4 $\zeta = 4.1\%$ и РЛ4 $\zeta = 3.3\%$ соответственно. В результате модифицированная четвертая ступень турбины 65.1 генерирует такие граничные условия для работы диффузора (распределение полного давления P_T^* и угла выхода потока α_2), которые позволили значительно улучшить структуру потока в диффузоре путем минимизации размера отрывных зон на стойках и на поверхностях канала диффузора в широком диапазоне режимов.

Список литературы:

1. Семакина Е.Ю., Черников В.А., Кириченко Р.Е., Черкасова М.Г. Результаты экспериментальных и численных исследований аэродинамических характеристик системы «Ступень-Диффузор» ГТЭ-65, Сб. докладов на LXVII сессии комиссии по газовым турбинам РАН «Научно-технические проблемы широкого применения газотурбинных и парогазовых установок в электроэнергетике» г. Санкт-Петербург, 15-16 сентября 2020г., стр. 81-90.

2. Vassiliev, V., Irmisch, S, Abdel-Wahab S., Granovskiy A., 2012, Impact of the Inflow Conditions on the Heavy-Duty Gas Turbine Exhaust Diffuser Performance., ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 134, No. 4 July, pp. 041018-1- 041018-9.

3. Granovskiy A.V., Kostege M.K., Krupa V.G., Rudenko S.V. Through Flow Flange - to – Flange Turbine & Diffuser Analysis. // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2012, Copenhagen, Denmark, GT2012–68284, 2012.

4. Вокин Л.О., Семакина Е. Ю., Черников В.А. Влияние закрутки лопаток последней ступени на эффективность блока «ступень-диффузор» стационарной ГТУ // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2021. Т. 23. № 4. С. 84-95. doi:10.30724/1998-9903-2021-23-4-84-95.

РАЗРАБОТКА БЕЗБАНДАЖНОГО ВАРИАНТА РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ВТОРОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ ГТЭ-65.1

А.В.Грановский¹, И.В.Афанасьев¹, В.К.Костеж¹, Н.И.Фокин², М.Г.Черкасова²

¹Опытное Конструкторское Бюро им. А.Люльки, Москва, Россия

² Акционерное общество «Силовые машины», Санкт-Петербург, Россия

andrey.granovskiy@yandex.ru

Аннотация. В настоящее время в большинстве энергетических газовых турбин ведущих мировых фирм с температурой газа более 1600К рабочие лопатки всех ступеней кроме последней выполняются безбандажными. Это связано, с одной стороны, с появлением таких систем контроля и регулирования радиальных зазоров, которые позволяют, в зависимости от режима работы установки, реализовать такие радиальные зазоры, которые обеспечивают высокую экономичность и надежность работы газовой турбины. С другой стороны, обеспечение требуемого жизненного цикла бандажной полки, работающей в условиях предельно высоких температур газа, требует дополнительных затрат на ее охлаждение. Поэтому была рассмотрена возможность создания рабочей лопатки второй ступени для модифицированной турбины ГТЭ – 65.1 без бандажной полки. Очевидно, что трудоемкость и стоимость соответственно рабочей лопатки без охлаждаемой бандажной полки будут значительно ниже. Такое решение позволяет уменьшить расход охлаждающего воздуха, снизить потери от охлаждения и аэродинамические потери в окрестности периферии рабочей лопатки, а также исключить вероятные проблемы с прочностной доводкой охлаждаемой бандажной полки и самой рабочей лопатки путем снижения уровня напряжений в теле лопатки и уменьшения напряжений на диск рабочего колеса.

Следует принять во внимание также эксплуатационные (сервисные) на восстановление (рекондицию) лопатки с охлаждаемой бандажной полкой, возникающие после эксплуатационного цикла, соответствующего наработке 25–33 тыс. эквивалентных часов.

В работе на основе расчетных исследований при использовании программных комплексов 3D NS и FLUENT демонстрируется возможность создания эффективной рабочей лопатки второй ступени турбины ГТЭ – 65.1 в безбандажном варианте.

Введение. Одной из современных тенденций развития газовых турбин является применение безбандажных рабочих лопаток в охлаждаемых ступенях [1-3], поскольку обеспечение соответствующего жизненного цикла бандажной полки, работающей в условиях высоких температур газа, требует значительного количества воздуха на ее охлаждение. При этом трудоемкость и цена рабочей лопатки без охлаждаемой бандажной полки также будут значительно ниже по сравнению с аналогичной бандажированной лопаткой. Кроме того, поскольку первые ступени современных газовых турбин работают в условиях высоких температур рабочего тела, то необходимо учитывать возникающие, как в элементах корпуса, так и в самих рабочих лопатках значительные температурные напряжения, приводящие к деформациям, которые трудно предусмотреть заранее. В ряде случаев взаимное перемещение охлаждаемых платформ сопловых лопаток перед рабочей лопаткой и за ней, а также надроторных вставок приводят к появлению в окрестности периферии рабочих лопаток с открытым радиальным зазором различных уступов [4], обтекание которых сопровождается образованием вихревых зон. Эти вихревые зоны генерируют дополнительные потери на периферии рабочих лопаток и влияют на характер протечки рабочего тела через радиальный зазор. На примере вариантов, моделирующих возможные конструкции корпуса на периферии проточной части в окрестности рабочей лопатки второй ступени, имеющей меридиональное раскрытие на периферии, проведен расчетный анализ структуры потока и уровня потерь в зависимости от значение радиального зазора.

LXIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин

Характеристики бандажированной второй рабочей лопатки в исходной турбине 65.0. Рабочие лопатки второй ступени турбины прототипа ГТЭ-65.0 были бандажированными. На рис. 1*а* приведен их вид; рис. 16 – расчетное распределение приведенной скорости λ is в трех сечениях по высоте лопатки, а на рис. 1*в* – радиальное распределение коэффициента потерь ζ , полученные расчетом по 3D NS. Из распределения скорости λ is видно, что средние и периферийные сечения РЛ2 работают с положительными углами атаки. Суммарный уровень газодинамических потерь в РЛ2 без учета потерь в радиальном зазоре составил $\zeta = 8.8\%$.



Рисунок 1. Бандажированная рабочая лопатка второй ступени турбины 65.0 *a* – вид исходной РЛ2; *б* – распределение приведенной скорости λ_{is}; *в* – распределение коэффициента потерь ζ по высоте лопатки при нулевом радиальном зазоре

Анализ структуры потока в исходной РЛ2 при наличии бандажной полки проводился на основе расчетов по коммерческому комплексу FLUENT. На рис.2-а видно, что бандаж в РЛ2 является частичным и входная часть лопатки выдается в поток примерно на 1/3 от ширины лопатки. Такой частичный бандаж несет, в основном, антивибрационную функцию, поэтому появляется вероятность перетекания потока с вогнутой на выпуклую по стыкам бандажных полок. На рис. 2-б, где приведена расчетная картина течения вокруг частичной бандажной полки видно, что поток попадает со стороны вогнутой поверхности на выпуклую поверхность лопатки под бандажную полку дополнительно интенсифицируя вторичное течение на периферии и, следовательно, увеличивая вторичные потери в бандажированной, таким способом, рабочей лопатке. На рис. 2-в, где приведена вихревая структура потока над бандажной полкой, видно, что на полке до первого ребра, между ребрами и на выходе из лопатки образуется система вихрей разной интенсивности, которые генерируют дополнительные потери на периферии РЛ2.

Влияние бандажной полки в исходной РЛ2 определялось путем сопоставления, рассчитанных по программе FLUENT, распределений коэффициента потерь ζ в бандажированной лопатке при величине относительного радиального зазора между надроторной вставкой и ребрами на бандажной полке $\delta_{p_3}/h=0.95\%$ и в безбандажной лопатке при нулевом радиальном зазоре. На рис.3 видно, что уровень потерь, вызванный сложной вихревой структурой вокруг бандажной полки (кривая 2), значительно превышает уровень потерь в безбандажной лопатке с нулевым радиальным зазором (кривая 1). Интегральное значение коэффициента потерь ζ для безбандажного варианта при нулевом радиальном зазоре $\delta_{p_3} = 0$ (вторичные потери на пеприферии) составляет $\zeta_{вторич.периф.} = 0.6\%$, а для бандажированной лопатки значение коэффициента потерь от *протечки* через радиальный зазор с $\delta_{p_3}/h= 0.95\%$ составляет ζ_{рад.заз.} = 2.37%. Таким образом, разница в уровне потерь на периферии РЛ2 между рассмотренными вариантами составляет δζ = 1.77%.



Рисунок 2. Структура потока в окрестности бандажной полки на расчетном режиме *a* - вид сверху на бандажную полку с неструктурированной расчетной сеткой для расчетов по FLUENT;



0.95%

Рисунок 3. Распределение коэффициента потерь **5** в пределах 20% по высоте лопатки на периферии в окрестности радиального зазора, рассчитанного по FLUENT





Охлаждение рабочей лопатки второй ступени турбины ГТЭ-65. Отсутствие опыта эксплуатации исходной ГТЭ-65.0 не позволило использовать эту турбину в качестве базового варианта для оценки теплового состояния банлажной полки на второй рабочей лопатке. рис.4 показано сравнение Ha профилей исходной РЛ2 и концептуальной РЛ2. Уменьшение числа лопаток приводит к уменьшению периметра лопатки в среднем сечении пропорционально отношению $z^{2/z1} = 0.94$.

При этом, омываемая газом поверхность одной РЛ2 уменьшилась на 6%, а суммарная по-

верхность уменьшилась на 11%. Это является потенциалом для уменьшения потребного количества охлаждающего воздуха в модифицированной РЛ2.

Для обоснования концептуального варианта для модифицированной РЛ2 (с бандажной полкой или без полки), был использован опыт проектирования и эксплуатации турбины Е класса GT13E2 фирмы ALSTOM, которая с 1994 эксплуатировалась с бандажированной РЛ2, отлитой из IN738 (рис.5). При этом основной проблемой являлась недопустимая деформация полки в процессе наработки ресурса. Введенные мероприятия по улучшению охлаждения полки практически исключили ее деформацию, но не исключили появления трещин на полке. Кроме этого, увеличенный на 2% расход охлаждающего воздуха (включая подачу воздуха со стороны надроторной вставки) снизил газодинамические преимущества применения бандажной полки. С 2002 года из-за повышения температуры газа перед турбимодификация турбина ной на 30К следующая GT13E2 была спроектирована с безбандажными рабочими лопатками, кроме последней ступени, где была использована бандажная полка. Как показал дальнейший опыт эксплуатации, ресурс и эффективность этой версии турбины соответствовали заявленным значениям. Дальнейшее развитие технологии литья позволило спроектировать и изготовить РЛ2 с конвективно охлаждаемой полкой из IN738 (рис.5) для следующей модификация турбины GT13E2, реализованной в 2012 году [5].

Следует отметить, что при одинаковом количестве рабочих лопаток 2-ой ступени в турбине ГТЭ-65.1 и в турбине GT13E2 контурная нагрузка на лопатку турбины 65.1 выше (из-за большей окружной скорости на периферии РЛ2) при практически равной температуре газа перед лопатками. Учитывая опыт проектирования бандажированных лопаток в Альстом, а также увеличенную контурную нагрузку на РЛ2 и вероятные проблемы при литье лопаток с конвективно охлаждаемыми полками, был принят концепт модифицированной РЛ2 турбины ГТЭ-65.1 без бандажной полки.



Рисунок 5. Бандажная полка рабочей лопатки второй ступени турбины GT13E2 ALSTOM

Для охлаждения модифицированной второй рабочей лопатки в турбине ГТЭ-65.1 применена радиальная схема течения охлаждающего воздуха в оребренных каналах с выпуском воздуха через щель с рядами штырей в выходной кромке (рис. 6). Такая схема охлаждения минимизирует проблемы достижения заданного ресурса и требует на охлаждение лопатки около 1% охлаждающего воздуха.

Особенности разработанной безбандажной рабочей лопатки второй ступени. При проектировании модифицированной безбандажной рабочей лопатки второй ступени количество лопаток было уменьшено. На основе граничных условий, полученных в результате предварительных сквозных расчетов турбины по 3D EU MS (программный комплекс на основе 3D уравнений Эйлера), которые приведены на рис.7, были спрофилированы, при помощи полиномов Безье, три плоских базовых сечения второй рабочей лопатки, представленные на рис.8.

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ



Рисунок 6. Концептуальный вариант безбандажной РЛ2 для турбины ГТЭ-65.1



Рисунок 7. Граничные условия для проектирования и расчетов течения в РЛ2 *a* - распределения полной температуры T_{w1}^{*}, полного давления P_{w1}^{*}, угла потока β₁ на входе в РЛ2 в относительном движении; *б* - распределение статического давления P₂ и числа M_{w2} на выходе РЛ2



Рисунок 8. Вид базовых сечений модифицированной второй рабочей лопатки

Расчетное исследование второй рабочей лопатки проводилось по программе 3DNS для изолированного венца. В программе 3DNS для интегрирования уравнений Навье-Стокса используется релаксационная версия неявно определенной, бездивергентной схемы С.К. Го-

дунова [6]. Влияние турбулентной вязкости описывается с помощью дифференциальной модели q- ω [7]. В структурированной, автоматически построенной О-Н сетке содержится около 3,8х10⁵ ячеек. Применение О-Н сетки позволяет повысить точность вычислений вблизи поверхностей межлопаточного канала и выделить особые точки в структуре потока. Это достигается применением экспоненциального закона уменьшения размера ячеек по мере приближения к поверхности примерно в пределах пограничного слоя. При таком подходе значение параметра y⁺, характеризующего численную точность расчетов, в первой ячейке на стенке во всех случаях была меньше y⁺ < 1. Это указывает на высокую точность расчетного подхода, реализованного на основе топологии использующейся расчетной сетки, приведенной на рис.9.



Рисунок 9. Вид расчетной О-Н сетки для расчетов по программе 3D NS: *а* - лопатка с меридиональным раскрытием и канавкой на периферии в проекции xz; *б* – вид расчетной сетки в проекции xy

На рис.10 представлена пространственная форма модифицированной рабочей лопатки второй ступени.



Рисунок 10. Пространственная форма рабочей лопатки второй ступени *a* – распределение плоских сечений лопатки по высоте; *б* – вертикальные образующие лопатки

Пространственная поверхность венца создавалась на основе плоских базовых сечений путем построения порций поверхности. При этом использовались сегменты параметрических полиномов базовых сечений и их сплайновая интерполяция по высоте венца. В результате образуется поверхность, состоящая из порций, которые описываются параметрическими уравнениями пятого порядка, обеспечивающими непрерывность и гладкость второго порядка на границах этих порций поверхности. Результат формирования поверхности лопатки при создании РЛ2 показан на рис. 10*a*, где приведен каркас рабочей лопатки, соответствующий распределению плоских сечений по высоте, а также на рис. 10*б*, где приведены вертикальные образующие лопатки, которые демонстрируют искривление поверхности рабочей лопатки по высоте.

На рис.11*а* показан вид модифицированной безбандажной рабочей лопатки второй ступени. Распределения приведенной скорости λ_{is} на периферии, в середине и у втулки, полученные из пространственного расчета течения в РЛ2 при относительной величине радиального зазора $\delta/h = 1.1\%$ по программе 3D NS приведены на рис.11*б*. Характер распределения приведенной скорости λ_{is} на выпуклой поверхности указывает на передненагруженный вариант РЛ2 с длинными участками торможения потока на выпуклой поверхности. На рис. 11*в* сопоставляются распределения коэффициента потерь ζ по высоте в исходной бандажированной РЛ2 и в модифицированной безбандажной РЛ2 при нулевом радиальном зазоре, полученные при расчетах по программе 3D NS. Видно, что уровень коэффициента потерь ζ без учета потерь в радиальном зазоре в модифицированной РЛ2 на $\delta\zeta = 2.8\%$ меньше, чем в исходной РЛ2.



Рисунок 11. - Безбандажная рабочая лопатка второй ступени *a* – вид РЛ2; *б* – распределение приведенной скорости λ_{is}; *в* - распределение коэффициента потерь ζ по высоте исходной и модифицированной РЛ2 при нулевом радиальном зазоре

На рис. 12 приведены распределения линий тока на поверхностях межлопаточного канала РЛ2, полученные при расчетах по программе 3D NS при значении относительного радиального зазора $\delta_{p_3}/h = 1.1\%$.



Рисунок 12. Распределение линий тока на поверхностях межлопаточного канала в РЛ2 *а* - вогнутая поверхность; *б* - выпуклая поверхность; *в* – втулка; *г* - периферия

Расчетное исследование влияния радиального зазора на структуру потока и уровень потерь во второй рабочей лопатке проводилось при использовании программ **3D NS** и FLUENT. На рис.13 видно, что влияние радиального зазора проявляется на периферии РЛ2 в пределах примерно 20% высоты лопатки.



Рис. 13 Распределение коэффициента потерь по высоте РЛ2

На рис.14 приведена структура потока на периферии рабочей лопатки с меридиональным раскрытием для вариантов без перекрыши и с положительной перекрышей, полученная при расчетах по программе FLUENT. На рис. 14-а видно, что перед входной кромкой рабочей лопатки без перекрыши поток является невозмущенным, в то время как на рис. 14-б при наличии уступа перед входной кромкой виден вихревой шнур, который генерирует дополнительные потери. Негативное влияние уступа перед лопаткой во всем диапазоне изменения значения относительного радиального зазора $\delta_{p3}/h= 0.28\% - 1.4\%$ по сравнению с РЛ2 без перекрыши видно на рис.14 – в, где приведены зависимости коэффициента потерь ζ от величины относительного радиального зазора. В частности, значение коэффициента потерь в РЛ2 при положительной перекрыше выше, чем при отсутствии перекрыши примерно на $\delta\zeta = 0.5\%$ при $\delta_{p3}/h= 0.28\%$ и на $\delta\zeta = 1.1\%$ при $\delta_{p3}/h= 1.4\%$.



Рисунок 14 Структура потока на периферии второй рабочей лопатки *a* – структура потока на периферии РЛ2 с нулевой перекрышей *б* – структура потока на периферии РЛ2 при положительной перекрыше *в* – зависимость коэффициента потерь от величины радиального зазора длявариантов без перекрыши (1) и с положительной перекрышей (2)

Таким образом, продемонстрирована целесообразность разработки модифицированного варианта рабочей лопатки второй ступени турбины ГТЭ-65.1 без бандажной полки. Показано преимущество такой лопатки с точки зрения аэродинамики и охлаждения по сравнению с исходной бандажированной лопаткой.

Список литературы:

1. Костюк А.Г., Булкин А.Е., Трухний А.Д. Паровые турбины и газотурбинные установки для электростанций. М.: Издательский дом МЭИ, 2018., 688с.

2. Yoon S., Curtis E., Denton J., Longley J. The effect of clearance on shrouded and unshrouded turbines at two levels of reaction, Journal of Turbomachinery 2014. P.136:021013-1.

3. Афанасьев И.В., Грановский А.В. Расчетное исследование влияния формы бандажной полки на эффективность ступени газовой турбины, Теплоэнергетика № 3. 2018. с.15

4. Granovskiy A., Kostege M., Krupa V., Rudenko S. Influence of Casing Design Over a Blade on a Stage Efficiency., ISABE-2007-1343, 11p.

5. Irmish S, Bauer A., Ferber J., Kappis W., Soumin A., How to Upgrade Gas Turbines to Meet Customer Requirements and be Fast Market, 2013 ASME Paper GT2013-94902, 10p.

6. Krupa, V.G., 1994, "Simulation of Steady and Unsteady Viscous Flows in Turbomachinery", AGARD-lecture series, No 198, LS-198, 39p.

7. Coakley, T.J., 1983, "Turbulence Modelling for the Compressible Navier-Stokes Equations", AIAA Paper, no. 83-1693, 13 p.

ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕШЕТОК ТУРБИНЫ НА РЕЖИМАХ РАБОТЫ С УГЛАМИ АТАКИ

Б.И. Мамаев, Г.В. Ермолаев

ОКБ им. А. Люльки – филиал ПАО ОДК УМПО, г. Москва, Россия <u>ermolaev_grigory@mail.ru</u>

Аннотация. Анализ экспериментальных результатов позволил уточнить влияния угла атаки на обтекание и потери в турбинных решетках. Охвачены широкие диапазоны изменения геометрических и режимных параметров до- и трансзвуковых решеток. Показано, что отрицательный угол атаки по влиянию на потери – явление более сложное, чем положительный угол. В диапазоне его умеренных значений, когда еще не возникло высокого пика скорости на корыте профиля вблизи входной кромки, влияние улучшения обтекания спинки могут пересиливать влияние ухудшения обтекания корыта и потери от угла атаки могут стать даже отрицательными. Диапазон таких отрицательных углов атаки, в котором потери равны нулю или сначала снижаются, достигая отрицательного минимума, а затем начинают расти у большинства решеток. Ширина этого диапазона увеличивается, а рост потерь уменьшается с повышением конфузорности решетки. Как правило, отрицательные значения потерь обнаруживаются в решетках, в которых при расчетном натекании имеется пик скорости на спинке около входной кромки. Если в расчетных условиях решетка с пониженной конфузорностью и значительной местной диффузорностью на входном участке канала имеет на корыте высокий пик скорости у кромки, то появление отрицательного угла атаки ведет к увеличению потерь. При разработке методики расчета потерь от угла атаки целесообразно решетки разделить на группы в зависимости от характера изменения потерь по углу атаки и определить диапазоны значений геометрических параметров решеток, общие для каждой группы.

Режимные параметры решеток турбины $\Delta\beta_1$ и λ_2 меняются с изменением условий ее работы (рис. 1, где *b* – хорда, *t*- шаг, $\bar{t} = t/b$, *c* – толщина профиля, $\bar{c} = c/b$, d_1 – толщина входной кромки, $\bar{d}_1 = d_1/b$, a_1 – ширина канала на входе, a_m – максимальная ширина, a_2 - горловина, $\bar{S}_{\text{кор}}$, $\bar{S}_{\text{сп}}$ - относительные криволинейные координаты вдоль обводов корыта и спинки, отсчитываемые от середины дуги входной кромки, $\beta_{1\kappa}$ – конструктивный угол входа, $\beta_{23\phi}$ – эффективный угол выхода, $\beta_{23\phi} = arcsina_2/t$, β_1 – угол входа потока, $\Delta\beta_1$ - угол атаки, $\Delta\beta_1 = \beta_{1\kappa} - \beta_1$, β_2 -угол выхода и λ_2 –приведенная адиабатическая скорость выхода потока). Параметры $\Delta\beta_1$ и λ_2 во многом определяют КПД и расходные характеристики турбины. Обычно углы $\Delta\beta_1 > 0$ связаны с высокими режимами работы, а $\Delta\beta_1 < 0$ – с пониженными (частичными).

На практике отрицательным углам атаки уделяется меньше внимания, чем положительным. Известно, что углы $\Delta\beta_1 < 0$ слабее влияют на характеристики решеток, а частичные режимы работы, как нередко считается, мало сказываются на экономичности газотурбинной установки. (Заметим, что последний довод не всегда верен: например, длительность режимов с отрицательными углами атаки в цилиндрах низкого давления паровых турбин с теплофикационными отборами может составлять около семи месяцев в году). В результате в настоящее время нет не только обоснованных методов расчета, но и подробных исследований течения в турбинных ступенях, работающих на глубоких режимах с отрицательными углами атаки [1]. Для оценки коэффициента потерь от угла атаки $\Delta\zeta$ используются эмпирические зависимости. Но они часто дают существенно отличающиеся величины для одной и той же решетки, а иногда и физически неверные результаты, в частности, $\Delta\zeta > 1$. Вместе с тем, результаты расчета турбины требуются на режимах изменения относительной мощности от нуля до единицы.



Рисунок 1. Решетка турбинных профилей (основные обозначения)

На основе анализа результатов многочисленных экспериментов в работе представлена попытка уточнить влияния угла $\Delta\beta_1 < 0$ на обтекание и профильные потери в решетках, а также найти рациональный подход к обобщению этих влияний и к созданию более точного метода расчета потерь от угла атаки.

В анализ были включены более150 решеток паровых и газовых турбин в основном из [2– 4]. Диапазоны изменения параметров решеток широкие: $\beta_{1\kappa} = 18-160^\circ$, $\beta_{23\varphi} = 11.5-44^\circ$, $\bar{t} = 0.39-1.05$, $\bar{c} = 0.025-0.46$, $\bar{d}_1 = 0.01-0.19$, $\Delta\beta_1 = (-59)-54^\circ$, $\lambda_2 = 0.2-1.0$.

Коэффициент потерь $\Delta \zeta$ являются сложной функцией многих геометрических и режимных параметров решетки. Из литературы [1–3] в качестве определяющих параметров можно выделить конфузорность решетки $k = sin\beta_{1\kappa}/sin\beta_{2э\phi}$, величины \bar{c} , \bar{t} , \bar{d}_1 , $\Delta\beta_1$ и λ_2 . Есть и другие влияющие на потери факторы, но их влияние заметно лишь в небольшом числе случаев. В частности, следует упомянуть местную входную диффузорность межпрофильного канала $D_{\rm M} = (a_{\rm m}/a_1) - 1$. Рекомендуется для эффективной решетки иметь значение $D_{\rm M}$ не более 0.05. Так и было выдержано в большинстве обследованных решеток.

Учитывая результаты предварительного анализа экспериментов, решетки были разделены на группы, различающиеся, прежде всего, по конфузорности и толщине профиля: 1) с углом $\beta_{1\kappa} = 80-100^\circ$, $\bar{c} > 0.12$ и $k \ge 2.7$ (обычно, сопловые решетки первых ступеней); 2) с углом $\beta_{1\kappa} < 80^\circ$ и $\bar{c} \ge 0.12$ (средние сечения сопловых и рабочих венцов большинства ступеней); 3) любой конфузорности из тонких профилей с $\beta_{1\kappa} \ge 80^\circ$ и $\bar{c} < 0.12$ (периферийные сечения рабочих венцов); 4) из тонких профилей с $\beta_{1\kappa} < 80^\circ$ и $\bar{c} < 0.12$ (периферия высоконагруженных рабочих венцов); 5) пониженной конфузорности k = 1.0-1.4 из профилей с толщиной $\bar{c} \ge 0.26$ (втулочные сечения рабочих колес). Очевидно, разделение на группы должно уменьшить в них разброс в характере зависимости $\Delta\zeta$ ($\Delta\beta_1$) и облегчить установление общих закономерностей для потерь.

Известно ([1 – 3] и др.), что угол атаки изменяет обтекание главным образом входной части решетки. Положительный угол атаки ведет к ухудшению обтекания спинки, где скорости выше, чем на корыте. На спинке, на которой часто уже при $\Delta\beta_1 = 0$ есть пик скорости, этот пик растет и последующее за ним торможение потока интенсифицируется. При этом обтекание корыта становится благоприятнее, чем при $\Delta\beta_1 = 0$. При отрицательном угле атаки улучшается течение со стороны спинки, где может исчезнуть пик скорости около кромки. На корыте же течение ухудшается и может появиться пик скорости вблизи кромки.

Расчет и опыт показывают, что при углах атаки изменения течения со стороны спинки оказывают более сильное влияние на потери, чем изменения со стороны корыта. Именно поэтому: даже при малых положительных углах атаки величина $\Delta \zeta > 0$. Отрицательный угол атаки – явление более сложное по влиянию на потери. При умеренных величинах $\Delta \beta_1 < 0$, когда еще не возник большой пик скорости на корыте, улучшения со стороны спинки могут пересилить влияние изменений на корыте, и потери $\Delta \zeta$ могут стать отрицательными. Только при больших величинах $\Delta \beta_1 < 0$, когда усиливаются диффузорные эффекты на корыте, коэффициент потерь $\Delta \zeta > 0$, но он с ростом угла атаки увеличивается не так быстро, как с ростом положительного угла $\Delta \beta_1$.

Рассмотрим далее примеры газодинамических характеристик решеток каждой группы. Сопловые решетки с углом $\beta_{l\kappa} = 80 - 100^{\circ} u \, \bar{c} \ge 0.12$

Сопловая решетка C-9012A с углом $\beta_{1\kappa} = 90^\circ$, $\bar{c} = 0.23$, $\bar{t} = 0.75$ и $\bar{d}_1 = 0.11$ из атласа МЭИ [3]. Решетка имеет высокую конфузорность k = 4.8. Эта геометрическая конфузорность тесно связана с конфузорностью потока $k_{\Pi} = sin\beta_1/sin\beta_2$, которая, по сути, определяет эпюру скоростей $\lambda(\bar{S})$ и коэффициент потерь ζ при разных значениях $\Delta\beta_1$. В этой решетке величина k_{Π} не сильно меняется при изменении угла атаки: даже при $\Delta\beta_1 = \pm 30^\circ k_{\Pi} > 4$.

В высококонфузорной решетке вблизи входной кромки уровень скоростей мал ($\lambda < 0.1$ при $\lambda_2 = 0.5$), а характер обтекания при $\Delta\beta_1 = 0$ благоприятный и меняется мало при изменении угла атаки (рис. 2, *a*). Поэтому при $\Delta\beta_1 = 0$ коэффициент потерь ζ_0 небольшой и есть широкий диапазон углов $\Delta\beta_1 \neq 0$, в котором $\Delta\zeta = 0$. Из рис. 2, *b* видно, что при $\lambda_2 = 0.8$ величина $\zeta_0 < 0.02$ и такие потери сохраняются в диапазоне значений $\Delta\beta_1$ от 0 до -30° .

Аналогичные результаты показывают сопловые решетки с $\beta_{1\kappa}$ = 90–94° TH-1 и TH-2 из [2] и № 27 и 30 из [4]. В частности, решетка TH-1 с $\beta_{1\kappa}$ = 90°, \bar{c} = 0.18, $\beta_{29\phi}$ = 12° и \bar{t} = 0.75 при λ_2 = 0.33 и значениях $\Delta\beta_1$ от –50 до 30° имеет постоянные и низкие потери ($\zeta \approx 0.027$).





Решетки с углом $\beta_{1\kappa} < 80^{\circ}$ и $\bar{c} \ge 0.12$

Несколько примеров соответствующих сопловых решеток с углами $\beta_{1\kappa} = 45-65^{\circ}$, $\beta_{23\phi} = 13-30^{\circ}$ и шагом $\bar{t} = 0.5-0.82$ встречается в атласе [3]. Они имеют достаточно высокую конфузорность k = 1.7-2.7. Качественный характер изменения характеристик этих сопловых решеток одинаков, как в решетке C-5520A ($\beta_{1\kappa} \approx 60^{\circ}$, $\beta_{23\phi} \approx 23^{\circ}$, $\bar{c} \approx 0.2$, $\bar{t} = 0.53$, $\bar{d}_1 = 0.025$ и k = 2.2). Видно (рис. 3, *a*), что существует диапазон угла $\Delta\beta_1$ от 0 до -10° , в котором величина $\Delta\zeta \approx 0$. При уменьшении конфузорности k и скорости λ_2 этот диапазон сокращается и за его пределами рост потерь увеличивается в решетках.

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ



Рисунок 3. Потери в решетке C-5520A: $a - \lambda_2 \approx 0.7$; $\delta - \beta_1^{\circ}$: 1–90, 2–60, 3–45

Решетка № 136 (среднее сечение рабочего венца [4]) с $\beta_{1\kappa} \approx 42^\circ$, $\beta_{23\phi} \approx 22^\circ$, $\bar{t} \approx 0.7$, $\bar{c} \approx 0.25$ и $k \approx 1.8$ при $\Delta\beta_1 = 0$ имеет удовлетворительное обтекание спинки и небольшую скорость на корыте вблизи кромки ($\lambda < 0.3$ при $\lambda_2 \approx 0.8$). Как в любой конфузорной решетке, скорости течения в канале и максимальная скорость на спинке λ_{max} растут медленнее, чем скорость выхода (рис. 4, *a*). В результате с ростом λ_2 снижается значение степени выходной диффузорности $D_e = (\lambda_{max} - \lambda_2)/\lambda_2 - \phi$ актора, который в основном определяет величину профильных потерь [5]. Именно вследствие уменьшения фактора D_e и увеличения ускорения потока на конфузорных участках обтекания потери в решетке снижаются с ростом λ_2 . Из рис. 4, *б* видно, что при $\Delta\beta_1 = 0$ коэффициент потерь достигает минимума $\zeta_0 = 0.04$ при $\lambda_2 \approx 0.9$.



 $\delta - \beta_1^{\circ}: 1-30, 2-40, 3-50, 4-60$

Чем выше конфузорность решетки, тем ниже уровень скоростей в канале, и более благоприятное их распределение на профиле и, в особенности, на корыте. Как уже указано, рост скорости λ_2 улучшает течение и тем больше, чем хуже изначальная картина. Поэтому в более конфузорной решетке с ростом λ_2 потери снижаются менее резко и протекание кривых $\zeta(\lambda_2)$ на графике, как правило, более плавное, чем в менее конфузорной решётке.

При $\beta_1 < 90^\circ$ отрицательный угол атаки ведет к увеличению k_{π} и снижению скорости на входе в решетку. При этом улучшается характер обтекания спинки и ухудшается обтека-

ние корыта, где уровень скорости значительно ниже (рис. 2. а). Если при умеренных углах атаки и низких λ_2 коэффициент потерь $\Delta \zeta < 0$, то с ростом λ_2 отрицательные потери будут уменьшаться. Они могут достигнуть нуля при некотором значении λ_2 , выше которого станут положительными и начнут увеличиваться, как в решетке № 136 при $\lambda_{2>}$ 0.8 и $\Delta\beta_1 = -7,5^\circ$ ($\beta_1 = 50^\circ$). Если при высоком угле атаки и низком значении λ_2 потери $\Delta\zeta > 0$, то рост λ_2 приведет к непрерывному увеличению потерь, как при $\Delta\beta_1 = -30^\circ$ ($\beta_1 = 90^\circ$) на рис. 3, *а* и при $\Delta\beta_1 = -17,5^\circ$ на рис. 4, *б*.

При $\Delta\beta_{1>}$ 0 и разных λ_2 характер изменения потерь из-за угла атаки неизменный. При $\Delta\beta_{1>}$ 0 решетка ведет себя как менее конфузорная. Поэтому в ней при изменении λ_2 степень диффузорности *De*, а потому и профильные потери изменяются более резко, чем при $\Delta\beta_1 = 0$ (рис. 3, δ и рис. 4, δ). Поэтому при умеренных углах атаки (обычно не более 10-15°) рост λ_2 приводит к такому падению профильных потерь, что при $\lambda_2 = 0.8-0.9$ они сравниваются с потерями при безударном натекании. В таком случае $\Delta\zeta = 0$ (как при $\beta_1 = 45^\circ$ на рис. 3, δ).

Решетки из тонких профилей с $\beta_{1\kappa} \ge 70^{\circ}$ и $\bar{c} < 0.12$

Такие решетки, как № 38, 44, 52 и др. с $\beta_{1\kappa} = 75-88^\circ$, $\beta_{23\phi} \approx 25-35^\circ$ и $\bar{c} = 0.08 - 0.12$ [4] имеют конфузорность k = 1.7-2.4. Каналы решеток практически не имеют местной входной диффузорности и в них при $\Delta\beta_1 = 0$ благоприятные распределения скоростей на спинке и корыте профиля без пиков скорости вблизи кромки. В таком случае при отрицательном угле атаки величиной не более $10-20^\circ$ потери $\Delta\zeta = 0$.

Решетки из тонких профилей с $\beta_{I\kappa} < 70^{\circ}$ и $\bar{c} < 0.12$.

В этих решетках при $\Delta\beta_1 = 0$ вблизи кромки на спинке обнаруживается резкий пик скорости, а на корыте – лишь небольшой пик при уровне скорости $\lambda < 0.2$. Поэтому отрицательный угол атаки до -20° , заметно улучшающий обтекание спинки и не сильно ухудшающий течение на корыте, показывает $\Delta\zeta \le 0$, как для решеток с углом $\beta_{1\kappa} < 80^\circ$.

Решетки из толстых профилей.

Толстые профили ($\bar{c} > 0.25$) – обычное явление для втулочных сечений рабочих лопаток. Конфузорность решеток этих сечений изменяется в широких пределах k = 1-2. Анализ экспериментальных характеристик показывает, что влияние отрицательного угла атаки, как обычно, определяется превалирующим влиянием изменения обтекания спинки профиля: если вблизи кромки есть пик скорости, то умеренный угол атаки, устраняющий этот пик, приведет к $\Delta \zeta < 0$; если такого пика нет, то, скорее всего, следует ожидать $\Delta \zeta \approx 0$ [4]. При этом изменения обтекания корыта, обычно, влияют в меньшей степени. Но если на корыте при $\Delta \beta_1 = 0$ есть высокий пик скорости и протяженный участок последующего торможения потока, то угол $\Delta \beta_1 < 0$, расширяющий эту зону неблагоприятного течения, может привести к значению $\Delta \zeta > 0$. Это встречается преимущественно в решетках малой конфузорности. В них межпрофильный канал слабо сужающийся и часто со значительной местной диффузорностью, поэтому обширная зона нарушенного течения может поджимать основной поток в канале [1] и увеличивать максимальную скорость на спинке, тем самым увеличивая и $D_{\underline{e}}$.

Менее конфузорная решетка № 160 ($\beta_{1k} = 37^\circ$, $\beta_{23\phi} \approx 24.5^\circ$, $\bar{t} \approx 0.66$, $\bar{c} = 0.28$, $\bar{d}_1 \approx 0.08$, $D_M \approx 0.07$ и k = 1.45) отличается от решетки № 136 главным образом обтеканием корыта [4]. При $\Delta\beta_1 = 0$ у входной кромки заметен пик скорости ($\lambda \approx 0.5$) с последующим ее падением до $\lambda \approx 0.3$ на участке до половины контура корыта. Потери невысокие ($\zeta_0 \approx 0.04$, рис. 5).

Появление отрицательного угла атаки ведет на корыте к росту пика скорости и за ним к увеличению интенсивности торможения потока (рис.5, *a*). Без сомнения, именно эти изменения на корыте являются основной причиной положительных потерь от угла атаки (при $\Delta\beta_1 = -8^\circ$ и $\lambda_2 \approx 0.8$ величина $\Delta\zeta \approx 0.02$). Таким образом, эта решетка показывает тот редкий случай при умеренном отрицательном угле атаки, когда существенные ухудшения обтекания корыта пересиливают влияние небольших улучшений течения на спинке.

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ



 $a = \lambda 2 = 0.81, \ \beta 1^{\circ}: 1-26, 2-35, 3-50;$ $\delta = \beta 1^{\circ}: 1-30, 2-35, 3-45, 4-50$

Активные решетки из сильно изогнутых профилей имеют каналы с высокой местной диффузорностью. Примером такой решетки может быть решетка № 175 из атласа [4]: $\beta_{1\kappa} = 30.4^\circ$, $\beta_{23\phi} \approx 30.2^\circ$, $\bar{t} \approx 0.73$, $\bar{c} = 0.27$, $\bar{d}_1 \approx 0.09$, $D_{\rm M} \approx 0.08$ и $k \approx 1$.

При $\Delta\beta_1 = 0$ и $\lambda_2 \approx 0.8$ обтекание решетки характеризуется наличием вблизи кромки высокого пика скорости на спинке ($\lambda = 1.2$) и значительного пика на корыте ($\lambda = 0.8$) (рис. 6, *a*). Потери в такой решетки высокие: $\zeta_0 \approx 0.07$ (рис. 6, *b*).

Даже небольшой отрицательный угол атаки -5° может приводить к существенному уменьшению или даже устранению пика скорости на спинке. Это изменение, несмотря на увеличение пика на корыте, приводит к снижению коэффициента потерь (на ~0.02 при $\lambda_2 = 0.8$, рис. 6, δ). При увеличении отрицательного угла атаки, когда благоприятный характер обтекания спинки сохраняется, начинает сказываться влияние ухудшений обтекания корыта и коэффициент потерь $\Delta\zeta$ растет, хотя его значение еще может оставаться отрицательным.



Рисунок 6. Обтекание и потери в решетке № 175: *a* — λ2 = 0.79, β1°: 1–25, 2–30, 3–45; *б* — β1°: 1–30, 2–35, 3–40, 4–45 Таким образом, характер изменения потерь от угла атаки в активных решетках такой же, как в большинстве конфузорных решеток, только количественные изменения скоростей обтекания и потерь больше.

Подводя итоги, можно констатировать разнообразный характер зависимостей потерь от отрицательного угла атаки (рис. 7). При нем отрицательное влияние нерасчетного натекания сопровождается при $\beta_{1\kappa} \leq 90^{\circ}$ повышением конфузорности течения – главным положительным изменением, которое при умеренных углах атаки ведет к снижению потерь.



1 — решётки с высокой конфузорностью, 2 — большинство решёток, 3 — решётки с малой конфузорностью Виссима 7. Общий использование с вологи с вологи.

Рисунок 7. Общий характер зависимостей потерь от угла атаки

Большинство турбинных решеток имеет диапазон отрицательных углов атаки, в котором потери равны нулю или сначала снижаются, достигая отрицательного минимума, а затем начинают расти. Ширина этого диапазона увеличивается, а рост потерь уменьшается с повышением конфузорности решетки. Как правило, отрицательные величины потерь $\Delta \zeta$ достигаются в решетках, в которых при $\Delta \beta_1 = 0$ имеется пик скорости на спинке вблизи кромки. Если при $\Delta \beta_1 = 0$ решетка с пониженной конфузорностью и высокой местной диффузорностью канала имеет на корыте высокий пик скорости вблизи кромки, то отрицательный угол атаки сразу дает увеличение профильных потерь.

Указанные особенности решеток затрудняют получение надежной аналитической зависимости для расчета потерь от угла атаки. Для ее получения необходима методика, в которой для каждого вида зависимости $\Delta \zeta(\Delta \beta_1)$ будут, прежде всего, выделены группы решеток и в каждой определены общие значения их основных геометрических параметров. Затем расчет величин потерь в заданной решетке будет выполнен с учетом характеристик наиболее близких к ней решеток из подходящей группы. При разработке такой методики должны быть использованы не только обширные экспериментальные данные, но и возможности вычислительной техники.

Наконец, выявленные из экспериментов сведения могут пригодиться и при проектировании, когда выбирается геометрия и обтекание решетки с целью получить ее эффективность, наилучшим образом отвечающую заданным условиям работы турбины.

Список литературы:

1. Емин О.Н., Лысенко Г.Н. Исследование течений и потерь в плоских турбинных решетках при больших отрицательных углах атаки. Теплоэнергетика, 1971. № 1, С. 73-75.

2. Гукасова Е.А., Жуковский М.И., Завадовский А.М. и др. Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов паровых и газовых турбин. М.-Л.: ГЭИ. 1960. 331

3. Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. М.: Машиностроение. 1965. 96 с.

4. Венедиктов В.Д., Грановский А.В., Карелин А.Н, и др. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин. М.: ЦИАМ. 1990. 395 с.

5. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М.: Наука. 1976. 888 с.

ВЛИЯНИЕ УГЛА АТАКИ НА ПОТЕРИ В ПРОФИЛЬНЫХ РЕШЕТКАХ ТУРБИНЫ

Б.И. Мамаев, С.А. Полубояринова, А.В. Стародумов

ОКБ им. А. Люльки – филиал ПАО «ОДК-УМПО», г. Москва, Россия andrey.starodumov@okb.umpo.ru

Аннотация. Результаты расчетов турбины на различных режимах необходимы не только для анализа характеристики самой турбины, но и для лучшего согласования узлов ГТУ в работе. Надежность этих результатов зависит от точности определения потерь в решетках при разных значениях угла атаки и скорости на выходе. На практике для оценки потерь от угла атаки используются эмпирические формулы. Анализ этих формул позволил выделить определяющие геометрические и режимные параметры решетки, оказывающие наибольшее влияние на потери: конструктивный угол входа, толщина входной кромки профиля, толщина профиля, относительный шаг, угол атаки и скорость выхода потока. Получить надежное аналитическое выражение для потерь, учитывающее влияние всех этих параметров, нереально. Поэтому выбран путь, заключающийся в разработке компьютерной программы, использующей многочисленные экспериментальные результаты и находящей уравнение для расчета потерь в группе решеток, близких к заданной решетке по геометрии. Согласно этому был сформирован банк данных по значениям потерь в большом числе до- и трансзвуковых решеток, экспериментально исследованных при разных углах атаки и скоростях выхода потока. Анализ показал, что все решетки четко делятся на три большие группы по характеру протекания потерь по углу атаки. Определены для решеток каждой группы диапазоны изменения углов входа и выхода, толщин профиля и его входной кромки. Набор этих параметров определяет вид аппроксимирующего полинома для каждой заданной решетки. Чтобы отразить влияние шага и скорости выхода и найти само расчетное уравнение, выделяются из группы решетки с наименьшими отклонениями геометрических параметров от заданных значений и по методу наименьших квадратов вычисляются неизвестные коэффициенты полиномов. Расчеты по созданной программе дают меньшие отклонения от экспериментов, чем широко известные формулы.

