

LXV НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ СЕССИЯ ПО ПРОБЛЕМАМ ГАЗОВЫХ ТУРБИН И ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

"ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЙ, РАЗРАБОТОК И
РЕАЛИЗАЦИИ НАУЧНЫХ ДОСТИЖЕНИЙ В ОБЛАСТИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН В
РОССИЙСКОЙ ЭКОНОМИКЕ"



СБОРНИК ДОКЛАДОВ



ВТИ
ВСЕРОССИЙСКИЙ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ
ИНСТИТУТ

ЭП
РЭП ХОЛДИНГ


Российская Академия Наук

РОССИЙСКАЯ АКАДЕМИЯ НАУК
КОМИССИЯ РАН ПО ГАЗОВЫМ ТУРБИНАМ
ОАО "ВСЕРОССИЙСКИЙ ДВАЖДЫ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ"
АО "РЭП ХОЛДИНГ"

LXV НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ СЕССИЯ ПО ПРОБЛЕМАМ ГАЗОВЫХ ТУРБИН И
ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

"ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЙ, РАЗРАБОТОК И
РЕАЛИЗАЦИИ НАУЧНЫХ ДОСТИЖЕНИЙ В ОБЛАСТИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН В
РОССИЙСКОЙ ЭКОНОМИКЕ"

18-19 сентября 2018 г.

Сборник докладов

г. Санкт-Петербург, 2018

Издание подготовлено к печати ОАО “ВТИ”

LXV научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок “Фундаментальные проблемы исследований, разработок и реализации научных достижений в области газовых турбин в российской экономике”: сборник докладов, г. Санкт-Петербург, 18-19 сентября 2018 г., ОАО “ВТИ”, 2018 г.

В сборнике приведены доклады, представленные на LXV научно-технической сессии по проблемам газовых турбин и парогазовых установок и на X конкурсе молодых конструкторов и научных работников. 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.

Редакционная коллегия:

член-кор. РАН, д.т.н., *Ольховский Г.Г.*

к.т.н., *Теплов Б.Д.*

МОДЕРНИЗАЦИЯ ГТЭ-110

А.Н. КЛИМОВ (ИЦ «Газотурбинные технологии, г. Москва)

Производство газотурбинной установки ГТЭ-110 началось на ОАО «НПО «Сатурн» после успешного завершения МВИ в 2003 году.

Поскольку двигатель был практически лишен стадии доводки, в процессе опытно-промышленной эксплуатации установок был выявлен ряд недостатков по рабочим лопаткам турбины, камере сгорания и трубопроводам внешней обвязки.

Для анализа результатов эксплуатации в течение 10 лет первой партии установок и необходимой доработки узлов в целях повышения надежности ГТУ группой компаний: ПАО «Интер РАО», ООО «УК «РОСНАНО», АО «ОДК» и Минпромторгом России был инициирован проект модернизации ГТЭ-110 до номинальной мощности 115МВт. Для выполнения поставленных целей учрежден Инжиниринговый центр Газотурбинных технологий. Проект стартовал в 2014 году.

Для реализации были определены целевые показатели:

<i>Мощность ГТД, номинальная (пиковая), МВт</i>	<i>– 118,6 (125)</i>
<i>КПД, % номинальный (пиковый) в условиях ISO 2314</i>	<i>– 36,0 (36,5)</i>
<i>Ресурс до капитального ремонта, часов</i>	<i>– 25 000</i>
<i>Назначенный ресурс, часов (с продлением по состоянию)</i>	<i>– 100 000</i>
<i>Эмиссия NO_x в диапазоне режимов N=50-100%, млн⁻¹</i>	<i>– 25</i>

Научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы осуществлялось на основе комплексного подхода с использованием расчетно-аналитических методов для исследования прочности основных узлов компрессора, камеры сгорания и турбины, теплового состояния деталей камеры сгорания и турбины двигателя, динамического состояния роторной системы ГТД-трансмиссия-электрогенератор и выходного диффузора ГТЭ, определением баланса тепловыделений в укрытие двигателя, исследованы потери давления во входном и выходном тракте и шумовые характеристики в машинном зале ПГУ-325.

Все результаты расчетного анализа и разработанные на их основе мероприятия подтверждены исследовательскими испытаниями на специальных установках предприятий ПАО «ОДК-Сатурн», ОАО «НПО ЦКТИ», ОАО «ВТИ», ОАО «Кузнецов», ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» и испытаниями полноразмерного опытного двигателя на испытательном стенде АО «Стенд» и в действующих ячейках блоков ПГУ-325 Филиала «Ивановские ПГУ» АО «ИНТЕР РАО - Электрогенерация».

Модернизация установки ГТЭ-110 проводилась по нескольким направлениям.

Газотурбинный двигатель ГТД-110

Мероприятия разрабатывались по горячей части (турбина, камера сгорания) и внешним коммуникациям (система подвода охлаждающего воздуха на элементы турбины).

Наиболее сложным дефектом, отмеченным при эксплуатации двигателя ГТД-110, являлся обрыв рабочей лопатки 1 ступени турбины по замковому соединению.

По результатам выполненных НИОКР разработана модифицированная конструкция рабочей лопатки 1 ступени турбины (Рис. 1):

- 1) новая конструкция реборды,
- 2) оптимизация профильной части рабочей лопатки,
- 3) применен подполочный демпфер,
- 4) новая конструкция ножки замка,
- 5) увеличенная ширина замка,
- 6) модифицирован шаг по зубьям замкового соединения,
- 7) оптимизирована схема охлаждения,
- 8) наноструктурированное термобарьерное покрытие профильной части.