Результаты газодинамических расчетов турбины на различных режимах работы с углами атаки на входе в решетки $\Delta\beta_1 = \beta_{1\kappa} - \beta_1$, где $\beta_{1\kappa}$ - конструктивный угол входа, β_1 - угол входа потока, необходимы не только для анализа самой турбины, но и лучшего согласования узлов ГТУ в работе и решения задач ее регулирования. Надежность этих результатов определяется точностью определения потерь в решетках при разных значениях угла атаки $\Delta\beta_1$. Углы атаки могут быть большими по величине, особенно в последних ступенях многоступенчатых турбин. Например, в энергетической установке ГТУ-31СТЭ по расчету на номинальном режиме значения углов атаки в 5-й ступени силовой турбины составляют ~ 4° в сопловом аппарате и ~ 1° в рабочем колесе, а на режиме холостого хода эти углы уменьшаются соответственно до -90° и -83° .

На практике для оценки потерь от угла атаки $\Delta \zeta = \zeta - \zeta_0$, где $\zeta - коэффициент потерь при <math>\Delta \beta_1 \neq 0$, $\zeta_0 - коэффициент потерь при расчетном натекании, когда <math>\beta_1 = \beta_{1\kappa}$, используются различные полуэмпирические и эмпирические формулы, обобщающие экспериментальные данные по потерям в профильных решетках (например, [1-3]). Если из таких формул выделить определяющие по влиянию геометрические и режимные параметры решетки, то можно записать:

 $\Delta \zeta \approx f(\bar{t}, \bar{d}_1, \bar{c}, \lambda_2, \Delta \beta_1, \beta_{1\kappa}, \beta_{23\phi}),$

где t – шаг решетки, $\bar{t} = t/b$, b – хорда; d₁ – толщина входной кромки профиля, $\bar{d}_1 = d_1/b$; c – толщина профиля, $\bar{c} = c/b$; λ_2 – приведенная изоэнтропическая скорость выхода потока, $\beta_{23\phi} - 3\phi\phi$ ективный угол выхода, $\beta_{23\phi} = \arcsin a_2/t$, a_2 – горло канала решетки.

Получить надежное выражение для потерь от угла атаки, обобщающее зависимости значений $\Delta \zeta$ многих решеток и учитывающее все определяющие параметры, нереально. Именно поэтому авторы, аппроксимируя результаты экспериментов, вводят разного рода упрощения. При этом чаще всего ограничиваются учетом влияния только углов $\Delta \beta_1$, $\beta_{1\kappa}$ и $\beta_{2э\varphi}$. В работе [3] добавляются к ним величины \bar{d}_1 и \bar{t} , и только в формулу из [2] входит еще скорость λ_2 . Полученные формулы дают результаты, существенно различающиеся между собой и сильно отличающиеся от экспериментальных. Следует отметить, что в соответствии с указанными формулами (за исключением формулы из [1]) при отрицательных углах $\Delta \beta_1$ потери $\Delta \zeta > 0$ и непрерывно увеличиваются, когда угол атаки растет (по модулю). Вместе с тем, для большинства решеток эксперименты показывают немонотонный характер зависимости $\Delta \zeta(\Delta \beta_1)$ при $\Delta \beta_1 < 0$.

Понятно, что уточнение величины Δζ по-прежнему является актуальной задачей улучшения методики газодинамического расчета турбины.

Для решения этой задачи было решено сформировать банк экспериментальных данных по величинам $\Delta \zeta$, используя достаточно обширный материал, имеющийся в трудах ЦКТИ [4], атласах МЭИ и ЦИАМ [5, 6], а также в результатах продувок, проведенных в ЦАГИ, МВТУ и ряде авиационных ОКБ. Рассматривались в основном аэродинамически совершенные решетки. Всего в банке собрано более 140 решеток, каждая из которых была продута при нескольких значениях $\Delta \beta_1$ и λ_2 . В итоге нашлось 2186 экспериментальных значений $\Delta \zeta$. Диапазоны изменения параметров решеток: $\beta_{1\kappa} = 18.9-160^\circ$, $\beta_{2э\varphi} = 12.5-44^\circ$, $\bar{t} = 0.39 - 1.05$, $\bar{c} = 0.038 - 0.46$, $\bar{d}_1 = 0.01 - 0.19$, $\Delta \beta_1 = (-59) - 54^\circ$, $\lambda_2 = 0.2 - 1.5$.

Анализ данных банка показал, что скорость выхода λ_2 влияет на потери $\Delta\zeta$ во всех исследованных решетках (например, рис. 1). Влияние этой скорости на значение ζ_0 принято учитывать, но обычно не принимается во внимание при оценке $\Delta\zeta$ [1, 3, 4]. Влияние скорости выхода на потери от угла атаки объясняется тем, что в конфузорной решетке с ростом λ_2 снижаются относительные скорости обтекания λ/λ_2 во входной части канала и ее влияние на профильные потери уменьшается, по этой причине и ослабляется влияние угла атаки, проявляющееся в изменении течения в этой входной части решетки.



Рисунок 1. Результаты эксперимента для решетки № 67 (β 1к = 66°, β 2эф = 42.7°, $\bar{c} = 0.11, \ \bar{d}_1 = 0.06, \ \bar{t} = 0.71$) [6]

Оценивая малочисленные попытки получить аналитическую зависимость для оценки $\Delta \zeta$, учитывающую влияние большинства определяющих параметров (например, [2, 3]), решено применить метод обобщения, включающий помимо математического аппарата средства вычислительной техники. Как показала практика [7], именно такой путь целесообразно использовать при обобщении результатов, полученных в экспериментах разными авторами при

многочисленных определяющих факторах и в широких диапазонах их изменения. Принципиально важное обстоятельство: следовало найти не одно обобщающее уравнение для оценки потерь, а разработать компьютерную программу расчета потерь в заданной решетке, опирающуюся на банк собранных данных и находящую уравнения для расчета значений $\Delta \zeta$ по потерям в определенной группе решеток.

Очевидно, применение такого подхода облегчается, если возможно выполнить априорную оценку характера аппроксимирующего уравнения для $\Delta \zeta$ как функции ряда параметров решетки. Влияние остальных определяющих параметров должно быть учтено при выборе нескольких решеток, имеющих небольшие отличия этих параметров от параметров заданной решетки. Таким образом, все решетки, имеющиеся в банке, предстояло разделить на несколько групп по характеру зависимости $\Delta \zeta(\Delta \beta_1)$ и установить отличительные особенности решеток по определяющим параметрам в каждой группе.

Анализ показал, что все решетки делятся на три группы по однородному типу зависимости $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$: 1) при положительных и отрицательных углах атаки $\Delta\zeta > 0$ и потери непрерывно увеличиваются с ростом угла атаки; 2) при $\Delta\beta_1 > 0$ величина $\Delta\zeta > 0$ и увеличивается с ростом $\Delta\beta_1$, а при $\Delta\beta_1 < 0$ с ростом угла атаки потери сначала уменьшаются, достигая минимума при $\Delta\zeta < 0$, и далее растут, попадая в область $\Delta\zeta > 0$ при больших углах атаки [1, 5, 6]; 3) при положительных и отрицательных значениях $\Delta\beta_1$ существуют некоторые диапазоны угла от нуля до значения $\Delta\beta_{10}$, в которых потери $\Delta\zeta = 0$, а за границами этих диапазонов с ростом угла атаки потери увеличиваются (рис. 2).

Очевидно, получение $\Delta \zeta < 0$ в решетках группы 2 – результат уменьшения газодинамической нагрузки на профиль при увеличении общей конфузорности течения и снижения скоростей на спинке вблизи входной кромки. Это происходит в том диапазоне отрицательных углов атаки, при которых улучшения течения на спинке превалируют над ухудшениями со стороны корыта в виде растущего пика скорости вблизи кромки и последующего торможения потока [1, 6].



Рисунок 2. Типы зависимостей $\Delta \zeta(\Delta \beta 1)$ в группах решеток 1, 2, 3

Из экспериментов следует, что с ростом λ_2 в решетках группы 2 уменьшается величина минимальных потерь и диапазон углов $\Delta\beta_1$, в котором $\Delta\zeta < 0$, а в решетках группы 3 сужаются диапазоны углов атаки, в которых $\Delta\zeta = 0$. Эти диапазоны сужаются и с ростом конфузорности решетки $k = \sin \beta_{1\kappa} / \sin \beta_{23\phi}$.

Ясно, что распространенные на практике формулы для оценки значения $\Delta \zeta$ ([1–3] и др.) не отражают многообразия реальных зависимостей потерь $\Delta \zeta (\Delta \beta_1)$. Поэтому их использование может приводить к ошибочным результатам.

Работа по разделению всех решеток в банке на три группы по характеру зависимости $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$ и определению особенностей геометрических параметров решеток, общих для каждой группы дала следующие результаты. Решетки группы 1 – решетки любой конфузорности из профилей с относительной толщиной $\bar{c} \leq 0.11$, толщиной передней кромки $\bar{d}_1 \leq 0.071$ и $\beta_{1\kappa} \leq 110^\circ$. Чаще всего это периферийные сечения неохлаждаемых рабочих лопаток. Решетки

группы 2 – самая многочисленная часть банка из различных сопловых и рабочих решеток с конфузорностью k < 2.7, $\bar{c} > 0.11$. Группа 3 – высококонфузорные решетки с $k \ge 2.7$ и $\bar{c} > 0.11$. Как правило, это сопловые решетки первых ступеней турбин с $\beta_{1k} \approx 90^{\circ}$.

При разработке программы расчета рассмотрение всех графиков экспериментальных зависимостей $\Delta \zeta(\Delta \beta_1)$ сделало возможным назначить типы аппроксимирующих функций, единые для всех трех описанных групп решеток – полином 2-й степени в случае $\Delta \beta_1 \ge 0$ и 3-й степени для $\Delta \beta_1 \le 0$.

Таким образом, в программе расчета характер зависимости $\Delta \zeta(\Delta \beta_1)$ в каждой заданной решетке определяют величины \bar{c} , \bar{d}_1 , $\beta_{1\kappa}$ и $\beta_{23\phi}$. Чтобы отразить дополнительное влияние относительного шага \bar{t} и скорости λ_2 и найти саму расчетную зависимость для потерь $\Delta \zeta$, выделяются узкие диапазоны отклонения каждого параметра от заданного значения, начиная с $\pm 2.5\%$. Находятся соответствующие этому условию решетки из банка и по методу наименьших квадратов вычисляются неизвестные коэффициенты полиномов.

Пример расчетов по программе показан на рис. 3. Из него видно, что отклонения результатов этих расчетов $\Delta\zeta$ от экспериментов гораздо меньше, чем расчетов по формулам [1–3]. Следует заметить, что приведенные в [7] рекомендации по выбору оптимального конструктивного угла входа в проектируемой решетке получены с использованием для оценки $\Delta\zeta$ зависимости из [1], которая не учитывает влияния \bar{t} и λ_2 . Поскольку установлено, что при $\Delta\beta_1 > 0$ уменьшение шага приводит к снижению потерь $\Delta\zeta$, увеличение густоты решетки может вести к увеличению оптимального значения угла $\beta_{1\kappa}$. Разработанная программа поможет уточнить выбор оптимального конструктивного угла.



l -эксперимент [6]; расчет: 2 – по [1], 3 – [2], 4 – [3], 5 – по программе Рисунок 3. Зависимость $\Delta \zeta(\Delta \beta_1)$ для решетки с $\beta_{1\kappa} = 50^\circ$, $\beta_{23\varphi} = 30^\circ$, $\overline{c} = 0.17$, $\overline{d}_1 = 0.1$, $\overline{t} = 0.75$ при $\lambda_2 = 0.6$ (*a*) и 0.9 (*б*)

Заключение. Анализ показал, что внедрение разработанной программы в имеющиеся комплексы *ID* и *2D* газодинамических расчетов турбины не доставляет больших затруднений. Можно отметить еще одно достоинство выполненной работы: пополнение банка данных результатами новых экспериментов улучшает методику и повышает надежность расчета потерь. Наконец, программа может быть использована в целенаправленном поиске рекомендаций по выбору значения оптимального конструктивного угла входа в решетках для повышения КПД проектируемых турбин.

Список литературы:

1. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. – М.: ГИФМЛ, 1962 – 512 с.

2. Максутова М.К., Вавилов Г.А. Влияние угла входа потока на профильные потери турбинной решетки // Казань. Труды КАИ, 1973. С. 33–40. 3. Moustapha S.H., Kasker S.C., Tremlay B. An improved incidence losses prediction for turbine airfoils // Journal of turbomachinery. 1990. Ps. 267–276.

4. Гукасова Е.А., Жуковский М.И., Завадовский А.М. и др. Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов паровых и газовых турбин. – М.-Л.: ГЭИ. 1960–340 с.

Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. – М.: Машиностроение, 1965–96 с.

5. Венедиктов В.Д., Грановский А.В., Карелин А.М. и др. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин. – М.: ЦИАМ, 1990–393 с.

6. Аронов Б.М., Жуковский М.И., Журавлев В.А. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1975–192 с.

ОПТИМИЗАЦИЯ ВЫХЛОПНОГО ДИФФУЗОРА ГТУ С УЧЕТОМ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ ПРОИЗВОДСТВА

Д.В. Лебедев, А.А. Киляшов

АО «РЭП Холдинг», Санкт-Петербург, Россия *a.kilyashov@reph.ru*

Аннотация. В работе проведены оптимизация и сравнительный анализ газодинамических, прочностных и вибрационных характеристик выхлопного диффузора ГТУ MS5002E производства АО «НЗЛ». Оригинальная конструкция выхлопного его включает в себя кольцевые направляющие лопатки. В результате работы спроектирован новый безлопаточный выхлопной диффузор. Расчет его был выполнен методом численного моделирования в программном комплексе Ansys. По итогам было установлено, что новая безлопаточная конструкция выхлопного диффузора обладает улучшенными газодинамическими характеристиками чем оригинальная: значение расчетного коэффициента восстановления полного давления в проточной части выхлопной системы увеличилось на 1,98%. По результатам расчета термопрочности конструкций не было выявлено зон с напряжениями выше пределе текучести на номинальном режиме работы ГТУ. Результаты анализа собственных частот конструкции показали, что вибрационные характеристики нового диффузора находятся в допустимых пределах. По итогу выполненых расчетных работ оптимизации конструкции выхлопного диффузора установлено, что новая безлопаточная конструкция работы ГТУ. Результаты анализа собственных частот конструкции показали, что вибрационные характеристики нового диффузора находятся в допустимых пределах. По итогу выполненых расчетных работ оптимизации конструкции выхлопного диффузора установлено, что новая безлопаточная конструкция является более технологичной, соответствует предъявляемым нормам и требованиям, что позволяет внедрить ее в производство.

Введение. В стационарном турбомашиностроении уделяется особое внимание системам выхлопа газотурбинных установок (ГТУ). Такая система, как правило, состоит из выхлопного диффузора и патрубков. Выхлопной диффузор предназначен для преобразования кинетической энергии потока в потенциальную с максимально возможной эффективностью. Установлено, что при наличии выхлопного диффузора увеличивается КПД ГТУ, поскольку возрастает теплоперепад на турбине, обеспечивая дополнительную мощность и снижаются затраты энергии на привод компрессора [1].

Выхлопная система серийной ГТУ MS5002E производства АО «Невский завод» (рис.1) включает в себя диффузор 1 и выходной патрубок 2 (шахта).

Ключевой особенностью ее конструкции является наличие кольцевых направляющих лопаток *3* в диффузоре, служащих для минимизации отрывных явлений в канале диффузора и плавного поворота потока на 90°. Конструкция диффузора также предусматривает наличие продольных ребер жесткости *4*, расположенных радиально по выходному сечению диффузора, связывающих наружную обечайку и обтекатель. Изготовление поворотных частей диффузора и кольцевых направляющих лопаток является дорогостоящей и трудоемкой технологической операцией. Поэтому остро стоит потребность в замене этой конструкции диффузора на более технологичную, которую возможно изготавливать на производственной площадке НЗЛ с учетом возможностей предприятия.

Разработан новый вариант безлопаточной конструкции с исключением в ее составе штампованных элементов. Проточная часть безлопаточного диффузора представлена на рис.2. Для увеличения жесткости конструкции к наружной обечайке диффузора приварена вальцованная труба.

Чтобы не снижалась эффективность ГТУ, новый диффузор должен соответствовать ряду требований. Аэродинамические характеристики безлопаточного диффузора не должны быть хуже, чем у исходной конструкции с лопатками на номинальном режиме работы ГТУ. Диффузор должен обладать запасом прочности, а также иметь удовлетворительную вибрационную стойкость Самым главным и основным требованием является сохранение всех элементов конструкции выхлопной системы ГТУ без каких-либо изменений, за исключением части

диффузора, где расположены кольцевые лопатки. Таким образом целью является разработка нового варианта конструкции выхлопного диффузора, соответствующей этим требованиям без использования дорогостоящих штампованных элементов.



1 – диффузор, 2 – патрубок, 3 – кольцевые направляющие лопатки, 4 – ребра Рисунок 1. Эскиз проточной части оригинального выхлопного диффузора



Рисунок 2. САД модель нового варианта конструкции выхлопного дифузора

Методы и материалы. Анализ конструкций диффузора выполнялся методом численного моделирования в пакете программ Ansys Workbench 2021. В процессе анализа изучались газодинамические характеристики диффузора, термо-напряженное состояние, а также был выполнен расчет собственных частот исходной лопаточной и проектируемой безлопаточной конструкций.

Газодинамический расчет выполнен методом конечно-элементного моделирования в программном пакете Ansys Fluent. Граничными условиями для расчета на входе в расчетную область являлись профили полного давления, полной температуры, параметров турбулентности потока, а также профили скорости, учитывающие остаточную закрутку рабочего тела на выходе из лопаточного аппарата силовой турбины (СТ) ГТД.

По результатам расчетов газодинамики были получены распределения температуры потока и коэффициентов теплоотдачи на обтекаемых рабочим телом стенках выхлопного диффузора. Эти результаты использованы для последующего расчета и анализа теплового состояния и термо-напряженного состояния конструкции. Также представлены результаты анализа собственных частот конструкции выполненного методом конечно-элементного моделирования. На основании полученных результатов выполнялся сравнительный анализ вибрационных характеристик исходной и проектируемой конструкций диффузора.

Материал, из которого изготовлен исходный диффузор – AISI 316L. Новый – нержавеющая сталь 12X10H18T.

Результаты. Для оценки газодинамической эффективности выхлопных патрубков и диффузоров используются определенные характеристики: коэффициент полных потерь ζп; коэффициент восстановления давления ξ, определяющий степень преобразования кинетической энергии в дополнительный теплоперепад; коэффициент внутренних потерь ζ.; КПД η, определяемый отношением как отношение действительного восстановления давления к теоретически возможному. В табл.1 приведены результаты расчетов, перечисленных выше параметров и их сравнение.

	Диффузор с	Диффузор С	Прирост, %
	лопатками	оез лопаток	
Коэффициент восста- новления давления ξ	0,53	0,57	6,74%
Коэффициент восста- новления полного дав- ления <i>٤</i> *	0,92	0,94	1,98%
КПДη	0,58	0,68	16,42%
Коэффициент полных потерь ζ _п	0,49	0,46	-24,27%
Коэффициент внутрен- них потерь ζ	0,46	0,35	-6,50%

Таблица 1. Сравнительная таблица газодинамических характеристик диффузоров

В результате расчетов теплового состояния и термопрочности особых проблем на стационарном режиме работы ГТУ выявлено не было. Вибрационные характеристики конструкции удовлетворяют предъявляемым нормам и требованиям.

Заключение. В результате проведенных проектных работ, был выполнен анализ исходной лопаточной конструкции выхлопного диффузора ГТУ MS5002E и спроектирована новая безлопаточная его конструкция. Проанализированы их газодинамические, прочностные и вибрационные характеристики. По итогу расчетных работ можно сделать вывод о том, что новая безлопаточная конструкция диффузора более технологична и газодинамически современна, в частности в ней удалось снизить коэффициент полных потерь в диффузоре на 16,42%.

Полученные результаты свидетельствуют о перспективности внедрения новой безлопаточной конструкции выхлопного диффузора в производство ГТУ MS5002E на площадке Невского завода, а также снижения стоимости её производства.

Список литературы:

1. Мигай В.К., Гудков Э.И. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин. –Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1981. – 272с.

2. Дейч, Михаил Ефимович. Исследования и расчеты ступеней осевых турбин [Текст] / М. Е. Дейч, Б. М. Трояновский. - Москва : Машиностроение, 1964. - 628 с., 1 л. черт. : ил.; 22 см.

ОПТИМАЛЬНАЯ ЗАКРУТКА ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ СТАЦИОНАРНОЙ ТУРБИНЫ С ОСЕВЫМ ДИФФУЗОРОМ

Л.О. Вокин¹, Е.Ю. Семакина¹, В.А. Черников¹

¹Санкт-Петербургский Политехнический Университет Петра Великого, г. Санкт-Петербург, Россия

<u>leonidvokin@mail.ru</u>

Аннотация. Приводится обоснование необходимости специального профилирования лопаточного аппарата последней ступени ГТУ в связи с тем, что качество генерируемого ею выходного потока во многом определяет эффективность работы последующего диффузора. Излагается специальная методика экспериментального исследования затронутой проблемы при помощи физического моделирования системы «последняя ступень – выходной диффузор» и приводится конструкция опытного стенда ЭТ4 СПбПУ. Физические исследования сочетаются с численным моделированием потока в указанной системе. Приводятся полученные результаты исследований, анализ которых показал необходимость специального профилирования лопаточного аппарата последней ступени турбины в сочетании с выходным диффузором для повышения эффективности их совместной работы.

Введение. Отличие турбинных диффузоров состоит в специфике входящего в него потока [1]. Равномерный поток на входе диффузора не даёт возможности оценить новые пути разработки конструкций, которые были бы оптимальны с учётом наличия последней ступени: потоки слишком различны.

Физический эксперимент [2,3] показал, что последняя ступень в значительной мере определяет структуру течения в выходном диффузоре за ней. Следовательно, всю систему «ступень – диффузор» необходимо рассматривать только совместно, как единый объект исследования [4].

Обычно по конструктивным соображениям турбинные диффузоры стационарных газовых турбин с цилиндрическим корневым обводом, а увеличение площади «живого» сечения обеспечивается ростом периферийного диаметра внешнего обвода. Так как внутренний обвод представляет собой выпуклую поверхность по отношению к внешнему потоку, течение рабочей среды здесь неустойчиво в области пограничного слоя и склонно к отрыву даже при осевом потоке. При этом диффузор почти не тормозит поток. Таким свойством обладает закрутка с $\alpha_1 = const$ и $c_{1u}r^{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} = const$.

Специальная закон «обратной» закрутки лопаточного аппарата последней ступени обеспечивает положительный градиент статического давления $\partial p_2 / \partial r_2 > 0$ и безотрывное течение в корневой области. Стоит отметить, что выбранный тип закрутки, описываемый уравнением $r^n tg \alpha_1 = const$ вдоль радиуса, при осевом выходе потока может оказаться оптимальным лишь для конкретного блока «ступень – диффузор».

На распределение параметров в радиальном направлении во многом влияет закон закрутки, выбранный при профилировании ступени. Цель данного исследования – сравнение работы двух ступеней с различными законами закрутки с выхлопным диффузором, и создание численной модели течения в блоке «ступень – диффузор», валидированной по данным физического эксперимента. В обоих вариантах блоки исследовались на режимах, характеризуемых углом выхода потока из ступени на среднем радиусе с $\alpha_{2cp} = 90^{\circ}$.

Методика физического эксперимента. В этом исследовании численное моделирование и физический эксперимент тесно связаны между собой. При планировании эксперимента на основе расчётов были выбраны интересующие угловые и радиальные координаты точек траверсирования. Полученные в эксперименте граничные условия использовались при повторном численном моделировании. Это обеспечило идентичность условий течения в блоке при физическом и численном моделировании.

Лопаточный аппарат варианта I ступени был спрофилирован по традиционному закону закрутки $c_{1u}r^{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} = const$ вдоль радиуса *r*, где угол потока $\alpha_1 = const$ по радиусу *r*, c_{1u} - окружная составляющая скорости течения за направляющим аппаратом, φ - коэффициент скорости для направляющего аппарата. Для варианта II ступени был выбран закон профилирования $r^n tg \alpha_1 = const$ вдоль радиуса *r*, где n = const (закон «обратной» закрутки).

Твердотельные модели направляющих и рабочих лопаток для двух вариантов модельной ступени представлены на рисунке 1.



Рисунок 1. Направляющие и рабочие лопатки для двух вариантов ступени: *a* - вариант I $c_{1u}r^{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1} = const \ \alpha_1 = const$; *б* - вариант II $r^n tg \alpha_1 = const$

Эксперимент проводился на стенде ЭТ4 [5] лаборатории Турбиностроения СПбПУ. Испытываемые модели – два варианта последней ступени стационарной газовой турбины большой мощности с осевым диффузором. Масштаб моделирования – 1:4.566. Продольный разрез стенда ЭТ4 представлен на рисунке 2, а на рисунке 3 представлена схема измерений.

В процессе моделирования при переходе от натурного к модельному течению соблюдались безразмерные кинематические и динамические критерии подобия. Измерения проводились методом траверсирования 3D потока пятиканальными пневмозондами, оборудованными термосопротивлениями [6]. Изменение окружной координаты точек траверсирования обеспечивалось поворотами направляющего аппарата и втулочного диффузора вокруг оси опытной турбины. Радиальная координата изменялась с помощью автоматизированных координатных устройств, которые так же обеспечивали установку пневмонасадков по потоку, а также измерение радиальной координаты положения пневмонасадка и угла *с* вектора скорости в точке траверсирования. Измерения всеми зондами проводились одновременно.

На обводах проточной части в ряде сечений с помощью дренажей измерялись статические давления на стенках. Отдельно измерялись параметры потока перед ступенью. Для получения интегральных характеристик измерялись частота вращения вала, сила на рычаге гидротормоза и массовый расход воздуха. Отдельно и постоянно во время опытов измерялось барометрическое давление. Все вышеперечисленные величины записывались с заданной частотой с помощью автоматизированной системы сбора и обработки информации, снабжённой специальным программным обеспечением.

LXIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин



1- гидротормоз; 2 – уравнительный бак; 3 – модельная ступень; 4 – кольцевой диффузор; 5 – силовая стойка (5 шт.); 6 – конический диффузор





Рисунок 3. Схема измерений стенда ЭТ4 с моделью блока «ступень – диффузор»

Методика численного эксперимента. Методика численного моделирования потока в системе «ступень – диффузор» теснейшим образом связана с опытными исследованиями. Необходимость такой связи вызвана как требованиями создания достаточно подробной сеточной модели, так и установлением адекватности численной модели потока его реальной структуре. В этих условиях валидирование численной модели выполнялось по локальным характеристикам полей 3D потока, полученным в опытах.

В системе проектирования «SolidWorks» была создана геометрическая модель проточной части модельной ступени и диффузора в масштабе 1:1.

Сетки ступеней и кольцевой части диффузора были созданы в сеточном генераторе Turbogrid. Сетка конической части диффузора создана в модуле Mesh. Все сетки регулярные, структурированные, со сгущением около всех твёрдых поверхностей – толщина первого элемента примерно 0,03 мм.

Каждый межлопаточный канал ступеней состоит примерно из 250000 ячеек, кольцевая часть диффузора – из 130000, коническая часть – 530000. В силу необходимости моделирования шаговой неравномерности, проникающей за рабочее колесо, и обратного влияния рёбер, сетки межлопаточных каналов были размножены таким образом, чтобы круговой сектор колёс покрывал 72 градуса. Итоговое количество ячеек в расчётных моделях – около 8,8 миллионов. Расчетные сетки на поверхностях лопаток ступеней и кольцевого диффузора с силовой стойкой представлены на рисунке 4.



Рисунок 4. Расчётные сетки на поверхностях расчетных областей: *a* - вариант ступени I $c_{1u}r^{\phi^2\cos^2\alpha_1} = const$; *б* – вариант ступени II r^n tg $\alpha_1 = const$; *b* – область кольцевого диффузора

Расчёт проводился в нестационарной постановке, с шагом по времени 0.278 мкс и полным моделируемым временем 2 мс, что соответствует пяти шагам по времени на один шаг решётки направляющего аппарата.

Рабочее тело – идеальный газ, модель теплообмена – сохранение полной энергии с учётом вязкости, модель турбулентности – SST.

В качестве граничных условий во всех вариантах задавались полные давление и температура на входе и статическое давление на выходе, полученные в опыте.

Для домена рабочего колеса задавалась скорость вращения. Между подвижными и неподвижными доменами назначался интерфейс Transient Rotor – Stator, не осредняющий параметры потока при прохождении сквозь него. На соответствующих радиальных поверхностях доменов назначены условия круговой симметрии. Все твёрдые стенки – адиабатические с условием прилипания.

Методика обработки данных физического эксперимента и численного моделирования. Эффективность работы блоков и их составляющих определялась по следующим интегральным газодинамические характеристикам:

-КПД блока по давлению в потоке за диффузором:

$$\eta_{+,\mathcal{I}} = \frac{N}{GH_{0+,\mathcal{I}}} \tag{1};$$

-КПД ступени по полным и по статическим параметрам за рабочим колесом:

$$\eta^* = \frac{N}{GH_0^*}, \ \eta = \frac{N}{GH_0}$$
 (2);

-абсолютный Ср и эффективный Срэ коэффициент восстановления давления в диффузоре:

$$C_{p} = \frac{p_{11_{cp}} - p_{2_{cp}}}{\rho_{2_{cp}} c_{2_{cp}}^{2} / 2}, \ C_{p_{3}} = \frac{C_{p}}{C_{p \ id}}$$
(3);

-относительный прирост КПД блока вследствие применения диффузора:

$$\overline{\Delta\eta}_{+,\mu} = \frac{\eta_{+,\mu} - \eta}{\eta}$$
(4).

Для определения КПД по формулам (1–2) по результатам эксперимента и расчета вычислялись мощность на валу N, создаваемая модельной ступенью, суммарный расход воздуха G через ступень, а также средние значения параметров потока в контрольных измерительных сечениях (см. рис. 3). Мощность на валу N вычислялась по частоте оборотов ротора n и моменту M на валу, который в эксперименте определялся по силе на рычаге гидротормоза M=FL (см. рис. 2), а в расчете – по суммарному моменту на рабочих лопатках.

Изоэнтропийный перепад энтальпии $H_{0+\mathcal{A}}$ в формуле (1) вычислялся по полным параметрам потока перед ступенью p_0^*, T_0^* и среднему давлению в потоке на выходе из диффузора

$$p_{11_{cp}}: H_0 = \frac{k}{k-1} R T_0^* \left(1 - \left(\frac{p_{11_{cp}}}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right)$$

Изоэнтропийные перепады энтальпии на ступень H_0^* и H_0 вычислялись по полным параметрам потока перед направляющим аппаратом p_0^* , T_0^* и среднему полному $p_{2_{cp}}^*$ и давлению в потоке $p_{2_{cp}}$ за ступенью соответственно:

$$H_0^* = \frac{k}{k-1} R T_0^* \left(1 - \left(\frac{p_{2cp}^*}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)$$
$$H_0 = \frac{k}{k-1} R T_0^* \left(1 - \left(\frac{p_{2cp}}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right).$$

Коэффициент восстановления идеального диффузора *Ср_{id}* определялся по площадям входного и выходного сечений:

$$C_{pid} = 1 - \left(\frac{F_2}{F_{11}}\right)^2$$
 (5)

Значение относительного прироста КПД блока $\overline{\Delta \eta}_{+\mathcal{A}}$ вследствие применения диффузора даёт количественную оценку эффективности диффузора в виде доли прироста мощности ступени. Благодаря тому, что она вычисляется с использованием всего лишь трёх независимых переменных, обеспечивается ее высокая точность. Действительно, подставив в (4) выражения для КПД блока и ступени, получаем:

$$\overline{\Delta \eta}_{+,\mathcal{I}} = \frac{\eta_{+,\mathcal{I}} - \eta}{\eta} = \frac{\left(\frac{p_{11}}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_{11}}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

Результаты физического эксперимента и численного моделирования. По результатам физического и численного экспериментов вычислены интегральные характеристики ступеней, диффузора и блоков «ступень-диффузор» для номинального режима работы установки, приведённые в таблице 1.

Интегральные характеристики блоков «ступень – диффузор» исследованных вариантов показывают явное и существенное преимущество варианта с «обратной» закруткой над вариантом с традиционной закруткой.

LXIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин

1 аолица 1. интегральные характеристики по результатам эксперимента									
	Вариант I		Вариант II						
Интегральная характеристи	эксперимент	расчет	эксперимент	расчет					
КПД блока	$\eta_{+\not\!$	78,8%	79,4%	84,5%	84,1%				
	η*	86,4%	87,5%	88,9%	89,4%				
кид ступени	η	74,1%	75,8%	72,8%	73,4%				
Коэффициент восстановления	Ср	40,6%	45,7%	74,1%	71,0%				
диффузора	Срэ	41,9%	47,1%	76,3%	78,6%				
Относительный прирост КПД блока	$\overline{\Delta\eta}_{+\mathcal{J}}$	5,96%	4,8%	16,0%	16,1%				

~	1	TT							
аопиня	A I.	Интег	пя пьные	vanakte	пистики і	по пез	VПЬТЯТЯМ	экспе	пиментя
потни			paulbilbic	Aupunt	phoimmi	mo p c s	y 0110 1 00 1 00 101	JICHU	J

КПД ступени по статическим параметрам η ожидаемо ниже в варианте с «обратной» закруткой в силу того, что выходной поток из неё не является осевым – как следствие, потеря с выходной скоростью больше. Однако, за счёт почти вдвое большего эффективного коэффициента восстановления давления Срэ и большего КПД по полным параметрам, КПД блока во втором варианте больше на 5,7%, чем в первом. Это напрямую влияет на относительный прирост КПД блока $\Delta \eta_{+\Pi}$, увеличение которого составляет около 10%. Действительно, анализ подробностей течения, представленных на рисунках 5-8 показывает, что во сечении 2-2

на входе в диффузор происходит перестройка потока: при «обратной» закрутке имеет место отрицательный градиент по радиусу полного давления и положительный градиент статического давления в противоположность варианту І. Это предотвращает отрыв потока от втулочной поверхности.



Рисунок 5. Полное и статическое давление в сечении 2-2

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ



Рисунок 6. Углы потока и радиальной составляющей скорости в сечении 2-2

Результаты опытов подкреплены результатами расчётов. Более того, численный результат, демонстрирующий линии тока в диффузоре на рисунке 8, чётко объясняет наличие отрыва во входном сечении в варианте I и его отсутствие в варианте II.

Следует отметить, что ликвидация отрыва на входе в диффузор наряду с центростремительными составляющими, придаваемыми потоку ступенью с «обратной» закруткой, сказываются на всём протяжении диффузора: это способствует уменьшению объёма циркуляционной зоны за втулкой, улучшается течение в конической части диффузора. Кроме того, улучшается обтекание силовых стоек подшипника.

Отрывные явления в варианте I повлияли на распределение параметров по высоте канала (см. рис. 5,6): заметно расхождение расчета с экспериментом по статическому давлению и радиальной составляющей скорости. В свою очередь, вариант II, как вариант с более плавным течением, моделируется гораздо точнее.

На рисунке 7 видно, что течение за ступенью в варианте II имеет заметно меньшую окружную неравномерность, вызываемую силовой стойкой. Это объясняется тем, что основная часть потока идёт через прикорневую область – в этой области поток идёт с малым углом атаки относительно стойки, и именно он вызывает обратное влияние. Эпюра давления за втулочным диффузором сильно различается между двумя вариантами, так как в варианте I почти весь поток движется вдоль периферийного обвода, в варианте II – относительно равномерно с бо́льшим массовым расходом у оси турбины.
LXIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин



Рисунок 7. Эпюры статического давления в диффузоре блока «ступень – диффузор»: *а* - традиционная закрутка, *б* - «обратная» закрутка



Рисунок 8 – Линии тока в выходном диффузоре блока «ступень – диффузор»: *а* - традиционная закрутка, *б* - «обратная» закрутка

Выводы:

1. Эффективным средством повышения аэродинамических качеств выходных диффузоров стационарных турбин является применение специально спрофилированных турбинных ступеней перед диффузором.

2. Для турбинных диффузоров с цилиндрической корневой втулкой оптимальной является «обратная» закрутка потока: $r^n tg\alpha_1 = const$ вдоль радиуса лопаточного аппарата последней ступени, который обеспечивает безотрывное течение в диффузоре.

3. Аэродинамические исследования выходных диффузоров турбин необходимо выполнять только в едином блоке «последняя ступень – диффузор».

Список литературы:

1. M. Kuschel, B. Drechsel, D. Kluß, J. R. Seume, Influence of Turbulent Flow Characteristics and Coherent Vortices on the Pressure Recovery of Annular Diffusers: Part A // Experimental Results, ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, June 15–19, 2015, Montreal, Quebec, Canada

2. Черников В.А. Аэродинамические характеристики выходного диффузора стационарной газовой турбины при различных режимах ее работы / В.А. Черников, Е.Ю. Семакина // Энергетические машины и установки. - 2009. - № 2. - С. 42-48.

3. Адамсон Д.А., Галаев С.А., Кириллов А.И., Рис В.В. Проектирование выходных патрубков мощных паровых турбин на основе вариантных расчётов трёхмерного течения // Проблемы машиностроения – 2012. - №3-4. – С.37-34

4. Галаев С.А., Кириллов А.И., Рис В.В., Смирнов Е.М. Численное моделирование нестационарного течения в последней ступени и выходном патрубке мощной паровой турбины // Научнотехнические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25, № 4. С. 42–53.

5. Черников В.А., Семакина Е.Ю., Универсальный стенд для экспериментальных исследований аэродинамики выходных и переходных трактов стационарных турбин в блоке с турбинными ступенями: методика и результаты экспериментов // Газотурбинные технологии. 2015. №7. С. 32-37.

6. Черников, В.А. Информационно-измерительная система аэродинамического стенда для исследования потока в проточной части отсека «ступень-диффузор» и некоторые результаты испытаний на модели мощной газовой турбины / В.А. Черников, Е.Ю. Семакина, Т.Ф. Баранова // Энергетические машины. - 2009. -№ 1 (5). - С.24-34.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ВЫХОДНЫХ ТУРБИННЫХ ДИФФУЗОРОВ

В.А. Черников¹, Е.Ю. Семакина¹, М.Г. Черкасова², Н.О.Симин², Н.И. Фокин²

¹ФГАОУ ВО Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия ² А.О. «Ситергосо исслите Петербите Рессия

²AO «Силовые машины», Санкт-Петербург, Россия <u>g.semakinalena@gmail.com</u>

Аннотация. Тепловые процессы в турбинах протекают при высоких скоростях рабочей среды. Отвод ее из турбины осуществляется при значительно меньших скоростях. Их снижение на входе из последней ступени турбины осуществляется в диффузорах. Возникающие при этом потери должны быть минимальны. Последняя ступень турбины и выходной диффузор образуют единую систему. Заметное влияние ее на эффективность оказывает профилирование собственно ступени и периферийного обвода начального участка диффузора, учитывающее влияние силовых стоек и протечки рабочего тела через радиальный зазор над рабочим колесом.

Представлены результаты экспериментально-расчетного исследования влияния параметров системы «последняя ступень турбины – выходной диффузор» на эффективность ее работы. Показано, что «обратная» закрутка лопаточного аппарата последней ступени, за которой установлен диффузор с цилиндрической втулкой, обеспечивает безотрывное течение в диффузоре в пределах 75÷115% от номинальной нагрузки. Для входного участка диффузора определены оптимальный угол раскрытия периферийного обвода и его осевая протяженность. Установлено наличие оптимального радиального зазора над рабочим колесом последней ступени, обеспечивающего максимальную эффективность системы «ступень-диффузор».

Введение. Отличие затурбинных диффузоров от всех остальных состоит в специфическом влиянии входящего потока, который генерируется последней ступенью турбины. Эмпирические методы проектирования диффузоров были разработаны еще в 1939 году [1] и их совершенствование продолжается до сих пор [2]. Поскольку эти методы основаны на экспериментах при равномерном подводе потока, для реальных потоков разработаны дополнительные поправки [3]. Сделан вывод о том, что для эффективной конструкции диффузора турбомашины требуется комбинированная методология проектирования, которая учитывает предшествующую диффузору ступень турбины и определяет поле скоростей, индуцированное вихрями и протечки над РЛ в качестве механизма стабилизации.

Особую роль в достижении наибольшей эффективности выходного диффузора играет закон закрутки последней ступени турбины. В.А. Черников и Е.Ю. Семакина (2013) [15] с помощью физического эксперимента и численного моделирования показали, что для последней ступени турбины, за которой установлен выходной диффузор с цилиндрической втулкой, оптимальной является так называемая «обратная» закрутка. Последняя ступень, спроектированная в соответствии с этим законом, обеспечивает благоприятную структуру входящего в диффузор потока.

Методика исследования. Работа проводилась экспериментально-расчетным методом. Исследовалось влияние геометрических параметров системы «С–Д» на эффективность ее работы. В качестве показателей эффективности использовались следующие интегральные характеристики:

- КПД ступени по полным и по статическим параметрам η^{*}, η;
- КПД системы «С–Д» $\eta_{+\mathcal{I}}$;
- коэффициент восстановления давления $Cp = (p_{sux} p_{sx})/(\rho_{sx}c_{sx}^2/2)$ в диффузоре;

- коэффициент потерь полного давления в диффузоре $\zeta = \left(p_{ex}^* p_{ebix}^* \right) / \left(\rho_{ex} c_{ex}^2 / 2 \right);$
- относительный прирост КПД системы «С–Д» $\overline{\Delta \eta}_{+\mathcal{I}} = (\eta_{+\mathcal{I}} \eta)/\eta$.

Экспериментальные исследования проводились в лаборатории Турбиностроения СПбПУ на стенде ЭТ4 [9]. Исследовалась модель системы «С–Д», выполненная в масштабе 1:4.566. Схема измерений стенда с установленной модельной системой «С–Д» представлена на рисунке 1. Измерения полей параметров трехмерного пространственного потока выполнялось пневмометрическим методом в пяти контрольных сечениях по длине диффузора. В наиболее ответственном входном сечении диффузора траверсирование потока выполнялось двумя диаметрально расположенными зондами.

Численное моделирование стационарного в среднем турбулентного течения в ступени и диффузоре выполнялось на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Турбулентная вязкость рассчитывается с использованием SST-модели турбулентности Ментера. В расчетах, также как и в экспериментах, в качестве рабочего тела использовался воздух. Дискретизация по пространству и времени осуществлялась со вторым порядком точности. Расчеты выполнены с использованием программного пакета ANSYS CFX R19.2.

Численная модель течения в системе «С-Д», включающая 5 доменов (см. рис. 2), представлена на рисунке 3. Граничные условия – полное давление p_0^* и температура T_0^* на входе в ступень и среднее давление *p* в потоке на выходе – взяты из экспериментов для соответствующих режимов нагрузки. Модель валидировалась по структуре потока, полученной по результатам траверсирования в контрольных сечениях, в диапазоне $75 \div 115\%$ от номинальной нагрузки ГТУ. На рисунке 4 представлены экспериментальные и расчетные распределения параметров потока во входном сечении диффузора. Как видно из представленных графиков, расчетные кривые во входном сечении, в значительной мере определяющем течение

в выходном тракте, практически совпадают с результатами экспериментов. Такая же степень совпадения расчета с экспериментом наблюдалась и в остальных контрольных сечениях. На основании полученных результатов можно сделать вывод, что в пределах изменения нагрузки 75÷115% от номинала используемая CFD модель адекватно отражает газодинами-ку исследуемой системы «С-Д».



1 – расходомерное сопло; 2 – гидротормоз; 3 – счетчик оборотов; 4 – датчик силы; 5 – подводящий тракт; 6 – модельная ступень; 7 – силовая стойка (5 шт.); 8 – пятиканальные пневмометрические зонды

Рисунок 1. Схема измерений стенда ЭТ4 с модельной системой «С-Д»



блок I - 10 межлопаточных каналов направляющего аппарата (HA); блок II – 15 межлопаточных каналов рабочего колеса (PK); блок III - кольцевой диффузор с силовыми стойками (сектор 72°); блок IV – конический диффузор (сектор 72°); блок V – дополнительный блок для постановки выходных граничных условий (сектор 72°)

Рисунок 2. Расчетная область системы «С–Д»: блок I - 10 межлопаточных каналов направляющего аппарата (НА);



Рисунок 3. Численная модель течения в системе «С-Д»



Рисунок 4. Распределения параметров потока в контрольном сечении 2-2 за рабочим колесом на входе в диффузор по результатам эксперимента и CFD расчета



Рисунок 5. Варианты конструкции системы «С – Д»:

а – варьирование угла раскрытия периферийного обвода; *б* – варьирование осевой протяженности участка с максимальным углом раскрытия периферийного обвода; *в* – варьирование радиального зазора над РК

Результаты численного моделирования. Численное моделирование для различных вариантов конструкции системы «С-Д» выполнялось для номинального режима нагрузки. Как уже отмечалось, наиболее значимым фактором эффективности системы «С-Д» являются входные граничные условия [9-11], которые генерируются последней ступенью турбины. Поэтому тип закрутки, с которой выполнена последняя ступень, играет определяющую роль. Расчетно-экспериментальные исследования показали, что выходной тракт системы «С-Д» при турбинной ступени с закруткой $\alpha_1 = \text{const}$ создает относительный прирост КПД системы $\overline{\Delta \eta}_{+\mathcal{A}}$ в 2.4 раза меньший, чем со ступенью с «обратной» закруткой. С учетом этого дальнейшие улучшения конструкции выполнялись для системы «С-Д» с обратной закруткой турбиной ступени.

Варианты геометрии выходного диффузора представлены на рисунке 5. Прежде всего, варьировался угол раскрытия периферийного обвода диффузора (рис. 5а): θ =5° на протяжении всего диффузора; переменный угол: на начальном участке θ =14°, затем 9° и 6°; а также вариант с начальным углом раскрытия θ =23°, затем 9° и 6°. На рисунке 6 представлены графики изменения коэффициента восстановления давления *Ср* и коэффициента потерь полного давления ζ по длине диффузора для указанных на рис. 5а вариантов. Здесь же показаны графики изменения *Ср*_i идеального диффузора.



Рисунок 6. Изменение Ср, Срі и ζ по длине диффузора для вариантов с различными углами раскрытия периферийного обвода

Максимальный конечный Cp=77% достигается для углов раскрытия $\theta=14^{\circ}$ и $\theta=23^{\circ}$. Однако, при угле раскрытия $\theta=14^{\circ}$ потери полного давления ζ на 2% меньше, чем при $\theta=23^{\circ}$.

Основной причиной низкой эффективности работы диффузора (Cp<40%) с углом раскрытия $\theta=5^{\circ}$ является слабое восстановление в кольцевом диффузоре, особенно в межстоечном пространстве. Это приводит к большей протяженности циркуляционной зоны за втулкой по сравнению с вариантами $\theta=14^{\circ}$ и $\theta=23^{\circ}$ (см. рис. 7).

Дальнейшая оптимизация выполнялась для варианта с 14° углом раскрытия периферийного обвода. Варьировалась осевая протяженность участка с начальным (максимальным) углом раскрытия (см. рис. 5 б, в, г), которая представлена в легенде графика в относительном виде: $\overline{L_{14^o}} = L_{14^o}/L_{\kappa}$, где L_{14^o} длина участка кольцевого диффузора с углом раскрытия периферийного обвода 14°, мм; L_{κ} - длина кольцевого диффузора, мм.



Рисунок 7. Линии тока для вариантов геометрии с начальными углами раскрытия периферийного обвода θ =5° и θ =23°



Рисунок 8. Изменение Ср по длине диффузора для вариантов с различной осевой протяженностью участка с углом раскрытия периферийного обвода θ =14°

Из графика на рисунке 8 следует, что наибольший *Ср*=81.2% достигается при длине начального угла раскрытия, продолжающимся до межстоечного пространства, где начинается сужение поперечного сечения силовых стоек.

Далее при постоянном первоначальном угле раскрытия и неизменной осевой протяженности этого участка варьировалось значение радиального зазора δ над РК в пределах $\delta = 0.6 \div 1.5$ мм. На рисунке 9 эти зазоры δ представлены в безразмерном виде $\bar{\delta} = \delta/l_{\rm P\Pi} = 0.7 \div 1.8$ %, где δ - значение зазора над РК, мм; l- высота РЛ, мм. Полученные в результате численного эксперимента данные показывают наличие максимумов функции $\bar{\Delta \eta}_{+,\mu} = f(\bar{\delta})$ для всех исследованных вариантов удлинения начального угла раскрытия $\overline{L_{14^o}} = 0.11 \div 0.441$. Итоговый результат вариантных расчетов в двухпараметрическом пространстве $\bar{\Delta \eta}_{+,\mu} = F(\bar{\delta}, \overline{L_{14^o}})$ представлен в виде графиков на рисунке 9.



Рисунок 9.3 Относительный прирост КПД системы «С-Д» $\overline{\Delta \eta}_{+\pi}$ в зависимости:

а - от длины участка с максимальным углом раскрытия периферийного обвода L_{1A^o} ;

$\pmb{\delta}$ - от относительного радиального зазора над РК $\bar{\delta}$

Эффективность системы «С-Д» резко снижается, при изменении закона закрутки последней ступени. Для оптимального варианта конструкции системы «С-Д» было выполнено моделирование потока со ступенью с закруткой по закону α_1 =const. В результате замены ступени $\overline{\Delta \eta}_{+\mathcal{I}}$ снизился более чем на 10%: с 17.3% (система со ступенью с «обратной» закруткой) до 6% (система «С-Д» со ступенью по закону $\alpha_1 = const$). На рисунке 10 представлены линии тока для этих вариантов. Очевидно, что причиной снижения эффективности системы «С-Д» в данном случае является входные граничные условия, генерируемые ступенью с закруткой по закону $\alpha_1 = const$ и приводящие к отрыву от поверхности втулки еще в начале кольцевого диффузора.



Рисунок 10. Линии тока для оптимальной конструкции системы «С-Д»: *а* – ступень с «обратной» закруткой; *б* – ступень с закруткой $\alpha_1 = const$

Выводы

1. Определяющим фактором процесса течения в выходном турбинном диффузоре является качество входного потока, генерируемого последней турбинной ступенью.

2. Безотрывное течение на входном участке кольцевого диффузора обеспечивается только специальной («обратной») закруткой последней ступени.

3. Основное мероприятие по повышению эффективности диффузора – возможно более быстрое снижение кинетической энергии за рабочим колесом, которое достигается за счет увеличения до оптимальных значений углов раскрытия периферийного обвода на начальном участке кольцевой части диффузора.

4. Опыт показывает, что для свободной лопатки (без бандажа) оптимальный односторонний угол составляет 23°, а для рабочей лопатки с бандажом – 14°.

5. Максимальный угол раскрытия периферийного обвода следует продлевать в осевом направлении до межстоечного пространства, с которого начинается сужение профиля силовых стоек.

6. Понижение уровня кинетической энергии при выходе из кольцевого диффузора обеспечивает локализацию вихревой зоны за втулкой и заполнение всего пространства конического диффузора вплоть до выходного сечения.

Список литературы:

1. Bardili, W., Notter, O., Betz, B., and Ibel, G. "Wirkungsgrad von Diffusoren". German. In: Bericht des Flugtechnischen Instituts an der Technischen Hochschule Stuttgart (1939), pp. 691–697.

2. Sovran, G. and Klomp, D. "Experimentally determined Optimum Geometries for Rectilinear Diffusers with Rectangular Conical or Annular Cross-Section". In: Fluid mechanics of internal flow: Proceedings of the symposium on the Fluid Mechanics of Internal Flow, General Motors Research Laboratories, Warren, Michigan (1967).

3. ESDU. Introduction to Design and Performance Data for Diffusers. Data Item Number 76027. London: www.esdu.com, 1990.

4. Vassiliev, V., Irmisch, S., Abdel-Wahab, S., and Granovskiy, A. "Impact of the inflow conditions on the heavy-duty gas turbine exhaust diffuser performance". In: Journal of Turbomachinery 134.4 (2012), p. 041018.

5. Арсеньев Л.В., Ланговой С.М., Первушин А.И., Черников В.А. К вопросу оптимизации выходных диффузоров современных мощных ГТУ. Н.-техн. ведомости С.-Петерб. техн. ун-та. 1996. № 3.

6. Черников В.А. Экспериментальный стенд для газодинамических исследований выходных диффузоров и патрубков турбин / Теплоэнергетика. 2008. №6. С. 49-54.

7. Kluß, D., Stoff, H., and Wiedermann, A. "Effect of Wakes and Secondary Flow on Reattachment of Turbine Exit Annular Diffuser Flow". In: Journal of Turbomachinery 131.4 (2009), pp. 1–12.

8. Sieker, O. and Seume, J. R. "Influence of Rotating Wakes on Separation in Turbine Exhaust Diffusers". In: Journal of Thermal Science 17.1 (2008), pp. 42–49.

9. Зандер М.С. Черников В.А., Исследование аэродинамических характеристик блока "ступень - выходной диффузор" стационарной газовой турбины при различных режимах работы. Санкт-Петербург. Издательство Политехнического университета. 2(123)/2011. с. 61...68.

10. Kuschel, M. and Seume, J. R. "Influence of Unsteady Turbine Flow on the Performance of an Exhaust Diffuser". In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2011. Vol. 2011. GT2011-45673. Vancouver, Canada, 2011.

11. Е. Ю. Семакина, М. С. Зандер, В. А. Черников Экспериментальные и численные исследования структуры 3D-потока в отсеке "турбинная ступень-осевой диффузор" / Научнотехнические ведомости СПбГПУ — СПб., 2013 — № 1 (166) .— С. 197-203— : ил., схемы,

табл., граф. — (Математические методы. Моделирование. Экспериментальные исследования). — ISSN 1994-2354. — Библиогр.: с. 203 (4 назв.).

12. Kuschel, M., Drechsel, B., Kluß, D., and Seume, J. R. "Influence of Turbulent Flow Characteristics and Coherent Vortices on the Pressure Recovery of Annular Diffusers Part A: Experimental Results". In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. GT2015-42476. Montreal, Canada, 2015.

13. Drechsel, B., Muller, C., Herbst, F., and Seume, J. R. "Influence of Turbulent Flow Characteristics and Coherent Vortices on the Pressure Recovery of Annular Diffusers Part B: Scale-Resolving Simulations". In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. GT2015-42477. Montreal, Canada, 2015.

14. Mimic, D., Drechsel, B., and Herbst, F. "Correlation between Pressure Recovery of Highly Loaded Annular Diffusers and Integral Stage Design Parameters". In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. GT2017-63586. Charlotte, USA, 2017.

15. Черников, В.А., Семакина Е.Ю. Экспериментальные исследования выходных устройств турбин. Методология экспериментов и результаты исследований. / В.А.Черников, Е. Ю Семакина - Saarbruecken, LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. – 87 с. ISSN 978-3-659-43096-1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ЗАТУРБИННОМ ДИФФУЗОРЕ НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ГТУ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ МЕТОДОМ

М.Г. Черкасова¹, Е.Ю. Семакина², В.А. Черников²

¹АО «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт», г. Санкт-Петербург, Россия

²Санкт-Петербиргский политехнический университет им. Петра Великого, г. Санкт-Петербург, Россия

Введение. Как правило, при проектировании газотурбинных установок (ГТУ), рассматривается номинальный режим работы. На этом режиме стараются выдержать осевой выход потока из турбины, для уменьшения потерь с выходной скоростью. Осевой вход в диффузор является оптимальным, так как в таком случае отсутствуют углы атаки на обтекателях силовых стоек, которые являются неотъемлемой частью диффузора, где располагается задняя подшипниковая опора ротора турбины. Тем не менее, в ходе эксплуатации ГТУ, установка длительно работает как на номинальном, так и на переменных режимах. Переменные режимы характеризуются значительными углами атаки на обтекателях силовых стоек, что приводит к отрыву потока и значительному увеличению потерь давления в диффузоре [1, 2]. Возникает вопрос в обеспечении удовлетворительного течения в диффузоре на режимах с переменной нагрузкой при сохранении оптимальной работы ГТУ на номинальном режиме.

Большое число ранее проведенных работ было направлено на изучение влияния входного потока на потери давления в диффузоре [3-5]. Показано, что входной поток оказывает наибольшее влияние на работу диффузора, а значит его моделирование является важным аспектом при постановке экспериментального и численного моделирования [6]. Для данной работы была выбрана ступень с обратной закруткой для создания благоприятного входного в диффузор потока в широком диапазоне нагрузки [7].

Постановка и проведение эксперимента. Экспериментальные исследования работы диффузора на режимах частичной нагрузки были проведены на базе стенда ЭТ4 Санкт-Петербургского политехнического университета. Стенд включается в себя последнюю ступень турбины для формирования входного в диффузор потока, диффузор, систему измерения давления потока, включающую в себя как локальные замеры статического давления и давления торможения, так и траверсирование потока в контрольных сечениях вдоль исследуемой проточной части (рисунок. 1). В наиболее ответственном сечении 2 за рабочим колесом (РК) траверсирование выполнялось двумя зондами, расположенными диаметрально противоположно. По результатам осреднения в окружном направлении рассчитаны распределения параметров потока по высоте каналов во всех контрольных сечениях.



Рисунок 1. Эскиз стенда ЭТ-4 с контрольными сечениями

В ходе данной работы, рассматривался вариант конструкции ГТУ с перебросом закомпрессорного воздуха в диффузор на режимах нагрузки менее 50%. На стенде это было реализовано в виде дополнительного подвода воздуха между сечениями 7 и 8. Необходимо было исследовать возможные пульсации потока и их силу, которые могут привести к разрушению конструкции. Для этого в сечении 7 проводились измерения пульсаций давления торможения малоинерционным зондом с пьезорезисторным датчиком давления. Выполнялись регулярные измерения пристеночных давлений вдоль всего тракта, распределения давлений по поверхности силовой стойки в среднем сечении и параметров потока на входе в ступень. Режимные характеристики, такие как барометрическое давление, частота вращения вала, сила на рычаге гидротормоза и массовый расход воздуха, регистрировались в автоматическом режиме с заданным временным интервалом, что обеспечивало необходимую выборку этих величин для оценки случайных неопределенностей.

Всего в работе было рассмотрено 7 режимов работы ГТУ. В таблице 1 приведены мощность ГТУ и угол выхода потока из последней ступени турбины для исследованных режимов.

№ режима	Мощность ГТУ, %	Угол выхода потока						
1	108	100						
2	100	91						
3	77	75						
4	58	60						
5	48	51						
6	45	50						
7	25	40						

Таблица 1. Исследуемые режимы

Для сравнения и оценки эффективности системы «ступень-диффузор» на каждом из режимов использовались следующие параметры:

η, η_{дп} – КПД ступени, посчитанный по параметрам торможения на входе и статическим параметрам на выходе из ступени без и с дополнительным подводом (дп) соответственно.

η^{*}, η^{*}_{дп} – КПД ступени, посчитанный по параметрам торможения на входе и выходе из ступени без и с дополнительным подводом соответственно.

η_{+д}, η_{+д дп} – КПД системы «ступень-диффузор» по параметрам торможения на входе в ступень и статическим параметрам на выходе из диффузора без и с дополнительным поводом соответственно.

 $\overline{\eta_{+\pi}}$ – коэффициент эффективности диффузора, который рассчитывается по формуле:

$$\overline{\eta_{+\mu}} = \frac{\eta_{+\mu} - \eta}{\eta}$$

 C_p – коэффициент восстановления статического давления в диффузоре, определяется как разница статических давлений на входе и выходе из диффузора, отнесенная к динамическому напору на входе в диффузор. Характеризует эффективность работы диффузора.

и/*C*⁰ – характеристическое число, определяющее режим работы системы «ступеньдиффузор».

 $\overline{G_{\text{дп}}}$ – расход дополнительно подведенного воздуха, отнесенный к расходу на выходе из диффузора.

КПД ступени вычислялся согласно ГОСТ 23851. Коэффициент восстановления статического давления определялся по формуле:

$$C_p = \frac{p_{11} - p_2}{P_2^* - p_2},$$

где p_i – статическое давление в *i* сечении; P_2^* - давление торможения в сечении 2 (рисунок 1).

Эксперимент проводился в два запуска стенда. В первый запуск снимались замеры на режимах различной нагрузки ГТУ, но дополнительный воздух не подводился. Затем стенд был доработан и снабжен трубками дополнительного подвода воздуха между сечениями 7 и 8. Второй запуск включал в себя повторение номинального режима работы и выход на режимы с дополнительным подводом.

Результаты исследования. В результате осреднения параметров в сечении 2 получены параметры потока и вычислены интегральные аэродинамические характеристики ступени, диффузора и системы «ступень-диффузор». Результаты для режимов с перебросом воздуха представлены в таблице 2. На рисунках 2 и 3 приведено сравнение параметров стенда при подводе дополнительного воздуха и без него.

Графики, изображенные на рисунках 2 и 3, содержат значения КПД и коэффициента восстановления статического давления для испытаний без подвода дополнительного воздуха (синяя кривая) и с подводом (красная кривая). На графиках над точками нанесены значения угла выхода потока из последней ступени. Видно, что значения на обеих кривых для номинального режима и режима с углом выхода потока 50 градусов очень близки, что говорит о повторяемости эксперимента и его корректности.

«ступспв-диффузор»										
№ pe-	α ₂ ,°	$\overline{G}_{\mu\pi}, \%$	u/C ₀	$C_{p}, \%$	η, %	η*, %	η _{+д} , %	η_{+д} ,%		
жима										
5	51.89	0.00	0.973	41.2	62.7	89.8	71.7	14.4		
6	50.66	4.00	1.013	39.8	61.2	90.9	69.9	13.2		
7	40.63	12.81	1.307	24.3	35.6	86.7	41.9	17.9		
7'	41.26	33.86	1.314	26.5	35.7	88.3	42.4	18.9		

Таблица 2. Интегральные характеристики ступени, диффузора и системы «ступень-диффузор»

Режим 7' отличается от режима 7 увеличенным расходом подвода дополнительного воздуха.

Углы выхода потока из последней ступени α₂ немного отличаются от заявленных в таблице 1 вследствие сложности выхода стенда на режим с точностью до десятых.



Рисунок 2. КПД системы «ступень-диффузор» на различных режимах нагрузки ГТУ



Рисунок 3. Коэффициент восстановления статического давления в диффузоре на различных режимах нагрузки ГТУ

Из графика, изображенного на рисунке 2 следует, что на режимах частичной нагрузки дополнительный подвод воздуха в диффузор повышает КПД ступени от 1% до 12% по сравнению с КПД для случая без подвода на тех же режимах работы ступени. Это повышение зависит от величины расхода подводимого воздуха $\overline{G}_{дп}$. Такое повышение КПД объясняется перестройкой потока в самой ступени из-за перехода на новый режим, а также инжекционным эффектом, обусловленным дополнительным подводом. Можно предположить, что снижение степени реактивности ступени при увеличении расхода дополнительного подвода воздуха в коническую часть диффузора, объясняется пространственной перестройкой потока.

Дополнительный подвод воздуха в коническую часть диффузора приводит к повышению суммарного расхода при выходе из диффузора в сечении 11, что в свою очередь, снижает статическое давление на выходе из диффузора. Такое явление, связанное с вводом дополнительного воздуха, вызывает понижение C_p на режимах частичной нагрузки (рисунок 3). Этот экспериментальный факт согласуется с уравнением энергии для сечения 11.

КПД системы «ступень-диффузор» на частичных режимах нагрузки возрастает при увеличении расхода в подвод примерно в той же степени, что и КПД ступени. При этом коэффициент эффективности диффузора уменьшается при наличии дополнительного подвода (рисунок 4). Следует при этом помнить, что данные результаты получены для пониженных нагрузок последней ступени, то есть для сильно закрученного основного потока.



Рисунок 4. Коэффициент эффективности диффузора на различных режимах нагрузки ГТУ

Сравнение восстановления давления вдоль диффузора для режима 7 с различным расходом подводимого дополнительного воздуха приведено на рисунке 5. Зеленые линии соответствуют корневому обводу и обрываются в месте перехода кольцевого диффузора в конический. Красные линии – результат осреднения режимов. Синие линии – периферийный обвод. *Z* – относительная длина диффузора.



Рисунок 5. Коэффициент восстановления статического давления в трех сечениях по высоте диффузора

На рисунке 5 видно, что увеличение дополнительно подвода положительно сказывается на корневое сечение по всей длине, а на периферийное и среднее сечения начиная с места перехода кольцевого диффузора в конический. Предположительно, это происходит из-за того, что при увеличенном подводе дополнительного воздуха уменьшается циркуляционная зона, которая образуется после резкого обрыва втулки.

Измерения пульсаций давления торможения δP^* проводились в сечении 7 за силовыми стойками в секторе равном шагу силовых стоек (θ_7 на рисунках 6-8) в 72 градуса. Регистрация проводилась в трех сечениях по высоте канала (h – относительная высота канала). Результаты обработки полученных временных выборок представлены на рисунках 6-8 в безразмерном виде:

$$\overline{\delta P^*} = \frac{\delta P^*}{\rho c^2/2},$$

где $\overline{\delta P^*}$ - среднеквадратичная величина пульсации давления торможения, Па; $\rho c^2/2$ - динамический напор в контрольном сечении 7, Па.

В качестве масштабного фактора использован динамический напор в сечении 7, величина которого для каждого режима указана на рисунках 6-8.

Для режима 5 с нулевым дополнительным подводом значимые величины пульсаций давления торможения были зарегистрированы только в корневой области сечения 7, а на двух других диаметрах они были близки к нулю.

В случае ненулевого дополнительного подвода относительные величины пульсаций давления торможения были в пределах от 10% до 105% от динамического напора в измерительном сечении. Высокий уровень пульсаций полного давления (> 100% от среднего по сечению динамического напора), безусловно, свидетельствует о пульсации не только скоростей, но и статического давления в сечении 7. Для разделения этих пульсаций на пульсации скорости и пульсации статического давления требуются данные по пульсациям статических давлений на поверхностях корневого и периферийного обводов канала, измерения которых не входило в данную работу.

Как следует из сравнения графиков на рисунках 7 и 8, при увеличении расхода дополнительного подвода воздуха пульсации полного давления за силовыми стойками снижаются с 95% до 59% по корню и с 95% до 55% по периферии. Это можно объяснить тем, что подвод воздуха в сечение 7 локализует срыв потока с силовых стоек, воздействуя на него как дополнительно вводимое гидродинамическое сопротивление.



Рисунок 6. Распределение пульсаций давления в сечении 7 для режима 5



Рисунок 7. Распределение пульсаций давления в сечении 7 для режима 7



Рисунок 8. Распределение пульсаций давления в сечении 7 для режима 7'

Выводы. Выполнено экспериментальное исследование системы «ступень-диффузор» в широком диапазоне нагрузки. Исследовано влияние дополнительного подвода воздуха в коническую часть выходного диффузора на интегральные характеристики системы и на структуру потока в выходном диффузоре. Измерены пульсации давления торможения в сечении кольцевого диффузора за силовыми стойками.

Экспериментальный КПД ступени сохраняет максимальные значения в пределах нагрузки ГТУ от 100% до 75% (η*=0.89-0.90) и снижается до 45% при нагрузке 40% (η*=0.45).

Положительное влияние диффузора на эффективность системы «ступень-диффузор» подтверждается относительным приращением КПД этой системы, величина которого $\overline{\eta}_{+d}$ при изменении нагрузки в диапазоне 100-75% повышается с 16,4% до 17,7.

Дополнительный подвод положительно сказывается на КПД ступени, диффузора и системы «ступень-диффузор» за счет уменьшения циркуляционной зоны за втулкой. При этом эффективность восстановления статического давления уменьшается из-за ухудшения течения на периферии.

Осесимметричность течения в системе «ступень-диффузор» сохраняется вдоль оси машины вплоть до межстоечного пространства в диффузоре на всех исследованных режимах нагрузки, что дает возможность применять в дальнейшем численное моделирование в осесимметричной постановке. На частичных режимах, характеризуемых углом выхода из последней ступени менее 50 градусов, в межстоечном пространстве кольцевого диффузора происходит отрыв от силовых стоек, из-за которого поток отрывается от периферийного обвода диффузора. В результате, течение в диффузоре становится неосесимметричным. Поэтому, при дальнейшем численном исследовании, нужно рассматривать возможность моделирования полной окружности диффузора.

Дополнительный подвод воздуха не оказывает значимого влияния на поток в сечении 2 за рабочим колесом, а, следовательно, на работу последней ступени. Но он оказывает влияние на периферийные слои течения в кольцевом диффузоре, усугубляя отрыв. При этом уменьшается и локализуется циркуляционная отрывная зона за втулкой.

В сечении за силовыми стойками зарегистрированы пульсации полного давления, вызванные отрывами от стоек. Амплитуды пульсаций достигают 105% от динамического напора в сечении 7. Пульсации давления торможения обусловлены изменениями во времени как скоростного напора, так и статического давления, о чем свидетельствует потенциальное влияние величины дополнительного подвода воздуха, который расположен ниже контрольного сечения 7, где выполнялись измерения пульсаций.

Список литературы

1. Study of gas turbine exhaust diffuser flow and performance characteristics at off-design conditions. S. Hummel, M. Bauer, D. Vogt, 2021.

2. Bauer, M., Hummel, S., Schatz, M., Kegalj, M. and Vogt, D. M. (2020). Investigation of the Flow Field and the Pressure Recovery in a Gas Turbine Exhaust Diffuser at Design, Part-load and Over-load Condition, In Proceedings of ASME Turbo Expo 2020, GT2020-14310.

3. Черников В.А. Экспериментальный стенд для газодинамических исследований выходных диффузоров и патрубков турбин / Теплоэнергетика. 2008. №6. С. 49-54.

4. Kluß, D., Stoff, H., and Wiedermann, A. "Effect of Wakes and Secondary Flow on Reattachment of Turbine Exit Annular Diffuser Flow". In: Journal of Turbomachinery 131.4 (2009), pp. 1–12.

5. Sieker, O. and Seume, J. R. "Influence of Rotating Wakes on Separation in Turbine Exhaust Diffusers". In: Journal of Thermal Science 17.1 (2008), pp. 42–49.

6. Vassiliev, V.; Irmisch, S.; Claridge, M.; Richardson, D.P. Experimental and Numerical Investigation of the Impact of Swirl on the Performance of Industrial Gas Turbines Exhaust Diffusers. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, Collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference, Atlanta, GA, USA, 16–19 June 2003; pp. 19–29.

7. Вокин Л.О., Семакина Е.Ю., Черников В.А. Влияние закрутки лопаток последней ступени на эффективность блока «ступень-диффузор» стационарной ГТУ // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2021. Т. 23. № 4. С. 84-95

СОВРЕМЕНННЫЕ ПОДХОДЫ К ЧИСЛЕННОМУ МОДЕЛИРОВАНИЮ АЭРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В ВЫХОДНЫХ ДИФФУЗОРАХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Е.М. Смирнов, С.А. Галаев, Д.О. Панов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, г. Санкт-Петербург, Россия

<u>smirnov_em@spbstu.ru</u>

Аннотация. Приведены результаты расчетов течения и теплообмена в модели отсека, для которой имеются экспериментальные данные; отсек состоит из входного направляющего аппарата, последней ступени турбины и выходного диффузора с пятью силовыми симметричными стойками. Расчеты на подробной сетке, покрывающей сектор рассматриваемого отсека в 72°, выполнены на основе двух подходов к моделированию турбулентности: Unsteady RANS и гибридного RANS/LES (IDDES) метода. Дан детальный анализ вихревой структуры течения. Установлено, что канальные вихри, возникающие в межлопаточных статорных каналах, проникают в диффузор, несмотря на их «перемалывание» лопатками рабочего колеса. В результате актуальная вихревая структура потока, покидающего последнюю ступень и развивающегося далее в периферийной зоне диффузора, имеет ячеистый характер, а в осредненном по времени течении на протяженном участке диффузора формируется система стационарных вихрей, ориентированных согласно углу закрутки основного потока. Действие этих вихрей вызывают существенную окружную (периодическую) неоднородность поля скорости, а также локальной теплоотдачи на внешней обечайке диффузора. Метод IDDES предсказывает формирование более интенсивных и концентрированных квазистационарных вихревых образований в диффузоре, чем метод URANS, включая течение непосредственно около стоек. Интегральные характеристики работы диффузора, рассчитанные по двум подходам, близки между собой и хорошо согласуются с опытными данными.

Введение. В последние два десятилетия для инженерного анализа и на этапе проектирования выходных диффузоров энергетических газовых турбин широко используются методы вычислительной гидродинамики (см., например, [1-3]). Задачи проектирования, решаются, как правило, на основе анализа результатов стационарных расчетов турбулентного течения в диффузоре, без включения или с включением в расчетную модель венцов последней ступени турбины. Во втором случае на интерфейсах между неподвижными и вращающимися блоками расчетной модели используется осреднение газодинамических величин в окружном направлении (приближение «плоскости смешения»), позволяющее сегодня с приемлемыми вычислительными затратами проводить массовые расчеты для выбора подходящей геометрии диффузора и силовых стоек.

Приближение плоскости смешения существенно огрубляет вычислительную модель, и, по крайней мере, на этапе поверочных/уточняющих расчетов представляется целесообразным использование вычислительных подходов, основанных на нестационарной формулировке задачи расчета турбулентного течения в отсеке «турбинная ступень – диффузор» и позволяющих аккуратно учесть влияние разнообразных радиально-окружных неравномерностей нестационарного потока, выходящего из рабочего колеса (PK). Исследования данной направленности активно ведутся в последние годы в СПбПУ [4,5] с применением различных подходов к моделированию турбулентности, включая численные решения осредненных по Рейнольдсу нестационарных уравнений Навье-Стокса (Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes, URANS) на относительно подробных сетках и гибридных RANS/LES подходов, эффективно сочетающих достоинства полуэмпирических RANS моделей и метода моделирования крупных вихрей (Large Eddy Simulation, LES).

Современные возможности вычислительной гидродинамики позволяют воспроизвести различного рода неравномерности потока на входе в диффузор газовой турбины, которые

условно можно подразделить на неравномерности первого порядка (осесимметричные) и второго порядка (неосесимметричные). Влияние первых (радиальных неравномерностей полного давления и угла выхода потока из рабочего колеса, а также периферийной струи, обусловленной концевой протечкой) в основном учитывается в рамках стационарной постановки задачи на основе RANS подхода. Неравномерности второго порядка, в свою очередь, можно подразделить на профильные, которые обусловлены кромочными следами за обтекаемыми лопатками РК и характеризуются преимущественно радиальной завихренностью, и на межлопаточные, в виде локальных зон с повышенным уровнем продольной завихренностью, и на межлопаточные развитием вторичных течений и вихревых структур в межлопаточных каналах направляющего аппарата (НА) и рабочего колеса. Учет неравномерностей второго порядка, очевидно, требует обращения к нестационарной формулировке задачи.

Имеется огромное число работ по исследованию вторичных течений и вихревых образований в межлопаточных каналах осевых турбин. В частности, в литературе представлено множество схем, с различной степенью детализации характеризующих сложный трехмерный характер реального течения, обусловленный вязкими эффектами и протечкой через концевой зазор. Для целей настоящей работы ограничимся заимствованием лишь двух схем, первая из которых (рис.1) представлена в [6] для решетки направляющих лопаток, а вторая (рис.2) – для модели межлопаточного канала рабочего колеса [7].



1(2) – ветвь подковообразного вихря на стороне разрежения (давления);
3 – канальный вихрь; 4 – пристенный вихрь, индуцированный канальным вихрем;
5(6) – угловой вихрь вблизи передней кромки на стороне разрежения (давления);
7(8) – угловой вихрь на стороне разрежения (давления)
Рисунок 1. Вихревая структура в межлопаточном канале направляющей решетки [6]

Важность учета концевых вихрей при численном моделировании склонного к отрыву турбулентного течения в кольцевом диффузоре была показана, в частности, в работе [8] при попытках воспроизвести экспериментальные данные, полученные на модельной установке, где входные условия в диффузор определялись прохождением газа через одиночное рабочее колесо (без направляющего лопаточного аппарата); расчеты выполнялись на основе вихреразрешающего метода SST-SAS [9]. Совместное влияние вихревых структур, развивающихся в межлопаточных каналах НА и РК, на течение в кольцевом диффузоре исследовалось в работе [5] посредством URANS расчетов течения в модели отсека «турбинная ступень – осевой диффузор», изученной на воздушном крупномасштабном экспериментальном стенде в Лаборатории турбиностроения СПбПУ [3,10].



1 – входной профиль скорости; 2 – поверхность втулки; 3 – поверхность кожуха;
4 – направление вращения; 5 – концевой вихрь вызванной протечкой; 6 – разделяющая поток поверхность; 7 – привтулочный канальный вихрь; 8 – концевой канальный вихрь;
9 – ветвь подковообразного вихря у втулки

Рисунок 2. Вихревая структура в межлопаточном канале рабочего колеса [7]

В настоящей работе представляются новые результаты численного моделирования течения в модели отсека «ступень – осевой диффузор», полученные с применением вихреразрешаюшего RANS/LES подхода, а также обобщающий опыт использования URANS и RANS/LES подходов для решения связанной задачи течения в последней ступени и в выходном диффузоре.

Тестовая конфигурация и методика исследования. Проточная часть рассматриваемого отсека [3,10] состоит из выходного диффузора с пятью симметричными силовыми стойками и предшествующих ему трех решеток: предварительного направляющего аппарата (ПНА), направляющего аппарата последней ступени (НА) и ее рабочего колеса (РК). Для сокращения вычислительного времени расчетная область содержала лишь одну стойку и один сектор диффузора с углом 72°, на границах которого ставились условия периодичности.

Численные решения со вторым порядком пространственной и временной дискретизации получены по методу конечных объемов с применением пакета ANSYS Fluent v16.2.

Расчетная сетка для всей области течения формировалась как квази-структурированная, состоящая из гексагональных ячеек, со сгущением ячеек к стенкам. Область выходного диффузора была разбита на две зоны (рис. 3), первая из которых покрывалась сеткой с числом ячеек 6 582 тысяч, обеспечивающим высококачественное разрешение течения в периферийной зоне диффузора, где, в частности, эволюционируют вихри, сходящие с концевых кромок лопаток РК. Вторая зона содержала 2 089 тыс. ячеек. Нормированная координата у+ ближайшей к стене расчетной точки в области диффузора находилась в пределах от 0,2 до 0,8. В областях ПНА и решеток НА и РК сетка была не столь подробной, однако достаточной для разрешения наиболее интенсивных вихревых образований из числа формирующихся в межлопаточных каналах направляющего аппарата и рабочего колеса (рис.1,2). Общее число ячеек в расчетной области – 18262 тыс.

Расчеты течения в ПНА, НА и диффузоре выполнялись на неподвижных сетках. Для расчета течения в РК использовалась вращающаяся сетка. Шаг по времени выбирался из условия смещения ротора на один межлопаточный канал за 25 шагов.

Граничные условия на отсек (расход воздуха, температура торможения при входе и давление на выходе из расчетной области) задавались идентично использовавшимся в работе [5] и отвечали одному из вариантов испытаний отсека, представленных в [10].

В случае расчетов на основе URANS подхода для замыкания уравнений Рейнольдса применялась полуэмпирическая *k*—ω SST модель турбулентности [11] с обобщенными пристенными функциями.



Рисунок 3. Зоны (блоки) расчетной сетки

Представляемые ниже расчеты на основе RANS/LES подхода проведены с использованием усовершенствованного варианта метода моделирования отсоединенных вихрей, разработанного в [12], обозначаемого как IDDES и с некоторыми модификациями реализованного в пакете ANSYS Fluent для случая использования $k-\omega$ SST модели турбулентности в качестве базовой: она выполняет функцию модели подсеточной (неразрешаемой) турбулентности в областях LES и модели RANS в остальных областях. Алгоритмически переход к LES модели происходит там, где локальный линейный масштаб турбулентности, определяемый моделью RANS, превосходит размер ячеек расчетной сетки. Данная ситуация имеет место вдали от стенок (при условии достаточной измельченности расчетной сетки в области, которую исходно предполагается охватить LES расчетами). Следует отметить, что в нашем случае расчетная сетка, покрывающая межлопаточные каналы неподвижных и вращающихся решеток, была недостаточной для переключения в LES режим даже в ядре потока, и фактически моделирование течения в этих каналах всегда проводилось на основе URANS метода.

Результаты и обсуждение. На рис.4а иллюстрируется факт численного разрешения в межлопаточных каналах НА канальных вихрей с разной направленностью вращения жидких частиц в областях, прилегающих к втулке и к кожуху. Аналогичная иллюстрация для межлопаточных каналов РК дается на рис.46, где наиболее интенсивной вихревой структурой является концевой вихрь, обусловленный протечкой; вместе с тем, разрешается и канальный вихрь, формирующийся в области втулки.

LXIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин



Рисунок 4. Идентификация канальных и концевых вихрей в осевых сечениях расчетной модели, расположенных перед выходом из решетки НА (а) и перед выходом из ротора (б)



Рисунок 5. Осредненное по времени поле продольной компоненты завихренности в сечении между ротором и силовыми стойками (по результатам расчетов методом IDDES)

Осредненное по времени поле продольной компоненты завихренности, показное на рис.5 для осевого сечения между ротором и силовыми стойками, отчетливо свидетельствует, что течению во входном сечении диффузора присущи не только вращающиеся неоднородности, обусловленные кромочными следами и трехмерными вихревыми образованиями в РК, но и

квази-стационарные радиально-окружные неоднородности, формирующиеся при прохождении развившихся в НА канальных вихрей через рабочее колесо.



Рисунок 6. Мгновенная вихревая структура течения, визуализированная изоповерхностями Q-критерия по результатам расчетов методами URANS и IDDES. Дополнительно построены оси канальных вихрей в направляющем аппарате (зеленые линии), оси концевых вихрей, выходящих из ротора (красные линии), а также (в случае URANS) оси следов «статорных» вихрей в диффузоре (штриховые зеленые линии)

На рис. 6 показана визуализированная с помощью Q-критерия мгновенная вихревая структура течения в отсеке, рассчитанная по двум подходам к моделированию турбулентности. Видно, что у периферии ступени за решеткой PK формируется явно выраженная система концевых вихрей, сходящих с внешних кромок рабочих лопаток. Оси этих вихрей ориентированы приблизительно в направлении вектора относительной скорости выходящего из решетки PK потока. В актуальном течении, рассчитанном по URANS подходу, выходящие из решетки PK концевые вихри проникают далеко вниз по потоку и влияют на обтекание силовых стоек в зоне, примыкающей к внешнему обводу проточной части. При этом картина периферийного течения в диффузоре в целом имеет ячеистую, структуру. Одно семейство «диагоналей», формирующих эту структуру, имеет в окружном направлении шаг решетки рабочего колеса последней ступени, другое – шаг решетки ее направляющего аппарата. В случае актуального поля течения, генерируемого гибридным RANS/LES методом, ячеистая структура «забивается» спектром разрешаемых более мелких вихревых образований; в принципе, и в данном случае ее можно восстановить, приложив адекватную процедуру пространственной фильтрации.

На рис.7 для среднего и периферийного окружных сечений показаны осредненные по времени распределения модуля скорости на участке диффузора с силовыми стойками. Видно, что на весьма протяженном участке диффузора для осредненного по времени течения характерна выраженная окружная неоднородность с периодом, соответствующем шагу решетки направляющего аппарата. Это обстоятельство, в частности, следует иметь в виду при измерениях поля скорости на данном участке диффузора, с большой осторожностью трактуя осредненные по времени данные, полученные при радиальном траверсировании, как осесимметричные. Отметим также, что метод URANS предсказывает для этого режима работы ступени гораздо больший размер области отрыва потока от силовой стойки, чем расчеты по вихреразрешающему IDDES подходу.

На рис.8. показаны осредненные по времени распределения продольной компоненты завихренности в периферийном окружном сечении диффузора. Здесь особенно ярко прояв-

ляется эффект проникновения в диффузор концентрированной завихренности, возникающей в межлопаточных каналах НА. Видно также, что метод IDDES предсказывает формирование более интенсивных и концентрированных квази-стационарных вихревых образований в диффузоре, чем метод URANS.



Рисунок 7. Осредненные по времени распределения модуля скорости в участке диффузора с силовыми стойками: *a* – среднее окружное сечение; *б* –периферийное сечение



Рисунок 8. Осредненные по времени распределения продольной компоненты завихренности в периферийном окружном сечении диффузора

Рассчитанное значение традиционно определяемого коэффициента восстановления давления в диффузоре (C_p) в случае URANS расчетов составило 0,684 [5]. В расчетах по методу IDDES получено $C_p = 0,709$. Эти значения близки между собой и хорошо согласуются с экспериментальным результатом ($C_p = 0,69$), представленным в работе [10].

Характеристики теплообмена в диффузоре. Расчет локальной теплоотдачи проводился при граничных условиях второго рода (на поверхностях диффузора и силовых стоек задавался тепловой поток q = 2000 Вт/м²). Результаты расчета теплообмена представляются в виде распределений числа Стэнтона St = $\alpha/(c_p \rho V_0)$ на поверхностях, ограничивающих проточную часть диффузора с силовыми стойками. Здесь α –коэффициент теплоотдачи, c_p – теплоемкость при постоянном давлении, ρ и V_0 – средние плотность и скорость во входном сечении диффузора. При вычислении коэффициента теплоотдачи α в качестве характерного (местного) перепада температуры бралась разность между температурой стенки, рассчитанной при граничных условиях второго рода, и температурой адиабатической стенки (ее распределение находилось в результате отдельного расчета).

Распределение числа Стэнтона на внешней обечайке диффузора показано на рис. 9, где отчетливо просматриваются полосы повышенной теплоотдачи, ориентация которых совпадает с направлением показанных на рис.8 квази-стационарных вихревых образований, которые обусловлены проникновением в диффузор концентрированной завихренности, возникающей в межлопаточных каналах НА. Отметим также, что в решении по методу IDDES отсутствует обширная зона пониженной теплоотдачи в той области, где URANS подход предсказывает развитие общирного отрыва.



Рисунок 9. Осредненные по времени распределения числа Стэнтона на внешней обечайке диффузора

На рис. 10 представлены распределения числа Стэнтона на поверхности силовой стойки. Пунктирная линия визуализирует границу отрывной зоны, размер которой на стороне разрежения в случае URANS подхода кардинально отличается (в большую сторону) от предсказаний по методу IDDES. На стороне давления отличия меньше; при этом в обоих случаях на распределениях числа Стэнтона видны полосы повышенной и пониженной теплоотдачи, свидетельствующие о наличии в ядре потоке кавзи-стационарных крупномасштабных вихревых структур, причины образования которых подлежат дополнительному исследованию.



Рисунок 10. Распределения числа Стэнтона на двух сторонах силовой стойки

Заключение

1. Показана информационная продуктивность современных подходов к моделированию турбулентности при проведении связанных аэродинамических расчетов газотурбинного отсека «турбинная ступень - осевой диффузор» с учетом эффектов радиально-окружных неравномерностей во входном сечении диффузора, которые вызваны вторичными течениями и вихревыми структурами, развивающимися в межлопаточных каналах направляющего аппарата и рабочего колеса турбинной ступени.

2. Приведены результаты расчетов течения и теплообмена в экспериментальной модели отсека с применением на идентичной подробной сетке двух подходов к моделированию турбулентности: Unsteady RANS и гибридного RANS/LES (IDDES) метода. Дан детальный анализ вихревой структуры рассчитанного течения.

3. Установлено, что канальные вихри, развивающиеся в межлопаточных каналах направляющего аппарата, проникают в диффузор, несмотря на их «перемалывание» лопатками рабочего колеса. В результате осредненное по времени течение на протяженном участке диффузора приобретает выраженную окружную неоднородность с периодом, соответствующем шагу решетки направляющего аппарата.

4. Наиболее ярко эффект проникновения в диффузор концентрированной завихренности, возникающей в межлопаточных каналах НА, проявляется в периферийной зоне диффузора, где формируется система квази-стационарных вихрей, ориентированных согласно углу закрутки основного потока. Действие этих вихрей вызывает, в частности, значительную окружную неравномерность локальной теплоотдачи на внешней обечайке диффузора.

5. Метод IDDES предсказывает формирование более интенсивных и концентрированных квази-стационарных вихревых образований в диффузоре, чем метод URANS, включая течение непосредственно около стоек.

6. Интегральные характеристики работы диффузора, рассчитанные по двум подходам, близки между собой и хорошо согласуются с опытными данными.