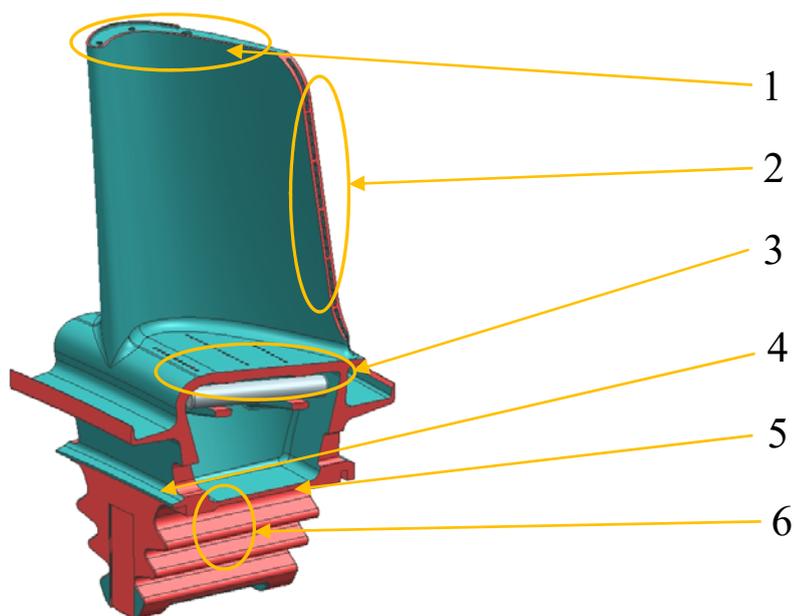


Рис.1 Модифицированная конструкция рабочей лопатки 1 ступени турбины.

С целью снижения динамического воздействия на рабочую лопатку 1 ступени, изменено количество лопаток сопловых аппаратов 1 и 2 ступеней, сопловой аппарат 1 ступени смещен в сторону камеры сгорания, выполнена разнонаправленная подрезка выходной кромки соплового аппарата 1 ступени.

Выполнен комплекс работ по исследованию и оптимизации химического состава сплава ЧС88У-ВИ (в пределах паспорта на сплав), режимов литья и термообработки, а также внедрению альтернативного сплава IN738LC для изготовления рабочих лопаток турбины.

Все разработанные мероприятия внедрены в конструкцию ресурсной рабочей лопатки, сопловых аппаратов 1 и 2 ступеней турбины и подтвердили свою эффективность испытаниями на опытном двигателе.

В ходе выполнения проекта были проведены дополнительные расчетные исследования в 2D, 3D постановке и испытания камеры сгорания с разработанными мероприятиями как в отсеке испытательного стенда, так и в составе двигателя ГТД-110.

Разработана модифицированная конструкция штатной камеры сгорания (рис. 2). В ней использованы:

- 1) телескопическое соединение жаровой трубы и газосборника с применением износостойкого покрытия;
- 2) новая конструкция пережима пилотной зоны;
- 3) расширенные пазы подвода охлаждающего воздуха на внутреннюю стенку пилотной зоны и увеличенное количество секций внутренней стенки пилотной зоны;
- 4) новая конструкция пилотной форсунки для увеличения перепада давления и обеспечения сборки;
- 5) новая конструкция газосборника без вставок;
- 6) пламяперебрасывающие патрубки уменьшенного диаметра;
- 7) усиленные завихрители пилотной зоны, изготавливаемые с помощью аддитивных технологий;
- 8) увеличенный зазор между торцами рамок газосборника с установкой лабиринтного уплотнения;
- 9) оптимизированная схема охлаждения газосборника;
- 10) наноструктурированное термобарьерное покрытие внутренней поверхности жаровой трубы и газосборника.

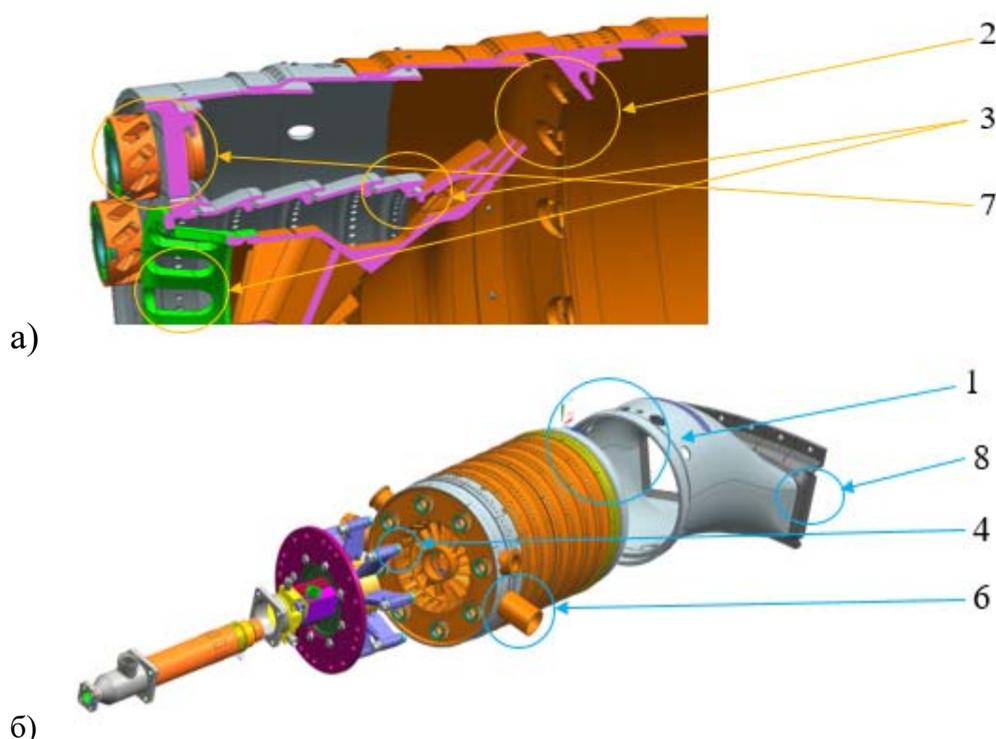


Рис. 2. Изменение конструкции штатной камеры сгорания: а) разрез; б) общий вид.