Список литературы:

1. Vassiliev V., Irmisch S., Florjancic S. CFD Analysis of industrial gas turbine exhaust diffusers, ASME GT-2002-30597.

2. Lee, B.J.; Chung, J.T. Numerical investigation into the effects of design parameters on the flow characteristics in a turbine exhaust diffuser // Energies. 2021 V.14, 5171.

3. Зандер М.С., Черников В.А., Семакина Е.Ю. Экспериментальные и численные исследования структуры 3D-потока в отсеке «турбинная ступень – осевой диффузор» // Научнотехнические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. 2013, № 1. С. 197–20.

4. Кириллов А.И., Галаев С.А., Исупов В.Ю., Смирнов Е.М. Применение вихреразрешающих методов к расчету трехмерного течения в выходном диффузоре газовой турбины // Научно-технические ведомости СПбПУ. 2014, №4. С. 16–25.

5. Галаев С.А., Кириллов А.И., Смирнов Е.М., Панов Д.О. Численное моделирование нестационарного течения и теплообмена в выходном диффузоре газовой турбины // Научнотехнические ведомости СПбГПУ. 2016, № 4 (250). С. 59–68.

6. Wang H.P, Olson S.J., Goldstein R.J., Eckert E.R.G., 1997, Flow visualisation of a linear turbine cascade of high performance turbine blades // ASME J. Turbomachinery, V.119, pp. 1-8

7. Sjolander S.A. Secondary and tip-clearance flows in axial turbines / VKI Lecture Series, LS 1997-01, VKI, 1997.

8. Drechsel B. Mueller Ch., Florian Herbst F., Joerg R. Seume J.R. Influence of turbulent flow characteristics and coherent vortices on the pressure recovery of annular diffusers. Part B: Scale-resolving simulations // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015. Paper No. GT2015-42476. 13 p.

9. Egorov Y, Menter F. Development and application of SST-SAS turbulence model in the DESider project / In: "Advances in Hybrid RANS-LES Modelling", Peng S.H., Haase W., Eds., Berlin: Springer, 2008, pp. 261–270.

10. Черников В.А., Семакина Е.Ю., Баранова Т.Ф. Информационно-измерительная система аэродинамического стенда для исследований потока в проточной части отсека «ступеньдиффузор» и некоторые результаты испытаний на модели мощной газовой турбины // Энергетические машины и установки. 2009, №1. С. 24–34.

11. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model // Turbulence, Heat and Mass Transfer - 4. Ed.: K. Hanjalic, Y. Nagano, M. Tummers. – Begell House Inc., 2003, – pp. 625–632.

12. Shur M.L., Spalart P.R., Strelets M.Kh., Travin A.K. A hybrid RANS-LES approach with delayed-DES and wall-modelled LES capabilities // International Journal of Heat and Fluid Flow, 2008, V.29. pp. 1638-1649.

ОСОБЕННОСТИ 3D КЭ РАСЧЕТОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И ДИНА-МИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК ТУРБИН БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ ПРИ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИИ

А.Н. Архипов.¹, И.В. Пучков², Ю.А. Равикович¹, О.В. Романова³

¹ Московский авиационный институт (Национальный исследовательский университет), Москва, Россия

² Независимый консультант, эксперт Альстом Пауэр, г. Москва, Россия

³ Акционерное общество «Силовые машины», г. Санкт-Петербург, Россия *arkhipov.48@list.ru*

Аннотация. Показаны вопросы, на которые нужно обратить внимание при расчете долговечности и динамического состояния рабочих лопаток турбин большой мощности при их проектировании.

Описана методика оценки глобальной и локальной длительной прочности с использованием упругопластических расчетов по изохронным кривым и расчетов накопленных деформаций ползучести по кривым ползучести.

Показана методология проектирования лопаток, позволяющая существенно сократить время расчёта малоцикловой долговечности лопаток при 3D КЭ упругом расчёте с использованием коррекции на пластичность Нейбера и циклических кривых Морроу, описанных трёхпараметрическим уравнением Рамберга-Осгуда для сложнонапряженного состояния, что особенно важно при выполнении множества итераций с изменённой геометрией лопатки во время проектирования.

Продемонстрирован подход, позволяющий существенно повысить прогнозируемый ресурс высоконагруженных сопловых лопаток за счёт применения метода оценки возможного ареста трещины МЦУ при термомеханическом нагружении.

Наряду с расчётом долговечности лопаток при длительном статическом и циклическом нагружении, большое внимание уделено динамической отстройке рабочих лопаток от резонансов, вызванных как роторными гармониками, так и закромочными следами от лопаток впереди и сзади стоящих сопловых аппаратов, а также других источников возбуждения.

Введение. Проектирование, создание и эксплуатация газотурбинных установок (ГТУ) большой мощности является актуальной задачей для российской промышленности. Применение ГТУ в комбинированном парогазовом цикле позволяет значительно повысить эффективность тепловых электростанций, работающих на газовом или жидком топливе.

В силу ряда причин работы по ГТУ большой мощности в России в последние годы практически не проводились. Поэтому создание и развитие таких установок потребовало от российских специалистов больших усилий.

Следует отметить, что повышению эффективности и ресурса ГТУ в ведущих западных компаниях Дженерал электрик, Сименс, Мицубиси и др. уделялось значительное внимание.

Опыт проектирования и создания зарубежных газотурбинных установок показывает, что в отличие от авиационных двигателей, конструкция и параметры которых от поколения к поколению сильно изменялись, развитие стационарных газотурбинных установок идет более плавно. Базовые конструкции корпусов, ротора, лопаток компрессора, камеры сгорания радикально не изменяются.

В докладе рассматриваются особенности современных 3D расчетов прочности и динамики при проектировании турбин большой мощности на этапах окончательной проверки работоспособности конструкции.

Оценка длительной прочности. Исчерпание длительной прочности является одним из основных повреждающих механизмов, лимитирующих эксплуатацию деталей турбин. Во время длительной работы турбины на режимах частичной и полной нагрузки в рабочих и направляющих лопатках (РЛ и НЛ), а также в защитных роторных и статорных экранах проточной части могут возникать деформации ползучести, которые увеличиваются с увеличением наработки на этих режимах и при достижении предельной деформации происходит либо локальное растрескивание, либо недопустимая деформация детали.

Целью 3D расчета длительной прочности и ползучести является определение времени достижения предельной деформации.

Расчет по кривым ползучести

Кривые ползучести материала, как правило, характеризуются большим разбросом. Более или менее устойчивые результаты получаются только для зависимости скорости установившейся ползучести $\dot{\varepsilon}^{c}$ на вторичном участке от напряжения времени.

В настоящее время для описания скорости ползучести разных никелевых сплавов используются сложные степенные зависимости величины деформации или скорости ползучести от напряжений, времени, температуры с большим числом эмпирических коэффициентов.

Для 3D конечно-элементного (КЭ) расчета по кривым ползучести используется полная 3D КЭ модель лопатки со средними физическими свойствами материала лопатки (модули упругости, плотность, кривые ползучести). Для охлаждаемых лопаток необходимо моделировать не менее двух элементов по толщине стенки пера лопатки.

Расчеты на ползучесть, в первую очередь, проводятся для условий номинальной нагрузки, но для создания счетчика ресурса могут проводиться расчеты для условий частичной нагрузки и перегрузки. Для того, чтобы определить время достижения предельной накопленной деформации ползучести нужно определить тензоры напряжений $\sigma_{ij}(t)$ и тензоры накопленных деформаций ползучести $\varepsilon_{ij}^{c}(t)$ в каждом конечном элементе лопатки, компоненты перемещений всех узлов лопатки $u_i(t)$, средние напряжения σ_{avg} и температуры T_{avg} , как минимум в 10 сечениях по высоте пера лопатки.

Расчет на ползучесть проводится с периодическим сохранением значений тензоров напряжений и деформаций в каждом КЭ конструкции через определенные промежутки времени *t*, соответствующие справочным характеристикам материала и этапам работы турбины (например, время для периодических осмотров, а также для 1-ой и 2-ой разборки турбины). Кроме того, для более точной оценки времени до разрушения и дальнейшего повышения ресурса рекомендуется продолжить расчет (например, до двойного ресурса или до остановки расчета вследствие выхода локальных деформаций на 3-ий участок кривой ползучести).

На этапе проектирования, когда тепловое состояние лопатки не валидировано, при расчете добавляется запас по температуре +20К. При этом надо учитывать, что для локаций с высокой температурой этот запас может снизить время до достижения предельной деформации ползучести в 2 раза.

Для лопаток с теплобарьерными покрытиями рекомендуется дополнительный расчет без покрытий, чтобы оперативно оценить остаточный ресурс при обнаружении отслаивания покрытия во время инспекции турбины.

При оценке ползучести расчетная деформация ползучести сравнивается с данными одноосных испытаний. С этой целью вычисленная многоосная деформация ползучести должна быть представлена инвариантом, например, деформацией ползучести Мизеса.

Ресурс рабочей лопатки по длительной прочности определяется, используя следующие три критерия:

1. Оценка ресурса лопатки по накопленной деформации ползучести.

При расчете в каждом элементе определяется накопленная деформация ползучести Мизеса $\langle \varepsilon_{Mises} \rangle$, которая сравнивается с соответствующим справочными статистически обоснованными предельными значениями деформации ползучести $\varepsilon_{min}^{c}(t,T)$, полученными для заданного интервала времени при прогнозируемой температуре *T* для выбранного материала лопатки. Принимается, что длительность испытаний не оказывает влияния на величину накопленной деформации ползучести. Оценка проводится по минимальным $\varepsilon_{min}^{c}(t,T)$ (с доверительным интервалом -3 σ) и средним $\varepsilon_{mean}^{c}(t,T)$ значениям предельной ползучести.

Для установления пределов деформации ползучести используется коэффициент многоосности [1], который применяется только для градиентов деформации локальной ползучести выше 0.3%/мм.

Для практического применения более подходящим критерием является не деформации ползучести, а время до разрушения t_R , которое зависит от предельных значений накопленной деформации ползучести $\varepsilon_{min}^{c}(t,T)$.

В качестве предельных значений накопленной деформации ползучести в последние годы стали применяться данные, определенные по результатам измерений и статистической обработки относительных деформаций образцов, испытанных на ползучесть при заданных температурах.

Для каждого k-го элемента рассчитывается время $t_{R,k}$, при котором накопленная деформация ползучести достигает предельного значения при данной температуре.

Минимальное время из долговечностей, полученных для всех критических сечений и локальных критических зон, принимается за время до разрушения лопатки *t*_{*R*}.

Для учета возможных неточностей расчета температуры и накопления деформаций ползучести устанавливается запас 20% по времени до разрушения $t_R^* = 0.8 \cdot t_R$.

2. Оценка несущей способности пера лопатки по средним напряжениям

Оценка глобальной ползучести проводится для рабочих лопаток, как минимум в 10 сечениях, отстоящих друг от друга не более 10% высоты пера. Рассчитываются средние радиальные напряжения σ_{avg} и определяется средняя температура T_{avg} в каждом сечении. За оценку σ_{avg} могут приниматься как упругие напряжения, так и напряжения ползучести после различного времени расчета.

Для каждого сечения определяется время работы t, путем сравнения среднего напряжения в сечении σ_{avg} с соответствующим однопроцентным минимальным пределом ползучести $\sigma_{1\%}(t, T_{avg})$.

3. Оценка перемещений пера лопатки

Перемещения торца пера лопатки оцениваются после ползучести за заданное время и сравниваются с допустимыми перемещениями, определяемыми из полной 3D модели двигателя [2].

Это критерий используется только при расчетах по кривым ползучести, либо изохронным кривым ползучести (см. ниже) и позволяет оценить глобальную вытяжку лопатки от ползучести за заданный период работы.

В итоге ресурс лопатки в условиях ползучести выбирается, как минимальное значение из полученных результатов трех перечисленных выше численных критериев.

Расчет по изохронным кривым ползучести

В случаях, когда расчет по кривым ползучести затруднён вследствие отсутствия достоверных данных для материала или плохой сходимости расчета можно воспользоваться изохронными кривыми ползучести, процедура построения которых описана в работе [3].

В результате задача сводится к расчету упругопластического тела, как и при кратковременном статическом нагружении. Однако за счет применения условных кривых деформирования полученные значения нелинейной деформации можно принять как деформации ползучести при выбранном времени *t*.

Оценка прочности и долговечности детали при расчетах по изохронным кривым ползучести может быть проведена с использованием тех же критериев 1, 2 и 3, что и при расчетах с использование кривых ползучести (см. предыдущий раздел).

Расчет по кривым длительной прочности

По результатам упругого трехмерного расчета при номинальной и частичной нагрузке или перегрузке в том же сечении и по тем же характеристикам длительной прочности может

быть проведена оценка запаса по времени. По имеющимся характеристикам 1% предела длительной прочности определяется время, соответствующее рассчитанным средним напряжению и температуре.

Релаксация напряжений. Микромеханика разрушения при ползучести и релаксации напряжений отличается:

a) повреждение при ползучести характеризуется укрупнением и изменением формы упрочняющей фазы микроструктуры с последующим образованием локальных изолированных полостей ползучести, ростом пор и их слиянием в микротрещины и обусловлено только растягивающим напряжением, так как при сжатии не может образоваться полость при ползучести.

б) релаксация сжимающих напряжений определяется созданием и перемещением дислокаций. Если образец выдерживает начальную деформацию, то релаксация сжимающих напряжений при жестком нагружении не может привести к разрушению. В детали, если область релаксации велика (по сравнению с размером детали), может произойти перераспределение нагрузки, которое увеличивает нагрузку в других областях конструкции.

в) релаксация растягивающих напряжений определяется при соответствующих испытаниях. Если данные отсутствуют, необходимо применить более консервативную процедуру оценки ползучести.

Оценка малоцикловой усталости.

Долгое время явлению малоцикловой усталости (МЦУ) деталей газотурбинного тракта ГТУ большой мощности уделялось мало внимания, т. к. количество циклов «пуск-полная нагрузка-останов» было небольшим.

Однако, в начале 90-х годов на энергетическом рынке появились «пиковые» ГТУ. Это привело к тому, что за заданный межремонтный период турбина могла набрать 1200...1500 циклов, и стало невозможно игнорировать проблемы, связанные с МЦУ, вследствие появления на лопатках трещин, вызываемых термомеханической усталостью (ТМУ).

Ввиду сложности воспроизведения неизотермического нагружения в испытаниях для оценки числа циклов до образования трещины принято использовать кривые МЦУ, полученные на образцах при жестком ($\Delta \varepsilon_{1D} = const$) изотермическом симметричном ($R_{\varepsilon} = -1$) цикле в условиях постоянной повышенной температуры и с выдержкой в полуцикле растяжения или сжатия достаточной для того, чтобы максимальные напряжения в каждом полуцикле могли существенно релаксироваться.

Накопленный опыт показывает, что при долговечности выше 5*10³...10⁴ циклов в критической зоне деталей турбин, как правило, уже не возникают пластические деформации.

В то же время, для жаропрочных никелевых сплавов с равноосной структурой в диапазоне температур 650...1000⁰С пластические деформации могут не допускаться уже при долговечности 1200 циклов. Это связано с тем, что для оценки долговечности используются минимальные кривые МЦУ, полученные с доверительным интервалом -3 σ при испытаниях образцов с выдержкой в полуцикле растяжения или сжатия, что может сдвигать кривые в координатах $lg\Delta\varepsilon - lgN$ влево на два порядка по числу циклов до начала образования трещины.

Метод оценки малоцикловой долговечности

В настоящее время многие исследователи проводят оценку долговечности после проведения упругопластических расчетов для полного неизотермического цикла нагружения. Такие расчеты наиболее соответствует условиям работы, однако их точность невысока из-за отсутствия валидированных тепловых граничных условий на режимах запуска и останова, и недостатка статистически достоверных данных по циклическим свойствам никелевых сплавов при неизотермическом нагружении. Проведенные ранее расчеты большого числа лопаток турбин разных конструкций при полном неизотермическом цикле нагружения показали, что для некоторых конструкций неохлаждаемых сопловых лопаток разница между упругопластическим неизотермическим расчетом и упругопластическим расчетом упрощенного цикла (0 → полная нагрузка → 0) может доходить до 2-х...3-х порядков по долговечности [4, 5]. В то же время для рабочих и сопловых охлаждаемых лопаток и большинства неохлаждаемых сопловых лопаток достаточно проведение упругого расчета с коррекцией на пластичность по Нейберу [6].

Упругий расчет и коррекция на пластичность Нейбера

Для того, чтобы численно определить число циклов до образования трещины в детали нужно определить размах относительной деформации и температуру в каждом узле конечного элемента (КЭ) 3D модели детали, что можно сделать двумя путями – с помощью упругого анализа (и последующего пересчета упругопластических деформаций по коррекции на пластичность Нейбера) или с помощью прямого упругопластического анализа.

Очевидно, что время решения упругого расчёта меньше времени прямого уругопластического расчёта, связанное с тем, что в итерационный 3D КЭ анализ вмешиваются проблемы, возникающие при решении нелинейных задач.

Оценка числа циклов в случае применения упругого расчета проводится для упрощенного цикла (0 \rightarrow полная нагрузка \rightarrow 0) и заключается в следующем:

1. С помощью упругого 3D КЭ анализа определяется интенсивность упругих напряжений Мизеса и температур в каждом КЭ узле проектируемой детали.

2. Размах упругих напряжений Мизеса в узлах трансформируются в упругопластические деформации, эквивалентные одноосному напряженно-деформированному состоянию (НДС), с использованием коррекции на пластичность Нейбера и кривых циклического упругопластического деформирования материала детали [6], описанных трёхпараметрическим уравнением Рамберга-Осгуда [9].

3. Неизотермические условия нагружения в эксплуатации конвертируются в эквивалентные изотермические условия путем использования повреждающей температуры T_{damage} , которая в условиях упрощенного цикла соответствует T_{max} при полной нагрузке турбины.

4. И наконец, число циклов до образования трещины в каждом КЭ узле определяется на основании статистически минимального значения (с доверительным интервалом -3σ) числа циклов до образования трещины в лабораторном образце, испытанном при той же амплитуде деформации и температуре.

Коррекция на пластичность Нейбера

Принцип коррекции на пластичность Нейбера [6] для случая возникновения небольших пластических деформаций в концентраторе напряжений заключается в равенстве работ (энергии), совершаемых амплитудой упругих напряжений σ_a^{el} на деформациях ε_a^{el} с одной стороны и напряжениями σ_a на деформациях ε_a при упругопластическом деформировании (см. Рис.1), другими словами:

$$\sigma_a^{el} \varepsilon_a^{el} = \sigma_a \ \varepsilon_a \tag{2}$$

Итак, после упругого 3D расчета определен размах интенсивности упругих напряжений Мизеса, $\langle \sigma_{VM}^{el} \rangle$, как второй инвариант девиатора напряжений, $(\sigma_{ij}^{el})_{ij}^{dev}$:

$$\langle \sigma_{VM}^{el} \rangle = \sqrt{\frac{3}{2} \cdot (\sigma^{el})_{ij}^{dev} \cdot (\sigma^{el})_{ij}^{dev}} \tag{3}$$

Амплитуда упругих напряжений Мизеса определяется, как половина размаха:

$$\langle \sigma_a^{el} \rangle = \frac{1}{2} \cdot \langle \sigma_{VM}^{el} \rangle.$$

Переход к амплитудным значениям напряжений Мизеса потребовался для того, чтобы оперировать с процессом знакопеременного упругопластического деформирования,
т. к. напряжения и деформации Мизеса являются эквивалентными положительными напряжениями и деформациями по определению, т. е. они не могут иметь отрицательное значение, необходимое для описания упругопластического знакопеременного цикла.

Чтобы определить амплитуду упругой деформации Мизеса, $\langle \varepsilon_a^{el} \rangle$ надо воспользоваться законом Гука для сложного напряженного состояния:

$$\langle \varepsilon_a^{el} \rangle = \frac{2}{3} \cdot \frac{1 + \nu(T)}{E(T)} \cdot \langle \sigma_a^{el} \rangle, \tag{4}$$

где: v(T) – коэффициент Пуассона и E(T) – модуль упругости Юнга, зависящие от температуры.

Важно отметить тот факт, что в случае прямого жесткого нагружения ($\Delta \varepsilon = const$) нет необходимости применять коррекцию Нейбера, т. к. приложенные механические деформации могут быть непосредственно определены, например, из вычислений термического расширения в стесненных условиях деформации или размаха деформаций в концентраторе напряжений. Подобная ситуация схематично показана на Рисунке 2.

Здесь ε_A - амплитуда деформации при чистом жестком нагружении, $\Delta \varepsilon$ =const, соответствующая реальной амплитуде напряжений σ_a на кривой циклического упругопластического деформирования, описанного уравнением Рамберга-Осгуда.

Применение коррекции на пластичность Нейбера в этом случае даст точку С на кривой деформирования с небольшим превышением амплитуды реальной деформации $\varepsilon_C > \varepsilon_A$, что делает такой подход немного консервативнее, чем прямой упругий расчёт.



Рисунок 1. Графическая интерпретация коррекции на пластичность Нейбера

Рисунок 2. Схема определения амплитуды деформации без коррекции и с коррекцией на пластичность Нейбера в случае жесткого (т. А) и мягкого/ смешанного (т. С) нагружений

Чистый упругопластический расчёт для этого случая даст ту же точку A на кривой деформирования и амплитуду напряжения σ_a, соответствующую амплитуде ε_A.

Так, в [7] была предложена модифицированная формула Нейбера, которая позволяла получать значения ε_C близкие с ε_A. Кривая циклического упругопластического деформирования Морроу [8], показанная на рисунке 2, аналитически описывается трёхпараметрическим уравнением Ремберга-Осгуда [9]:

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_a}{E(T)} + K' \left(\frac{\sigma_a}{E(T)}\right)^n$$
(5)

где: σ_a – амплитуда напряжения в стабилизировавшемся цикле, E(T) – модуль упругости Юнга, K' и n' – коэффициенты, зависящие от циклических упругопластических свойств материала и температуры испытания.

Искомая амплитуда упругопластической деформации Мизеса, $\langle \varepsilon_a \rangle$ определяется из уравнения Ремберга-Осгуда для случая сложнонапряженного состояния:

$$\langle \varepsilon_a \rangle = \frac{2}{3} \cdot \frac{1 + \mu(T)}{E(T)} \langle \sigma_a \rangle + K' \left(\frac{\langle \sigma_a \rangle}{E(T)}\right)^n \tag{6}$$

где: $\mu(T)$ – коэффициент Пуассона, зависящий от температуры.

Подставляя в выражение (2) значения $\langle \varepsilon_a^{el} \rangle$ и $\langle \varepsilon_a \rangle$, вычисляем значение амплитуды напряжения Мизеса, $\langle \sigma_a \rangle$, используя итерационный метод Ньютона.

Зная значение амплитуды напряжения Мизеса $\langle \sigma_a \rangle$, можно определить значение амплитуды упругопластической деформации $\varepsilon_{a,1D}$, используя аналитическое описание экспериментальной кривой циклического упругопластического деформирования, выполненное с помощью уравнения Ремберга-Осгуда для одноосного состояния (5).

Полученная амплитуда упругопластической деформации $\varepsilon_{a,1D}$ соответствует амплитуде деформации, приложенной к образцу при испытаниях на МЦУ.

Имея в распоряжении кривые МЦУ вида: $lg\varepsilon_{a,1D} = f(lgN_i, T)$, где N_i – число циклов до образования трещины, а T – температура испытаний и зная амплитуду упругопластической деформации $\varepsilon_{a,1D}$ в каждом КЭ узле конструкции можно определить долговечность в этих узлах путем логарифмической интерполяции значений N_i и $\varepsilon_{a,1D}$ кривых МЦУ, а также линейной интерполяции температурных значений этих кривых.

Распространение трещин в условиях жесткого нагружения. При анализе результатов долговечности конструкции, полученных по критериям МЦУ и ползучести важно определить, в каких напряженно-деформируемых условиях находятся критические локации, где прогнозируется зарождение трещин.

Это связано с тем, что в зонах лопатки, где превалирует постоянный размах деформаций (жёсткое нагружение) трещина, зарождаясь, не имеет существенного распространения ввиду постоянного размаха перемещений берегов трещины – что в итоге приводит к остановке её распространения, или её аресту (crack arrest).

Для того, чтобы определить условия жёсткого нагружения проводят 3D расчёт распределения чисто термических напряжений Мизеса (без прикладывания центробежной силы (для РЛ) и давления (внешнего и внутреннего), после чего относят эти результаты к распределению напряжений Мизеса, полученным для случая приложения всех нагрузок, тепловых и силовых:

$$k = \frac{\sigma_{Mises}^{thermal}}{\sigma_{Mises}^{thermal} + \sigma_{Mises}^{centrifugal} + \sigma_{Mises}^{pressure}}$$

Полученный коэффициент к является мерой напряженно-деформированного состояния:

• при $k \ge 0.7$ – преобладает стеснённость деформаций (жёсткое нагружение), $\Delta \varepsilon = const;$

• при k<0.7 – преобладает смешанное состояние между жёстким и мягким нагружением и, следующее за ним чисто мягкое нагружение, $\Delta \sigma = const$.

В качестве примера, на рисунке 3 показаны зоны, с преобладанием жёсткого нагружения, прогнозируемые для рабочей лопатки и сопловой лопатки (красная область):



Рисунок 3 Зоны, с преобладанием жёсткого, смешанного, либо мягкого нагружения

Данный подход оценки возможности распространения трещины в условиях жёсткого нагружения был многократно проверен на лопатках, пришедших после эксплуатации, и показал свою правомерность.

Динамика лопаток турбин. Рабочие лопатки турбины на номинальных оборотах должны быть отстроены от возбуждений первыми 6-ю роторными гармониками и так называемыми n^*z -гармониками, связанных с числом как впереди z_{6x} и сзади z_{6bx} стоящих сопловых аппаратов (СА) и стоек (например, выходного диффузора), так и числа камер сгорания, горелок (для кольцевой камеры), а также от значимых частот пульсаций в камере сгорания.

Модели и граничные условия, необходимые для модального анализа

Обычно используется поступенчатый расчет рабочих колёс, когда рассматривается 3D модель лопатки и сектор диска соответствующей ступени со всеми кинематическими связями. При этом применение циклической симметрии является обязательным условием.

В отдельных случаях может потребоваться упрощенная модель всего ротора с лопатками и теплозащитными экранами соответствующих ступеней для оценки их влияния на частоты.

Требования к КЭ сетке лопатки и диска такие же, как и для сопряженной КЭ модели лопатки и сектора диска, подготовленные для оценки ресурса по МЦУ. Допускается подготовка упрощенной динамической модели с уменьшенным числом элементов в зонах концентрации напряжений. Если лопатка имеет коррозионностойкое и теплозащитное покрытия, то они должны быть смоделированы с учетом их средней толщины, жесткости антикоррозионного покрытия и плотности их материалов. ТЗП моделируется без жесткости, так как жесткость керамики на порядок меньше жесткости металла.

При подготовке 3D модели рабочего колеса (PK) соответствующей ступени турбины необходимо внимательно изучить особенности конструкции ротора, диска и лопатки, а именно, кинематическую связь данной ступени PK с соседними ступенями через роторные теплозащитные экраны, и покрывные диски, систему подполочного демпфирования рабочих лопаток, систему уплотнительных подполочных пластин, служащих как для защиты от перетекания охлаждающего воздуха, так и для кинематической связи соседних полок лопаток, коррозионностойкие и теплозащитные покрытия рабочих лопаток.

Для модального анализа должны быть подготовлены 2 температурных поля – для полной нагрузки и холостого хода турбины.

При упругом 3D КЭ расчете рабочего колеса турбины рекомендуется выполнить сначала температурный шаг для выборки зазоров в ёлочном замке без приложения механических

нагрузок. На втором шаге приложить к модели термические и механические нагрузки и произвести модальный анализ с включённой опцией нелинейной геометрии.



Рисунок 4. Пример диаграммы Кэмпбелла

При проведении модального анализа необходимо вычислить собственные частоты лопаток для всех нижеперечисленных случаев:

- 1. Построение резонансной диаграммы Кэмпбелла (см. Рис.4):
 - При полной нагрузке турбины при температуре T_{full} :
 - $\circ f_{i,j}(n_{nom}, T_{full})$ для номинальных оборотов, n_{nom} ,
 - $f_{i,j}(n_{up}, T_{full})$ для верхней границы числа оборотов (105%), n_{up} ,
 $f_{i,j}(n_{low}, T_{full})$ для нижней границы оборотов (94%), n_{low} .
 - А также при температуре холостого хода T_{idle} для номинальных оборотов, верхней и нижней границ чисел оборотов.

Расчеты проводятся для форм колебаний, i = 1; 2; 3 u 4; u для узловых диаметров, j = 0; 2; 3;...6; z_{in}; z_{out}, z^{*}_{vu}; z^{*}_{vd}, ; z_b/2, где z_{in} и z_{out} – число впереди и сзади стоящих направляющих лопаток (перед/после рабочего колеса), $z_{vu}^* = (z_{\rm B} - z_{in}); \ z_{vd}^* = (z_{\rm B} - z_{out})$ – число узловых диаметров, *z*_B – число рабочих лопаток в ступени.

Пример динамических расчетов бандажированной лопатки приведен в статье [10].

2. Построение дисперсионной диаграммы (см. Рисунок 5)

Дисперсионная (или интерференционная) диаграмма позволяет оценить влияние числа узловых диаметров на частоты колебаний по разным формам и отсортировать моды, которые могут вызвать резонанс конструкции.

Для построения диаграммы нужны результаты модального анализа рабочего колеса для нескольких первых семейств собственных форм колебаний (как правило, 4-х) и чисел узловых диаметров от 1 до k: f1.xx, f2.xx, f3.xx,...fn.xk, где индекс «xx» обозначает номер узлового диаметра колебаний колеса, $xk = z_B/2$.

Проблемы с резонансным возбуждением могут возникнуть, если линия изменения частоты одной или нескольких семейств форм колебаний лопатки либо пересекает запретную зону роторной гармоники (серые области на рисунке) при числе узловых диаметров *m*= 2...6, либо одновременно пересекает запретную зону роторной гармоники и вертикальные линии, соответствующие каким-либо дополнительным источникам возбуждения (в данном случае, Рисунок 5 – количеству впереди, V_{up} и сзади, V_{down} стоящих сопловых лопаток).



Рисунок 5. Пример дисперсионной диаграммы [11]

3. Расчеты для экспериментальной проверки частот

Для валидации результатов расчета частот колебаний лопаток на холостом ходу и полной нагрузке в процессе изготовления и предварительных испытаний проводится серия экспериментальных исследований частот лопаток, для которых рекомендуется провести предварительные расчеты.

3.1. Колебания свободно подвешенных одиночных лопаток при ударном воздействии

3.2. Колебания лопаток, закрепленных на вибростенде для динамических и усталостных испытаний.

3.3. Колебания лопаток на балансировочном стенде при оборотах до 120% от номинала.

При моделировании условий испытаний лопаток для определения собственных частот при свободном подвешивании, при закреплении на вибростенде или при балансировке ротора рекомендуется соответствующая корректировка расчетных моделей и условий закрепления.

Заключение. Представленные в статье особенности 3D КЭ расчетов длительной статической и циклической долговечности и динамического состояния лопаток турбин были успешно апробированы при модернизации основных зарубежных газотурбинных установок большой мощности и в настоящее время внедряются при пересмотре нормативной документации на проектирование газотурбинных установок ГТЭ-65 и ГТЭ-170 ПАО «Силовые машины».

Список литературы:

1. Cocks A C F, Ashby M F. "Intergranular fracture during power-law creep under multiaxial stresses". – Metal Science, August-September 1980, 395-402

2. A.N. Arkhipov, V.V. Karaban, I.V. Putchkov, G. Filkorn and A. Kieninger. "The whole-Engine Model for Clearance Evaluation". – ASME Paper GT2009-59259, Proc. of ASME Turbo Expo 2009, June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA, pp. 9-17.

3. И.А.Биргер. Детерминированные и статистические модели долговечности. – в кн.: Проблемы надёжности летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1985, с.105-150.

4. A.N. Arkhipov, Y.E. Krasnovskiy and I.V. Putchkov. "Probabilistic Life Assessment of Turbine Vanes". – ASME Paper GT2011-45841, Proc. of ASME Turbo Expo 2011, June 6-10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada, pp. 733-740.

5. Arkhipov, I.Fedorov, C.Hulme, I.Putchkov, S.Trifonov. "Formulation of transient LCF lifetime assessment methodology for uncooled vanes". – 11th Blade Mechanics Seminar, ZHAW Zurich University of Applied Sciences, 28th Sept, 2006, Baden, Switzerland.

6. Neuber, H. "Theory of stress concentration for shear strained prismatical bodies with arbitrary non-linear stress-strain law". – J. Applied Mechanics., vol. 28, 1961, p.544-550

7. Биргер И.А. Прогнозирование ресурса при малоцикловой усталости. – Проблемы Прочности, 1985, №10, стр.39-44.

8. Landgraf, R., Morrow J.D., Endo T., "Determination of the Cyclic Stress-Strain Curve". – Journal of Materials, JMLSA, Vol.4, No. 1, March 1969, pp.176-188.

9. Ramberg, W., Osgood W.R, "Description of stress-strain curves by three parameters". – NACA, TN#902, Washington, July 1943.

10. A.N.Arkhipov, A.V.Pipopulo, I.V.Putchkov. "Design tuning of high aspect ratio shrouded turbine blade". – ASME Paper GT2008-50670, Proc. of ASME Turbo Expo 2008, June 9-13, 2008, Berlin, Germany.

11. Putchkov, I., Arkhipov, A., Moskovskikh, V., Kissel, H., Laqua, A. "Particularities of blading free resonance design for heavy duty gas turbines with circumferential rotor grooves". – ASME Paper GT2014- 26853, Proc. of ASME Turbo Expo 2014, June 16-20, 2014, Düsseldorf, Germany

РАЗРАБОТКА КОМПРЕССОРА ГТЭ-170.2

А.К. Воробьев, Ф.А. Малышев

АО «Силовые машины – ЗТЛ ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт», г. Санкт-Петербург, Россия

Vorobyev_AK@power-m.ru, Malyshev_FA@power-m.ru

Аннотация. Приводятся результаты численных исследований по совершенствованию базового 16 ступенчатого осевого компрессора установки ГТЭ-170.1.

Техническое задание на разработку компрессора газотурбинной установки ГТЭ-170.2 предусматривало увеличение расхода воздуха на 6,4% и степени сжатия на 8,3% и адиабатического КПД не менее чем на 0,5% относительно базового компрессора.

Модернизация компрессора проводилась за счет перепроектирования входной группы ступеней (с 1 по 5) в части изменения углов рабочих и направляющих лопаток и С_{max} профиля с сохранением присоединительных размеров и диаметральных обводов.

Для аэродинамического перепроектирования входной группы ступеней в качестве расчетного инструмента использовался алгоритм непрямой оптимизации на основе самоорганизации IOSO [5] в связке с ПО Numeca AutoBlade, Autogrid5 [3] и Ansys CFX [4]. Для оценки прочностных параметров использовалось ПО Ansys Mechanical [4].

Модернизация компрессора ГТЭ-170.2 проходила в два этапа. На первом этапе была определена концепция усовершенствования проточной части: увеличения расхода воздуха и повышения степени сжатия за счет первых двух ступеней. На втором этапе проходила оптимизация лопаточного аппарата входной группы ступеней компрессора по коэффициенту полезного действия.

В связи с ограничением максимального количества входных переменных оптимизации IOSO (100 переменных) группа входных ступеней в ходе аэродинамической оптимизации разбивалась на несколько блоков.

По результатам оптимизационных расчетов разработана геометрия проточной части компрессора ГТЭ-170.2, удовлетворяющая всем требованиям технического задания.

Введение. Энергетическое и транспортное машиностроение и, в частности, газотурбостроение относятся к наиболее науко- и капиталоемким отраслям промышленности. Постоянно растущие требования к эффективности и надежности турбомашин, а также расширение диапазона параметров и условий эксплуатации газовых турбин требуют их непрерывного конструктивного и технологического совершенствования.

Активное внедрение и распространение методов расчета вязкого трехмерного течения в ступенях проточных частей газотурбинных установок позволяет использовать этот подход в задачах повышения эффективности и мощности турбомашин.

В рамках создания ГТУ большой мощности российского производства АО «Силовые машины» была поставлена задача проведения расчетных исследований по повышению эффективности компрессора газотурбинной установки ГТЭ-170.2. Базовым для этой установки является 16 ступенчатый осевой компрессор установки ГТЭ-170.1 (рис. 1) [2].



Рисунок 1. Газотурбинная установка ГТЭ-170.1

Разработка компрессора ГТЭ-170.2 предполагала следующие изменения параметров по сравнению с базовым компрессором:

- увеличение расхода воздуха на 6,4%;

– повышение степени сжатия на 8,3%; относительно базового компрессора

– увеличение адиабатического коэффициента полезного действия (КПД) не менее чем 0,5%;

- сохранение запасов устойчивой работы.

Модернизация компрессора проводилась за счет перепроектирования входной группы ступеней (с 1 по 5 ступень) в части изменения углов рабочих и направляющих лопаток и изменения С_{тах} профиля с привлечением современных средств численного моделирования. При этом необходимо было сохранить контуры трактовых обводов проточной части и унифицировать модернизированный компрессор по хвостовикам лопаток и пазам дисков с базовым.

Модернизация компрессора ГТЭ-170.2. Для аэродинамического перепроектирования входной группы ступеней в качестве расчетного инструмента использовался алгоритм непрямой оптимизации на основе самоорганизации IOSO [5] в связке с ПО Numeca AutoBlade, Autogrid5 [3] и Ansys CFX [4]. Для оценки прочностных параметров использовалось ПО Ansys Mechanical [4].

Модернизация компрессора ГТЭ-170.2 проходила в два этапа. На первом этапе определена концепция усовершенствования проточной части с увеличением расхода воздуха и повышением степени сжатия за счет первых двух ступеней. На втором этапе проходила оптимизация лопаточного аппарата входной группы ступеней компрессора по коэффициенту полезного действия.

Для перепрофилирования проточной части компрессора ГТЭ-170.2 была отработана математическая модель оптимизации, включающая в себя последовательно приложения IOSO, AutoBlade (Numeca), AutoGrid 5 (Numeca) и Ansys CFX. Все они работали поочередно в пакетном режиме и запускались с помощью исполняемого оптимизатором IOSO скрипта (рис. 2).



Рисунок 2. Алгоритм оптимизации проточной части компрессора ГТЭ-170.2

В связи с ограничением максимального количества входных переменных IOSO группа входных ступеней в ходе аэродинамической оптимизации разбивалась на несколько блоков. Первый блок состоял из ВНА и первой ступени компрессора, во втором блоке оптимизировались ступени со второй по четвертую. И отдельно доводились пятая и шестая рабочие лопатки компрессора.

Такое разбиение на отсеки обусловлено тем, что рабочий процесс течения в первой ступени базового компрессора носит сверхзвуковой характер в периферийном сечении.

В современных осевых компрессорах (в том числе авиационных двигателей), как правило, имеется несколько высоконагруженных ступеней. Для профилирования таких ступеней стали применять методы математической оптимизации, которые позволяют в автоматизированном режиме изменять форму профиля и определить такое сочетание геометрических параметров, которое обеспечивает высокий КПД при достаточном уровне газодинамической устойчивости с учётом особенностей сверхзвуковых течений [1].

В результате к входным параметрам первой ступени были добавлены координаты кривых профиля рабочей лопатки, описывающих спинку и корыто, по всем пяти сечениям. Диапазон изменений координат профиля был выбран таким, чтобы в процессе оптимизации изменение толщины профиля (а также C_{max}) было в пределах $\pm 10\%$ от значений базового компрессора, что не должно критично сказаться на вибрационных и прочностных характеристиках.

Оптимизационные расчеты первой ступени компрессора выполнялась на отсеке из первых семи ступеней. Таким образом, заметно сокращалось время расчетов. Целевым параметром при этом служил КПД первой ступени. Для каждой итерации в IOSO проводилось два расчета в CFX (рабочая точка и точка с повышенным $\pi_{\rm k}$). Такой подход двухкритериальной оптимизации позволяет расширить зону работы компрессора с максимальным уровнем КПД, чтобы при повышении $\pi_{\rm k}$ не происходило резкого снижения КПД компрессора. Также дополнительно было наложено ограничение на массовый расход воздуха по нижней и верхней границам и на степень сжатия – ограничение «снизу».

После доводки геометрии, полученной первой ступени по прочности, выполнялась оптимизация блока со второй по четвертую ступени. Расчеты также проходили на отсеке из первых семи ступеней. Целевым параметром служил адиабатический КПД первых четырех ступеней. Однако, первые результаты показали, что при таком подходе, когда КПД четырех ступеней оптимизируется на семиступенчатом отсеке, возникает перераспределение нагрузки в компрессоре при расчете всей проточной части. При этом проседает по нагрузке группа средних ступеней, и существенного улучшения КПД компрессора, в целом, добиться сложно. Поэтому, было решено, что при дальнейших расчетах отсеком для проверки оптимизации ступеней 2–4 будет служить вся проточная часть компрессора, чтобы избежать перераспределения нагрузки на ступени. Целевым параметром при этом являлся КПД всего компрессора.

По результатам окончания аэродинамической доводки блока из первых четырех ступеней проводилась их отстройка по прочностным характеристикам, после чего расчетным путем выполнялось уточнение аэродинамических характеристик компрессора.

После этого оптимизировалась рабочая лопатка пятой ступени, отсеком для проверки которой также являлась вся проточная часть компрессора. Чтобы избежать перераспределения нагрузки в уже перепроектированном входном блоке из первых четырех ступеней, в проект оптимизации пятой ступени была включена направляющая лопатка четвертой ступени, входными параметрами которой были угол установки профиля и угол выхода. Также была осуществлена прочностная отстройка шестой рабочей лопатки в части уменьшения С_{тах} профиля.

Таким образом, в ходе оптимизационных расчетов разработана геометрия проточной части компрессора ГТЭ-170.2, удовлетворяющая всем требованиям технического задания. Расход воздуха через компрессор в рабочей точке увеличен на 7%, степень сжатия – на 9%, КПД – на 0,7%.

На рабочей точке компрессора ГТЭ-170.2 были проанализированы выделенные характеристики ступеней, которые определялись по параметрам потока в межвенцовых зазорах при нормальных условиях. Их анализ показал, что в результате оптимизации на отдельных венцах входной группы ступеней незначительно возросла аэродинамическая нагрузка, более всего на первую ступень. Значения безразмерных коэффициентов, характеризующих устойчивость течений в лопаточном аппарате, таких как диффузорность Халлера, диффузорность по Либляйну и коэффициент восстановления статического давления, находятся в рекомендуемом в общих источниках диапазоне.

Повышение аэродинамической нагрузки на входную группу ступеней не оказало существенного влияния на устойчивую работу компрессора. Наиболее нагруженными являются ступени средней группы (10–13 ступень). С учетом характера сходимости математической модели на верхних точках характеристики компрессора, а также, принимая во внимание характерный принцип перераспределения нагрузки в компрессорах энергетических ГТУ при увеличении степени повышения давления, можно заключить, что влияние на запасы устойчивости компрессора будут оказывать рабочие и направляющие лопатки 10 – 13 ступени, которые не подвергались модернизации и перепрофилированию. Характер работы ступеней унаследован с базового компрессора.

Также для компрессора ГТЭ-170.2 были рассчитаны напорные характеристики при температуре наружного воздуха 15⁰С (рис. 3). Точка, соответствующая расчетной границе режима устойчивой работы компрессора, определялась как последнее сошедшееся решение при постепенном увеличении степени повышения давления компрессора.

Кроме этого, для спроектированной проточной части компрессора ГТЭ-170.2 расчетным путем была проведена проверка запасов ГДУ на режиме плюс 40 °C и частоте вращения n_{физ}=0,95. При таких параметрах входной блок ступеней работает с повышенной аэродинамической нагрузкой. Таким образом производится проверка его устойчивой работы в составе всей проточной части компрессора (рис. 4).



Рисунок 3. Напорные характеристики модернизированного компрессора ГТЭ-170.2 и ГТЭ-170.1





По результатам расчетов, модернизированный входной блок компрессора ГТЭ-170.2 показал увеличение бессрывной работы относительно ГТЭ-170.1 на 8% по полному давлению.

Это соответствует аналогичному повышению степени сжатия в результате модернизации, из чего можно сделать вывод о том, что входной блок модернизированного компрессора на режиме плюс 40 °C и частоте вращения п_{физ}=0,95, будет иметь те же запасы устойчивой работы, что и базовый компрессор.

Заключение. По результатам комплексной поэтапной аэродинамической и прочностной доводки 16-ступенчатого компрессора ГТЭ-170.2 разработанная и апробированная математическая модель трехмерной оптимизации проточной части с помощью IOSO в связке с ПО Numeca AutoBlade, Autogrid5, Ansys CFX и вычислительным кластером, показала высокую эффективность. По результатам работ получена геометрия проточной части компрессора ГТЭ-170.2, соответствующая требованиям технического задания.

В ходе работ была перепроектирована входная группа с первой по четвертую ступеней, а также пятая и шестая рабочие лопатки. Такой подход позволяет создать так называемый «модернизационный пакет» и провести замену проточной части компрессора ГТЭ-170.1 на компрессор ГТЭ-170.2 с минимальными затратами.

Модернизация компрессора ГТЭ-170.2 позволяет увеличить мощность всей газотурбинной установки до 171 МВт.

Список литературы:

1. Schnoes, M. A Database of Optimal Airfoils for Axial Compressor Throughflow Design / M. Schnoes, E. Nicke // Proceedings of the ASME Turbo Expo. -2016. - Paper No. GT2016–56241. - P. 1–12.

- 2. AO «Силовые машины»: [сайт]. URL: https://power-m.ru/
- 3. Numeca: [сайт]. URL: http://www.numeca.com/home/
- 4. ANSYS: [сайт]. URL: http://www.ansys.com/
- 5. «Сигма Технология»: [сайт]. URL: <u>http://www.iosotech.com/ru/optimization.htm</u>

ПОДХОДЫ К ОБЕСПЕЧЕНИЮ КАЧЕСТВА И БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПРОИЗВОДИМЫХ НА ТЕРРИТОРИИ РФ ДЕТАЛЕЙ ДЛЯ ИМПОРТНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

А.А. Иванов, А.Э. Рязанцев

ООО «ИК ЦТО, г. Новосибирск, Россия

ИК ЦТО – инжиниринговый центр, компания «Исследовательский комплекс Центра Технологического обеспечения» Технопарка Новосибирского Академгородка. Два основных направления, в которых развивается деятельность компании – это Энергетика и Авиация.

На сегодняшний день в энергетической отрасли происходят постоянные перебои с поставками запасных частей. Учитывая, что газовые турбины большой и средней мощности, работающие на территории РФ, импортного производства, то Генерирующие компании и обслуживающие их организации запускают локализацию производства расходных запасных частей, необходимых для работы ПГУ.

При этом острой проблемой при изготовлении любой детали на территории РФ является подтверждение качества и ресурса её работы. Для эксплуатации крайне опасно делать из генерирующего оборудования испытательный стенд. Для подтверждения качества изготовленного в России аналога иностранного расходника специалисты ИК ЦТО используют возможности испытательной лаборатории, позволяющей проводить испытания с применением разрушающих и не разрушающих методов контроля. В КБ компании выделилось отдельное направление, отвечающее за испытательные установки, позволяющие максимально сымитировать реальные условия эксплуатации детали. Так, например, в компании был спроектирован и изготовлен участок, обеспечивающий огневые испытания с температурой до 1180°С (рисунок 1).

Для проведения термоциклических испытаний термобарьерной плитки произведенной по разработанной в ИК ЦТО технологии, был спроектирован и изготовлен дополнительный модуль имитации воздушного охлаждения тыльной поверхности плитки подогретым до 400°С воздухом (рисунок 2).





Рисунок 1. Стенд огневых испытаний



Стендовые испытания изготовленной термобарьерной плитки на стойкость к термоциклированию и воздействию открытого пламени представлены на рисунке 3.



Рисунок 3. Проведение термоциклических испытаний термобарьерной плитки

Такие испытания позволили определить качество металлической основы и термобарьерного покрытия, нанесенного на поверхность изделия.

Помимо этого, для определения качества покрытия, нанесенного на поверхность термобарьерной плитки, был разработан и изготовлен испытательный стенд термоциклических испытаний элементарных образцов в соответствие с методикой BS EN ISO 13123-2011. Схема испытаний на термоциклирование изображена на рисунке 4. Параметры стенда представлены в таблице 1.

N⁰	Наименование параметра	Значение					
1.	Максимальная температура факела, °С	1400					
2.	Температура охлаждающего воздуха, °С	22-400					
3.	Количество одновременно испытываемых образцов, шт	2					
4.	Контроль температуры лицевой поверхности образца	Дa					
5.	Контроль температуры металлической основы образца	Дa					

Таблица 1. Параметры стенда термоциклирования элементарных образцов по BS EN ISO 13123-2011

Также для проведения исследовательских работ стенд был модернизирован модулем подогрева охлаждаемого воздуха до 400°С. Использование стендов термоциклических испытаний на элементарных образцах и готовых деталях позволяет минимизировать риск возникновения аварийных ситуаций отсутствия необходимых свойств у изготовленной детали.



Рисунок 4. Схема установки термоциклирования элементарных образцов по BS EN ISO 13123-2011

Также для обеспечения качества разработки при изготовлении термобарьерной плитки применялось моделирование, позволяющее установить термонапряженные зоны изделия в процессе его работы.

Термобарьерная плитка состоит из трех основных материалов, каждый из которых выполняет определенную функцию. Они располагаются послойно в следующем порядке, начиная от внутреннего объема к оболочке КС: керамическое покрытие, связующий слой, металлическая подложка.

С применением универсальных программных систем ANSYS Workbench, ANSYS Aim был проведен термический и прочностной анализ конструкции термобарьерная плиткаприжимной болт (Рисунок 5). Он позволил установить наиболее термонапряженные при эксплуатации зоны термобарьерной плитки. Металлографический анализ места с деградацией микроструктуры и подтвердил результаты проведенных расчетов. Из установленных в результате расчета термонапряженных зон в дальнейшем вырезались образцы для исследования после проведения термоциклических испытаний на изготовленных в РФ термобарьерных плитках.



Рисунок 5. Результаты термического и прочностного анализа конструкции термобарьерная плитка – болт крепления

Также дополнительно было проведено моделирование скола керамического покрытия. Результаты моделирования представлены на рисунке 6. В результате проведенных расчетов было установлено, что наличие скола керамического покрытия приводит к локальному росту напряжений в термобарьерной плитке на 13% и уменьшению коэффициента безопасности (Рисунок 6).



Рисунок 6. Результаты расчета с заложенным дефектом

В ходе проведенных работ применение лабораторных и стендовых испытаний, совместно с современными методами моделирования и расчета, показало свою эффективность и позволило значительно повысить обеспечение качества изготовления изделия и безопасность его эксплуатации.

ПРИМЕНЕНИЕ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ GEKO В ГАЗОДИНАМИЧЕСКОМ РАСЧЕТЕ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

С.В. Богданец

Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Россия *Bogdanec.sv@gmail.com*

Аннотация. В данной работе проведен анализ литературных источников по вопросу моделирования турбулентности в газодинамических расчетах осевых компрессоров. Определены основные причины возникновения погрешностей таких расчетов. В работе исследована новая модель турбулентности GEKO. На примерах общих валидационных тестов и открытых экспериментальных данных по осевому компрессору проведено сравнение результатов с экспериментом.

Введение. Важную роль в проектировании современных осевых компрессоров занимает точное численное моделирование газодинамических процессов в межлопаточных каналах. И основную неопределенность в результаты таких задач вносит способ разрешения или моделирования турбулентности течения. К настоящему времени на основании опыта и имеющихся вычислительных мощностей существует понимание о наиболее оптимальных имеющихся способах учета турбулентности. Но все равно они не идеальны. Отчасти поэтому разработчики все еще предлагают новые способы моделирования турбулентности. В данном исследовании речь пойдет о применимости в газодинамических расчетах осевых компрессоров модели турбулентности GEKO, которая была предложена Ф.Ментером, новой А.А.Матюшенко и Р.Лехнером в 2018 году [1].

Моделирование турбулентности. В настоящее время в инженерной среде используется подход для решения газодинамических задач под названием RANS. Его идея заключается в том, что исходные уравнения Навье-Стокса рассматриваются не для мгновенной скорости потока, а для осредненной составляющей. При этом для учета пульсационной составляющей скорости в уравнения RANS добавляется новый член рейнольдсовых напряжений, который необходимо, некоторым образом, определить, чтобы уравнения были замкнуты. Именно для этого существуют модели турбулентности. Наиболее популярной группой моделей турбулентности являются модели турбулентности вихревой вязкости, которые основываются на гипотезе Буссинеска. Основное положение гипотезы заключаются в том, что турбулентность полагается изотропной, при этом становится возможным определение неизвестных рейнольдсовых напряжений через известные осредненные характеристики турбулентности и течения [2].

Исторически уже в 40-50х годах прошлого столетия была разработана первая модель турбулентности семейства k- ω , затем в 1972 году большую надежду в моделировании турбулентости принесла разработка высокорейнольдсовой модели турбулентности k- ε . И опять за ней последовало разочарование сообщества. Разочарование основано на том, что разработанные модели имеют узкое применение (Здесь нарочито опущены факты о развитии алгебраических моделей, моделей Рейнольдсовых напряжений и модели Спаларта Аллмараса, так как по объективным причинам они не нашли своей популярности в практических расчетах турбомашин).

Из всех моделей турбулентности заметнее всего в расчетах внутренних течений оказывается модель SST, которая предложена Флорианом Ментором в 1993 году. Но даже она не удовлетворяет всех высоких требований к точности инженерных расчетов, даже в безотрывных течениях таких как течения с высокой кривизной линий тока и вращением. Течения, для которых гипотеза Буссинеска является недостаточно оправданной, также имеют повышенную погрешность расчетного прогнозирования (в компрессорах это локации углового отрыва и прочие неизотропности турбулентности). Известным фактом является то, что модель SST завышает размеры отрывных зон, возникающих под воздействием неблагоприятного градиента давления в "двухгранных углах". Помимо этого, как и все известные полуэмпирические модели турбулентности модель SST замедляет релаксацию течения после присоединения к равновесному состоянию (Рисунок 1).



Точками показаны данные из эксперимента, линиями показаны данные расчета с моделью турбулентности SST[2]

Рисунок 1. Распределение скоростей в диффузоре

Эмпирические коэффициенты в моделях турбулентности калибруются на основании базовых экспериментов обтекания плоской пластины, свободносдвиговой струи и т.д. При этом для простых расчетных случаев точность расчета оказывается высокой. Но в задаче могут появиться осложняющие факторы, которые потребуют дополнительной обработки. Например, отрицательный или положительный градиент давления вдоль стенки может значительно изменять интенсивность турбулентных пульсаций. При этом известно, что в диффузорных каналах компрессора продольный градиент давления существует всегда.

Для того чтобы нивелировать некоторые слабые места к основным моделям турбулентности разработаны поправочные модели.

Принцип работы модели Curvature Correction [3] заключается в том, что корректируется член генерации в уравнениях кинетической турбулентной энергии и удельной диссипации на основании величин скорости сдвига и скорости деформации. Сравнение с результатами DNS расчета показывает, что модель повышает точность расчетов с вращением (Рисунок 2).



Точками показаны результаты расчета DNS, линиями – результаты расчета на модели турбулентности SST оригинальной и SST модели с поправкой на кривизну [2]. Рисунок 2. Задача с вращением течения (слева) и расчетные результаты (справа)

Модель Corner flow correction вносит поправки в член рейнольдсовых напряжений уравнений импульсов за счет чего снижается эффект углового отрыва. Выражения также основываются на значениях скорости сдвига и скорости деформации.

Модель Reattachment Modification модифицирует модель турбулентности (SST) с целью повышения уровня турбулентности в срывных сдвиговых слоях у стенки за счет чего повышается точность определения точки присоединения вихря.

Помимо сложностей с расчетом течения в ядре потока существует необходимость учета режима течения пограничного слоя. В таком случае применяются модели ламинарнотурбулентного перехода, которых существует целый ряд от более сложных до менее слож-

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ

ных, алгебраических. Наиболее популярной в настоящее время моделью является модель Gamma Theta Transition Model, основанной на двух дифференциальных уравнениях, составленных для критерия перехода режима течения пограничного слоя и перемежаемости.

В расчете осевых компрессоров сейчас в основном применяются модели турбулентности k-ε RNG или SST с поправкой CC [3]. Все чаще используются новые и отработанные гибридные подходы. Сами разработчики расчетного программного обеспечения предлагают использование моделей турбулентности SST, GEKO [4]. Кроме того, очень важным вопросом в определении характеристик на неустойчивых режимах работы компрессора является моделирование ламинарно-турбулентного перехода и присоединения вихря; эти задачи решаются с помощью обозначенных выше моделей Reattachment Modification и Gamma Tetha.

Новая модель турбулентности. Моделей турбулентности существует большое множество. Хоть больших принципиальных отличий между ними не так много, на практике оказывается, что часть из них лучше описывает одни типы или части течения, а другие модели лучше работают в иных областях и течениях. В попытке сделать универсальную модель турбулентности в 2018 году была предложена обобщенная модель турбулентности авторами из Ansys и Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого [1]. Новая модель названа GEKO моделью турбулентности и в основе своей базируется на k- ω модели турбулентности с введением 6 настроечных коэффициентов [1]. Основная идея, которая заложена в модель заключается в том, что она может быть настроена с помощью изменения поправочных коэффициентов. В то время как во всех хронологически предыдущих моделях турбулентности вихревой вязкости изменение коэффициентов почти во всех случаях было невозможно (кроме коэффициента A1 в модели SST), так как приводило к сбою калибровки по обтеканию плоской пластины, поправочные коэффициенты в GEKO модели не сбивают общую калибровку и при этом локально влияют на отдельные характеристики течения. Например, коэффициент Сsep является главным параметром по расчету отрыва пограничного слоя, параметр Cmix влияет только на свободно сдвиговые течения и т.д. При этом за счет того, что модель принадлежит к семейству моделей турбулентности k-ω, она поддерживает все поправочные дополнительные модели, которые перечислены выше.

Уже существуют и описаны примеры использования модели турбулентности GEKO в других отраслях: аэрокосмическая отрасль с расчетом сверхзвуковой внешней аэродинамики [5] и расчет ракетного двигателя [6]

Расчеты простых задач с GEKO моделью турбулентности. В рамках исследования по применению модели турбулентности GEKO необходимо сперва воспроизвести валидационные тесты простых течений и определить влияние отладочных коэффициентов.

Для этой цели использованы открытые результаты эксперимента с продувкой осесимметричного диффузора [7] (Рисунок 3). Сравнение проводилось по величине динамической скорости, которая выражает величину касательных напряжений на стенке и по значениям коэффициента давления.



Рисунок 3. Схематичное изображение исследуемого диффузора [7]

Расчеты осевого компрессора с GEKO моделью турбулентности. Для исследования применимости модели турбулентности GEKO были использованы открытые результаты эксперимента двухступенчатого осевого компрессора [8] (Рисунок 4). Сравнение результатов с экспериментом проводилось, во-первых, по интегральным характеристикам (коэффициенты напора, расхода, коэффициенты полезного действия и т.д.), во-вторых, по распределениям локальных характеристик течения по высоте канала (углы атаки и отставания, компоненты скоростей, напор и т.д.) на номинальном и переменных режимах.



Рисунок 4. Экспериментальная установка исследуемого компрессора [8]

Выводы:

Обзор литературы по моделированию турбулентности в газодинамических расчетах с учетом новой модели турбулентности GEKO свидетельствует о применимости этой модели на основании тестовых расчетов осесимметричного диффузора и экспериментального низкоскоростного компрессора.

Дальнейшим развитием темы должны стать исследование модели турбулентности в сжимаемых течения транс и сверхзвуковых ступеней осевых компрессоров, а также исследование применимости модели в тепловых сопряженных расчетах, например, газовых турбин и жаровых труб камер сгорания.

Список литературы:

1. Menter, Florian & Matyushenko, Alexey & Lechner, Richard. (2020). Development of a Generalized K- ω Two-Equation Turbulence Model. 10.1007/978-3-030-25253-3_10.

2. Гарбарук А. В. Современные подходы к моделированию турбулентности : учеб. пособие / А. В. Гарбарук [и др.]. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 234 с

3. Smirnov, Pavel & Menter, Florian. (2009). Sensitization of the SST Turbulence Model to Rotation and Curvature by Applying the Spalart–Shur Correction Term. Journal of Turbomachinery-transactions of The Asme - J TURBOMACH-T ASME. 131. 10.1115/1.3070573.

4. Best Practice: RANS Turbulence Modeling in Ansys CFD Version 1.0 F.R. Menter / R. Lechner, Ansys Germany GmbH A. Matyushenko, NTS, St. Petersburg, Russia

5. Jung, Yeong-Ki & Chang, Kyoungsik & Bae, Jae. (2021). Uncertainty Quantification of GEKO Model Coefficients on Compressible Flows. International Journal of Aerospace Engineering. 2021. 1-17. 10.1155/2021/9998449.

6. Strokach, Evgenij & Zhukov, Victor & Borovik, Igor & Sternin, Andrej & Haidn, Oskar. (2021). Simulation of a GOx-GCH4 Rocket Combustor and the Effect of the GEKO Turbulence Model Coefficients. Aerospace. 8. 341. 10.3390/aerospace811034

7. Azad, Ram S. and Sadek Z. Kassab. "Turbulent flow in a conical diffuser: Overview and implications." Physics of Fluids 1 (1989): 564-573.

8. Technical report AD-A141 796 Aerodynamic design and performance of a two-stage, axial-flow compressor

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА АВТОМАТИЧЕСКОГО ПОСТРОЕНИЯ МОДЕЛЕЙ РАБОТЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ В СИСТЕМЕ SMART MAINTENANCE

Д.Н. Немирович-Скрабатун

Ctrl2Go Solutions, г. Москва, Россия <u>dtv_92@mail.ru</u>

Аннотация. Системы автоматизированного мониторинга и диагностики с каждым годом становятся все популярнее в энергетическом секторе. «Умные» системы используют различные типы моделирования и прогнозирования работы оборудования для упрощения обработки поступающей информации со множества датчиков. Чаще всего используют статистические методы моделирования. Этот доклад посвящен одному из самых важных вопросов в построении статистических моделей работы технологического оборудования. Обработка данных для построения модели может быть ручной или автоматизированной. Во втором случае существенно снижается трудоемкость работы, но, что наиболее важно – человек может совсем не принимать участие в этом процессе. В докладе приведен алгоритм автоматизированной обработки данных, реализованной в системе Smart Diagnostics (часть Smart Maintenance¹). Реализованный алгоритм является важной составляющей системы, позволяющей своевременно выявлять отклонения в работе оборудования.

Введение. Техническая диагностика является составной частью технического обслуживания. Основной задачей технического диагностирования является обеспечение безопасности, функциональной надёжности и эффективности работы технического объекта, а также сокращение затрат на его техническое обслуживание и уменьшение потерь от простоев в результате отказов и преждевременных выводов в ремонт. Техническая диагностика также включает в себя мониторинг технического состояния и его прогнозирование.

Основным плюсом любой автоматизированной системы мониторинга и контроля за техническим состоянием является снижение финансовых затрат на обслуживание подключенного к системе прогностики оборудования путем перехода к обслуживанию по техническому состоянию, снижению количества непредвиденных остановов к минимуму, предсказания возможных аварийных ситуаций. Также системы мониторинга позволяют оптимизировать режимы работы оборудования, выявлять скрытые причинно-следственные связи в работе подсистем. Последнее особенно помогает при расследованиях аварий инструментами систем прогностики. К плюсам также стоит отнести возможность поиска аномалий в работе на основе использования информации об отклонениях однотипного оборудования.

Главным недостатком такой системы является необходимость наличия высококвалифицированного персонала для интерпретации результатов мониторинга в случае отсутствия достаточного уровня автоматизации процессов диагностирования дефектов (правила, база дефектов и т.п.). К недостаткам систем, в основу которых заложены статистические методы обработки данных, можно отнести появление ошибок первого и второго рода в режиме мониторинга оборудования. Другими словами - возможно ложное срабатывание системы или пропуск аномалии. При некорректной модели аномалии не будут распознаваться или наоборот, неизвестные режимы работы будут оцениваться как аномальные. К недостаткам зачастую относят вопросы безопасности передачи данных, возможность подмены сигнала извне.

Все системы мониторинга и диагностики во многом схожи. Отличаются они друг от друга используемыми математическими методами предсказательной аналитики, положенными в их основу. Большинство компаний стремится разработать свою систему мониторинга с целью

¹ SmartMaintenance от компании Ctrl2Go Solutions включено в Реестр отечественного программного обеспечения Приказ Минкомсвязи России от 18.06.2019 №335

снижения затрат на техническое обслуживание. Первопроходцами в этом были западные компании Siemens, General Electric, Oracle, AVEVA (Schneider Electric), Emerson. При этом из российских компаний первопроходцем был АО «Ротек», система диагностики которого была подключена к первым объектам в 2015 году. После 2016 года другие компании также начали свои разработки. Например, ПАО «Силовые машины». В 2016 году Ctrl2GO Solutions (ранее – Clover) начал разработку системы мониторинга Smart Maintenance для прогнозирования состояния и автоматизации технического обслуживания локомотивов. В 2022 году для сектора энергетики и нефтегазовой промышленности подготовлен к выпуску третий релиз системы – Smart Diagnostics.

Статистические модели наиболее часто используются в системах мониторинга, поскольку процесс их построения зачастую проще, чем физических. Но такие модели имеют один существенный недостаток - устаревание в процессе работы. Это происходит из-за естественных деградационных процессов, после пусков и ремонтов. Если модель работы оборудования устарела, то ее необходимо актуализировать или обновить. Если этого не сделать, то результаты диагностики будут некорректными.

Алгоритм подготовки данных для построения статистических моделей. Процесс обработки данных при построении и актуализации модели трудоемкий- необходимо выявить отказавшие датчики, пересмотреть состав аргументов, определить и исключить аномальные участки работы. По этой причине автоматизация этого процесса является актуальной задачей. Иными словами процесс автоматизации построения модели решает вопросы выбора аргументов и модельного интервала работы без участия человека.

Здесь стоит отметить, что статистическая модель строится отдельно для каждого из режимов работы, которые характеризуются определёнными значениями рабочих параметров. Под режимом работы понимаются некоторые условия, задаваемые пользователем. Например, если активная мощность турбины более 50 МВт, и, если скорость вращения более 2950 об/мин, и, если сигнал «в сети» равен 1, то это режим работы «номинальный». Это условное задание режима работы экспертом. Режим работы также может быть определен с помощью математических методов. Например, с помощью различных методов кластеризации. Оба варианта доступны в системе Smart Diagnostics компании Ctrl2GO Solutions.

Турбомашины имеют некоторые особенности в построении статистических моделей. Чем сложнее агрегат, тем больше на нем установлено датчиков, или же точек контроля. В каждой точке контроля может сниматься несколько параметров, которые могут быть как дискретными, так и аналоговыми сигналами.

Аналоговые сигналы могут иметь бесконечное множество возможных значений в определенных пределах. Их можно представить непрерывной функцией или кусочно-непрерывной, зависящей от времени и других переменных. К аналоговым сигналам относятся все физические измерения, такие как температура, давление, скорость и т.д.

Дискретные сигналы имеют два или более фиксированных значений, причем количество этих значений всегда выражается целыми числами. Дискретный сигнал изменяет свое значение только в моменты дискретизации. К таким сигналам относятся: срабатывания сигнализаций, переключения насосов, индикация работающего оборудования и т.п.

В турбомашинах аналоговые сигналы изменяются практически непрерывно, как только значение параметра перейдет шумовой предел, то есть превысит значение мертвой зоны датчика КИПиА или АСУ ТП. Дискретные параметры могут не меняться месяцами и, как правило, имеют не более двух значений (0/1; вкл/выкл).

На простых агрегатах не все аналоговые параметры идут в АСУ ТП. Например, на вспомогательном оборудовании (насос, вентилятор...) в АСУ ТП может идти только дискретный сигнал превышения температуры определённого значения (уставки), а не само аналоговое значение температуры.

Для построения моделей работы оборудования, как правило, используют аналоговые сигналы. Дискретные сигналы также могут использоваться, но только в статистических моделях или для задания условий расчета в физических. В общем случае они пригодны для определения режима работы в случае многорежимного мониторинга.

Моделирование рабочего процесса в турбомашинах может быть физическим, статистическим (математическим) или гибридным.

Физическое моделирование наиболее понятно для специалиста. Модель задается системой известных математических уравнений, описывающих физический процесс. Расчёт модели во многом схож с процессом проектирования такого агрегата с нуля. Физическая модель может быть применена практически к любой единице оборудования того же типа. Необходимо только провести настройку под конкретный агрегат, так как условия работы отличаются от идеальных.

Физические модели в системах мониторинга только начинают использоваться ввиду сложности построения и вычисления. При этом требуются высококвалифицированные специалисты, знающие специфику работы агрегата, способные построить модель в каком-либо программном продукте и способные оценить корректность ее работы. Учитывая, что мощные турбомашины (паровые и газовые турбины) выпускаются в небольшом количестве для строительства или модернизации конкретного объекта, а их мониторинг наиболее целесообразен, модель строится для нескольких единиц оборудования. Это трудоемкий и сложный процесс. По этой причине чаще всего в системы мониторинга заводятся расчетные значения параметров (которые требуется математически дорасчитать), а не строится физическая модель полностью.

Статистическое моделирование основано на данных, полученных по результатам работы конкретного агрегата. Такие модели применимы только к данному экземпляру aгрегата и не могут быть использованы для других однотипных агрегатов. В системе Smart Diagnostics для построения статистическом модели специалисту нет необходимости обладать глубокими знаниями в области работы – контролируемого оборудования, хотя это является неоспоримым преимуществом такого специалиста.

Для статистического моделирования важно выбрать аргументы модели так, чтобы диагностика состояния была наиболее полной. Выбор аргументов зависит от метода, по которому будет строиться модель. Так, для самообучающих методов специалист может не выбирать состав аргументов, алгоритм это сделает за него.

Для построения статистических моделей, как правило, используют только аналоговые параметры, хотя ряд методов позволяет использовать и дискретные. С фиксацией изменений дискретных параметров прекрасно справляется АСУ ТП (сигнализация на уставках), а вот отклонения аналоговых она выявляет существенно позже, чем статистические модели.

После выбора аргументов специалист должен выбрать участки работы агрегата, на которых не было отклонений в работе: они будут считаться модельными.

Для построения модели любым статистическим методом необходима подготовленная выборка данных, то есть данные, которые будут считаться эталонными. Они представляют из себя архивные данные работы оборудования, как правило, в виде матрицы, в которой каждый параметр - столбец, а данные синхронизированы и каждая строка - временной срез данных по всем параметрам (рисунок 1).

Выборка может быть уже отфильтрована по режиму работы, т.е. включать в себя только точки режима, или включать в себя все данные. Алгоритм подготовки выборки работает на данных режима, вне зависимости на каком этапе проводится фильтрация точек.

Первым шагом алгоритма является выбор аргументов. Автоматический выбор аргументов подразумевает обработку исходной выборки по некоторому алгоритму с целью оптимального выбора модельных параметров. Рассмотрим один из возможных вариантов подобного алгоритма.

	Активная мощность	Давление перед компрессором	Давление за компрессором	Давление в КС	Давление уходящих газов на выхлопе П	Температура баббита подшипника №2 компрессора			
28.03.2020 0:00	45,7418	99,2269	1,87368	1,79348	101,783	75,5			
28.03.2020 0:10	46,1441	99,2168	1,8754	1,80352	101,783	75,6			
28.03.2020 0:20	46,2049	99,2139	1,8754	1,81383	101,85	75,6			
28.03.2020 0:30	46,3322	99,2023	1,88589	1,81428	101,723	75,6			
28.03.2020 0:40	46,3872	99,1994	1,88589	1,81428	101,789	75,5			
28.03.2020 0:50	46,9834	99,1806	1,89701	1,82558	101,838	75,5			
28.03.2020 1:00	46,8184	99,1806	1,90705	1,83697	101,84	75,6			
Рисунок 1. Вид выборки									

Выборка содержит N параметров, но не все они могут использоваться в модели. Ряд методов может использовать в модели дискретные параметры, но для диагностики использование таких параметров имеет малое значение. Поэтому, из модели в первую очередь удаляем дискретные параметры.

Дискретные параметры имеют свою «маркировку» в АСУ ТП, поэтому их исключение из модели легко проводить по данной метрике. Исключив дискретные сигналы, получаем массив N_0^{arg} .

Далее удаляем счетчики (часы наработки, количество пусков и т.д.), поскольку эти параметры не несут в себе диагностической информации. Особенностью подобных параметров является постоянное их увеличение или уменьшение без колебаний. В редких случаях счетчики могут обнуляться, но этим случаем мы пренебрегаем. Для исключения счетчиков рассчитываем для каждого N_i из N_0^{arg} изменение:

$$\Delta N_i = N_i^{\ m} - N_i^{\ m-1}$$

Где N_i^m - значение і -го параметра в m-ой точке.

Оцениваем количество положительных, нулевых, отрицательных значений ΔN_i (Δ_+) в процентах, (Δ_0) и (Δ_-) соответственно. Сумма $\Delta_+ + \Delta_0 + \Delta_- = 1 = 100\%$.

Если $\Delta_+ + \Delta_0 = 100\%$ или $\Delta_0 + \Delta_- = 1 = 100\%$, исключаем параметр из модели. Таким образом получаем массив N_1^{arg}

Затем следует определить вышедшие из строя датчики. АСУ ТП может определять отказавшие датчики, в этом случае, поступающий с них сигнал становится «плохим». Параметры, имеющие на всей выборке данные плохого качества, исключаются автоматически. Часть отказов система мониторинга может поймать ранее, чем это определит АСУ ТП, например, как на рисунке ниже.

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ



Рисунок 2. Пример отказа датчика

В данном случае для исключения такого параметра необходимо определить процент выбросов данных и уже по ним отбраковать параметр из модели. Как только датчик восстановит свои нормальные показания, его необходимо вернуть в модель, если данных для этого достаточно.

Далее удаляем из модели постоянно регрессирующие параметры. Такие параметры следует заменить на их производные для отслеживания динамики, но сами по себе они вносят постоянное возмущение в статистические модели.

Чтобы определить постоянно регрессирующие параметры рассчитываем простое скользящее среднее для изменений каждого N_i . Для расчета берется интервал A строк (временных точек измерения параметра в выборке):

$$SMA_j = \frac{1}{A} \times \sum_{i=0}^{m-1} (\Delta N_i)_{j-m}$$

Оцениваем количество положительных, нулевых, отрицательных значений SMA. Если количество положительных или отрицательных значений более заданной величины, исключаем параметр из модели. Таким образом получаем массив N_{arg}^{max} – массив параметров, которые могут быть использованы при построении модели.

После определения списка модельных параметров можно их сгруппировать различными способами или построить модель по всем возможным параметрам. Рассмотрим последний случай.

Алгоритм отбраковки точек по сформированному модельному списку универсален и не зависит от состава аргументов. Задачей отбраковки точек является определение модельных участков работы оборудования. Аномальные участки, которые необходимо удалить, могут представлять из себя отдельные выбросы параметров, так и целые участки непрерывной работы агрегата.

Под удалением или исключением точки из выборки имеется в виду исключение среза данных по всем параметрам. Т. е., если в момент p поведение параметра N_i аномальное, то из модели исключаются значения всех параметров в момент p.

Первым этапом определяем качество параметра в точке, т.е. временном срезе. Если точка имеет плохое качество, то вся строка данных исключается из модели. Если количество плохих точек какого-либо параметра превышает заданную величину, то параметр необходимо временно исключить из модели.

Вторым этапом определяются выбросы для каждого параметра. В случае нормального распределения отбраковку выбросов можно провести по межквартильному расстоянию.

$$x_{\text{H.F.}} = x_{0,25} - a \times (x_{0,75} - x_{0,25})$$
$$x_{\text{B.F.}} = x_{0,75} + a \times (x_{0,75} - x_{0,25})$$

Где $x_{\text{н.г.}}$ и $x_{\text{в.г.}}$ – нижняя и верхние границы, при пересечении которой точка считается выбросом. $x_{0,25}$ – первый квартиль параметра x, $x_{0,75}$ - третий квартиль параметра x. a – константа (обычно принимается 1,5).

Если же распределение параметра ненормальное, то необходимо проводить отбраковку по иному алгоритму. Для этого рассчитывается коэффициент асимметрии $h(x_i, x_j)$ и распределение приводится к нормальному типу.

$$h(x_i, x_j) = \frac{(x_j - x_{0,5}) - (x_{0,5} - x_i)}{x_j - x_i}, x_i \le x_{0,5} \le x_j$$

$$MC = med h(x_i, x_j)$$

$$MC \ge 0, \begin{cases} x_{\text{H.F.}} = x_{0,25} - 1.5e^{-4MC} (x_{0,75} - x_{0,25}) \\ x_{\text{B.F.}} = x_{0,75} + 1.5e^{3MC} (x_{0,75} - x_{0,25}) \end{cases}$$

$$MC < 0, \begin{cases} x_{\text{H.r.}} = x_{0,25} - 1.5e^{-3MC} (x_{0,75} - x_{0,25}) \\ x_{\text{B.r.}} = x_{0,75} + 1.5e^{4MC} (x_{0,75} - x_{0,25}) \end{cases}$$

Если количество выбросов параметра превышает заданную величину, то параметр следует полностью исключить из модели (датчик считается отказавшим).

Третьим этапом оцениваем количество уникальных значений параметра. Если параметр, после отбраковки точек на первых двух этапах имеет менее трех значений, то он исключается из модели. Это обусловлено количеством опорных векторов, которые используются в обучающей матрице.

Между каждым этапом оценивается достаточно ли точек для построения модели. Если недостаточно, то часть параметров удаляется из модели. Также оценивается полнота аргументов. Если параметров для построения оказывается менее заданной величины, то построить модель невозможно ввиду недостатка данных.

Обновление или же актуализация устаревшей модели проходит по схожему алгоритму. Для обновления необходимо загрузить новые данные работы агрегата для заданного режима работы и провести отбраковку точек по описанному выше алгоритму. Дополнительно оценивается необходимость удаления старых точек.

По подготовленной выборке строится модель с помощью статистических методов моделирования. В режиме онлайн мониторинга текущее состояние сравнивается с модельным и в случае наличия отклонения в работе пользователю выдается оповещение.

Представленный алгоритм реализован в системе мониторинга Smart Diagnostics.

Smart Diagnostics. Smart Diagnostics– автоматизированная система мониторинга, диагностики и прогнозирование изменения технического состояния на основе собранных данных промышленного оборудования, разработанная компанией Ctrl2Go Solutions (paнee – Clover). Первая версия системы реализована для диагностики состояния локомотивов. На данный момент система контролирует более 20 000 локомотивных секций, используется в 60 депо и позволяет прогнозировать их техническое состояние, обрабатывая до 10 Тб информации в сутки. За время эксплуатации Smart Maintenance сократила время диагностики поломок в четыре раза, а также снизила простои подвижного состава на 12%. Второй релиз системы был разработан для адаптации к энергетическому сектору, но без изменения IT-архитектуры системы и методов анализа. В третьем релизе полностью переработана архитектура проекта, разработаны новые методы и инструменты диагностики состояния под требования и оборудования в энергетике и нефтегазовом секторе.

В основу Smart Diagnostics заложен ряд математических методов: методы кластеризации данных для определения режимов работы оборудования, методы моделирования на основе подобия для выявления аномалий в работе оборудования, метод группового учета аргументов для задач прогнозирования.

Система разрабатывается в первую очередь для оборудования секторов энергетики и нефтегаза, но используемые методы и универсальная архитектура системы позволяет использовать ее для диагностики оборудования на любом производстве (добывающая и обрабатывающая промышленность, металлургия, транспорт).

Для третьего релиза было принято решение заложить в основу системы методы статистического моделирования, поскольку они позволяют охватить больший объем объектов для диагностики. Помимо этого, в систему можно интегрировать физические модели, а также прогнозировать техническое состояние оборудования.

Основным преимуществом Smart Diagnostics является полная автоматизация работы алгоритма построения статистической модели работы оборудования и их обновления по мере необходимости. Но эксперт имеет возможность создавать свои модели. При этом система позволяет группировать параметры для построения модели различными способами: формировать модели работы узла, группировать на основе корреляций или произвольным способом на усмотрение пользователя. Возможно построение модели по всем параметрам агрегата.

В дополнение к статистическим методам Smart Diagnostics использует задаваемые экспертом диагностические правила для определения возможного типа дефекта или неисправности.

Для прогнозирования технического состояния подключенных к системе агрегатов используется метод группового учета аргументов (МГУА). Прогноз технического состояния турбомашин позволяет существенно снизить количество аварийных остановов, спланировать ремонтные работы и т.д. по этой причине наличие прогнозного блока в системах мониторинга является неотъемлемой составляющей.

Заключение. Основные методы технической диагностики применяются в рамках инспекций оборудования при планово-предупредительных ремонтах (ППР). В большую инспекцию проводится ряд исследований оборудования на предмет дефектов. Объемы работ строго прописываются. Бывают ситуации, когда по ППР необходимо заменить вкладыш подшипника, хотя фактически в этом нет необходимости. Подобные ситуации являются одной из причин создания систем прогностики и мониторинга технического состояния, которые позволяют заблаговременно прописать объем необходимых работ в период ремонта и избежать лишних затрат или возможной аварии при невыполнении каких-либо работ. Также такие системы позволяют перейти к обслуживанию по состоянию в соответствии с требованиями п.11 приказа N1013 Минэнерго РФ от 25 октября 2017 г., т.е. проводить ремонты не в прописанные планом сроки, а в сроки, когда это действительно необходимо.

Системы мониторинга являются одним из звеньев перехода энергетики к Индустрии 4.0. Любой объект, имеющий систему сбора информации, может быть подключен к такой системе. Поскольку стратегии развития Министерства энергетики РФ до 2035 года числится пункт о цифровизации отрасли, подключение оборудования ТЭС к системам мониторинга и прогностики является вопросом времени. На данный момент ни в одной электрогенерирующей компании России не применяется подход к ремонтам по состоянию.

Внедрение системы Smart Diagnostics на объектах энергетики и нефтегаза делает эксплуатацию основного оборудования предсказуемой и позволяет перейти к обслуживанию по техническому состоянию. Третий релиз системы для энергетического оборудования имеет широкий функционал, позволяющий строить различные модели работы оборудования. Особенностью системы является полная автоматизация построения статистических моделей. При этом пользователь может строить свои модели с необходимой ему конфигурацией. Прогнозный блок позволяет предсказывать наиболее вероятное состояние агрегата в будущем, что полезно с точки зрения планирования ремонтных работ и снижения количества аварийных остановов.

Список литературы:

1. Наумов С.А., Крымский А.В., Липатов М.А, Скрабатун Д.Н. Опыт использования удаленного доступа и предсказательной аналитики состояния энергетического оборудования /// Теплоэнергетика. 2018. №4 с. 21-33.

2. Тарасов И.В. Индустрия 4.0: понятие, концепции, тенденции развития // Стратегии бизнеса. -2018. -№6(50). - с.57

3. Энергетическая стратегия Российской Федерации на период до 2035 года: проект- Режим доступа: https://minenergo.gov.ru/node/1920

4. Бассвиль М., Виски А., Банвенист А. и др. Обнаружение изменения свойств сигналов и динамических систем. М.:Мир,1980.-278 с., ил.

5. Hubert M., Vandervieren E. An Adjusted Boxplot for Skewed Distributions // Proceedings in Computational Statistics.2004.Pages 1933-1940

НАУЧНЫЕ ПРОБЛЕМЫ И ДОСТИЖЕНИЯ В РАЗРАБОТКЕ И ИССЛЕДОВАНИИ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТУ

Л.А. Булысова, В.Д. Васильев

OAO «ВТИ» <u>bulysov@mail.ru</u>

Аннотация. Изложены основные этапы разработки МЭКС ГТЭ-110М и достигнутые результаты, полученные в одногорелочном отсеке на стенде полных параметров. Представлен перечень необходимых работ для подготовки испытаний комплекта жаровых труб на испытательном стенде в составе ГТУ.

Перечислены возможные риски, такие как: перегревы отдельных участков металла стенок жаровых труб, превышение потерь давления на топливных линиях, отклонение от заданной эпюры поля температуры на входе в турбину, отсутствие зажигания отдельных жаровых труб, возникновение пульсаций давления с высокими амплитудами и пр., и пути их устранения.

Рассмотрены критические импортные комплектующие, которые требуют замены на отечественные аналоги.

Введение. В настоящее время российская энергетика остро нуждается в техническом перевооружении ГТУ собственного производства с широким использованием.

На сегодняшний день, такой отечественной ГТУ, имеющей наибольшую степень готовности к массовому выпуску и внедрению является ГТЭ-110М производства «ОДК-Сатурн».

ГТЭ-110М, предназначенная для выработки электрической и тепловой энергии в составе газотурбинных и парогазовых энергетических установок ГТЭ-110, ПГУ-165 и ПГУ-325 мощностью 110, 165 и 325 МВт соответственно, для выработки электрической и тепловой энергии. С малоэмиссионной камерой сгорания эта ГТУ позволит удовлетворить требования к эмиссионным характеристикам, предъявляемые к современным энергетическим газотурбинным установкам. Кроме того, возможно высокий КПД ПГУ приведет к сокращению потребления топлива, тем самым уменьшая выбросы СО₂ на единицу произведенной электроэнергии.

На сегодняшний день турбина ГТЭ-110М со штатной (не малоэмиссионной камерой сгорания) продолжает опытно-промышленную эксплуатацию на Ивановских ПГУ, успешно подтверждая требуемые параметры, работая без сбоев и нареканий.

Для успешного использования на российских ТЭС ГТУ ГТЭ-110М необходимо выполнить испытания малоэмиссионной камеры сгорания в составе двигателя.

Малоэмиссионная камера сгорания – один из наукоемких и технологичных узлов ГТУ. Мировые лидеры по производству газотурбинных установок: Дженерал Электрик, Сименс, Митсубиси потратили и продолжают тратить на их совершенствование и оптимизацию, использование новых технологий и материалов, развитие системы автоматического управления значительное время и ресурсы. От МЭКС во многом зависит КПД и экологические показатели установки, ее надежность, гибкость работы.

ОАО «ВТИ» с 2007 г. ведет работу по созданию МЭКС для ГТЭ-110М. Пройден большой путь от разработки модельной камеры сгорания до экспериментального образца, от испытаний на стенде атмосферных параметров до испытаний на полных параметрах в одногорелочном отсеке. На сегодняшний день изготовлен комплект жаровых труб для двигателя.

МЭКС двухтопливная, может работать на природном газе и жидком топливе, в качестве резервного или аварийного. Это типичная камера сгорания, использующая предварительное перемешивание топлива и воздуха для получения низких эмиссий NO_x. Она состоит из горе-

лочного устройства (ГУ), жаровой трубы (ЖТ), газосборника и кожуха охлаждения жаровой трубы (см. рисунок 1).





1 – горелочное устройство; 2 – жаровая труба; 3 – газосборник; 4 – кожух охлаждения жаровой трубы

Рисунок 1. МЭКС ГТД-110М:

а – трехмерная модель; *б* – основная горелка; *в* – пилотная горелка; *г* – кожух охлаждения жаровой трубы; *д* – жаровая труба и газосборник в сборе

В свою очередь ГУ состоит из пилотной (ПГ) и основной (ОГ) горелок. Первая служит для розжига и работы от ХХ до 50% нагрузки ГТУ. Топливо в ПГ поступает через отверстия, расположенные на ее торце, и диффузионно сжигается. Вторая – ОГ, работает от 50 до 100% нагрузки ГТУ. Топливо ОГ поступает через отверстия в лопатках завихрителя в зону предварительного перемешивания, где происходит подготовка топливовоздушной смеси (TBC), которая поступает в жаровую трубу, где происходит кинетическое сжигание. ОГ имеет два топливных канала (ОСН1 и ОСН2), за счет которых происходит регулирование качества топливовоздушной смеси, выходящей из зоны предварительного перемешивания. Регулирование топливовоздушной смеси в зависимости от нагрузки и температуры наружного воздуха [1].

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ

Испытания МЭКС ГТЭ-110М в одногорелочном отсеке при полных параметрах были проведены в 2015 г на стенде Ц-17 ЦИАМ. Результаты, полученные при испытаниях на полных параметрах, подтвердили пригодность МЭКС для двигателя. Эмиссии NOx в диапазоне нагрузки от 50 до 100% ниже 45 мг/нм³ при 15% О₂, высокая полнота сгорания (близкая к единице) и устойчивая работа на стационарных режимах (см. таблица 1 и рисунок 2) [2].