Для устранения повышения температуры под укрытием двигателя, вследствие утечек горячего воздуха по стыку кожуха камеры сгорания разработана новая конструкция фланцевого стыка и крепежа горизонтального разъема корпуса камеры сгорания.

Разработаны конструкторско-технологические мероприятия по обеспечению соосности системы «форсунка-жаровая труба-газосборник» при изготовлении и сборке.

Для снижения температур в камере сгорания уточнены алгоритмы дозирования топлива при розжиге пилотной и центральной зон камеры сгорания, изменена дозировка топлива при гашении центральной зоны, введена коррекция зависимости расхода топлива через канал центральной зоны от положения ВНА.

Разработанный комплекс мероприятий позволяет повысить надежность и обеспечить ресурс жаровых труб штатной камеры сгорания.

Для совершенствования внешней обвязки разработана конструкция трубопроводов системы подвода охлаждающего воздуха на элементы турбины с применением покупных гибких рукавов (Рис. 3) для компенсации тепловых расширений и вибрационного воздействия от двигателя. Спроектирована система отдельного подвода охлаждающего воздуха на первую и вторую ступени турбины с постановкой в каждую магистраль своего воздухоохладителя. Комплектная система подвода охлаждающего воздуха на турбину прошла проверку на опытном двигателе и обеспечила бездефектную работу.

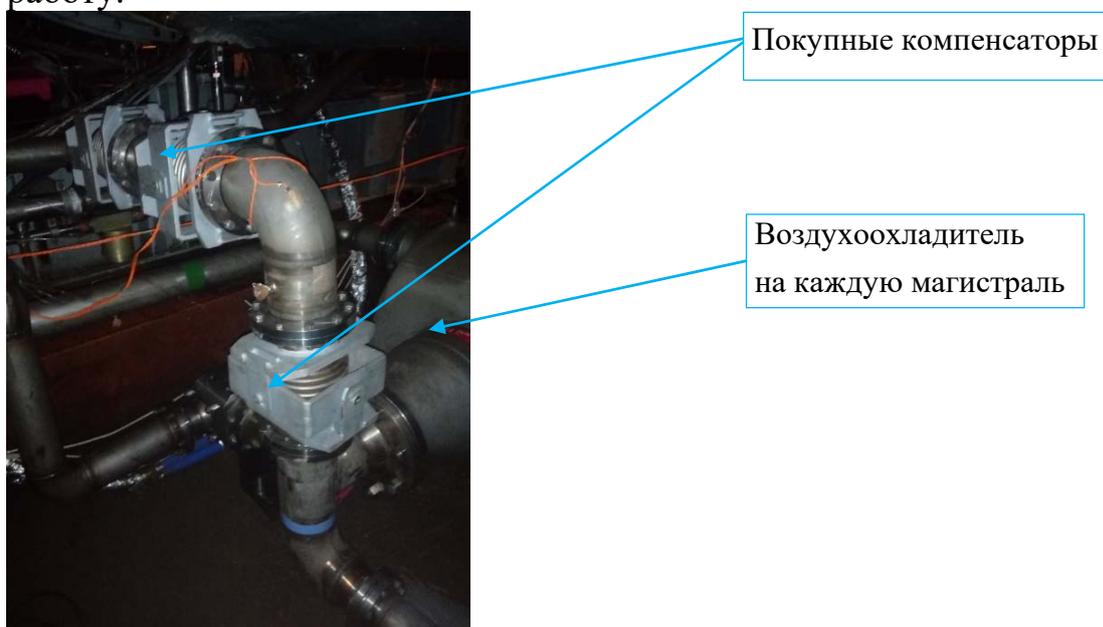


Рис. 3. Подвод охлаждающего воздуха к турбине

Для обеспечения нормированных выбросов вредных веществ по камере сгорания в рамках проекта разработана малоэмиссионная камера сгорания. НИОКР выполнялся ОАО «ВТИ» с привлечением ПАО «ОДК-Сатурн» и испытательной базы ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова».

Выполнен полный цикл испытаний на стенде камер сгорания ОАО «ВТИ» по результатам которого определен облик камеры сгорания и алгоритмы управления. ПАО «ОДК-Сатурн» выпущена документация и доработан комплект камеры сгорания для испытаний на полноразмерном двигателе.

Таким образом по всем выявленным на сегодняшний день проблемам эксплуатации двигателя разработаны и прошли проверку мероприятия, позволяющие эксплуатировать двигатель до капитального ремонта.

Газотурбинная установка ГТЭ-110

В работе серийных блоков ПГУ-325 Филиала «Ивановские ПГУ» АО «ИНТЕР РАО - Электрогенерация» проявились проблемы и по другим составляющим ГТЭ-110.

По первой секции газохода от ГТУ к котлу-утилизатору наблюдается повышенный уровень вибрации в области низких частот (до 50 Гц). ОАО «ВТИ» выполнено моделирование и расчет частот собственных колебаний в этой области. Также выполнено исследование вибрационных характеристик на натуральных агрегатах серийной ячейки Филиала «Ивановские ПГУ». В процессе исследования подтвердилось наличие повышенных вибраций на частотах 7-16 Гц. Для устранения выявленных вибраций предложены и реализованы мероприятия (Рис. 4) по ужесточению рамы первой секции газохода и установке усиливающего шпангоута на оболочку первой секции газохода.