Таблица 1. Результаты испытаний на полных параметрах

Параметры	Π	ОАО "ВТИ"
Коэффициент полноты сгорания топлива на расчетном режиме, %	99,95	99,99
Коэффициент потерь полного давления в КС, %	≤5,5	5,7
Радиальная неравномерность температуры газа на выходе из КС	≤1,04	1,04
Максимальная неравномерность температуры газа на выходе из КС	≤1,17	1,096
Надежное воспламенение топлива при пусках на природном газе. Время розжига, сек	≤10	≤5
Пульсации давления со среднеквадратичным значением амплитуды на главной частоте (0,001Р*к)	≤0,1%	0,6-0,9%
Температура металла, "С:		
жаровой трубы	-	≤918
газосборника		≤900
Устойчивая работа (без погасания) и "проскока" пламени в элементах горелочного устройства	a _{cp} ≥1,5a _{pa6}	39 3,23,3
Содержание оксидов азота (NOx) в выхлопных газах при работе на газообразном топливе, мг/нм ³ к 15 % О2: от 0,5 до 1,0 номинальной мощности	≤50	29 - 41
Содержание оксида углерода (СО) в выхлопных газах при работе на газообразном топливе, мг/нм ³ :	≤80	≤10
Количество регулируемых каналов подачи газообразного топлива	≤3	3
Количество регулируемых каналов подачи жидкого топлива	≤3	2



Рисунок 2. Результаты испытаний на стенде ЦИАМ при натурном давлении

Испытания при натурных параметрах выявили ряд проблем:

- не обеспечена пропускная способность топливных каналов пилотного и основного первого;

LXIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин

– наблюдаются локальные перегревы стенок жаровой трубы вблизи горелочного устройства и в поясе отверстий смесителя;

 форма эпюры поля температур на выходе не соответствует заданной в техническом задании;

 реализация топливного канала не является оптимальной и требует доработки лопаток завихрителя основной горелки.

Все замечания были устранены при последующей доводке МЭКС в стендовых условиях ВТИ:

- увеличена пропускная способность топливных каналов пилотного и основного первого;

снижена температура стенок ЖТ;

- выполнен канал OCH1 в лопатках завихрителя OГ.

Проведенные в одногорелочном отсеке на стенде ОАО «ВТИ» испытания подтвердили эффективность выполненных мероприятий.

По результатам доводки опытного образца был изготовлен двигательный комплект МЭКС (см. рисунок 3).



в)

г)

Рисунок 3 Фотографии комплектов сборочных единиц МЭКС ГТЭ-110М: *а* – газосборники; *б* – жаровые трубы; *в* – кожухи охлаждения ЖТ; *г* – пилотные горелки

На базе расчетных и экспериментальных данных, полученных при анализе работы МЭКС при различных нагрузках ГТУ и наружных температурах, был разработан технологический алгоритм управления МЭКС ГТЭ-110М для испытаний в составе двигателя. В 2016 г., специалистами ЗАО «Интеравтоматика», разрабатывающими САУ данного двигателя, технологический алгоритм управления МЭКС был добавлен в общую систему управления.

Очевидно, что пройден большой путь, как по времени (более 10 лет), так и по проделанному объему работ (расчетных, экспериментальных, аналитических, конструкторских и пр.), который, на сегодняшний день, делает возможным подготовку МЭКС к испытаниям на двигателе и ее дальнейшее широкое применение.

Необходимо понимать, что объем работ, который предстоит выполнить для обеспечения успешной работы МЭКС на двигателе, сопоставим с уже проделанным и является важной

и неизбежной частью на пути к внедрению МЭКС на ГТД-110М. Все, полученные до сих пор данные, касались одной жаровой трубы, установленной в одногорелочный испытательный отсек. Несмотря на то, что отсек полностью имитировал 1/20 часть корпуса двигателя, эффекты, которые связаны с распределением воздуха и топлива по жаровым трубам, идентичностью исполнения каждой жаровой трубы, геометрическим расположением каждой из них по окружности, взаимодействием процесса горения в каждой ЖТ и оказываемым при этом влиянием на процессы в соседних ЖТ, динамикой горения, не могли быть учтены.

Ниже перечислены работы, которые необходимо выполнить для внедрения МЭКС в промышленную эксплуатацию:

• Ревизия полного комплекта секций (20 шт.) и оборудования для камеры сгорания газотурбинной установки ГТЭ-110М;

• Снятие расходных характеристик топливных каналов каждой горелки, при необходимости, подбор дросселей для снижения разброса расходов до допустимого значения. Выявление существенных отклонений расходных характеристик комплекта снизит риск неполадок при регулировании малоэмиссионных режимов и позволит избежать завышенных выбросов;

• Получение расходных характеристик воздушных трактов ГУ и ЖТ, позволит заранее выявить ошибки изготовления или сборки и снизить вероятность повышенных выбросов и риск возникновения пульсаций давления при переходе на малоэмиссионный режим работы;

• Снятие расходных характеристик центробежных форсунок и аэрораспыла, что, с одной стороны позволит создать базу данных по их характеристикам до эксплуатации, а с другой вовремя избежать перекосов поля температур на выходе из турбины и ее аварийных остановов;

• Проведение огневых испытаний на стенде камер сгорания всех 20 шт. жаровых труб/или выборочно из комплекта для уточнения регулирующих зависимостей и критериев (констант) управления топливом и ухода от пульсаций давления на переходных режимах;

• Сопровождение испытаний ГТЭ-110М с МЭКС необходимо с авторским надзором при сборке и препарации измерительной оснастки). С учетом разработанной ВТИ инструкции по наладке режимов горения и программы испытаний, без которых нет гарантии безаварийной работы МЭКС и правильности работы САУ.

• Разработка альтернативной системы розжига отечественного производства в рамках импортозамещения, в том числе:

- разработка технических требований к системе розжига;

- выбор поставщика;

- определение оптимального расположения запального устройства в камере сгорания;

- подготовка материальной части к установке запальника;

- проведение экспериментальных исследований с целью подтверждения работоспособности предложенной системы розжига;

- проверка ее влияния на переходный процесс (с пилотной горелки на основную) с целью увеличения его устойчивости;

- проверка работоспособности системы розжига при быстром сбросе нагрузки и погасании.

Уже сейчас необходимо планировать улучшение работы МЭКС и разрабатывать мероприятия по расширению малоэмиссионного диапазона ее работы в область более низких нагрузок ГТУ. В качестве направлений (вариантов) можно рассмотреть установку узкополосных шумоглушителей, которые позволят расширить границу устойчивого горения и/или изменение схемы горения с однозонной на последовательную двузонную.

Наряду с разработкой МЭКС ГТЭ-110 в ВТИ исследованы перспективы малоэмиссионного сжигания при дальнейшем повышении температуры газов перед турбиной до 1700 °С [3-5] с применением последовательного двузонного сжигания топлива, которое позволяет широко регулировать процессы, протекающие в камере сгорания [6-7].

Необходимо также уже сегодня думать о контроле развития дефектов в камере сгорания, для чего необходимо накапливать базу данных о работе МЭКС, продумывать дополнительные измерения, которые позволят выявить опасные явления на их ранней стадии. Проводить поиск критериев и зависимостей, по которым возможно вычислять неполадки.

Опыт передовых производителей ГТУ, показывает, что процесс создания МЭКС долог, сложен, затратен. Это постоянный процесс поиска лучших вариантов, оптимизации конструкции, материалов, повышение надежности, улучшения характеристик и т.д. Возникают новые требования, новые вызовы на которые необходимо отвечать, чтобы быть востребованным и конкурентноспособным.

Список литературы:

1. В. Д. Васильев, Л. А. Булысова, А. Л. Берне "Влияние эпюры концентрации топливовоздушной смеси на динамические процессы в малоэмиссионной камере сгорания" Теплоэнергетика №12 2016

2. Булысова Л.А, Васильев В.Д., Берне А.Л., Гутник М.М, Гутник М.Н. "Результаты испытаний малоэмиссионной камеры сгорания ГТЭ-110 при полных параметрах", Электрические станции 2016 г., №6, стр. 28-33

3. Л. А. Булысова, А. Л. Берне, К.С. Пугач "Параметрические расчетные исследования снижения эмиссий NOx при организации последовательного сжигания топлива с диффузионной второй зоной", Электрические станции, №5, 2018, С. 2-8

4. Булысова Л. А., Васильев В.Д., Гутник М.Н., Гутник М.М, Берне А. Л, Пугач К.С. "Экспериментальные исследования эмиссий NOx при сжигании топлива в одной и двух последовательно расположенных ступенях сгорания", Электрические станции, 2018, №11, С: 15-23

5. Булысова Л. А., Васильев В. Д.,. Гутник М.Н., Берне А. Л "Экспериментальные исследования эмиссии NOx при последовательном сжигании топлива с кинетической второй зоной", Теплоэнергетика, 2019, № 7, С: 1-7

6. Л. А. Булысова, В. Д. Васильев, А. Л. Берне "Малоэмиссионное сжигание топлива в авиапроизводных газотурбинных установках" Теплоэнергетика, 2017, № 12, с. 35–42

7. Л. А. Булысова, В. Д. Васильев, А. Л. Берне, Гутник М.Н. "Подходы к снижению эмиссий NOx при высоких температурах цикла ГТУ", Энергетик, №11, 2017, С. 29-33

ОПЫТ СОЗДАНИЯ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТЭ-65.1

<u>Д.С. Тарасов,</u> А.С. Мятлев, Г.С. Семаков, В.В. Пандаков, А.И. Корябкин, С.М. Будин, С.М. Хайрулин, А.А. Краснюк, Т.Б. Шульга, Р.Ф. Шамсиахметов, О.В. Романова, А.В. Романов, В.В. Завгородний, В.О. Непомнящий, Н.И. Фокин

AO «Силовые Машины» tarasov ds@power-m.ru

Аннотация. В 2018 году компания «Силовые машины» приступила к разработке отечественной линейки энергетических газовых турбин. За прошедшее время создано конструкторское бюро, разработана конструкторская документация, ведутся проектные работы. Производство газовых турбин развернуто на ЛМЗ. Проводится дооснащение производства оборудованием для расшивки узких мест. Проводится перевооружение производства, идет активная работа с поставщиками. В 2019 г. «Силовые машины» одержали победу в конкурсе Минпромторга России на субсидирование НИОКР по данному проекту. При участии ведуцих научно-исследовательских институтов и предприятий страны реализуется план НИОКР.

В докладе приведены следующие результаты:

- проведен 3D анализ характеристик камеры сгорания ГТЭ-65.1. Получены данные о полях течений, температур и давлений, определены объемы зон обратных токов. Выполнена оценка ресурса деталей камеры сгорания.
- на основе проведенных расчетов спроектирован и изготавливается опытный образец секции камеры сгорания.

На следующем этапе работы предполагается проведение экспериментальных исследований опытного образца камеры сгорания ГТЭ-65.1 в условиях стенда низкого и стенда высокого давления на газообразном топливе.

Введение. Разработка малоэмиссионной камеры сгорания при создании современных промышленных ГТУ является необходимым условием для выполнения требований международных стандартов по достижению экологических характеристик ГТУ NOx≤25 млн⁻¹. Высокие требования по уровню эмиссии NOx привели к необходимости перехода на малоэмиссионную технологию сжигания топлив. В настоящее время, это технологии сжигания бедных заранее перемешанных топливовоздушных смесей. Переход на эту технологию в ведущих фирмах мира (GE, Siemens, Mitsubishi и др.) в конце 20 века позволил радикально снизить уровни эмиссии NOx.

Для ГТЭ-65.1 принята традиционная для камер сгорания стационарных ГТУ трубчатокольцевая схема с идентичными, противоточными жаровыми трубами, горелочными устройствами, корпусами и газосборниками. Количество индивидуальных горелочных блоков – 6 шт. Данная схема позволяет производить осмотр всех элементов и узлов КС, а также выполнять демонтаж и замену элементов без снятия корпусов ГТУ. В камере сгорания реализован способ обеспечения низкой эмиссии окислов азота за счет сжигания предварительно подготовленной бедной топливно-воздушной смеси. Подобные конструкции камер сгорания используются в иностранных ГТУ.

Описание конструкции. В камере сгорания ГТЭ-65.1 (рис. 1) реализована низкая эмиссия окислов азота за счет сжигания предварительно подготовленной бедной топливновоздушной смеси. На текущем этапе разрабатывается однотопливная камера сгорания, но заложенные конструкторские решения позволяют реализовать проект двухтопливной камеры сгорания в текущих габаритах горелочных устройств, путем установки модулей распыла жидкого топлива.



1- корпус компрессора задний, 2- индивидуальный горелочный модуль камеры сгорания,
 3- горизонтальный разъем, 4 – газосборник, 5 – диффузор компрессора,
 6– сопловой аппарат турбины
 Рисунок 1. Камера сгорания ГТЭ-65.1

В ходе проектирования было выполнено большое количество аэродинамических расчетов с целью доводки элементов камеры сгорания. На рисунке 2 показаны некоторые фрагменты расчетных работ.



Поле температуры в камере сгорания, продольное сечение





Модуль вектора скорости, продольное сечение



Расчеты лопаточного аппарата периферийных горелок

Рисунок 2. Результаты численного моделирования
Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ

Подача воздуха в индивидуальные горелочные блоки выполняется из кольцевого диффузора компрессора с внезапным расширением и далее через общую кольцевую полость заднего корпуса компрессора. Из кольцевой полости заднего корпуса воздух проходит через перфорацию наружной рубашки газосборника и перфорацию корпуса отбора воздуха, охлаждая внутреннюю оболочку газосборника и стенки жаровой трубы. Часть воздуха из кольцевой полости отбирается на охлаждение лопаток первого соплового аппарата (1 СА) турбины. Дополнительно часть воздуха подается из-под рубашки охлаждения через перфорацию по контуру рамки внутренней части газосборника для охлаждения рамки и стыка с 1 СА турбины. Воздух, направляемый на горелочное устройство, далее следует через кольцевую полость между жаровой трубой и корпусными деталями КС – корпусов передним и задним, разворачивается на 180° и подается в горелочные устройства. Между корпусом передним и задним расположен промежуточный коллектор подачи топливного газа. Помимо горелочных устройств, часть воздуха из кольцевой полости распределяется на охлаждение хвостовой секции жаровой трубы в месте стыка ее с газосборником, на охлаждение кромки наружной стенки ГУ и на перфорацию резонаторного кольца жаровой трубы. Воздух, направляемый в горелочное устройство, распределяется между горелками: восемь периферийных горелок одна центральная. В горелочных устройствах происходит образование топливновоздушной смеси, топливо подается в межлопаточные каналы осевых завихрителей через отверстия в лопатках, смешивается с воздухом и далее подается в зону горения. Также часть воздуха, поступающего во фронтовое устройство, расходуется охлаждение его элементов.

Потери полного давления от выхода из закомпрессорного диффузора до выхода из камеры сгорания ~6.4%. Полнота сгорания топлива – ~ 0,999 на режимах от 45% до 100% нагрузки. Полнота сгорания топлива определяется расчетным путем по фактическому составу выхлопных газов на выходе из ГТЭ-65.1.

Концентрация оксидов азота (NOx) в продуктах сгорания на режимах нагрузки от 50% до номинальной мощности без впрыска воды или водяного пара, подавляющих эмиссию оксидов азота должна соответствовать требованиям ГОСТ 54403-2011. По результатам расчетов концентрация оксидов азота (NOx) в продуктах сгорания камеры сгорания ГТЭ-65.1 при работе на газообразном топливе составила 29 [мг/м³].

Для анализа неравномерности поля температуры выходное сечение было разделено на десять поясов, в которых были определены минимальное, максимальное и среднее значения температуры. Среднемассовое значение температуры в выходном сечении – 1641 °C, максимальное, – 1778 °C.

В ходе проектирования большое внимание уделяется акустическому состоянию камеры сгорания. Модальный анализ КС проводился в двух постановках: в трехмерной постановке в программном комплексе ANSYS методом конечных элементов и в одномерной постановке в программе OSCILOS. Целью расчетов является определение всех собственных акустических частот камеры сгорания для режимов работы двигателя, определение влияния различных особенностей геометрии камеры сгорания, оценки взаимодействия объемов между собой. В результате расчетов определены неустойчивые режимы. Исследование в трехмерной постановке также проводилось для нескольких элементов камеры сгорания. Таким образом, определялось, какие моды соответствуют отдельным элементам камеры сгорания, таким как жаровая труба, а какие являются результатом взаимодействия различных объемов, например, жаровой трубы и кольцевого канала через фронтовое устройство.

Назначенный ресурс камеры сгорания до 1-го капитального ремонта составляет порядка 33 000 часов (1250 пусков), при базовом режиме работы ГТУ – 6 000 часов в год и не более 100 пусков в год. Выводы об обеспечении ресурса камеры сгорания сделаны на основе проведенных расчетов для газосборника и жаровой трубы в соответствии с требованиями ТЗ и нормативных документов [1-3]. Выполнена оценка вибрационного состояния.

Оценка прочности и ресурса выполнена для нормальных условий в соответствии с ГОСТ 52200-2004 ($t_{\rm H}$ = +15°C, $p_{\rm H}$ =0,1013 МПа, влажность 60%), «холодного дня» ($t_{\rm H}$ =

-20°C), «жаркого дня» ($t_{\rm H}$ = +40°C), а также на режимах частичных нагрузок (30%, 50%, 70%).



Рисунок 3. Температура металла газосборника и жаровой трубы на номинальном режиме работы с учетом влияния термозащитного покрытия, °C

Оценка теплового состояния показала, что при нормальных условиях работы максимальная температура без учета влияния термозащитного покрытия составила на номинальном режиме 974°С для газосборника и 980°С для жаровой трубы. Расчетная оценка показывает, что применение темозащитного покрытия позволяет снизить температуру металла приблизительно на 100°С. Для газосборника максимальная температура металла с термозащитным покрытием составила 873°С, для жаровой трубы - 891°С (рис. 3).

Суммарный ресурс с учетом трещиностойкости составляет 3239 пусков для газосборника и 33 899 пусков для жаровой трубы. Требования по длительной прочности обеспечены для ресурса 33 000 ч. как для жаровой трубы, так и для газосборника. Режимы частичных нагрузок (30%, 50%, 70%), также, как и условия изменения температуры наружного воздуха (-20°C и +40°C) не вносят дополнительных ограничений по ресурсу.

Изготовление опытного образца секции камеры сгорания ГТЭ-65.1. При изготовлении лабораторных образцов камеры сгорания ГТЭ-65.1 ввиду сжатых календарных сроков и, стремясь сократить длительные циклы, себестоимость и сроки изготовления оснастки, широко использовались технологии прямого лазерного выращивания и селективного лазерного спекания. Аддитивный способ является передовой технологией для изготовления сложно-профильных изделий из широкого спектра сплавов. Основным преимуществом технологии является существенное сокращение производственного цикла за счет исключения из технологии сварки, литья и механической обработки.

Технология прямого лазерного выращивания использовалась при изготовлении больших пространственных изделий сложной геометрической формы, - наружной оболочки газосборника, внутренней оболочки газосборника, рамки газосборника и переходного кольца (рис. 4).



Рисунок 4. Изготовление газосборника ГТЭ-65.1

Принцип этой технологии заключается в формировании отдельных наплавочных валиков и наложении их друг на друга в определенном порядке [4]. Для получения готового изделия выполнены механическая обработка и сварка заготовок.

В ходе изготовления элементов опытного образца камеры сгорания ГТЭ-65.1 также широко применялся метода селективного лазерного спекания. С применением этой технологии изготовлены жаровая труба (рис. 5) и горелки (рис. 6).



Рисунок 5. Изготовление жаровой трубы ГТЭ-65.1



Рисунок 6. Комплект горелок ГТЭ-65.1

Проведены исследования характеристик термозащитных покрытий, состоящих из металлического слоя системы NiCrCoAlY и керамического слоя систем ZrO2/7%Y2O3 и Gd2Zr2O7, нанесенных методом плазменного напыления.

Для проверки свойств ТЗП были выполнены испытания для определения микроструктуры и пористости, адгезионной прочности, стойкости к эрозионному износу, жаростойкости и термоциклической долговечности (рис. 7), коэффициента теплопроводности (рис. 8).



Жаростойкость поверхности после выдержки 500 ч при 1100 °



Жаростойкость поверхности после выдержки 500 ч при 1000 °C



Образцы после термоциклирования в 1500 циклов



Рисунок 7. Термозащитное покрытие камеры сгорания ГТЭ-65.1

Рисунок 8. Зависимость коэффициента теплопроводности керамического слоя термозащитного покрытия от температуры

Выполнены 3D расчеты характеристик воздушных каналов нескольких типов горелок. Получены данные о полях течений и давлений внутри и на выходе из горелок, объемы зон обратных токов. Спроектированы основная и пилотная форсунки для 2-х типов распыливающих устройств. На основе проведенных расчетов спроектированы и изготовлены макеты распыливающих устройств жидкого топлива, конструкция которых базируется на конструкции горелок однотопливной камеры сгорания ГТЭ-65.1. Получены значения характеристики факела распыла, в зависимости от давления впрыска топлива (рис. 9), [5].



Рисунок 9. Горелка основного топлива, визуализация факела распыла

Испытание опытного образца секции камеры сгорания ГТЭ-65.1. В настоящий момент изготовлен и испытан в условиях одногорелочного стенда низкого давления макет горелки камеры сгорания ГТЭ-65.1 (рис. 10)

Испытание опытного образца камеры сгорания на стендах низкого и высокого давлений (рис. 11) планируется выполнить до декабря 2023 года.



Рисунок 10. Испытание прототипа горелки камеры сгорания ГТЭ-65.1



Испытательный стенд низкого давления

Испытательный стенд высокого давления

Рисунок 11. Стенды для испытания опытного образца камеры сгорания ГТЭ-65.1

Заключение

На основании представленных результатов работы можно заключить:

- 1. выполнены расчетные работы по проектированию камеры сгорания ГТЭ-65.1.
- 2. выпущен комплект РКД на опытный образец камеры сгорания.
- 3. завершается изготовление опытного образца камеры сгорания.

Испытание опытного образца камеры сгорания на стендах низкого и высокого давлений планируется выполнить до декабря 2023 года. По результатам испытаний будут внесены корректировки в РКД.

Список литературы:

1. ГОСТ 34233.1-2017 - ГОСТ 34233.6-2017, ГОСТ 34233.12-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность.

2. РТМ 108.021.103 – 85. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость.

3. РТМ 108.022.102 – 77. Турбины газовые стационарные. Расчет на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток газовых турбин.

4. Махненко В.И. Ресурс безопасной эксплуатации сварных соединений и узлов современных конструкций. Киев: Наукова думка, 2006. 618 с.

5. GT2021-58660, V03AT04A011 "The Development Problems of Two-Fuel Burner for the Gas Turbine Combustion Chamber"

ПРИМЕНЕНИЕ ВОДОРОДСОДЕРЖАЩЕГО ТОПЛИВА ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ РАЗРАБОТКИ АО «ОДК»

А.П. Падучев, Д.В. Карелин

AO «ОДК», г. Москва, Россия <u>a.paduchev@uecrus.com</u>

Экологическая траектория развития промышленных технологий в западных странах формируется с целью сдерживания изменения климата (повышения средней температуры не более 1.5 градуса от доиндустриального периода), которое, согласно предположениям, вызвано выбросом парниковых газов в атмосферу, в особенной степени углекислого газа, создающий парниковый эффект.

Промышленные газотурбинные двигатели в большинстве своем используют в качестве топлива природный газ, при сжигании которого, среди прочего, образуется углекислый газ.

Снижение выбросов углекислого газа газотурбинными двигателями может быть обеспечено путем повышения коэффициента полезного действия и, как следствие, снижения количества потребляемого топлива, применением топлива, не содержащего углерод, в качестве которого может быть использован водород и его смеси, а также путем сбора углекислого газа на выхлопе.

Водород может выступать как самостоятельным топливом, так и использоваться в составе метано-водородной смеси или синтез-газа.

В России, где имеется газовая инфраструктура, экономически обоснованным для использования в качестве топлива газотурбинных двигателей является «голубой» водород, который получают путем парового риформинга метана (природного газа) со сбором и утилизацией углекислого газа, выбросы в атмосферу отсутствуют.

Производство водородсодержащего топлива, сбор и утилизация (хранение) углекислого газа должны входить в конструкцию газотурбинной установки, что приведет к увеличению ее стоимости.

Для снижения выбросов углекислого газа в атмосферу при работе промышленных газотурбинных двигателей в АО «ОДК» инициирован проект по созданию технологии работы газотурбинных двигателей на водородсодержащем топливе. В рамках его планируется разработать необходимый комплекс технологий для использования водородсодержащих топлив и провести их опытную эксплуатацию.

АО «ОДК» уже сейчас имеет некоторый опыт разработки технологий применения водородсодержащих топлив. «ОКБ им. А. Люльки» совместно с ПАО «ОДК-УМПО» разработана технология производства синтез-газа из метана для использования в качестве топлива для двигателя АЛ-31СТ. Проведены испытания системы в составе отсека камеры сгорания и к концу 2022 года планируется испытание полноразмерного газогенератора, работающего на смеси природного газа и синтез-газа. ПАО «ОДК-Кузнецов» разработана и успешно испытана установка производства метано-водородной смеси путем адиабатической конверсии природного газа, успешно проведены испытания модели камеры сгорания, использующей в качестве топлива метано-водородную смесь. Эти технологии являются основой инициированного проекта АО «ОДК» и будут использованы для разработки технологии работы промышленных газотурбинных двигателей на водородсодержащем топливе.

Для создания ее технологии должен быть решен широкий комплекс научно-технических задач, среди которых:

- модификация камеры сгорания под сжигание водородсодержащего топлива;
- разработка материалов, устойчивых к негативному воздействию водорода;

- модификация двигателя в части изменившихся характеристик рабочего тела на выходе из камеры сгорания;

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ

- модификация системы топлива питания и системы автоматического управления;
- подготовка водородсодержащего топлива;
- сбор и утилизация углекислого газа;

- обеспечение контроля утечек и взрывобезопасности отсека газотурбинной установки.

Мировая практика показывает, что эффективное сжигание водородсодержащих смесей с концентрацией водорода до 40% может быть обеспечено без существенных изменений конструкции камеры сгорания, однако, такая концепция, скорее всего, не является оптимальной по стоимости жизненного цикла. Для обеспечения допустимого уровня концентрации вредных веществ в продуктах сгорания АО «ОДК» планирует разработку камеры сгорания на водородсодержащем топливе, на базе конструкции малоэмиссионной камеры сгорания, которая разработана АО «ОДК-Авиадвигатель» и в настоящее время проходит опытную эксплуатацию в составе промышленных ГТУ мощностью 16 МВт. Для достижения требуемой эффективности сжигания водородсодержащего топлива будет разработана новая горелка, проведен необходимый объем 3D моделирования и стендовых испытаний элементов камеры сгорания, выбрана ее оптимальная конструкция.

С учетом негативного влияния водорода на прочность металлов планируется комплекс испытаний различных материалов, обеспечивающих как необходимые конструктивные характеристики, так и длительную устойчивость к воздействию водорода.

Для обеспечения подготовки водородсодержащего топлива (метано-водородной смеси) должна быть разработана энергоэффективная технология, способная к интеграции с газотурбинной установкой. Технология должна обеспечивать производство водородосодержащего топлива с требуемой концентрацией и стабильностью характеристик смеси, а также необходимую приемистость при изменении режима работы газотурбинного двигателя в необходимом для эксплуатации диапазоне. Система подготовки топлива также должна включать в себя сбор и утилизацию углекислого газа, которые также будут обеспечивать требуемые характеристики во всем диапазоне режимов работы двигателя.

Разработка технологии промышленных газотурбинных двигателей на водородсодержащем топливе АО «ОДК» планируется к концу 2025 года, когда будет изготовлен и испытан опытный газогенератор с учетом всех необходимых модификаций и новых систем.

Для развития в России экологически нейтральных технологий при транспортировке газа или производстве электроэнергии требуется введение мер государственного субсидирования компаний, использующих продукцию с низким уровнем выбросов углекислого газа, чтобы приобретение такой продукции было экономически оправдано.

СОВРЕМЕННАЯ ПРОТИВООБЛЕДЕНИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА (ПОС) КВОУ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГТУ С ОТБОРОМ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ВОЗДУХА

А.Н. Кохоновер, П.А. Ермолаев

ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова», г. Санкт-Петербург, Россия <u>KokhonoverAN@ckti.ru</u>, <u>ErmolaevPA@ckti.ru</u>

Аннотация. В докладе изложены характеристики различных противообледенительных систем (ПОС). Уточнена формула алгоритма управления нагревом атмосферного воздуха ПОС в зависимости от его температуры и влажности, а также уровня неравномерности раздачи горячего воздуха. Приведен сравнительный анализ различных систем ПОС. Представлена разработка новой комбинированной системы ПОС, которая предлагается для включения в состав современной КВОУ энергетической ГТУ с отбором высокотемпературного воздуха.

На территории России в течение осенне-зимне-весеннего периода имеют место атмосферные условия, при которых возникает обледенение фильтров КВОУ, приводящее к недопустимому падению давления перед ВНА компрессора ГТУ. Поэтому КВОУ необходимо оборудовать ПОС.

Задача ПОС – обеспечить исключение обледенения фильтров КВОУ с минимальными потерями мощности и КПД ГТУ.

Обычно ПОС обеспечивает исключение условий льдообразования за счет подогрева атмосферного воздуха перед фильтрами КВОУ. В большинстве современных ГТУ для этого подогрева используется горячий воздух, отбираемый из компрессора ГТУ при высоком давлении. Однако это приводит к уменьшению массового расхода рабочего тела через компрессор ГТУ и увеличению удельной работы сжатия в нём из-за повышения температуры на его входе, приводящим к снижению её полезной мощности и КПД.

Использование в ПОС воздуха, отбираемого из или из-за компрессора ГТУ приводит к дополнительному уменьшению расхода рабочего тела через ее газовую турбину и, соответственно, уменьшению полезной мощности ГТУ, а в случае ее работы в составе парогазовой установки (ПГУ) и уменьшению мощности паровой турбины из-за уменьшения расхода пара, генерируемого в котле-утилизаторе. По нашей оценке, включение ПОС может снижать полезную мощность ГТУ на 6÷12%, а при ее работе в составе ПГУ еще и уменьшать мощность паровой турбины на 2÷3% [1]. Причем, чем больше горячего воздуха будет потреблять ПОС, тем больше будут потери полезной мощности и КПД ГТУ.

Современная ПОС КВОУ энергетической ГТУ с отбором высокотемпературного воздуха должна максимально экономично использовать горячий воздух.

Для этого, во-первых, нужно обоснованно уменьшить среднемассовую величину подогрева атмосферного воздуха перед фильтрами КВОУ - $\Delta T_{\Pi OC}$. Ранее нами в /1/ была предложена формула для расчета $\Delta T_{\Pi OC}$, решающая эту задачу, которая имеет вид:

$$\Delta T_{\Pi 0C} = (16,5 * \varphi_{\rm H} - 13,2) \,[^{\circ}{\rm C}] \tag{1}$$

Во-вторых, на практике всегда имеет место неравномерный подогрев атмосферного воздуха по поверхности фильтров приводящий к неравномерной его температуре перед фильтрами T_ф. Это возникает из-за неравномерности раздачи греющего воздуха по поверхности фильтров, а также вследствие воздействия внешних условий, например, бокового ветра. В то же время условия отсутствия льдообразования при работе ПОС должны поддерживаться на всей поверхности фильтров КВОУ. Следовательно, чем больше эта неравномерность, тем больше потребуется отбирать из ГТУ горячего воздуха для обеспечения условий отсутствия льдообразования в зонах фильтров с минимальным подогревом атмосферного воздуха. В докладе рассматриваются конструктивные схемы ПОС, обеспечивающие целесообразное решение задачи максимизации равномерности подогрева атмосферного воздуха по всей поверхности фильтров КВОУ.

Для учета неравномерности раздачи греющего воздуха по поверхности фильтров КВОУ в расчет $\Delta T_{\Pi OC}$ предлагаем ввести поправку $\Delta T_{\text{неравн.}}$.

Неравномерность раздачи греющего воздуха по поверхности фильтров КВОУ характеризуется отношением площади (Fmin) части поверхности фильтров, которая нагревается до температуры ниже температуры $T_{\varphi} = \Delta T_{\Pi OC} + T_{H}$ к площади (F_{max}) части поверхности фильтров, которая нагревается до температуры выше температуры $T_{\Phi} = \Delta T_{\Pi OC} + T_{H}$. Коэффициент неравномерности раздачи греющего воздуха, определяющий долю поверхности фильтров недогреваемых при работе ПОС до температуры исключающей условия льдообразования, примем равным $K_{\text{греющ.возд.}}^{\text{неравн.раздачи}} = \frac{F_{\text{min}}}{F_{\text{max}}}$. Значение поправки на неравномерность раздачи греющего воздуха будет равно $\Delta T_{\text{неравн.}} = \Delta T_{\Pi OC} * \frac{F_{\text{min}}}{F_{\text{max}}}$. При проектировании ПОС значения Fmin и Fmax предлагаем определять по результату 3-D аэродинамического расчета поля температуры подогретого атмосферного воздуха перед фильтрами КВОУ при работе ПОС, выполненного, например, по программе ANSYS. При пуско-наладочных работах значение поправки $\Delta T_{\text{неравн.}}$ может быть уточнено на основе натурного эксперимента. И тогда формула для определения минимального расчетного среднемассового значения подогрева атмосферного воздуха перед фильтрами КВОУ ΔТ^{неравномер.}, обеспечивающего снижение относительной влажности воздуха перед фильтрами КВОУ с учетом заданной или определенной расчетом или экспериментом неравномерности будет иметь вид:

$$\Delta T_{\Pi OC}^{\text{HepaBHOMEP.}} = \Delta T_{\Pi OC} + \Delta T_{\text{HepaBH.}} = \Delta T_{\Pi OC} + \Delta T_{\Pi OC} * \frac{F_{\text{min}}}{F_{\text{max}}} = \Delta T_{\Pi OC} * \left[1 + \frac{F_{\text{min}}}{F_{\text{max}}}\right] = (16.5 * \varphi_{\text{H}} - 13.2) * \left[1 + \frac{F_{\text{min}}}{F_{\text{max}}}\right], \ [^{\circ}\text{C}] \qquad (2).$$

Конструктивно ПОС, работающая на горячем воздухе, отбираемом из компрессора, включает в себя три основных системы:

• <u>систему высокого давления</u> – трубопроводы высокого давления с отсечной и регулирующей арматурой, которые подают горячий воздух от компрессора ГТУ к системе воздухоподготовки ПОС;

• <u>систему воздухоподготовки</u> – редукционные и шумоглушащие устройства, а при необходимости системы охлаждения или подогрева горячего воздуха и системы увеличения его расхода за счет других источников;

• <u>систему раздачи горячего воздуха по поверхностям фильтрам</u>. Она является наиболее значимой системой ПОС, потому что непосредственно определяет величину необходимого расхода горячего воздуха.

В настоящее время используются три типа систем раздачи горячего воздуха по поверхностям фильтрам:

• <u>система теплообменников</u>.

Такая система реализована, например, в ПОС КВОУ ГТУ SGT-800 Siemens на Центральной ТЭЦ ЭС-1 ПАО «ТГК-1» и ПОС КВОУ ГТУ SGT5-4000F Siemens на Череповецкой ГРЭС ПАО «ОГК-2». В КВОУ Череповецкой ТЭЦ установлены 18 трубчатых теплообменников с оребренными трубами (рис. 1). Греющая среда – этиленгликоль. В одном теплообменнике 92 медных трубки наружным диаметром 14,5 мм. Оребрение – стальные гофрированные пластины. Высота ребер – 14 мм, их толщина – 0,25 мм, шаг ~ 2,5 мм. Суммарный перепад давления воздуха на теплообменниках может составлять до Др=250 Па.



Рисунок 1. Вид теплообменников КВОУ Череповецкой ТЭЦ

В ОАО «НПО ЦКТИ» для КВОУ ГТУ Н-100 фирмы Mitsubishi, которую планируют установить на энергоблоке №1 филиала «Ивановские ПГУ» АО «Интер РАО-Электрогенерация», была разработана система теплообменников ПОС, в которых в качестве греющей среды используется горячий воздух, отбираемый после компрессора ГТУ с температурой 423°С. В КВОУ 12 модулей. Каждый модуль оборудован отдельным теплообменником (рис.2). Греющий воздух поступает через воздуховоды раздачи (поз.1, рис.2) на поверхность теплообмена выполненную из оребренных труб (поз.2, рис.2.) и собирается в воздуховоды (поз.3, рис.2). Материал теплообменника – нержавеющая сталь 08Х18Н10Т. Далее греющий воздух с температурой 25 °С выходит из воздуховода через специальные смешивающие форсункишумоглушители в атмосферу. Разработанная система обеспечивает высокую равномерность нагрева воздуха перед фильтрами, однако масса теплообменного модуля ПОС составляет 4,7 т, общая масса теплообменников КВОУ – 56,4 т. Падение давления атмосферного воздуха в теплообменнике 40 Па.

Анализ систем теплообменников ПОС показывает, что они имеют общие достоинства и недостатки:

Достоинства – высокая равномерность температурного поля воздуха перед фильтрами КВОУ, возможность регулирования величины подогрева воздуха изменением расхода греющей среды.

Недостатки- большая металлоемкость, вес и стоимость системы, постоянное дополнительное сопротивление на входе компрессора ГТУ от 40 до 250 Па,

• система низкого давления.

Эта система использует горячий воздух, отбираемый из компрессора ГТУ и дросселируемый до практически атмосферного давления. Она реализована, например, в виде раздающих колонок в КВОУ ГТУ ГТЭ-110 на энергоблоке №2 филиала «Ивановские ПГУ» АО «Интер РАО-Электрогенерация» [2] (рис. 3, 4, 5), в виде полуперчаток в КВОУ ГТУ АЕ64.3A Ansaldo Energia на ТЭЦ-9 ПАО «Мосэнерго» (рис. 6) и в КВОУ ГТУ ГТЭ-110 на ГРЭС-24 ПАО «ОГК-2», в виде щелевых коллекторов на КВОУ ГТУ на морской платформе (рис. 7).

Система раздачи горячего воздуха низкого давления ПОС имеет следующие достоинства и недостатки:

Достоинства - простота и малая металлоемкость, а в результате - стоимость конструкции.

Недостатки - низкая равномерность раздачи (см. рис.4 и [2]) и её стабильность вследствие того, что начальное избыточное давление горячего воздуха сопоставимо с значениями потерь полного давления в трактах системы и разницы гидростатического давления холодного и горячего воздуха, а также узкий диапазон регулирования расхода греющего воздуха при сохранении проектной равномерности подогрева атмосферного воздуха перед фильтрами, непригодность для работы с горячим воздухом из-за компрессора с температурой 400°С и выше.



1 – воздуховод, 2 – оребренные трубы, 3 – собирающий отводимый греющий воздух коллектор

Рисунок 2. Вид теплообменников КВОУ ГТУ Н-100 фирмы Mitsubishi на энергоблоке №1 филиала «Ивановские ПГУ» АО «Интер РАО-Электрогенерация»



Рисунок 3. Модель системы горизонтального коллектора и трех раздающих колонок



Рисунок4. Поле температур на входе в фильтры КВОУ на расстояние 1 метр от колонок





Рисунок 5. Колонка с соплами выпуска горячего воздуха КВОУ (а) и изменение температуры по высоте при включенной ПОС (б): 1 – мин.; 2 – макс.; 3 – средняя [2]



Рисунок 6. Общий вид полуперчаток в КВОУ ГТУ AE64.3A Ansaldo Energia на ТЭЦ-9 ПАО «Мосэнерго»



Рисунок 7. Конструкция вертикального раздаточного коллектора ПОС ГТУ морской платформы

• система высокого давления с дроссельно-шумоглушащими насадками.

Эта система используется в ПОС КВОУ ГТУ большой мощности фирмы Siemens, например, с ГТУ ГТЭ-160 на Правобережной ТЭЦ ПАО «ТГК-1» и с ГТУ SGT5-4000F на Киришской ГРЭС ПАО «ОГК-2».

Схема с дроссельно-шумоглушащими насадками и её расположение в КВОУ показано на рис. 8 и 9. Использование в этой системе в трактах разводки горячего воздуха при высоком давлении с его дросселированием непосредственно перед выпуском на фильтры обеспечивает хорошую равномерность его параметров перед всеми насадками и соответственно одинаковые расходы через них, так как избыточное давление воздуха значительно превышает значения падения давления по трактам и разницы значения гидростатического давления холодного и горячего воздуха. Конструкция самих насадок формирует веерообразное поле струй горячего воздуха перпендикулярных потоку холодного атмосферного воздуха и при правильном соотношении скоростей струй и сносящего потока также может обеспечить равномерное поле температур воздуха перед фильтрами КВОУ. Однако при выдуве слишком горячего воздуха при его отборе из-за компрессора с температурой выше 420°С такая система из-за недостаточного размыва выдуваемых струй при малом расстоянии от насадок до фильтров, может вызывать перегрев отдельных зон их поверхности.



Рисунок 8. Схема трехступенчатой дроссельно-шумоглушащей насадки высокого давления ПОС (вариант ОАО «НПО ЦКТИ»)





Рисунок 9. Расположение дроссельно-шумоглушащей насадки высокого давления ПОС в КВОУ ГТУ SGT5-4000F на Киришской ГРЭС.

Создание системы высокого давления ПОС с дроссельно-шумоглушащими насадками требует достаточно трудоемкого проектирования насадок для каждого конкретного варианта ПОС с большим объемом взаимоувязанных гидравлических, аэродинамических и акустических расчетов, а также возможно и с экспериментальными продувками созданных насадок.

В результате для этой системы раздачи горячего воздуха ПОС можно сформулировать следующие достоинства и недостатки:

Достоинства - малая металлоемкость и стоимость изготовления системы, удовлетворительная равномерность подогрева циклового воздуха перед фильтрами КВОУ, возможность регулирования подогрева атмосферного воздуха изменением расхода горячего воздуха.

Недостатки - Сложное проектирование насадок, требующее большого количества расчетов для увязки всех параметров системы и её согласования с другими основными системами КВОУ, непригодность для работы с горячим воздухом из-за компрессора с температурой 400°С и выше.

В результате анализа конструктивных особенностей, достоинств и недостатков рассмотренных систем раздачи горячего воздуха в ОАО «НПО ЦКТИ» авторами предложена новая система, которая предлагается для включения в состав современной ПОС КВОУ энергетической ГТУ с отбором высокотемпературного воздуха. Это комбинированная система обогрева фильтров, в нее последовательно входят теплообменник и форсунки выдува. Нами разработана и посчитана такая система раздачи. Эта система позволяет соединить достоинства двух существующих систем: системы теплообменников и системы высокого давления, исключив их недостатки.

В этой системе используется воздух среднего давления. Воздух берется из компрессора ГТУ при высоком давлении и высокой температуре, проходит систему воздухоподготовки, а далее системой коллекторов подается к модулям КВОУ, из которой раздается по периметру модулями раздачи. Их количество определяется из расчета, в котором учитываются особенности конструкции модуля КВОУ: оптимальное расстояние до фильтров, оптимальные массовые характеристики модуля раздачи, характер автоматизации ПОС. Форсунки струйного выдува представляют собой отверстия необходимого диаметра в вертикальной трубе, расположенные под углом к теплообменнику, что позволяет смешивать различные слои воздуха, выравнивая температурное поле воздуха перед фильтрами КВОУ.

В результате эта система раздачи тепла горячего воздуха среднего давления ПОС имеет следующие достоинства и недостатки:

Достоинства- малая металлоемкость системы, удовлетворительная равномерность температурного поля атмосферного воздуха перед фильтрами КВОУ, возможность регулирования подогрева атмосферного воздуха изменением расхода греющего воздуха, возможность использования воздуха с температурами 400°С и выше.

Недостаток- большое количество расчетов для увязки 3 основных систем.

Предложенная система конструктивно разработана для ПОС КВОУ ГТУ Н-100 фирмы Mitsubishi, которую планируют установить на энергоблоке №1 филиала «Ивановские ПГУ» АО «Интер РАО-Электрогенерация».

КВОУ ГТУ Н-100 трёхстороннее и состоит из 12 одинаковых модулей, установленных по 4 модуля с каждой стороны. Размеры модуля КВОУ: высота 2,1 м длина 5,8 м ширина 2,4. Поверхность фильтров модуля КВОУ имеет размер 5,8 х 2,1 м. Общий вид разработанной для этого КВОУ комбинированной системы раздачи горячего воздуха показан на рис.10.