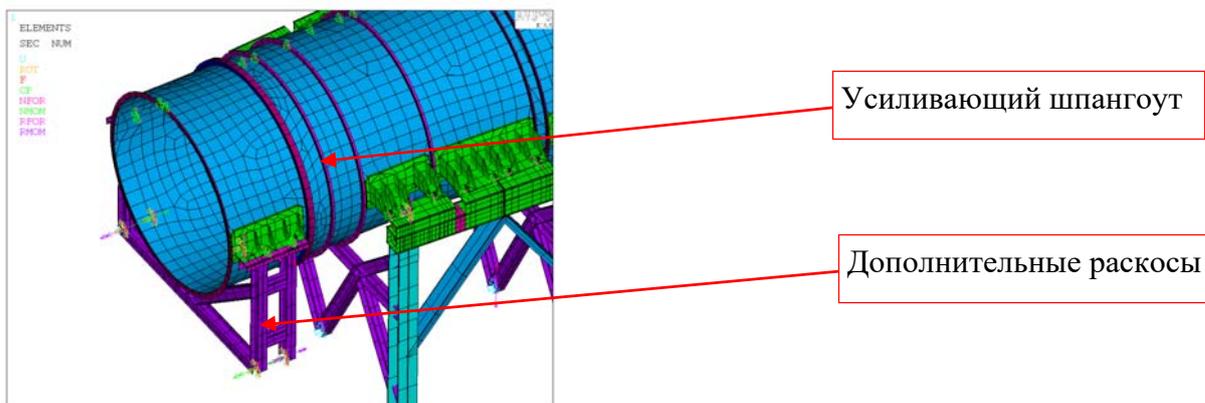


Рис.4. Рама первой секции газохода.

После реализации мероприятий уровень вибраций на опорах первой секции газохода снизился в два раза.

На аэродинамическом стенде ОАО «НПО ЦКТИ» проведено исследование модели воздухозаборного тракта ГТЭ-110 от фланца к КВОУ до входа в двигатель (рис. 5).

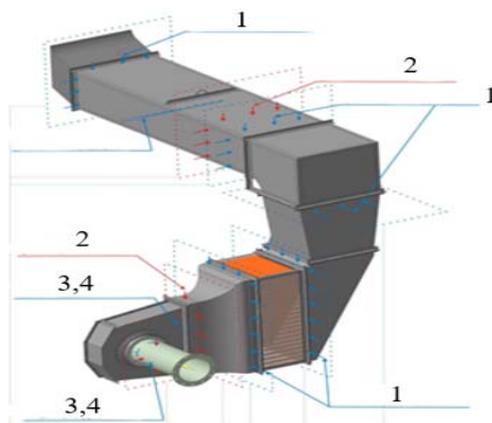


Рис. 5. Модель входного тракта ГТЭ – 110. 1 – датчики статического давления, 2 – датчики пульсаций давления, 3 – многоканальные зонды полного давления, 4 – 10 каналов.

Расчетные и экспериментальные работы показали, что постановка разделительного ребра во входной камере улитки (рис. 6) обеспечивает: снижение коэффициента потерь полного давления, снижение на 26% неравномерности распределения параметров потока и снижение до 40% по амплитуде уровня высокочастотных пульсаций давления на входе в двигатель.



Рис. 6. Разделительное ребро во входной камере улитки испытательного стенда.

Значительный объем работ выполнен ОАО «НПО ЦКТИ» по анализу, измерению и разработке мероприятий по обеспечению нормированного уровня шума в машинном зале блоков ПГУ.

По результатам замеров шума на натурном агрегате определены зоны дополнительной шумоизоляции: трубы подвода топливного газа к укрытию и рама укрытия, задняя стенка укрытия в месте выхода выхлопного диффузора (газохода), компрессоры на маслблоке, рессора соединения с турбогенератором и кольцевая крышка улитки воздухозабора в месте выхода рессоры. Реализация разработанных по этим измерениям мероприятий снизила уровень шума от указанных источников до 79-87 дБ.

Выводы

- Завершен с положительными результатами весь комплекс НИОКР в рамках проекта модернизации и устранения дефектов, выявленных при эксплуатации установки ГТД/ГТЭ-110.

- Разработана и прошла испытания газотурбинная установка с модернизированным двигателем ГТД-110М номинальной мощностью на валу турбогенератора 115 МВт на ресурс 25 000 эквивалентных часов до первого капитального ремонта.

- Обеспечена её работоспособность и условия для выпуска новых и ремонтных двигателей

АО «ОДК-АВИАДВИГАТЕЛЬ» - 25 ЛЕТ В ЭНЕРГЕТИКЕ РОССИИ

Д.Д. СУЛИМОВ (АО «ОДК-Авиадвигатель», г. Пермь)

АО «ОДК-Авиадвигатель» - ведущее российское конструкторское бюро, входящее в состав «Объединенной двигателестроительной корпорации», почти восемь десятилетий занимается проектированием и изготовлением газотурбинных двигателей авиационного и промышленного назначения.

25 лет назад, 24 марта 1993 года, АО «Авиадвигатель» (ныне АО «ОДК-Авиадвигатель»), РАО «Газпром» (ныне ПАО «Газпром») и ГП «Тюментрансгаз» (ныне ООО «Газпром трансгаз Югорск») заключили договор на проведение комплекса работ по созданию и экспериментальной отработке приводной газотурбинной установки ГТУ-2,5П для передвижной электростанции ПАЭС-2500. Эта дата стала Днем рождения энергетической тематики «Авиадвигателя».

За период работы с ПАО «Газпром» были выполнены следующие работы, послужившие дальнейшему развитию энергетической тематики:

- создана и экспериментально отработана приводная газотурбинная установка ГТУ-2,5П для модернизации ПАЭС-2500 и ЭГ-2500. Первая модернизированная ПАЭС-2500 на базе ГТУ-2,5П была введена в 1994 году в п. Игрим ОАО «Газпром трансгаз Югорск»;
- создана современная блочно-автоматизированная электростанция ГТЭС-4 с ГТУ-4П. Первая ГТЭС-4 на базе ГТУ-4П была введена в 1999 году в п. Сысерть ООО «Газпром трансгаз Екатеринбург»;
- разработан пэкидж блочно-модульных газотурбинных электростанций ГТЭС «Урал-2500», ГТЭС «Урал-4000» и ГТЭС «Урал-6000»;
- построен испытательный стенд, предназначенный для контроля качества и надежности выпускаемой продукции, а также сборки, монтажа и проведения приемосдаточных испытаний полноразмерных блочно-модульных ГТЭС серии «Урал»;
- проведены приемочные межведомственные испытания (МВИ) газотурбинной электростанции ЭГЭС «Урал-2500» на базе

электростанции собственных нужд Перегребненского ЛПУ магистрального газопровода ООО «Газпром трансгаз Югорск»;

- разработаны и внедрены системы автоматического управления КУЭС, МСКУ-5000, агрегаты управления подачей топлива в камеру сгорания ДГ-30; ДГВ-3,5; ДГВ-6, блок-модуль углекислотной системы пожаротушения ГТЭС, электростартер системы запуска ГТЭС, введены дополнительные конструктивные доработки ВОУ для улавливания и удаления снега из шумоглушителя на работающей ГТЭС в условиях крайнего севера;
- увеличен межремонтный ресурс ГТУ-2,5П, ГТУ-4П, ГТУ-6П с 25 000 до 30 000 часов;

За 25 лет сотрудничества с ПАО «Газпром» изготовлено 188 газотурбинных установок для газотурбинных энергоагрегатов ПАЭС-2500М, ЭГ-2500М, ГТЭС-4, ЭГЭС «Урал-2500», ГТЭС «Урал-4000», ГТЭС «Урал-6000», ЭГЭС-12С. Суммарная наработка этих установок составила более 5,8 миллионов часов, а общая мощность – 768 МВт.

С 2001 года компания начала активно осваивать рынок нефтегазовых компаний. Первым объектом генерации стало Конитлорское МНГ ОАО «Сургутнефтегаз», а первой компанией – комплексным интегратором проекта выступила инжиниринговая компания АО «Искра-Энергетика» с газотурбинными электростанциями ГТЭС-4 с ГТУ-4П. Получив положительный опыт работы газотурбинных установок на попутном нефтяном газе с двигателями Д-30, АО «ОДК-Авиадвигатель» решило адаптировать и более мощные газотурбинные установки с двигателем ПС-90 в составе энергоагрегатов ЭГЭС-12С. В 2004 году сразу на нескольких объектах ОАО «Сургутнефтегаз» - Биттемском, Лянторском, Лукьявинском, Русскинском МНГ были запущены в эксплуатацию электростанции собственных нужд ЭГЭС-12С с ГТУ-12ПГ-2, вырабатывающие электроэнергию и утилизирующие попутный нефтяной газ. ОАО «Сургутнефтегаз» стало одной из первых российских нефтяных компаний, внедривших стратегию утилизации попутного нефтяного газа в проектах электростанций собственных нужд.

В 2007 году на технологию эффективного использования попутного нефтяного газа перешла компания ПАО «ЛУКОЙЛ». С этого времени началось долгосрочное сотрудничество пермского КБ с крупнейшей нефтяной компанией России. Первым ее подразделением, рационально осуществившим утилизацию попутного нефтяного газа, стало ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь».

С помощью газотурбинного оборудования АО «ОДК-Авиадвигатель» эффективно решается так же энергообеспечение ООО «ЛУКОЙЛ-Пермнефтеоргсинтез» и ООО «ЛУКОЙЛ-Коми», для которых пермские конструкторы вновь увеличили мощность энергоагрегатов ГТЭС-25ПА до 25 МВт.

Продолжением стабильного и продуктивного сотрудничества АО «ОДК-Авиадвигатель» с нефтегазовыми компаниями стало взаимодействие с

ОАО «Иркутская нефтяная компания». За годы совместной работы она испытала на объектах нефтедобычи пермские энергоагрегаты разных типов и классов мощности.

Внедрение на объектах добычи, переработки, транспорта нефти и газа газотурбинного оборудования успешно решает экологические проблемы утилизации попутного нефтяного газа. Возможность работы на нем энергоагрегатов значительно повышает экономическую эффективность и энергобезопасность собственной генерации и снижает себестоимость продукции за счет снижения стоимости вырабатываемых электроэнергии и тепла. Возможность работы газотурбинных двигателей АО «ОДК-Авиадвигатель» на попутном нефтяном газе с высоким содержанием сероводорода позволяет исключить систему сероочистки ПНГ из проектных решений и сократить капитальные затраты в проекты генерации.

За создание и внедрение газотурбинных электростанций серии «Урал» для работы на нефтяном попутном газе группе специалистов АО «ОДК-Авиадвигатель», ПАО «ПНО «Искра», ООО «Спутник-Комплектация», а также эксплуатирующих организаций ОАО «Сургутнефтегаз» и ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь» присуждена премия Правительства Российской Федерации 2013 года в области науки и техники.