На этом рисунке показан один модуль КВОУ, расположенный в нижнем ряду средней колонки (для правой и левой колонок показаны только опорные стойки), трубопровод высокого давления с самокомпенсацией для подачи горячего воздуха от компрессора ГТУ, один из трех одинаковых модулей системы воздухоподготовки (см. рис. 11), один из двенадцати одинаковых блоков комбинированной системы раздачи горячего воздуха, состоящий из 10 унифицированных модулей раздачи горячего воздуха (см. рис.12).

Модуль системы воздухоподготовки горячего воздуха состоит из трёх камер с перфорированным стенками, обеспечивающими дросселирование воздуха и шумоглушение этого процесса (см рис.11). К каждому модулю через систему коллекторов подключается 40 модулей раздачи горячего воздуха.

Модуль раздачи горячего воздуха состоит из теплообменной поверхности из трёх оребренных труб и узла выдува с тремя форсунками (см. рис.12). Всего в этом КВОУ используется 120 таких модулей параллельно подключенных к системе раздаточных коллекторов. При разработке модуля принято, что половина тепла горячего воздуха передается нагреваемому атмосферному воздуху через теплообменную поверхность, а половина с выдуваемым предварительно охлажденным воздухом.



Рисунок 10. Общий вид комбинированной системы раздачи горячего воздуха ПОС

LXIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин





Рисунок 11. Конструкция модуля системы воздухоподготовки ПОС



Расчет теплообменной поверхности выполнялся по РТМ 24.031.05-72.

Исходные данные для расчета теплообменной поверхности:

– давление воздуха 0,2 МПа,

расход горячего воздуха на 1 модуль КВОУ - 0,75 кг/с или на каждый модуль раздачи
 - 0,075 кг/с,

температура горячего воздуха 416 °С,

– оребрённая трубка теплообменника: диаметр 0,05 м, диаметр ребра 0,09 м, толщина ребра 0,001 м, расстояние между ребрами 0,005 м.

Основные результаты проектировочного расчета теплообменной поверхности приведены в таблице 1.

Узел выдува рассчитан по программе ANSYS.

Исходные данные расчетной модели:

- расчетная область имеет высоту 2 м, длину 2 м, ширину 0,5 м,

– в расчетной области вход атмосферного воздуха разбит на 4 зоны с различными температурами воздуха на входе, которые были получены из проектировочного расчета теплообменника. В первой зоне - 10,9 °C, во второй - 8,7 °C, в третьей - 6,8 °C, в четвертой зоне -0°C т.к. в ней нет теплообменной поверхности и соответственно нагрева (см. рис. 13),

– для расчетной области были приняты движущиеся со скоростью движения воздуха боковые стенки, чтобы исключить их влияние на движение воздуха,

- скорость атмосферного воздуха 2,5 м/с,
- расход горячего воздуха 0,075 кг/с.

Результаты расчета показаны на рис.14. Они демонстрируют высокую равномерность подогрева атмосферного воздуха спроектированной системой. Коэффициент неравномерности раздачи для неё составил $K_{\text{греющ,возд.}}^{\text{неравн.раздачи}} = \frac{F_{\text{min}}}{F_{\text{max}}} = \frac{0,02}{0,98} \approx 0,02$, то есть 98% поверхности фильтров КВОУ обогреваются в достаточной мере, чтобы на них не было условий льдообразования.

Таблица 1. Основные результаты проектировочного расчета теплообменной поверхности унифицированного модуля раздачи горячего воздуха по РТМ 24.031.05-72

Наименование и размерность	Величина	
Наружный/ внутренний диаметр теплообменных труб, мм	50/47	
Материал теплообменных оребрённых труб	08X18H10T	
Длина теплообменных оребрённых труб в секции, мм	5400	
Средняя скорость воздуха в межтрубном пространстве, м/с	2,5	
Средняя скорость горячего воздуха в трубном пространстве, м/с	42,7	
Тепловой поток, кВт	16,5	
Расход горячего воздуха на входе, кг/с	0,075	
Коэффициент теплопроводности стенки, Вт/м К	16	
Коэффициент теплопередачи, Вт/м ^{2*°} С	100,015	
Расчётная предварительная длина трубы, м	5,3	
Коэффициент запаса	1,15	
Длина с учетом запаса, м	6	
Конструктивная поверхность теплообмена, м ²	7	
Предварительная масса модуля выдува, кг	68	
Общая масса системы раздачи горячего воздуха ПОС на один модуль КВОУ, кг	900	



Рисунок 13. Расчетная модель модуля раздачи горячего воздуха для 3-D аэродинамического расчета по программе ANSYS

LXIX Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин



Рисунок 14. Результат расчета равномерности подогрева атмосферного воздуха КВОУ: *a* – в плоскости фильтров, *б* – в горизонтальной плоскости на уровне средней форсунки

Необходимое значение подогрева атмосферного воздуха при этом с учетом полученного коэффициента неравномерности составляет

$$\Delta T_{AOC} = (16.5 \times \varphi_{\rm H} - 13.2) \times \left[1 + K_{\rm rpeioul.Bo3d.}^{\rm HepaBH.pa3da44}\right] = (16.5 \times 1.0 - 13.2) \times [1 + 0.02]$$

= 3.36°C

Таким образом, полученное в расчете необходимое значение подогрева атмосферного воздуха с учетом полученного коэффициента неравномерности превышает среднее балансовое значение подогрева наружного воздуха при работе ПОС ($\Delta T_{\text{ПОС}}$), определенную по формуле (1), всего на 0,06°С. Это можно считать очень хорошим результатом, так как спроектированная система практически не требует излишнего подогрева атмосферного воздуха для компенсации, возникающей при ее работе неравномерности этого подогрева. При этом расчетная максимальная температура атмосферного воздуха перед фильтрами составила 13,2 °С, а минимальная температура - 2,5 °С.

Тепловая мощность горячего воздуха, необходимая для подогрева циклового воздуха на входе в ГТУ определяется по формуле:

$$W = C_{\rm HB} * G_{\rm KOMI,BX} * \Delta T_{\rm HOC}^{\rm HepaBHOMEp.}$$
(3),

где: *С*_{нв} – теплоемкость воздуха при условиях включения ПОС (температура - T_н, относительная влажность - $\varphi_{\rm H}$, атмосферное давление 101,3 кПа), [кДж/(кг*°С)], $G_{\text{комп.вх}}$ — общий расход воздуха, поступающего в компрессор ГТУ [кг/с], $\Delta T_{\Pi OC}^{\text{неравномер.}}$ — разница температур, на которую требуется подогреть наружный

воздух, чтобы снизить его относительную влажность с φ_{μ} .до 0,8 [°C].

 $\Delta T_{\Pi OC}^{\text{неравномер.}}$ определяется по формуле (1) при условии равномерной раздачи греющего воздуха по всей поверхности фильтров КВОУ или по формуле (2) при условии неравномерной раздачи греющего воздуха по поверхности фильтров КВОУ с коэффициентом неравномерности $K_{\text{греющ.возд.}}^{\text{неравн.раздачи}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}}$

F_{max} Комбинированная система обеспечивает равномерное распределение горячего воздуха по поверхности фильтров, которое позволяет обеспечить балансировку влажности на уровне 80% для отсутствия условий обледенения и не перегревать воздух на входе в ГТУ.

Заключение. В докладе проведен сравнительный анализ различных ПОС КВОУ ГТУ. Предложена и спроектирована новая комбинированная система ПОС, с теплообменником и форсунками выдува, которая обеспечивает равномерное распределение горячего воздуха по поверхности фильтров и позволяет обеспечить снижение влажности до уровня 80% для отсутствия условий обледенения без перегрева воздуха на входе в ГТУ. Эта система соединяет достоинства двух существующих систем: системы теплообменников и системы высокого давления, исключив их недостатки.

Список литературы:

Кохоновер А.Н., Ермолаев П.А. Противообледенительные системы (ПОС) с автоном-1. ной генерацией греющего воздуха для КВОУ энергетических ГТУ и ПГУ\\Турбины и Дизели, 2021, №2.

Рабенко В.С., Будаков И.В., Белоусов П.П. Повышение эффективности ГТД-110 при 2. работе антиобледенительной системы\\ «Энергетические машины и установки» №3(7), 2009.

ИДЕНТИФИКАЦИЯ И РАСЧЁТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ПРИВОДНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ: СРАВНЕНИЕ МЕТОДИК ТМ И GASTURB

А.Н. Аксёнов¹, А.Б. Шабаров²

¹ ПАО «Тюменские моторостроители», г. Тюмень, Россия ² ΦГАОУ ВО «Тюменский государственный университет», г. Тюмень, Россия <u>9123975423@mail.ru</u>

Аннотация. Приведена методика расчёта цикла работы трёхвальных газотурбинных двигателей (ГТД) судового типа ДГ90, а также тексты конфигурационных файлов NASA CEA для вычисления термодинамических свойств природного газа и продуктов сгорания с произвольным стехиометрическим соотношением на основе принципа максимума энтропии и приближения равновесной диссоциации газовых сред. Процессы в камере сгорания моделируются с учётом закона Кирхгофа. Для конвективных систем охлаждения, предлагается расчёт турбин в приближении трёх последовательных процессов: полное смешение охладителя и рабочего тела за сопловым аппаратом; расширение в неохлаждаемой турбине и смешение охладителя и рабочего тела при выходе из турбины. Учитывается относительная влажность воздуха при входе в ГТД. Показано, что в условиях ISO 2314 соответствующая поправка к мощности силовой турбины может быть более 0.6%. Идентификация параметров ГТД проводится с использованием данных испытательного стенда (г. Тюмень), численного моделирования процессов в компрессорах и камере сгорания, стенда УГАТУ для доводки камер сгорания, обобщённых эмпирических моделей для оценки расходов воздуха на охлаждение деталей горячей части турбины, проектных расчётов НПО «Машпроект» для охлаждаемых и неохлаждаемых турбин. Проведено сравнение вычислений по программе-методике ТМ и GasTurb (Германия). Установлена приемлемая сходимость всех результатов. Алгоритм ТМ разработан в рамках работ по модернизации ДГ90 с целью существенного повышения КПД исходной конструкции, с нормализацией экологических характеристик камеры сгорания и повышения надёжности в эксплуатации.

Введение. Газотурбинные двигатели типа ДГ/ДО90 (рис. 1) производства «Зоря-Машпроект» широко представлены в газотранспортной системе ПАО «Газпром» благодаря высокой готовности к работе в любых климатических условиях, большому межремонтному ресурсу до (33 000 ч); ремонтопригодной конструкции без использования дорогих суперсплавов в деталях горячей части. На начало производства (1989 г.) характеристики этих двигателей соответствовали всем требованиям, однако в настоящее время оставляют желать лучшего эффективность и выбросы NO_x. Вместе с тем, опыт ремонта ДГ90 и стендовые испытания в специализированном боксе (г. Тюмень) не свидетельствуют о возможности глубокой модернизации этих ГТД.

Важнейшим этапом модернизации или проектирования нового ГТД является термодинамический анализ с учётом всевозможных технологических отборов, расходов на охлаждение, суфлирование и пр. Нужно также учитывать, что повышение, например, аэродинамического совершенства существующего лопаточного аппарата практически всегда приводит к смещению условий максимальной эффективности компрессоров или турбин и не всегда желательному росту мощности на валу.

Для построения термодинамического цикла ГТД ведущие конструкторские бюро активно используют собственные расчётные инструменты и сторонние отечественные или зарубежные программы [1], [2], [3], [4] и др. В свободном доступе находятся демонстрационные версии [5], [6].

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ

Программа-методика ТМ

<u>Расчёт основных термодинамических свойств газов.</u> В общем случае удельная теплоёмкость продуктов сгорания c_p и коэффициент адиабаты Пуассона γ являются функциями температуры (*T*), давления (*p*), а также отношения расходов топлива и окислителя (*far*). Обычное топливо для индустриальных ГТД – природный газ, который довольно часто моделируется как смесь 90% метана и 10% этана (по массе) с низшей теплотворной способностью *FHV*=49.7206·10⁶ Дж/кг. Для газообразного топлива с произвольным химическим составом численные значения термодинамических свойств можно получить с помощью специальных программ, основанных на принципе максимума энтропии и приближении равновесной диссоциации газовых сред. Как вариант, программы [7,8] или [9] доступны в сети Интернет. На практике зависимость c_p и γ от давления не учитывают, т.к. его заметное влияние проявляется при $p>10^7$ Па.

Поправка на влажность

- 1. Расчёт давления насыщенных паров воды *p_s* в зависимости от температуры и атмосферного давления [10].
- Определение массовой доли водяного пара в сухом воздухе (φ относительная влажность) и поправки к значению универсальной газовой постоянной (до камеры сгорания *far=*0):
- 3. Вычисление удельной изобарной теплоёмкости и коэффициента адиабаты Пуассона для влажного воздуха и поправки на влажность к массовому расходу воздуха [11].

Основными узлами приводного трёхвального ГТД (рис. 1) являются компрессор низкого давления (КНД), промежуточный воздухоохладитель (ВО, при наличии), компрессор высокого давления (КВД), камера сгорания (КС), турбина высокого давления (ТВД), турбина низкого давления (ТНД) и силовая турбина (СТ). Для каждого узла считаются заданными интегральные параметры (степень повышения полного давления, политропический или адиабатический КПД, степень расширения в турбине и т.д.).



КНД – компрессор низкого давления, КВД – компрессор высокого давления, КС – камера сгорания, ТВД – турбина высокого давления, ТНД – турбина низкого давления, СТ – силовая турбина

Рисунок 1. Схема трёхвального приводного ГТД с промежуточным воздухоохладителем (ВО)

Алгоритмы расчёта этих узлов общеизвестны.

1. Поправка на давление и температуру при входе в ГТД: $p_{\text{BX}} = p_0 \cdot \sigma_{\text{BX}}$, $T_{\text{BX}} = T_0 \cdot \tau_{\text{BX}}$, где σ_{ex} и τ_{BX} – коэффициенты сохранения полного давления и температуры соответственно (учёт влияния сопротивления шахты всасывания, входного устройства, подогрева воздуха).

2. Предварительная температура при выходе из КНД: $T_{\text{кнд}} = T_{\text{вх}} \cdot \pi_{\text{кнд}}^{\gamma_h \cdot \eta_{\text{кнд}}}$, где $\gamma_h = \gamma_h(T_{\text{вх}})$; $\eta_{\text{кнд}}$ – политропический КПД КНД по параметрам торможения; $\pi_{\text{кнд}}$ – степень повышения полного давления в КНД.

3. Уточнение температуры за КНД в итерационном цикле до сходимости:

$$T_{\rm cp} = \frac{T_{\rm BX} + T_{\rm KHZ}}{2}, \qquad T_{\rm KHZ} = T_{\rm BX} \cdot \pi_{\rm KHZ} \frac{\gamma_h - 1}{\gamma_h \cdot \eta_{\rm KHZ}}, \qquad \gamma_h = \gamma_h (T_{\rm cp})$$

4. Полное давление за КНД с учётом потерь в отводящем патрубке окна во:

$$p_{\rm khg} = p_{\rm bx} \cdot \pi_{\rm khg} \cdot \sigma_{\rm khg_{\rm bo}}.$$

5. Мощность КНД: $N_{\text{кнд}} = W_{\text{вх}} \cdot c_{p_h}(T_{\text{ср}}) \cdot (T_{\text{кнд}} - T_{\text{вх}}).$

6. Поправка массового расхода воздуха за КНД (9_{ут_кнд} – коэффициент отборов/утечек):

$$W_{\mathrm{KHZ}} = W_{\mathrm{BX}} \cdot \vartheta_{\mathrm{YT}_{\mathrm{KHZ}}}.$$

Учёт промежуточного воздухоохладителя (ВО)

*Т*_{во} – заданная температура воздуха при выходе из теплообменного аппарата;

 $\sigma_{\rm BO}$ – коэффициент сохранения полного давления воздуха в ВО: $p_{\rm BO} = p_{\rm KHJ} \cdot \sigma_{\rm BO}$, $W_{\rm BO} = W_{\rm KHJ}$.

Алгоритм расчёта КВД

1. Предварительная температура при выходе из КВД: $T_{\text{квд}} = T_{\text{во}} \cdot \pi_{\text{квд}} \frac{\gamma_h - 1}{\gamma_h \eta_{\text{квд}}}, \gamma_h = \gamma_h(T_{\text{во}}).$

2. Уточнённая в итерационном цикле температура за КВД:

$$T_{\rm cp} = \frac{T_{\rm BO} + T_{\rm KBA}}{2}, \qquad T_{\rm KBA} = T_{\rm BO} \cdot \pi_{\rm KBA} \frac{\gamma_h - 1}{\gamma_h \cdot \eta_{\rm KBA}}, \qquad \gamma_h = \gamma_h (T_{\rm cp})$$

- 3. Полное давление при выходе из КВД: $p_{\text{квд}} = p_{\text{во}} \cdot \pi_{\text{квд}}$.
- 4. Мощность КВД: $N_{\text{квд}} = W_{\text{во}} \cdot c_{p_h} \cdot (T_{\text{квд}} T_{\text{во}}), \ c_{p_h} = c_{p_h}(T_{\text{ср}}).$
- 5. Технологические отборы воздуха за КВД:

$$\vartheta_{\text{KBJ}} = \vartheta_{\text{YT}_{\text{KHJ}}} + \vartheta_{\text{YT}_{\text{KBJ}}} + \vartheta_{\text{ca}_{\text{TBJ}}} + \vartheta_{\text{pk}_{\text{TBJ}}} + \vartheta_{\text{ca}_{\text{THJ}}} + \vartheta_{\text{pk}_{\text{THJ}}} + \vartheta_{\text{ct}},$$

где $\vartheta_{y_{T_{kBd}}}$ – коэффициент утечек по корпусу КВД; $\vartheta_{ca_{TBd}}$ и $\vartheta_{pk_{TBd}}$ – коэффициенты отбора воздуха на охлаждение соплового аппарата и рабочего колеса ТВД соответственно; $\vartheta_{ca_{THd}}$ и $\vartheta_{pk_{THd}}$ – отбор на охлаждение ТНД, ϑ_{cr} – расход на суфлирование.

6.«Рабочий» расход воздуха за КВД:

$$W_{\rm KBJ} = W_{\rm BO} \cdot (1 - \vartheta_{\rm KBJ}).$$

Алгоритм расчёта КС

1. Определение средней интегральной теплоёмкости продуктов сгорания:

$$\overline{c_p}(T, far) = \frac{\int_{T_0}^T c_p(T', far) dT'}{T - T_0}$$

2. Интегральное осреднение теплоёмкости топлива:

$$\overline{c_f}(T) = \frac{\int_{T_{\text{OTH}}}^T c_f(T') dT'}{T - T_{\text{OTH}}},$$

где *Т*_{отн} – температура, соответствующая измерению *FHV*.

3. Вычисление коэффициента far в итерационном цикле с учётом закона Кирхгофа:

$$far = \frac{\overline{c_p}(T_{\text{KC}}, far) \cdot (T_{\text{KC}} - T_{\text{OTH}}) - \overline{c_p}(T_{\text{KB},\text{H}}, 0) \cdot (T_{\text{KB},\text{H}} - T_{\text{OTH}})}{FHV \cdot \eta_{\text{KC}} + \overline{c_f}(T_{\text{T}}) \cdot (T_{\text{T}} - T_{\text{OTH}}) - \overline{c_p}(T_{\text{KC}}, far) \cdot (T_{\text{KC}} - T_{\text{OTH}})},$$

где $\eta_{\kappa c}$ – коэффициент полноты сгорания топлива; начальное приближение far ~0.027.

- 4. Массовый расход топливного газа $W_{\rm T} = far \cdot W_{\rm KBJ}$.
- 5. Массовый расход рабочего тела при выходе из КС: $W_{\rm KC} = W_{\rm KBJ} + W_{\rm T}$.
- 6. Полное давление рабочего тела при выходе из КС: $p_{\rm kc} = p_{\rm kbg} \cdot \sigma_{\rm kc}$.
- 7. Мощность КС: $N_{\rm KC} = FHV \cdot W_{\rm T}$.

Алгоритм расчёта ТВД (с конвективным охлаждением СА и РК)

1. Температура за СА в приближении полного смешения при постоянном давлении.

- 1.1. Первое приближение температуры за СА ТВД: *Т*_{са твд}=0.98*T*_{кс}.
- 1.2. Расход рабочего тела при выходе из СА ТВД: $W_{ca_{TBJ}} = W_{KC} + W_{BO} \cdot \vartheta_{ca_{TBJ}}$.

1.3. Поправка коэффициента far:

$$far_{\text{ca}_{\text{TB}}} = \frac{W_{\text{T}}}{\frac{W_{\text{T}}}{far} + W_{\text{BO}} \cdot \vartheta_{\text{ca}_{\text{TB}}}}.$$

1.4. Итерационное уточнение температуры смеси газов за СА ТВД: 1.5.

$$T_{\text{ca}_{\text{TB}\mathcal{A}}} = \frac{W_{\text{KC}} \cdot c_{p_h}(T_{\text{KC}}, far) \cdot T_{\text{KC}} + W_{\text{BO}} \cdot \vartheta_{\text{ca}_{\text{TB}\mathcal{A}}} \cdot c_{p_h}(T_{\text{KB}\mathcal{A}}, 0) \cdot T_{\text{KB}\mathcal{A}}}{c_{p_h}(T_{\text{ca}_{\text{TB}\mathcal{A}}}, far_{\text{ca}_{\text{TB}\mathcal{A}}}) \cdot W_{\text{ca}_{\text{TB}\mathcal{A}}}}.$$

1.5. Полное давление за СА ТВД: $p_{ca_{TBJ}}=p_{kc}$.

2. Термодинамические параметры за РК ТВД.

2.1. Мощность РК ТВД: *N*_{твд}=*N*_{квд}/η_{мвд}, где η_{мвд} – механический КПД передачи (учёт потерь на подшипниках ротора КВД-ТВД, трение и пр.).

2.2. Удельная работа расширения в ТВД: *L*_{твд}=*N*_{твд}/*W*_{са_твд}.

2.3. Первое приближение температуры за РК ТВД:

$$T_{\text{твд}} = T_{\text{са}_{\text{твд}}} - \frac{L_{\text{твд}}}{c_{p_h} (T_{\text{са}_{\text{твд}}} far_{\text{са}_{\text{твд}}})}$$

3.4. Итерационное уточнение температуры *Т*_{твд}:

$$T_{\rm cp} = \frac{T_{\rm ca_{-}TBA} + T_{\rm TBA}}{2}, \qquad T_{\rm TBA} = T_{\rm ca_{-}TBA} - \frac{L_{\rm TBA}}{c_{p_h}(T_{\rm cp}, far_{\rm ca_{-}TBA})}.$$

2.5. Расход рабочего тела при выходе из РК ТВД: $W_{\text{твд}} = W_{\text{са_твд}} + W_{\text{во}} \cdot \vartheta_{\text{рк_твд}}$.

2.6. Коэффициент far при выходе из РК ТВД:

$$far_{\mathrm{pk}_{\mathrm{T}}\mathrm{TB}\mathrm{J}} = \frac{W_{\mathrm{T}}}{\frac{W_{\mathrm{T}}}{far} + W_{\mathrm{B}\mathrm{O}} \cdot (\vartheta_{\mathrm{ca}_{\mathrm{T}}\mathrm{B}\mathrm{J}} + \vartheta_{\mathrm{pk}_{\mathrm{T}}\mathrm{T}\mathrm{B}\mathrm{J}})}.$$

- - -

2.7. Первое приближение температуры за РК ТВД: $T_{pk_{TBJ}}=T_{TBJ}$. 2.8. Итерационное уточнение $T_{pk_{TBJ}}$:

$$T_{\mathrm{pk}_{\mathrm{TB}\mathcal{A}}} = \frac{W_{\mathrm{ca}_{\mathrm{TB}\mathcal{A}}} \cdot c_{p_h} (T_{\mathrm{TB}\mathcal{A}}, far_{\mathrm{ca}_{\mathrm{TB}\mathcal{A}}}) \cdot T_{\mathrm{TB}\mathcal{A}} + W_{\mathrm{B}0} \cdot \vartheta_{\mathrm{pk}_{\mathrm{TB}\mathcal{A}}} \cdot c_{p_h} (T_{\mathrm{kB}\mathcal{A}}, 0) \cdot T_{\mathrm{kB}\mathcal{A}}}{c_{p_h} (T_{\mathrm{pk}_{\mathrm{TB}\mathcal{A}}}, far_{\mathrm{pk}_{\mathrm{TB}\mathcal{A}}}) \cdot W_{\mathrm{TB}\mathcal{A}}}.$$

2.9. Средняя температура процесса в ТВД: $T_{cp}=0.5 \cdot (T_{ca_{TBJ}}+T_{pk_{TBJ}})$. 2.10. Степень расширения в ТВД:

$$\pi_{\text{твд}} = \left(1 - \frac{L_{\text{твд}}}{c_{p_h}(T_{\text{ср.}} far_{\text{са_твд}})}\right)^{\frac{\gamma_h(T_{\text{ср.}} far_{\text{са_твд}})}{\eta_{\text{твд}} \cdot \left(1 - \gamma_h(T_{\text{ср.}} far_{\text{са_твд}})\right)}.$$

2.11. Полное давление за ТВД: $p_{\text{твд}}=p_{\text{са_твд}}/\pi_{\text{твд}}$.

Алгоритм расчёта ТНД (с конвективным охлаждением РК и СА)

- 1. Первое приближение температуры за СА ТНД: *Т*_{са_тнд}=*Т*_{рк_твд}.
- 2. Расход воздуха при выходе из СА ТНД: $W_{ca_{THd}} = W_{kc} + W_{BO}(\vartheta_{ca_{TBd}} + \vartheta_{pk_{TBd}} + \vartheta_{ca_{THd}}).$
- 3. Топливный коэффициент far с учётом охлаждающего воздуха СА ТНД:

$$far_{ca_{THJ}} = \frac{W_{T}}{\frac{W_{T}}{far} + W_{BO} \cdot \left(\vartheta_{ca_{TBJ}} + \vartheta_{pk_{TBJ}} + \vartheta_{ca_{THJ}}\right)}.$$

4. Итерационное уточнение температуры смеси газов за СА ТНД:

$$T_{\text{ca_THA}} = \frac{W_{\text{TBA}} \cdot c_{p_h} (T_{\text{pk_TBA}}, far_{\text{pk_TBA}}) \cdot T_{\text{TBA}} + W_{\text{bo}} \cdot \vartheta_{\text{ca_THA}} \cdot c_{p_h} (T_{\text{kBA}}, 0) \cdot T_{\text{kBA}}}{c_{p_h} (T_{\text{ca_THA}}, far_{\text{ca_THA}}) \cdot W_{\text{ca_THA}}}$$

5. Полное давление за СА ТНД: *p*_{тнд}=*p*_{твд}·σ_{тнд}, где σ_{тнд} – коэффициент сохранения полного давления в переходе ТВД-ТНД.

6. Потребная мощность РК ТНД: *N*_{тнд}=*N*_{кнд}/η_{мнд}, где η_{мнд} – КПД передачи ТНД-КНД.

7. Удельная работа расширения ТНД: *L*_{тнд}=*N*_{тнд}/*W*_{са_тнд}.

8. Первое приближение температуры за ТНД без учёта охлаждения РК:

$$T_{\text{тнд}} = T_{\text{ca_тнд}} - \frac{L_{\text{тнд}}}{c_{p_h}(T_{\text{ca_тнд}}, far_{\text{ca_тнd}})}.$$

9. Итерационное уточнение Ттнд:

$$T_{\rm cp} = \frac{T_{\rm ca_THA} + T_{\rm THA}}{2}, \qquad T_{\rm THA} = T_{\rm ca_THA} - \frac{L_{\rm THA}}{c_{p_h}(T_{\rm cp}, far_{\rm ca_THA})}.$$

10. Коэффициент far с учётом подмешивания охлаждающего воздуха РК ТНД:

$$far_{p\kappa_{T}Hd} = \frac{W_{T}}{\frac{W_{T}}{far} + W_{BO} \cdot \left(\vartheta_{ca_{T}Bd} + \vartheta_{p\kappa_{T}Bd} + \vartheta_{ca_{T}Hd} + \vartheta_{p\kappa_{T}Hd}\right)}$$

- 11. Расход газа при выходе из ТНД: Wтнд=Wca_тнд+Wво9рк_тнд.
- 12. Первое приближение температуры за РК ТНД: Трк_тнд=Ттнд.
- 13. Итерационное уточнение температуры за РК ТНД с учётом поправки на охлаждение:

$$T_{\mathrm{pk}_{\mathrm{TH}\mathcal{A}}} = \frac{W_{\mathrm{ca}_{\mathrm{TH}\mathcal{A}}} \cdot c_{p_h} (T_{\mathrm{TH}\mathcal{A}}, far_{\mathrm{ca}_{\mathrm{TH}\mathcal{A}}}) \cdot T_{\mathrm{TH}\mathcal{A}} + W_{\mathrm{Bo}} \cdot \vartheta_{\mathrm{pk}_{\mathrm{TH}\mathcal{A}}} \cdot c_{p_h} (T_{\mathrm{kB}\mathcal{A}}, 0) \cdot T_{\mathrm{kB}\mathcal{A}}}{c_{p_h} (T_{\mathrm{pk}_{\mathrm{TH}\mathcal{A}}}, far_{\mathrm{pk}_{\mathrm{TH}\mathcal{A}}}) \cdot W_{\mathrm{TH}\mathcal{A}}}.$$

14. Средняя температура процесса в ТНД: Тср=0.5(Тса тнд+Трк тнд).

15. Степень расширения в ТНД:

$$\pi_{\mathrm{TH}\mathcal{A}} = \left(1 - \frac{L_{\mathrm{TH}\mathcal{A}}}{c_{p_h}(T_{\mathrm{cp}}, far_{\mathrm{ca}_{\mathrm{TH}\mathcal{A}}}) \cdot T_{\mathrm{ca}_{\mathrm{TH}\mathcal{A}}}}\right)^{\frac{\gamma_h(T_{\mathrm{cp}}, far_{\mathrm{ca}_{\mathrm{TH}\mathcal{A}}})}{\gamma_{\mathrm{TH}\mathcal{A}} \cdot (1 - \gamma_h(T_{\mathrm{cp}}, far_{\mathrm{ca}_{\mathrm{TH}\mathcal{A}}}))}.$$

16. Полное давление за РК ТНД: $p_{\text{тнд}}=p_{\text{са_тнд}}/\pi_{\text{тнд}}$.

Алгоритм расчёта СТ

1. Полное давление за СТ: $p_{ct}=p_0 \cdot EPR/\sigma_{BMX}$, где $EPR = p_H/p_{ct}$ – коэффициент полного давления за СТ; σ_{BMX} – коэффициент сохранения давления в шахте выхлопа.

- 2. Степень расширения в СТ: $\pi_{cT} = p_{THd} \cdot \sigma_{cT} / p_{cT}$.
- 3. Предварительная средняя температура в СТ: $T_{cp}=0.5T_{pk}$ тнд: $(1+\pi_{cT}^{-0.25})$.
- 4. Итерационное уточнение температуры за СТ (η_{ст} политропный КПД СТ):

$$L_{\rm ct} = c_{p_h} (T_{\rm cp}, far_{\rm pk_THd}) \cdot T_{\rm thd} \cdot \left(1 - \pi_{\rm ct}^{\frac{1 - \gamma_h (T_{\rm cp}, far_{\rm pk_{THd}})}{\gamma_h (T_{\rm cp}, far_{\rm pk_{THd}})} \cdot \eta_{\rm ct}} \right);$$
$$T_{\rm ct} = T_{\rm thd} - \frac{L_{\rm ct}}{c_{p_h} (T_{\rm cp}, far_{\rm pk_{THd}})}; \ T_{\rm cp} = \frac{T_{\rm pk_{THd}} + T_{\rm ct}}{2}$$

5. Мощность СТ (
$$\eta_{\text{мст}}$$
 – механический КПД СТ): $N_{\text{ст}} = W_{\text{рк}_{\text{-тнд}}} L_{\text{ст}} \cdot \eta_{\text{мст}}$.

6. КПД газотурбинного двигателя: η_{гтд}=*N*_{ст}/*N*_{кс}.

Методы идентификации параметров ГТД. Методика ТМ является одной из самых простейших и программируется без каких-либо затруднений; аккуратно учитывается относительная влажность воздуха и используются специальные внешние алгоритмы для вычисления термодинамических свойств продуктов сгорания природного газа с произвольным стехиометрическим соотношением.

Идентификация политропического КПД КНД и КВД проводилась как по результатам численного моделирования, так и с помощью измерений на специальном стенде тюменской испытательной станции. Для компрессоров ДГ90 характерна степень реактивности 0.5..0.6. Эффективность последних трёх ступеней до 3% ниже, чем средних. Отличие расчётного политропного КПД от экспериментальных данных составляло ~1.5%. Камера сгорания является одной из конструктивных проблем ДГ90. Полностью устранить проблемы ненадёжного розжига, прогара и высокого уровня выбросов NOx и CO не удалось. Лучшие результаты демонстрирует конструкция [12], которая не только нормализует экологические характеристики ДГ90 до современного уровня, но и обеспечивает эксплуатационную надёжность.

Определение расходов воздуха на охлаждение лопаток ТВД и ТНД в общем случае требует специальных исследований сопряжённого теплообмена в трёхмерной постановке.

Политропические эффективности ТВД, ТНД и СТ оценивались по методике НПО «Машпроект» для охлаждаемых турбин с применением атласа экспериментальных характеристик плоских решёток [15,16].

Результаты. По результатам идентификации, в таблице 1 приведены все основные коэффициенты для расчёта термодинамического цикла ГТД. В таблице 2 содержатся параметры ДГ90 при работе в условиях ISO 2314 (т.е. без учёта аэродинамического сопротивления шахт всасывания и выхлопа); результаты расчётов по программе TM с учётом и без учёта относительной влажности при входе. Полученные данные сопоставлены с вычислениями в программе GasTurb.

Условное обозначение	Параметр	Размерность	Значение
T_0	полная температура воздуха при входе	К	288.15
p_0	полное давление воздуха при входе	Па	101325
φ	относительная влажность воздуха	-	0.60
$\pi_{ ext{ iny KHZ}}$	степень повышения полного давления в КНД	-	4.350
$\pi_{ ext{ iny KB} ext{ iny KB} ext{ iny KB} ext{ iny KB}$	степень повышения полного давления в КВД	-	4.483
$T_{ m kc}$	полная температура при выходе из КС	К	1348
$\eta_{\kappa c}$	коэффициент полноты сгорания	-	0.999
FHV	низшая теплотворная способность топлива	Дж/кг	48.89E+6
$\eta_{ m MHZ}$	механический КПД по ротору низкого давления	-	0.995
$\eta_{\scriptscriptstyle MBJ}$	механический КПД по ротору высокого давления	-	0.994
η_{cT}	механический КПД по силовой турбине (СТ)	-	0.996
$\sigma_{\kappa c}$	коэффициент сохранения полного давления в КС	-	0.935
σ_{THZ}	коэфф. сохранения давления в переходнике к ТНД	-	1.000
σ_{cr}	коэфф. сохранения давления в переходнике к СТ	-	0.995
EPR	степень повышения полного давления за СТ	-	1.0572
$\vartheta_{ ext{ca tbd}}$	отбор воздуха на охлаждение СА ТВД	-	0.025
$\vartheta_{ m pk\ TBd}$	отбор воздуха на охлаждение РК ТВД	-	0.050
$\vartheta_{ca_{THZ}}$	отбор воздуха на охлаждение СА ТНД	-	0.015
$\vartheta_{ m pk\ THZ}$	отбор воздуха на охлаждение РК ТНД	-	0.000
ϑ_{yr}	отбор воздуха на суфлирование и другие утечки	-	0.015
$\eta_{ ext{khg}}$	политропический полный КПД КНД	-	0.88
$\eta_{ ext{kbg}}$	политропический полный КПД КВД	-	0.87
$\eta_{\text{твд}}$	политропический полный КПД ТВД	-	0.885
$\eta_{ ext{thd}}$	политропический полный КПД ТНД	-	0.910
η_{cT}	политропический полный КПД СТ	-	0.920

Таблица 1. Параметры для расчёта термодинамического цикла ДГ90

Таблица 2. Параметры работы ДГ90 в условиях ISO 2314

	По ТУ	GasTurb	ΤΜ (φ=60%)	ΤΜ (φ=0)
Мощность ГТД, кВт	16 700	16 696	16 754	16 653
КПД ГТД, %	35.00	34.99	35.11	35.11
Удельный расход топливного газа	0.2870	0.2873	0.2863	0.2863
Степень повышения полного давления	19.5	19.5	19.5	19.5
Расход газа при выходе из ГТД, кг/с	70.0	70.0	70.0	70.1
Температура газа при выходе из ГТД, °С	420	420	421	420
Температура газа перед ТВД, °С	1075	1075	1075	1075

Заключение. При термодинамическом расчёте номинального режима работы ДГ90 программа-методика ТМ не уступает по точности немецкой GasTurb и все основные вычисленные параметры по тракту ГТД соответствуют официальным данным «Зоря-Машпроект». В настоящее время алгоритм ТМ реализован в пакете символьной математики Maple, обеспечивающего удобство при интегрировании и интерполировании термодинамических функций, однако при решении оптимизационных задач требуются более высокие скорости вычислений, которые могут быть получены с помощью компиляторов типа FORTRAN или GCC.

В таблице 2 показано, что относительная влажность воздуха 60% в условиях ISO 2314 может оказывать заметное влияние на расчёт мощности двигателя (+0.6% по сравнению с сухим воздухом).

Список литературы:

1. Ахмедзянов Д.А. и др. Термогазодинамический анализ рабочих процессов ГТД в компьютерной среде DVIGw: Учебное пособие. –Уфа: УГАТУ. 2003. 162 с.

2. EngineSimVersion1.8a[Электронный ресурс]–URL:https://www.grc.nasa.gov/WWW/k-12/airplane/ngnsim.html(дата обращения 25.05.2022).

3. Apostolidis A., Sampath S., Laskaridis P., Singh R. Webengine – A WEB-based gas turbine performance simulation tool // ASME Turbo Expo. 2013. Vol.4.

4. Gomes K.J., Masiulaniec K.C., Afjeh A.A. Performance, usage and turbofan transient simulation comparisons between three commercial simulation tools // Journal of Aircraft. 2009. Vol.46. I.2. P. 699-704.

5. Марчуков Е.Ю., Лещенко И.А., Вовк М.Ю., Инюкин А.А. Опыт использования программы UNI_MM для выполнения термодинамических расчётов турбореактивных двухконтурных двигателей // Насосы. Турбины. Системы. №2 (15). 2015. С. 45-53.

6. Kurzke J., Halliwell I. Propulsion and Power: An Exploration of Gas Turbine Performance Modelling. Springer International Publishing. Cham. Switzerland. 2018. 755 p.

7. Gordon S., McBride B.J. Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications: I. Analysis. NASA Reference Publication 1311. Lewis Research Center. Cleveland. Ohio. 1996. 61 p.

8. Gordon S., McBride B.J. Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications: II. Users Manual and Program Description. NASA Reference Publication 1311. Lewis Research Center. Cleveland. Ohio. 1996. 178 p.

9. Трусов Б.Г. Программная система моделирования фазовых и химических равновесий при высоких температурах // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Приборостроение. 2012. Спец. вып. 2: Программная инженерия. С.240-249.

10. Walsh P.P., Fletcher P. Gas Turbine Performance. 2ndEd. Blackwell Science LTD. 2004. 646 p.

11. Engineering ToolBox, (2005). Water Vapor - Specific Heat vs. Temperature. [Электронный pecypc] Available at: https://www.engineeringtoolbox.com/water-vapor-d_979.html (дата обращения 26.05.2022).

12. Харисов Т.С., Скиба Д.В., Максимов Д.А., Кашапов Р.С. Создание малоэмиссионной камеры сгорания для ГТД ДГ90 // Вестник УГАТУ. 2021. Т.25. №2(92). С. 62-70.

13. Procedure for the Calculation of Gaseous Emissions from Aircraft Turbine Engines. SAE Aerospace Standard ARP1533-2004.

14. Филинов Е.П., Кузьмичев В.С. и др. Определение потребного расхода воздуха на охлаждение турбин на этапе концептуального проектирования газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. Т.28. №1. С. 61-73.

15. Венедиктов В.Д. и др. Атлас экспериментальных характеристик плоских решёток охлаждаемых газовых турбин. –М.: ЦИАМ. 1990.

16. Боцула А.Л., Рыбальченко С.В. Использование газотурбинных двигателей разработки НПП «Машпроект» в газотранспортных сетях и в качестве приводов технологического оборудования // Известия Академии инженерных наук Украины. №1. 1999. С. 74-85.

СОЗДАНИЕ МНОГОТОПЛИВНОЙ ВИХРЕВОЙ ПРОТИВОТОЧНОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТУ

С.А. Мешков

ООО "Экоспектр", г. Рыбинск, Россия meshkov.snnm@outlook.com

Аннотация. Создание многотопливных и многорежимных камер сгорания обусловлено большим разнообразием применяемых на рынке топлив и условий эксплуатации. В частности, расширяется применение пиролизного или сингаза с содержанием водорода для выработки как электрической, так и тепловой энергии. Реализованная конструкция КС обеспечивает высокую эксплуатационную технологичность, надежное сжигание как высококалорийных (природный газ, дизтопливо), так и низкокалорийных (сингаз) топлив без серьезных пере регулировок и остановов работы

Концепция структуры течения воздуха внутри КС близка к вихревой противоточной структуре в известной трубке Ранка-Хилша. Однако имеются принципиальные отличия, связанные с охлаждением стенок корпуса, особенностями подачи различных видов топлива и воздуха на сжигание применительно к ГТУ, применением запальных устройств. Разворот потока создает естественную и устойчивую зону стабилизации горения. Обеспечение вихревой структуры с относительно "холодным" периферийным вихрем позволяет иметь "низкую" температуру стенки КС, что принципиально отличает предлагаемую конструкцию от существующих высокотемпературных КС. Реализованная структура течения обеспечивает много режимность КС по коэффициентам избытка воздуха, более широкий диапазон по бедному и богатому срыву пламени. Представлено сравнение с существующими КС ГТУ и показаны преимущества относительно аналогов.

Модель камеры сгорания спроектирована, изготовлена, исследована и испытана на стенде. В настоящее время КС эксплуатируется на установках по переработке углеродсодержащих отходов сельского хозяйства. Представлены результаты численного моделирования, экспериментальных исследований и доводочных испытаний на стенде КС, новизна разработки защищена 4 патентами.

Создание и применение камер сгорания в современных газотурбинных установках и установках для переработки углеродсодержащего сырья направлено на расширение использования различных топлив (многотопливность), уменьшение вредных выбросов (экологичность), обеспечение устойчивой работы в широком диапазоне режимов ГТУ (много режимность), повышение надежности за счет уменьшения применения дорогостоящих жаропрочных сплавов и теплозащитных покрытий (надежность и простота).

Основной задачей исследований являлось разработка в России опытной отечественной камеры сгорания, которая могла бы быть основой для энергетических ГТУ и удовлетворить многие из перечисленных направлений развития КС.

Предлагаемая конструкция базируется на концепции созданного еще в 70-е годы прошлого столетия запального устройства авиационного двигателя РД36-51 для самолета ТУ-144 и аналогичной концепции течения в вихревой трубке Ранка-Хилша [1]. Это вихревая противоточная структура течения внутри КС.

Она состоит из корпуса, жаровой трубы, одного или нескольких завихрителей, форсунок подачи топлива и других элементов. На рис.1 представлена схема течения воздуха, топлива и продуктов сгорания. Воздух из компрессора ГТУ поступает через завихритель 1 внутрь жаровой трубы, образуя периферийный вихрь и движется вдоль цилиндрической стенки ЖТ. Достигая торцевой стенки (в общем случае специально спрофилированной) закрученный поток разворачивается, образуя центральный вихрь, движущийся в противоположном направлении к выходу из КС, и устойчивую зону стабилизации горения. Другой поток воздуха

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ

из компрессора движется вдоль наружной стенки ЖТ и, закручиваясь в завихрителе 2, поступает внутрь ЖТ. Топливо может подаваться как через завихритель 1, так и через форсунку, установленную на торцевой стенке ЖТ. Главное отличие этой схемы от известной двухслойной конструкции компании PSM Ansaldo Group [2] заключается в расположении завихрителя 1 и противоточной структуре течения воздуха или топливовоздушной смеси (предварительное перемешивание) внутри жаровой трубы, стенка которой омывается с наружной и внутренней стороны "холодным " воздухом и поэтому не требуется применять теплозащитное покрытие и дорогостоящие сплавы, как это необходимо для камер сгорания PSM Ansaldo или GE DLN (рис.2). Конструкция защищена патентом РФ № 2757705 [3].