Важным достижением фирмы является программа фирменного ремонтно-технического обслуживания в течение всего жизненного цикла с оплатой за фактически отработанный машино-час. Внедрение этого подхода позволяет заказчикам совершенствовать процессы планирования затрат на эксплуатацию двигателя, снижать расходы на страхование оборудования, оптимизировать состав запасных частей, учитывать при планировании производства фиксированные сроки устранения неполадок и неисправностей и сокращать время на выполнение ремонтно-технического обслуживания, а также использовать глубокую диагностику, непрерывный контроль за параметрами оборудования и его системами.

Программа полного сервисного обслуживания газотурбинных агрегатов ГТЭС «Урал-4000», ЭГЭС-12С и ГТЭС-25ПА в течение всего жизненного цикла с 2010 года, успешно применяется на 52 энергоагрегатах нефтяных компаний: «ЛУКОЙЛ» и «Иркутская нефтяная компания». Отлаженная система удаленного мониторинга и диагностики энергоблоков, позволяет сократить сроки реагирования на нештатные ситуации, и прогнозировать состояние эксплуатируемого оборудования с целью своевременной корректировки и планирования сервисного обслуживания.

Ключевыми моментами многолетнего эффективного сотрудничества с нефтяными и нефтегазовыми компаниями стали:

- адаптация энергоагрегатов к работе на нефтяном попутном газе разных составов, в том числе ПНГ с высоким содержанием сероводорода, без предварительной его очистки;
- разработка модульного исполнения энергоагрегатов;

- создание унификационного пэкиджа серии «Урал», выполненного в соответствии с зарубежными стандартами API 616
- адаптация работы ГТЭС в сложных климатических условиях;
- обеспечение стабильной работы ГТЭС на основных и переходных режимах с возможностью проведения динамичных набросов и сбросов нагрузки при работе на локальную нагрузку для буровых установок;
- внедрение «фирменного ремонтно-технического обслуживания» в течение всего жизненного цикла ГТЭС».

Всего для нефтяных и нефтегазовых компаний изготовлено 137 газотурбинных установок для электростанций ГТЭС-4, ГТЭС «Урал-4000», ГТЭС «Урал-6000», ЭГЭС-12С, ГТЭС-25ПА общей мощностью 1 423 МВт, их суммарная наработка превысила 5,1 миллионов часов.

Логичным продолжением развития «малой» энергетики стала работа с российскими генерирующими компаниями. Начало положили энергетики ООО «Башкирская генерирующая компания» еще в начале 2000-х. Продолжением стало развитие сотрудничества с энергетической компанией ПАО «Т ПЛЮС».

Результатом стабильного и продуктивного сотрудничества с генерирующими компаниями стали:

- адаптация САУ ГТЭС и возможность работы ГТЭС в параллель с энергосистемой;
- возможность работы ГТЭС с котельным оборудованием различных производителей (водогрейными и паровыми котлами);
- опыт длительной эксплуатации ГТЭС в режиме комбинированной выработки электрической и тепловой энергии;
- создание разнообразных пэкиджей для уличного и ангарного применения, под требование Заказчика.

Всего для энергетических компаний изготовлено 18 газотурбинных установок для энергоагрегатов ГТЭС «Урал-4000», ГТЭС «Урал-6000», ГТЭС-16ПА, ГТЭС-25П общей мощностью – 235 МВт, суммарная наработка которых превысила 377 тысяч часов.

Следует также отметить вклад АО «ОДК-Авиадвигатель» в собственную энергетику промышленных предприятий. В 2007 году АО «ОДК-Авиадвигатель» впервые выступило в роли генерального подрядчика и выполнило весь комплекс работ от поставки оборудования до сдачи объекта «под ключ» для калийщиков Пермского края.

Газоперерабатывающая и нефтехимическая компания ПАО «Сибур Холдинг» ведет активную работу над повышением энергоэффективности своего производства, в том числе с использованием проверенных пермских газотурбинных установок. В АО «Сибур-Химпром» в 2014 году запущена ГТУ-ТЭЦ с тремя ГТЭС «Урал-6000» и паровыми котлами КГТ-17/1,5-230 производства ЗАО «Энергомаш», Белгород. За время работы оборудование

зарекомендовало себя как надежной источник собственной генерации электрического и теплового снабжения.

Сотрудничество с промышленными предприятиями позволило:

- получить опыт выполнения работ «под ключ»;
- разработать новую систему фильтрации воздуха для работы энергоагрегатов на промышленных площадках;
- получить опыт эксплуатации в условиях агрессивных воздушных сред;
- выполнить адаптацию двигателя Д-30ЭУ-6 для непрерывного поддержания электрической мощности 6 МВт при всех эксплуатационных температурах окружающего воздуха (до +38⁰С) и др.

Для нужд промышленных компаний изготовлено 9 газотурбинных установок для электростанций ГТЭС «Урал-4000» и «Урал-6000» общей мощностью – 48 МВт, Их суммарная наработка превысила 330 тысяч часов.

Подводя итоги, можно отметить, что линейка газотурбинных энергоагрегатов, созданных специалистами АО «ОДК-Авиадвигатель», востребована во всех отраслях промышленности России. На рис. 1 показано распределение числа энергетических установок по основным отраслям применения.



Рис. 1. Распределение числа энергетических установок по отраслям применения ГТУ.

За прошедшие два с половиной десятилетия для энергетики специалистами АО «ОДК-Авиадвигатель» разработаны шесть типов ГТЭС: ГТЭС «Урал-2500», «Урал-4000», «Урал-6000», ЭГЭС-12С, ГТЭС-16П, ГТЭС-25П и две модификации: ГТЭС-16ПА и ГТЭС-25ПА.

Всего с учетом ГТУ для перекачки природного газа изготовлено более 960 газотурбинных установок, суммарная наработка которых приближается к 25 миллионам часов. В их числе более 350 ГТУ для привода электрических генераторов, суммарная мощность которых на 1.04.2018 г. составила 2 473 МВт, а суммарная наработка превысила 11,7 миллионов часов.

Постоянное стремление АО «ОДК-Авиадвигатель» к расширению ассортимента продукции, разработке новых форм обслуживания, поиску

новых рынков сбыта, требует от него создания новых технологий и перспективных направлений деятельности предприятия, активных работ по повышению конкурентоспособности и дальнейшему развитию мощностного ряда ГТУ. Такими работами сейчас являются:

- создание на базе конвертированного газогенератора ТРДД ПД-14 ГТУ-6/8 номинальной мощностью 6...8 МВт с КПД 34...36% и ГТУ-12/16 номинальной мощностью 12...16 МВт с КПД 38...40,5%;
- создание новой ГТУ-40П в классе мощности 30...40 МВт;
- создание двухтопливной ГТУ, работающей на газе и жидком топливе, обеспечивающей резервирование по топливу.
- применение газотурбинного оборудования в проектах по сжижению природного газа;
- создание на базе газотурбинных технологий энергетического комплекса по утилизации твердых бытовых отходов;
- создание газотурбинных энергоагрегатов мощностью 6 – 8 МВт на базе двигателя ПС-90А;
- расширение рынков сбыта оборудования.

Принимая во внимание государственную политику импортозамещения, в условиях жестких экономических санкций, против России, именно отечественное оборудование необходимо для обеспечения энергетической безопасности России.

25-летний опыт освоения газотурбинного оборудования для энергетики России позволяет пермским моторостроителям предложить надежное оборудование, отвечающее всем требованиям Заказчика!

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГАЗОТУРБИННЫХ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ В СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ

С.Ю. САЛЬНИКОВ, А.В. СЕМУШКИН, В.А. ЩУРОВСКИЙ
(ООО «Газпром ВНИИГАЗ», г. Москва)

Современные условия развития Единой системы газоснабжения (ЕСГ) отличаются следующими особенностями, которые широко освещаются СМИ:

- истощение традиционных источников газа и перемещение центров добычи на Ямал и шельф;
- создание системы газоснабжения Восточной Сибири и Дальнего Востока;

- диверсификация экспортных потоков газа;
- ужесточение требований к безопасности и воздействию на окружающую среду;
- конкуренция независимых поставщиков газа, СПГ и газохимии;
- «секторальные санкции» и импортозависимость.
- опережающее развитие «цифровых технологий» по отношению к технико-технологическим объектам и оборудованию.

Компрессорный парк ПАО «Газпром» включает в себя 307 компрессорных станций (805 компрессорных цехов) с установленной мощностью около 54 ГВт и характеризуется большим количеством (4612 шт.) и разнообразием газоперекачивающих агрегатов (ГПА) по типоразмерам и годам выпуска.

Структура парка по типам привода и единичным мощностям достаточно консервативна в течение многих лет. Преобладают ГПА с газотурбинным приводом (почти 90% парка), половину парка составляют агрегаты мощностью 16...18 МВт.

Установленная мощность парка растет приблизительно 1,5% в год.

В эксплуатации остаются практически все установленные ранее типы ГПА: более 60 типов приводов и 100 типов газовых компрессоров.

Средний возраст парка по наработке монотонно увеличивается: наработка более половины парка агрегатов превысила 100 тыс. час.

Удельная энергоэффективность транспорта газа медленно, но неуклонно улучшается с темпом около 1% в год, пропорционально уменьшаются выбросы парниковых газов.

Основная часть парка эксплуатируется в режиме постоянного продления ресурса с применением «поузловой реновации» ГПА.

При этом эксплуатация компрессорного парка обеспечивается на базе разнообразных, но взаимосвязанных видов деятельности, таких как:

- обеспечение основной технологической функции КС;
- управление надежностью;
- техническое обслуживание и ремонт (в т.ч. диагностика);
- импортозамещение;
- модернизация, реконструкция, консервация;
- промышленная безопасность и управление рисками;
- энергоэффективность и экология.

Развитие цифровых технологий ориентировано на тенденции, характерные для бизнес-процессов управления объектами вертикально интегрированной компании, а именно: централизация, унификация, бюрократизация.

На протяжении десятилетий техническое состояние газотранспортной системы (ГТС) ПАО «Газпром» поддерживается (в основном по централизованному принципу) на уровне, достаточном для выполнения функций транспортировки газа потребителям.

Современные процессы развития ГТС создают проблемы поддержания оптимальной работоспособности компрессорного парка: при устойчивом

росте объемов поставок и транспортировки газа имеет место частично непредсказуемое перераспределение потоков и соответственная разгрузка старых КС.

Для управления производственными ресурсами создается отраслевая информационно-управляющая транспортировкой газа система (ИУС-Т), включающая в себя СУТСЦ ЛЧ (система управления техническим состоянием и целостностью объектов линейной части) и СУТСЦ ПО (система управления техническим состоянием и целостностью площадных объектов).

ГТУ является весьма универсальным приводом, однако приоритеты разных свойств надежности различаются: авиапроизводные – безотказность (живучесть), морское применение – безотказность и оперативная ремонтпригодность; энергетические – безотказность, маневренность и надежность пуска; компрессорные станции – непрерывность процесса за счет агрегатного резерва.

Общими для всех применений являются коэффициенты готовности и технического использования.

Средняя наработка на отказ всего парка газотурбинных ГПА ПАО «Газпром» является стабильной и имеет тенденцию к росту (текущий показатель – около 12 тыс. час.).