Рисунок 1. Схема течения воздуха, топлива и продуктов сгорания в разработанной КС Ansaldo

В сравнении с известной КС GE DLN с дополнительной подачей топлива в конце ЖТ [4] разработанный вариант имеет ряд существенных преимуществ. Концепция GE сводится к использованию двух мест подвода топлива, обеспечивая двухстадийное горение с целью достижения низких вредных выбросов на номинальных и частичных нагрузках (многорежимность).

В нашем случае вместо расположенных равномерно по окружности в конце ЖТ форсунок камеры сгорания GE, применяется РАЗДЕЛИТЕЛЬ потоков воздуха с кольцевым завихрителем *1* внутреннего потока и отверстиями подвода топлива в лопатках завихрителя *1*. Переходный патрубок на выходе из ЖТ изготавливается по традиционным технологиям. На частичных нагрузках производится подача топлива в завихритель *2* и форсунки, расположенные на торцевой стенке ЖТ. На номинальных режимах работы топливо дополнительно подается в завихритель *1*. Главным отличием является более равномерное распределение топливовоздушной смеси по сравнению с дискретными форсунками GE, более равномерное температурное поле и как следствие более низкие уровни эмиссии. КС становится более простой с низкими температурами стенок ЖТ. Реализация такого двухстадийного сжигания является современным направлением развития низко эмиссионных КС для энергетических ГТУ. Конструкция защищена патентом РФ №2740240 [5].

Описанные выше конструкции реализованы в "металле", выполнено численное моделирование, изготовлены опытные образцы, после серии экспериментальных исследований на атмосферном стенде КС в Рыбинске получены предварительные характеристики.

На номинальном режиме при сжигании температура продуктов сгорания на выходе достигала 1200 С. Уровни эмиссии на максимальном и частичном режимах не превышали NOx~15 млн⁻¹, CO~ 15 млн⁻¹. Общая наработка КС РБС составила ~ 100 час, а частичная разборка продемонстрировала хорошее состояние матчасти.

Испытания камеры сгорания в составе установки РХАТ5 по переработке пиролизной рисовой шелухи показали возможность устойчивого сжигания низкокалорийного пиролизного газа (влажность сырья ~ 10%, теплотворная способность газа ~ 6 МДж/кг, горючие компоненты CO~17%, CH4~7%, C2H6~1%, H2~6%, H2S~2%, остальное – азот, углекислый газ, вода и др). Переход на пиролизный газ осуществлялся за счет уменьшения подачи природного газа и изменения расходов окислителя.

Другой изготовленный и испытанный вариант КС большей мощности представлял собой двухступенчатую конструкцию, вторая ступень которой имитирует переходный патрубок перед турбиной (рис.2). Расход воздуха от вентилятора ~ 1500 м3/час, напор давления ~ 300 мбар. Подача низкокалорийного пиролизного газа может осуществляться через завихритель и отверстие в торце. Исследовались работа на номинальном режиме с подачей топлива через завихрители и форсунки 1, 2, 3. На частичных нагрузках подача топлива осуществлялась через завихрители 1 и 3.



Рисунок 2. Схема течения воздуха, топлива, продуктов сгорания и продольный разрез двухступенчатой вихревой противоточной КС РБС2

В результате испытаний отработаны режимы запуска, выхода на номинальный режим с контролем температуры за первой и второй ступенями, останова и успешно продемонстрированы алгоритмы САУ в широком диапазоне режимов, включая переход на другое топливо. Зафиксированы температуры продуктов сгорания на выходе из первой ступени ~ 1200С, низкие выбросы NOx ~ 15 млн⁻¹, CO~15 млн⁻¹. Продемонстрированы уникальные характеристи-Температуры корпуса жаровой трубы не превышали ки. И 200-300 °С. Подтвержден более широкий диапазон устойчивой работы по бедному и богатому срывам, чем у обычных КС. В частности, КС бесперебойно работала без срыва пламени при изменении коэффициента избытка воздуха в 8 раз.

Список литературы:

1. Patent US №1952281 "Method and apparatus for obtaining from a fluid under pressure two currents of fluid at different temperatures". Application December 6, 1932, Serial No. 646020, in France December 12, 1931

2. «A Revolution in Combustion Technology for Power Generation Gas Turbines», Flame Sheet, Power Systems Mfg., LLC, редакция 11/2020, www.psm.com

3. Патент РФ № 2757705 "Горелка с двухслойным вихревым противоточным течением ", приоритет изобретения от 13 января 2021 года

4. GE DLN LLI, <u>www.ge.com</u>

5. Патент № 2740240 "Горелка вихревая противоточная ", приоритет изобретения от 20 июля 2020 года

ОПЫТ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ АО ПЛАКАРТ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ СТАЦИОНАРНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

В.С. Пичев

АО «Плакарт», Россия

История акционерного общества "Плакарт" берет свое начало в 1991 г с команды специалистов, занимавшихся наплавкой и напылением покрытий в Центральном научноисследовательском институте технологии машиностроения (ЦНИИТМАШ). С тех пор мы постоянно совершенствуем наши технологии, ведем активные разработки, направленные на создание новых продуктов и услуг, и импортозамещение оборудование и материалов, применяемых в ответственных отраслях промышленности. Десятки систем нанесения покрытий нашего производства используется для упрочнения ответственных деталей на предприятиях Российской промышленности.

АО «Плакарт» сегодня:

- производственные площадки;
- 4 мобильные (выездные) бригады;
- более 10 технологий газотермического напыления и наплавки;
- более 1500 вариантов покрытий;

• работа с крупнейшими отечественными и зарубежными предприятиями нефтегазовой, нефтехимической и энергетической отраслей.

Сейчас важнейшей задачей отечественной промышленности является обеспечение независимости от импортных изделий энергетического машиностроения, их компонентов и сервиса. Предлагаемые нами решения позволяют импортозамещать технологии сервисного обслуживания и ремонта компонентов турбин, и применять их при изготовления новых изделий или их отдельных комплектующих. Наше производство оснащено роботизированными комплексами высокоскоростного газопламенного (HVOF/HVAF) и порошкового атмосферного плазменного напыления (APS) и роботизированными комплексами лазерной наплавки, которые позволяют получать высокое качество функциональных покрытий на деталях сложного профиля, в том числе и на внутренних поверхностях. Работы выполняются высококвалифицированными специалистами, имеющими многолетний опыт работы по направлению газотермического напыления и наплавки.

С целью дальнейшего развития этого направления АО «Плакарт» наладило и продолжает укреплять взаимодействие с такими научными компаниями, как АО «ОДК-Авиадвигатель» и АО «ОДК-Пермские моторы», «ЦИАМ им. П.И. Баранова» и, научными и производственными центрами ВУЗов: МЭИ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, «МГТУ «Станкин» и др.

При выполнении работ по напылению в области энергетического машиностроения наша компания столкнулась с рядом общих проблем. К ним относятся:

• недостаточный уровень взаимодействия научных, конструкторских и производственных компаний как при проектировании и изготовлении новых изделий, так и при ремонте изделий бывших в эксплуатации. Это зачастую приводит к невозможности внедрения новых технологий, позволяющих решать сложные задачи и получать надлежащие результаты в кратчайшие сроки и совершенствовать эксплуатирующееся оборудование;

• насыщенность парка энергетического машиностроения импортными изделиями, которые частично обслуживаются российскими сервисными компаниями, аттестованными на соответствие требованиям иностранной нормативной документации, и недостаточное количество отечественных аналогов;

• крайне широкий спектр применяемого для напыления и наплавки оборудования и материалов, многие из которых также являются импортными и зависят от поставок из-за границы;

• организационно-правовые затруднения при сервисе.

В рамках решения этих задач уже получены положительные результаты:

• по замене методов и материалов для нанесения функциональных покрытий;

• установлены рабочие связи для более эффективного взаимодействия отечественных научных организаций и предприятий промышленности, применяющих технологии модификации поверхности;

• значительно повышен уровень локализации производства элементов роботизированных комплексов - найдены отечественные поставщики узлов и деталей, проведена их опытная эксплуатация и выполнены серийные работы;

• продолжается проведение опытно-технологических работ для уменьшения зависимости отечественной промышленности от иностранных технологий.

Достижению дальнейших результатов в этом направлении будут способствовать укрепление и развитие уже наработанных связей с конструкторскими группами, выполнение НИОКР и ОТР, формирование диапазонов допустимых вариантов решений для обеспечения гибкости при производстве с сохранением всех требуемых параметров продукции, развитие отечественной промышленности материалов для напыления и наплавки и сертификация выпускаемой продукции в рамках программ импортозамещения.

АО «Плакарт» открыто для сотрудничества и приглашает все заинтересованные стороны к взаимовыгодному диалогу и комплексному решению вопросов обеспечения энергетической независимости России.

Примеры ключевых выполненных работ:

- 1. ООО «ДжиИ Рус»
 - Детали камеры сгорания (жаровые трубы, крышка, патрубки)
 - •Сегменты диафрагмы
- 2. ПАО «Газпром» (различные подразделения)
 - Уплотнительное покрытие хвостовика рабочей лопатки
 - Уплотнительное покрытие полки рабочей лопатки
 - •Кольцевая камера сгорания
- 3. OOO «HebPCC»
 - Детали камеры сгорания (жаровые трубы, крышка)
 - •Крышка (прирабатываемое покрытие)
- 4. АО "РЭП Холдинг"
 - Диск промежуточный турбины
- 5. АО «ОДК-Пермские моторы»
 - •Восстановление торца пера рабочих лопаток двигателя ПД-14
- 6. АО «ОДК-Авиадвигатель»
- Выполнен НИОКР по упрочнению торца пера рабочих лопаток двигателя ПД-3

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ МЕЖРОТОРНЫХ ЛАБИРИНТОВ ГТД С ИСТИРАЕМЫМИ ПОКРЫТИЯМИ

Д.Д. Попова, Н.А. Самойленко

АО «ОДК-Авиадвигатель», г. Пермь, Россия

Аннотация. Вне зависимости от типа газотурбинного двигателя (авиационный, наземный, наземный конвертированный из авиационного) необходимо уплотнение масляных полостей опор. Для уплотнения масляных полостей используются наддув опор и лабиринтные уплотнения (ЛУ). Для более эффективной работы ЛУ используются истираемые покрытия для снижения монтажных радиальных зазоров в ЛУ и возможности их приработки без повреждения лабиринта и фланца. В АО «ОДК-Авиадвигатель» было обнаружено, что причиной появления сигнала «стружка в масле» может быть попадание частиц износа истираемого покрытия ЛУ. Этот дефект приводит к загрязнению масляной системы и возможному попаданию частиц износа в опоры, что снижает ресурс подшипников. Для его анализа был выполнен трехмерный газодинамический расчет течения воздуха в межвальной полости. По результатам расчета было определено, что воздух, идущий через межроторный лабиринт, затекает в отверстие сброса без движения в сторону межвальной полости, что противоречит появлению вышеуказанного дефекта. Затем для более подробного анализа выполнено моделирование движения частиц износа истираемого покрытия, в результате чего было выявлено, что частицы движутся в сторону межвальной полости против потока воздуха и не попадают в отверстие сброса. Так происходит из-за движения частиц по инерции и малого сопротивления со стороны воздуха ввиду малой скорости его движения. В качестве доработки конструкции предложен двузубый грязеотбойник, который улавливает частицы износа истираемого покрытия ЛУ и предотвращает их дальнейшее движение в сторону межвальной полости против потока воздуха.

Введение. Для всех газотурбинных двигателей (ГТД) вне зависимости от их типа (авиационный, наземный конвертированный из авиационного [1]), а также независимо от кинематической схемы двигателя, необходимо уплотнение масляных полостей опор. Как правило масляные полости уплотнены с двух сторон лабиринтными уплотнениями, также происходит наддув опор воздухом [2]. Эффективность работы лабиринтного уплотнения напрямую зависит от радиального зазора между фланцем лабиринта и гребешками [3]. Для снижения монтажных радиальных зазоров в ЛУ и возможности их приработки без повреждения лабиринта и фланца используются истираемые покрытия, которые наносятся на фланец лабиринта.

В АО «ОДК-Авиадвигатель» обнаружено, что причиной сигнала «стружка в масле» может служить попадание частиц истираемого покрытия межвального лабиринта. На рисунке 1 показан межвальный лабиринт, закрепленный на валу турбины низкого давления (ТНД), и истираемое покрытие, нанесенное на фланец лабиринта, закрепленного на валу турбины высокого давления (ТВД).

При врезании гребешков лабиринта в истираемое покрытие возможно образование частиц, так как во множестве работ доказано, что используемые серийные материалы такие как 20Б имеют плохую истираемость и низкую эрозионную стойкость [4]. Предположительно по схеме движения воздуха частицы, в случае их образования, должны уходить в отверстия сброса, однако, как сказано выше, на практике был зафиксирован сигнал «стружка в масле» причиной которого послужило попадание частиц в маслосистему.

Попадание частиц в маслосистему двигателя может привести к преждевременному износу подшипников, особенно для двигателей, где имеется межвальный подшипник, который работает в очень нагруженных условиях [5].



Рисунок 1. Межвальный лабиринт, схема движения воздуха

Расчет движения воздуха в межвальной полости. Для анализа направлений движения воздуха в межвальной полости выполнен трехмерный газодинамический расчет в пакете Ansys CFX.

На рисунке 2 показано распределение чисел Маха в межвальной полости, а также отмечены относительные расходы воздуха (G/Gквд). По рисунку видно, что воздух попадает в межвальный лабиринт из полости между ТВД и ТНД, частично этот воздух уходит в первое отверстие сброса. Затем воздух проходит вторую часть лабиринта, навстречу ему идет воздух из отверстия наддува опоры ТВД и они совместно попадают во второе отверстие сброса, движения воздуха после прохождения лабиринта в сторону межвальной полости не наблюдается.

Расчет движения частиц в межвальной полости. Так как движения воздуха в сторону межвальной полости нет, то частицы уносятся не воздухом. Для расчетного подтверждения факта попадания частиц в маслосистему двигателя проведен более подробный анализ с использованием моделирования движения частиц. Встроенные инструменты Ansys CFX позволяют отслеживать движение частиц с достаточной точностью [6].

Для моделирования область распыла частиц задана за левой частью межроторного лабиринта. На рисунке 3 показана траектория движения частиц в межвальной полости.

Как видно из рисунка 3, все запущенные с лабиринта частицы летят вперед по инерции, против потока, идущего с опоры роликоподшипника ТВД, и не попадают в отверстия сброса в валу ТНД. Это происходит из-за того, что инерция частиц больше, чем сопротивление со стороны потока, идущего из отверстия наддува опоры ТВД с малой скоростью. Под действием центробежных сил некоторое количество частиц прижимаются к стенке ротора ВД и попадают в отверстия сброса с опоры роликоподшипника ТВД. Остальные частицы движутся вперед, по направлению к опоре КНД.

Это моделирование качественно показывает каким образом истираемое покрытие попадает в маслосистему двигателя, двигаясь противоположно потоку воздуха.

Научно-технические проблемы полной локализации производства и технического обслуживания стационарных газотурбинных установок в РФ



Рисунок 2. Числа маха и относительные расходы воздуха (G/G_{квд}) в межвальной полости



Рисунок 3. Траектория движения частиц в межвальной полости

Предотвращение попадания частиц в межвальную полость. С целью предотвращения движения частиц покрытия из межроторного лабиринта в сторону опоры КНД и попадания в маслосистему двигателя применен двузубый грязеотбойник, расположенный над отверстием сброса.

Двузубый грязеотбойник позволит предотвратить попадание частиц истираемого покрытия в межвальную полость. Частицы будут копиться на выходе из межроторного лабиринта. При возможном проникновении частиц через правый зуб грязеотбойника, их будет улавливать левый зуб, с которого при выключении двигателя частицы будут «падать» в отверстия сброса в валу ТНД, исключая попадание в маслосистему двигателя.

На рисунке 4 показан двузубый грязеотбойник и траектория движения частиц, запускаемых из-за межвального лабиринта.



Рисунок 4. Влияние двузубого грязеотбойника на траекторию движения частиц

По результатам трёхмерного моделирования применение двузубого грязеотбойника является эффективным мероприятием. Для предотвращения попадания частиц износа истираемых покрытий в маслосистему необходимо использовать грязеотбойники со стороны полости наддува в межвальных полостях ГТД.

Список литературы:

1. Снитко М.А., Торопчин С.В., Ворожейкин Д.В. "приземление" авиадвигателя ПД-14 для разработки промышленных ГТУ // Электрические станции. – 2019. – №11. – с. 28-30.

2. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. – М.: Машиностроение, 2008. – Т. 2. – 368 с

3. Крылов П.В., Перевезенцев С.В., Перевезенцев В.Т., Шилин М.А. Актуальность задачи унификации и оптимизации уплотнений в газотурбинных двигателях // Газовая промышленность. – 2017. – №11. – с. 56-61.

4. Фарафонов Д.П., Мигунов В.П., Сараев А.А., Лещев Н.Е. Истираемость и эрозионная стойкость уплотнительных материалов проточной части ГТД // Труды ВИАМ. – 2018. – №8. – с. 70-80.

5. Ходацкий С. А., Караваев Ю. А., Сафарбаков А. М. Оценка напряженнодеформированного и теплового состояния межвальных подшипников ГТД // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2015. – №1. – с. 41-48.

6. Мостовенко Л.В. Расчетно-экспериментальное моделирование течения запыленного потока для оценки влияния геометрических характеристик инерционно-вакуумного золоуловителя на степень улавливания золы / Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук / Омск, 2020.
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВНУТРЕННЕГО ЗАПОЛНЕНИЯ ЛОПАТКИ ОСЕВО-ГО КОМПРЕССОРА НА ЧАСТОТЫ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

И.В. Мелихов, Ю.Г. Марченко, В.А. Седунин

Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина, Екатеринбург, Россия

melikhovi@vk.com

Аннотация. Использование аддитивных технологий позволяет изготавливать комплексные пространственные структурные и аэромеханические компоненты, обладающие существенно более низким удельным весом при обеспечении аналогичной прочности и большей надёжности, а главное, такие технологии позволяют добиться существенно большего функционального наполнения каждого из элементов без прироста себестоимости изготовления. Это достигается за счёт таких свойств аддитивных технологий как возможность более точного и технологичного заполнения материалом объёма детали, за счёт совмещения многокомпонентных изделий в одном напечатанном элементе. В связи с этим, задачи исследования вынужденных и свободных колебаний и определения напряженно-деформированного состояния конструктивно неоднородных лопаток турбомашин при их вибрациях является актуальной. В работе исследовано влияние внутреннего заполнения лопатки осевого компрессора на частоты собственных колебаний с помощью программы конечно-элементного моделирования. Исследование проведено на упрощенной модели компрессорной лопатки. В ходе его определены оптимальные топологии внутреннего выполнения лопатки, позволяющие независимо отстраивать каждую форму колебаний от соответствующих вынуждающих факторов. Определены зоны, заполнение которых отвечает за частоты собственных колебаний лопатки по данным формам. Также, выявлена зона в периферийной части пластины, которую никогда не требуется заполнять, при отстройке по любой из форм колебаний и зона в корневой части лопатки, заполнение которых происходит всегда при отстройке по любой из форм.

На полученные данные можно ориентироваться при проектировании лопаток с внутренними неоднородностями для дальнейшего их изготовления при помощи аддитивных технологий.

Введение. За последнее время существенное развитие получили аддитивные технологии производства пригодные для 3D печати из большинства применимых для ГТУ сплавов на основе титана, железа, никеля. Однако, экономический и производственный эффект от внедрения таких технологий в серийное производство может быть достигнут только в случае развития новых способов конструирования технологических узлов и изделий турбомашин, развития базы материалов, оптимизированных одновременно для аддитивных технологий и последующей эксплуатации.

Использование аддитивных технологий позволяет изготавливать комплексные пространственные структурные и аэромеханические компоненты, обладающие существенно более низким удельным весом при обеспечении аналогичной прочности, большей надежности, а главное, такие технологии позволяют добиться существенно большего функционального наполнения каждого из элементов без прироста себестоимости изготовления. Это достигается за счёт таких свойств аддитивных технологий как возможность более точного и технологичного заполнения материалом объёма детали, за счёт совмещения многокомпонентных изделий в одном напечатанном элементе [1].

В связи со всем этим, задачи исследования вынужденных и свободных колебаний и определения напряженно-деформированного состояния (НДС) конструктивно неоднородных лопаток турбомашин при их вибрациях представляют собой актуальную задачу механики деформируемого твердого тела, имеющую важное научное значение. Цель работы состоит в установлении закономерностей влияния конструктивных неоднородностей (системы внутренних пустот и ребер жесткости) на формирование спектра частот собственных колебаний (ЧСК) и форм колебаний лопатки.

В данном случае объектом исследования выступают процессы изменения напряженнодеформированного состояния конструктивно неоднородных лопаток турбомашин при их вибрациях.

Предмет исследования - влияние конструктивных внутренних неоднородностей лопаток турбомашин на их напряженно-деформированное состояние.

Для построения математической модели динамического поведения лопаток использовались методы математического моделирования, основанные на использовании метода конечных элементов в трехмерной постановке.

Также планируются экспериментальные исследования лопаток, изготовленных при помощи аддитивных технологий, высокоэффективными методами тензометрирования на специальных вибростендах.

Достоверность полученных результатов и выводов обеспечивается: непротиворечивостью полученных закономерностей качественного характера (ЧСК и формы колебаний); сравнение с результатами одномерного расчета упрощенных моделей.

Постановка задачи. В инженерной практике часто на начальных этапах проектирования используют расчеты по упрощенным моделям. В данном случае, в качестве упрощенной модели турбинной лопатки рассматривается плоская прямоугольная пластина со схожими геометрическими характеристиками. Высота пластины H = 100 мм; ширина L = 50 мм; толщина $\delta = 6$ мм. На рисунке 1 представлен пример такого упрощения.



Рисунок 1. Схема упрощения модели лопатки, ее граничные условия и сетка конечных элементов

В качестве граничных условий для расчета по упрощенной модели к пластинке задается ограничение перемещений на корневой плоскости, что имитирует зажатие хвостовика лопатки «в тиски» для проведения тензометрирования. Плоскость пластины, к которой прикладывается ограничение перемещения для выполнения модального расчета, также, показана на рисунке 1.

Конечно-элементная модель пластины представлена на рисунке 1. Для расчета пластин используется сетка с размером элементов – 1 мм. Тип сетки: тетраэдрическая, неструктурированная. В качестве материала при моделировании выбрана конструкционная сталь [2-4].

Верификация. Частоту для изгибных форм колебаний лопатки постоянного сечения с абсолютно жестко закрепленным хвостиком и свободной вершиной можно вычислить по формуле, полученной из теории колебаний стержней:

$$f = \frac{a_i}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_{min}}{\rho \cdot F}}, \Gamma u$$

где і – номер тона колебаний;

E – модуль упругости материала лопатки, H/M2 (для стали $E = 21*1010 H/M^2$);

I_{min} – минимальный момент инерции сечения лопатки, м⁴;

 ρ – плотность материала лопатки, кг/м³ (ρ = 7800 кг/м³);

F – площадь поперечного сечения лопатки, м²;

L – длина лопатки, м;

Вторая изгибная

Третья изгибная

 $a_1 = 0,56$ для I тона; $a_2 = 3,53$ для II тона; $a_3 = 9,83$ для III тона.

Если вместо натуральной лопатки исследуется её модель в виде сплошной пластины длиной l, шириной h и толщиной δ, то

$$J_{min} = \frac{h \cdot \delta^3}{12}, \, \mathrm{M}^4.$$

$$F = h \cdot \delta, \mathsf{M}^2.$$

Результаты расчета по этим формулам для первого, второго и третьего тона изгибных колебаний сведены в таблицу 1 в сравнении с результатами расчетов, полученных в программно-вычислительном пакете Ansys для тех же форм колебаний.

 Форма колебаний
 Метод расчета
 Частота, Гц
 Расхождение, %

 Первая изгибная
 Апѕуѕ
 250,47
 0,47

1554.8

1586.24

4331

4417,19

1,98

1,95

Таблица 1. Сравнение результатов расчетов полученных в Ansys и аналитически

Ansys

Аналитика

Ansys

Аналитика

Разница в результатах определения ЧСК пластины составила менее 2%. Параметры сетки и постановку граничных условий можно считать удовлетворительными, что подтверждается результатами верификации. Поэтому дальнейшие расчеты будут выполняться с использованием данных, определённых ранее.

Оптимизация геометрии заполнения внутренней полости лопатки для повышения ее собственных частот колебаний. Наличие математической модели объекта в программе компьютерного моделирования дает возможность провести ее оптимизацию данной модели. Оптимизацией называется операция получения наилучших результатов в данных условиях. При оптимизации определяются сочетания значений параметров и свойств объекта, которые соответствуют наилучшему варианту из числа рассмотренных.

Формализация позволяет единообразно решать задачи из самых различных областей, которые приспособлены для решения на электронно-вычислительных машинах. Применение вычислительной техники обеспечивает возможность перебора большого числа вариантов и выбора из них наилучшего для решения задачи [5].

Постановка задачи оптимизации заключается в параметризации геометрических характеристик неоднородностей во внутренней полости пластины, с целью максимизации ЧСК по первым трем формам и снижения массы и наглядно изображена на модели, рис. 2.





1 – стенка, 2 – внутренние неоднородности





Здесь высота пластины H = 100 мм; ее толщина $\delta = 6$ мм, толщина стенок – 1 мм. Параметры внешних стенок остаются неизменными для всех вариантов оптимизации.

Сплошное вертикальное заполнение внутренней полости пластины. Чтобы первоначально оценить влияние геометрических параметров внутренних неравномерностей в пластине на ее ЧСК и отработки методики в данной программе выполнялось сплошное вертикальное заполнение ее внутренней полости от 0% до 100% от высоты пластины (0% - пластина абсолютно полая (ЧСК: по первой изгибной – 591,4; по первой крутильной – 2035,2 Гц; по второй изгибной – 2055,6; масса - 88 г); 100% – в пластине абсолютно нет пустот во внутренней полости (ЧСК: по первой изгибной – 499,2; по первой крутильной – 2047,3; по второй изгибной – 3062,0; масса – 236 г).

На рисунке 4 представлены графики зависимости ЧСК пластины по первым трем формам колебаний от процента вертикального заполнения ее внутренней полости.



Рисунок 4. Зависимости ЧСК пластины по первым трем формам колебаний от процента вертикального заполнения ее внутренней полости

Максимальная ЧСК по первой изгибной форме наблюдается при заполнении 55% и составляет 722,8 Гц, а масса составляет 170 г. При этом ЧСК пластины по первой изгибной форме заполненной на 50% возрастает на 31%, а масса снижается на 39% по сравнению с пластиной заполненной на 100%.

Максимальная ЧСК первой крутильной формы наблюдается при заполнении 55% полости и составляет 2587,2 Гц, а масса составляет 170 г. При этом ЧСК пластины по первой крутильной форме заполненной на 55% возрастает на 21%, а масса снижается на 39% по сравнению с пластиной заполненной на 100%.

На этом графике наблюдается два пика ЧСК для второй изгибной формы: при заполнении 44% и 93% и частотах 3950,2 и 3254,5 Гц соответственно, а масса лопатки составляет 152 и 226 г, при этом ЧСК пластины по второй изгибной форме заполненной на 44% и 93% снижается на 4% и повышается на 6%, а масса снижается на 55% и 4% соответственно по сравнению с пластиной заполненной на 100%.

На графике штриховой линией изображены проценты вертикального заполнения 55% - при котором максимальны ЧСК по первой изгибной и крутильной формам, и 44% - при котором максимальна (первый максимум) ЧСК по второй изгибной форме колебаний.

Таким образом, для всех трех форм колебаний оптимальным заполнением будет 44% от высоты пластины. Т.к. для первых изгибной и крутильной форм колебаний разница по сравнению с максимальным значением составит 0,2% и 2,2% соответственно, в то время как разница ЧСК по второй изгибной форме для 44% и 55% составляет 9,4%.

По сравнению со сплошной неоптимизированной пластиной, масса пластины с вертикальным заполнением 44% снижается на 54,8%, а ЧСК по первым изгибной и крутильной формам повышаются на 31% и 19% соответственно, но при этом снижается ЧСК по второй изгибной форме на 3,8%.

Итак, сплошное вертикальное заполнение внутренней полости пластины позволяет регулировать ее ЧСК в определенном диапазоне. Это свойство можно применять для повышения ЧСК пластины, а также снижения ее массы или для регулирования ЧСК в широком диапазоне.

Заполнение внутренний полости пластины вертикальными стержнями с переменной высотой. На рисунке 5 представлена прямоугольная пластина, внутренняя полость которой заполнена от корня вертикальными стержнями равной ширины. Нумерация стержней производится слева направо, их высота изменяется от 0 до 100% от высоты пластины независимо друг от друга. Цель оптимизации: повышение ЧСК по первым трем формам колебаний. Она рассматривается в симметричной постановке относительно вертикальной оси симметрии пластины, т.е. параметризованы размеры пяти стержней слева относительно оси симметрии (h₁-h₅), а для стержней справа от оси симметрии задано условие равенства (h'₁-h'₅).

Оптимизация проводилась в двух постановках. В первой постановке целью оптимизации задавалось повышение ЧСК пластины по первым трем формам колебаний (первая изгибная, первая крутильная, вторая изгибная), во второй – повышение ЧСК пластины по каждой из этих форм индивидуально.

При сравнении полученных для этих постановок результатов выявлено, что значения ЧСК различаются на менее чем 1%, в каждом модуле можно проводить оптимизацию по всем интересующим формам колебаний одновременно, что значительно экономит вычислительное время.

В таблице 2 представлены результаты оптимизации заполнения внутренней полости вертикальными стержнями для максимизации ЧСК пластины. В таблице представлены высоты стержней, частоты по трем формам колебаний и масса. Также, обозначено для какой формы колебаний получена максимальная ЧСК из всех полученных вариантов оптимизации.





Таблица 2. Результаты оптимизации геометрии внутреннего заполнения полости пластины вертикальными стержнями

Высота вертикальных стержней, мм					ЧСК, Гц			Magga KT
h1	h2	h3	h4	h5	I изгибная	I крутильная	II изгибная	Macca, KI
38,9	40,4	61,0	49,2	40,6	733,3	2605,2	2943,1	0,156
30,0	39,4	38,8	83,0	87,9	669,3	2768,4	3478,5	0,172
20,5	12,3	36,6	87,0	32,5	693,6	2644,9	3673,5	0,144
сплошная пластина					499,2	2047,3	3062,0	0,236

Для варианта оптимизации с максимальной ЧСК по первой изгибной форме: снижение ЧСК составляет 7,6%, снижение массы составляет 9,3% - по сравнению с вариантом с максимальной ЧСК по первой крутильной; снижение ЧСК составляет 20,5%, повышение массы составляет 8,2% - по сравнению с вариантом с максимальной ЧСК по второй изгибной форме. По сравнению со сплошной неоптимизированной пластиной, для этого варианта по первой изгибной форме ЧСК повышается на 32%, по первой крутильной на 21%, а по второй изгибной снижается на 4%, при этом масса снижается на 34%.

Для варианта оптимизации с максимальной ЧСК по первой крутильной форме: снижение ЧСК составляет 7,3%, повышение массы составляет 10,2% - по сравнению с вариантом с максимальной ЧСК по первой изгибной; снижение ЧСК составляет 3,6%, повышение массы составляет 19,3% - по сравнению с вариантом с максимальной ЧСК по второй изгибной форме. По сравнению со сплошной неоптимизированной пластиной, для данного варианта по первой изгибной форме ЧСК повышается на 25%, по первой крутильной на 26%, по второй изгибной на 12%, при этом масса снижается на 27%.

Для варианта оптимизации с максимальной ЧСК по второй изгибной форме: снижение ЧСК составляет 4,7%, снижение массы составляет 7,6% - по сравнению с вариантом с максимальной ЧСК по первой изгибной; снижение ЧСК составляет 2,9%, снижение массы составляет 16,2% - по сравнению с вариантом с максимальной ЧСК по первой крутильной форме. По сравнению со сплошной неоптимизированной пластиной, для данного варианта по первой изгибной форме ЧСК повышается на 28%, по первой крутильной на 23%, по второй изгибной на 17%, при этом масса снижается на 39%.

На рисунке 6 представлены результаты оптимизации ЧСК пластины заполнением ее внутренней полости вертикальными стержнями (на основании таблицы 2). Цветами выделены зоны, заполнение которых отвечает за ЧСК по данным формам. Также, выявлена зона в периферийной части пластины, которую никогда не требуется заполнять, при отстройке по любой из форм. И зона заполнение которой происходит всегда при отстройке по любой из форм, в корневой части пластины.

На этот рисунок можно ориентироваться при проектировании лопаток с внутренними неоднородностями для дальнейшего их изготовления при помощи аддитивных технологий.

В дальнейшем, по такой методике можно проводить оптимизацию внутренних неоднородностей компрессорных лопаток без упрощения геометрии, также учитывая не только их вибрационное состояние, но и влияние аэродинамики потока и центробежных сил.



Рисунок 6. Результаты оптимизации ЧСК пластины заполнением ее внутренней полости вертикальными стержнями

Заключение.

В работе показано, что устройство внутренней полости в компрессорной лопатке может радикально – на 35-55% повысить частоты ее собственных колебаний и настолько же снизить массу. Расчетное моделирование проводилось для плоской пластины размерами 100x50x6 мм с внутренней полостью, в которой могли располагаться продольные ребра различной длины.

Выполнена оптимизация внутренней полости пластины при помощи этих ребер, с целью повышения ЧСК по первым трем формам и снижения массы пластины.

В дальнейшем по аналогичной методике можно оптимизировать внутренние неоднородности компрессорных лопаток без упрощения геометрии, учитывая не только их вибрационное состояние, но и влияние аэродинамики потока и центробежных сил.

Планируются дальнейшие экспериментальные исследования лопаток, спроектированных с помощью предложенных методик.

Список литературы:

1. Барсков В.В., Котов В.С., Панкратов А.В. Применение аддитивных технологий при создании газотурбинных двигателей для кораблей Военно-морского флота РФ // Судостроение. 2018. № 5. С. 41–44.

2. Воробьев Ю.С., Романенко В.Н., Чугай М.А. Развитие трехмерной постановки МКЭ для анализа НДС и вибрационных характеристик элементов турбомашин // Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем, а также элементов их конструкций. Материалы Междунар. науч.- техн. конф. Севастополь: СевНТУ, 2008. С. 17–25.

3. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. М.: ИД МЭИ, 2007. 476 с.

4. Седунин В.А., Нусс А.С., Серков С.А. Исследование прочностных характеристик лопаток осевого компрессора // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2016. № 3. С. 90–99. DOI: 10.18698/0236-3941-2016-3-90-99

5. Моделирование и оптимизация технологических процессов применительно к упаковочному производству : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-36 20 02 «Упаковочное производство» / И. И. Карпунин. – Минск : БНТУ, 2013. – 124 с.

ОСОБЕННОСТИ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПГУ ПРИ ПЕРЕХОДАХ С ОСНОВНОГО НА АВАРИЙНОЕ ТОПЛИВО

В.Б. Смышляев, Ю.А. Радин, доктор техн. наук, И.С. Белянкин

ООО «Центральный ремонтно-механический завод» (ООО «ЦРМЗ»), г. Москва *Smyshlyaev_VB@crmz.su*

Аннотация. Выполнен анализ современных требований к тепловой схеме энергоблока ПГУ (парогазовая установка), включая газовую турбину, котел-утилизатор, паровую турбину, а также особенности эксплуатации при работе на аварином топливе, обеспечивающем надежную работу энергоблока и ТЭС в целом. Рассмотрены особенности перехода ГТУ (газотурбинная установка) с основного на аварийное топливо и обратно.

В Российской Федерации построено и планируется строительство современных парогазовых установок на ТЭС России, которые должны обеспечивать возможность быстрого изменения нагрузки в пределах регулировочного диапазона, минимальную продолжительность пуска из любого теплового состояния без ущерба для надежности оборудования, а также минимальные затраты топлива, теплоты и конденсата при оптимальных условиях прогрева элементов котлов, паропроводов и паровой турбины, сохранение водного режима и экологических показателей в соответствии с установленными нормами, предельное упрощение и автоматизацию операций на всех этапах работы энергоблока. Безаварийная работа ПГУ во всех режимах эксплуатации является одним из основных критериев надежности энергосистемы.

Несмотря на высокие надежность и уровень автоматизации ПГУ неполадки в системах газоснабжения могут привести к последующему их автономному пуску.

Для этого энергетические ГТУ должны быть приспособлены для сжигания как газообразного, так и жидкого топлива с минимальными ограничениями.

Следует заметить, что ужесточились и требования к качеству и составу жидкого топлива применение жидкого топлива, в частности к содержанию в нем серы.

На этапе ввода ГТУ в эксплуатацию в части аварийного топлива должны решаться следующие задачи:

- наладка системы подачи запального газа;
- наладка хозяйства дизельного топлива ТЭС, включая систему его подачи к турбине;
- наладка автоматического розжига ГТУ на дизельном топливе;

 наладка алгоритмов управления автоматическим переходом с природного газа на дизельное топливо и обратно;

– настройка режимов горения при работе ГТУ на дизельном топливе с корректировкой выбросов NO_x с уходящими газами путем впрыска химобессоленной воды (XOB) в КС ГТУ.

Система жидкого топлива подает его в горелки и регулирует количество, поступающее в камеру сгорания. В случае аварийного останова система обеспечивает быстрое и надежное прекращение подачи дизельного топлива закрытием отсечного клапана.

Основная часть оборудования системы подачи жидкого топлива: фильтры, впрыскивающий насос, аварийные стопорные клапаны и управляющие клапаны компактно размещены в модуле жидкого топлива (рис.1).



Рисунок 1. Общий вид модуля аварийного жидкого топлива

Система жидкого топлива обеспечивает:

- дозированную подачу топлива на горелки камеры сгорания во всем диапазоне нагрузок;
- заданное давление и массовый расход подаваемого топлива;
- переключение режимов подачи жидкого топлива в камеру сгорания;
- переход с одного вида топлива на другой;
- быстрое и надежное перекрытие подачи топлива по программе и в аварийных ситуациях.

Современные ГТУ оснащены, как правило, гибридными горелками (рис.2), позволяющими выполнять автоматический переход с основного на аварийное топливо и обратно без остановки ГТУ в широком диапазоне нагрузок в соответствии с разработанными программами. Реализация алгоритмов осуществляется в САУ ГТУ.



1 – Соединение линии возврата жидкого топлива; 2 - Соединение линии подачи жидкого топлива; 3 - Линия подачи жидкого топлива; 4 – Фланец опоры горелки; 5 – Линия возврата жидкого топлива; 6 – Диффузионная горелка жидкого топлива; 7 – Горелка пилотного газа; 8 – Электрод зажигания; 9 – Запальное устройство; 10 - Распределительное кольцо газа предварительного смешивания; 11 – Подача воздуха в диагональный завихритель; 12 - Газовые форсунки предварительного смешивания; 13 пилотного Форсунки газа: 14 - Диффузионная газовая горелка; 15 - Игольчатый регулятор линии возврата жидкого топлива; Диффузионная 16 форсунка жидкого топлива; 17 - Форсунки для впрыска воды для снижения выбросов окислов азота; 18 - Выпуск воздуха из горловины диагонального завихрителя; 19 - Конус диагонального завихрителя; 20 - Осевой завихритель; 21 - Лопатка диагонального завихрителя; 22 - Диффузионные газовые форсунки; 23 -Сердцевина диагонального завихрителя; 24 - Труба подачи газа предварительного смешивания; 25 - Подача воздуха в осевой завихритель; 26 - Опора горелки; 27 - Труба подачи пилотного газа; 28 - Соединение линии диффузионного газа; 29 - Соединение линии подачи воды для снижения выбросов окислов азота; 30 - Соединение линии пилотного газа.

Рисунок 2. Гибридная горелка ГТЭ-160

Для обеспечения необходимого распыления дизельного топлива во всем диапазоне режимов работы требуется поддержание большого расхода топлива в линии подачи даже в том случае, если впрыскивается только небольшое количество топлива. К качеству топлива предъявляются перечисленные в таблице 1 требования.

Показатель	Ед. изм.	Значение	Метод испытания
Температура вспышки (t _{FI})	°C	≥55	D93/D56/IS02719 (Прим. 1)
Кинематическая вязкость	мм ² /с	≤12 (ПС) ≤28 (ДФ)	D445/IS0-3104/DIN51562-1 (Прим. 2)
Рабочая температура: мин. температура макс. температура	°C	≥5 ≤t _{FI} – 15	
Давление на всасе жидкого топлива	бар (МПа)	4÷7 (0,4÷0,7)	
Низшая теплота сгорания	кДж/кг	≥42000	D4809/DIN51900
плотность при 15°C мин. макс.	кг/м ³	≥820 870	D1298/DIN51757
Содержание в жидком топливе твердых частиц на входе в систему жидкого топлива – допустимое общее содержание твердых частиц – номинальный размер ячейки фильтра – абсолютный размер ячейки фильтра – размер частиц 10÷25 мкм	млн ⁻¹ мкм % %	≤ 20 10 25 $\leq 0,1$ 0	Соответствие допустимым значениям обеспечивает работу газовой турбины без эрозионного повреждения. Использование фильтров с размером ячейки меньше указанного может привести к забиванию фильтра после непродолжительной эксплуатации

Таблица 1. Требования к топливу

Одним из условий для обеспечения стабильного режима горения при переходе с природного газа на дизельное топливо (рис. 3) является текущая активная мощность > <u>35 MBr</u>. Переход сопровождается характерными колебаниями активной мощности и скорректированной температуры уходящих газов. Фактическое время стабилизации параметров составляет 70-75 секунд (рис.3).

Параметры пара и мощность паротурбинной установки в целом изменяются незначительно.



1 – Скорректированная температура газов за ГТУ; 2 – Электрическая мощность ГТУ; 3 – Положение входного направляющего аппарата (BHA);

4 – Положение топливного клапана (пропан); 5 – Состояние клапана (открыт/закрыт) ДТ; 6 – Положение топливного РК (прямая); 7 – Положение топливного РК (обратная);

8 – Положение стопорного клапана газ (открыт/закрыт);

9 – Положение топливного РК газ; 10 – Положение пилотного РК газ

Рисунок 3. Смена газообразного топлива на дизельное

Для обеспечения надёжной работы на аварином топливе требуется держать вспомогательную систему дизельного топлива в резерве с периодической прокачкой от хозяйства дизельного топлива до модуля ГТУ и обратно.

Законодательно установлена обязанность владельцев тепловых электростанций обеспечивать наличие запасов жидкого топлива в соответствии с утвержденными нормативами.

Качество поставляемого топлива должно соответствовать техническим условиям на изготовление и поставку газовой турбины.

Тепловая схема и состав оборудования энергоблоков (как правило) позволяет эксплуатировать ГТУ только со сбросом газов в котел-утилизатор. На конкретных объектах суммарная длительность работы КУ на продуктах сгорания дизельного топлива ограничена, например, не более 30 суток в году и не более чем 14 суток в месяц; время непрерывной работы на дизельном топливе – не более семи суток.

Эти ограничения определяются в значительной мере надежностью поверхностей нагрева котлов – утилизаторов из-за риска появления отложений на их наружных поверхностях и низкотемпературной коррозии.

Экономический эффект при работе на газообразном и дизельном (аварийном) топливе сопоставимы.

Для проверки готовности ГТУ к работе на аварийном топливе рекомендуется один раз в год выполнять фактический переход с газообразного вида топлива на жидкое и обратно. Условия для перехода определяются инструкциями по эксплуатации и алгоритмами управления. После стабилизации технологических параметров время работы на дизельном топливе определяется, как минимум, временем осмотра трубопроводов и вспомогательных систем, но не менее 5 минут.

Выводы

1. При проектировании современных ГТУ (ПГУ) в рамках обеспечения безаварийной работы во всех режимах эксплуатации установки необходимо внедрять/применять многотопливные (гибридные) горелки, обеспечивающие автоматический переход с газообразного топлива на дизельное и обратно. Время перехода до стабилизации параметров не должно превышать 90 секунд.

2. Система аварийного (дизельного) топлива ГТУ и хозяйство дизельного топлива должны обеспечивать высокую степень готовности к пуску/переходу (горячий резерв) с газообразного топлива на дизельное и обратно. Качество поставляемого топлива должно соответствовать техническим условиям на поставку ГТУ.

3. Экономический эффект при работе на газообразном и дизельном (аварийном) топливе сопоставим. При этом пуск ГТУ на аварийном (дизельном) топливе увеличивает эквивалентную наработку на 150-180 ч.