Наработка на отказ ГПА с приводом стационарного типа несколько выше, а у ГПА с приводом авиационного и судового типа ниже, чем средний показатель в целом по парку газотурбинных ГПА ПАО «Газпром».

Относительно высокий уровень среднего показателя достигается за счет надежной работы «старого» парка ГПА

Коэффициент технического использования (Кти) всего парка газотурбинных ГПА (ГГПА) также имеет тенденцию к росту (текущий показатель – около 0,80).

Наработка на пуск – в среднем около 350 час (диапазон – 100 -700 час).

Оба показателя – наработка на отказ и «пуск-остановка» пока не сформированы в понятии «эквивалентная наработка», которое до настоящего времени не содержало большого потенциала из-за сугубо базового характера эксплуатационных нагрузок, которые статистически следовали кривой располагаемой мощности в зависимости от температуры наружного воздуха (на 5 – 10% ниже). Режимы пиковых нагрузок, экстренных пусков и резких изменений нагрузок – на КС не применяются.

В настоящее время возникла неравномерность (дополнительно к сезонной) потребления и соответственно транспортировки газа в некоторой части ЕСГ.

Переменность (нестационарность) режимов эксплуатации газотурбинных ГПА негативно влияет на их показатели вследствие:

- снижения располагаемой мощности и соответственно к.п.д.),
- ускоренной выработки ресурса,
- перерасхода МТР (топлива, масла, электроэнергии) из-за увеличения числа «пусков-остановок».

Цифровые технологии позволяют осуществлять количественный мониторинг и учет эксплуатационных режимов ГПА (как привода, так и газового компрессора).

Многолетний опыт, фиксированный в стандартах, предусматривает техническое обслуживание при использовании; техническое обслуживание агрегата, находящегося в резерве; плановые ремонты (средний и капитальный).

Объем и затраты на техническое обслуживание и ремонты (ТО и Р) определяют:

- режимы работы (потребляемая мощность и количество мото-часов);
- процесс физического старения и деградации эксплуатационных показателей;
- показатели надежности, характеризующие время работоспособного состояния;
- удельные затраты ТО и Р.

Объем и стоимость ремонтных работ ГПА в планируемый период оценивают с учетом технического состояния и планируемой загрузки КЦ.

Затраты на ТО и Р и ремонтное время принимают пропорциональными необходимому для ТО и Р (ремонтно-часы) календарному времени.

Возможности оптимизации затрат на ТО и Р содержатся в комбинации межремонтных ресурсов (продление или перераспределение объемов по видам), технического состояния по располагаемой и потребляемой мощности (ГТУ и газового компрессора) и показателей надежности с учетом нормативного резервирования.

Диагностические системы преимущественно общего и универсального характера, предлагаемые производителями ПАО «Газпром», могут быть прямо использованы с учетом особенностей эксплуатации КС.

Определенный пересмотр концепции имеет место в части диагностики ГПА. В текущих экономических реалиях оснащение всего парка ГПА дополнительными агрегатными АСД и создание на этой основе выделенных вертикально-интегрированных систем не представляется реальным.

Новые подходы:

- технологический on-line мониторинг характеристик ГТУ и ЦБК в составе САУ,
- вибромониторинг и виброзащита – в составе САУ,
- диагностика состояния узлов и деталей – элемент системы ТО и Р, выполняемая специализированными службами (производитель, ремонтник),
- эксплуатация ГПА «по состоянию» на базе решения следующих взаимосвязанных задач:
 - а) нормативного продления ресурсов после длительной наработки,
 - б) оперативного применения показателя «эквивалентной наработки».
- долгосрочные «сервис-контракты».

ООО «Газпром ВНИИГАЗ» разработана технология удаленной параметрической диагностики, использующей штатные датчики САУ ГПА. На этой же базе целесообразна система поддержки диспетчерских решений для системно-технологической оптимизации режимов работы оборудования.

Понятия и показатели надежности, технического состояния и ТО и Р служат основой для экспертизы промышленной безопасности (ЭПБ).

Одним из ключевых направлений, обеспечения безопасности оборудования, выработавшего назначенный ресурс, является экспертиза промышленной безопасности (ЭПБ). Это затратный инструмент (около 5% от общих затрат на ТО и Р), который в известной мере позволяет компенсировать невозможность полноценного обновления оборудования.

Ростехнадзор РФ инициировал создание on-line системы мониторинга функционирования газотранспортной системы с дальнейшим развитием собственных аналитических функций.

ПРОДУКТОВАЯ ЛИНЕЙКА ООО «СИМЕНС ТЕХНОЛОГИИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН». РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОИЗВОДСТВА И ЛОКАЛИЗАЦИИ ГАЗОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК

А.С. ЛЕБЕДЕВ, А.Ю. ПАВЛОВ («ООО Сименс технологии газовых турбин», г. Санкт-Петербург)

Компания ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» - совместное предприятие ПАО «Силовые Машины» (65%) и Сименс (35%), основана в 2011 г. на базе предыдущего СП «Интертурбо» и двадцатилетнего опыта сотрудничества компаний в освоении технологий производства газовых турбин на территории РФ. Основными направлениями деятельности ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» являются комплектная поставка газотурбинного и парогазового оборудования энергоблоков, производство газовых турбин, исполнение проектов на электростанции (шеф-монтажные и пуско-наладочные работы), инженерная деятельность по проектированию газовых турбин, а также сервисное обслуживание и модернизация газовых турбин мощностью более 60 МВт для рынка РФ и СНГ.

В июне 2015 года, в поселке Горелово Ленинградской области был пущен в эксплуатацию современный производственный комплекс по изготовлению газовых турбин большой мощности. На территории предприятия расположен цех площадью ок. 13 тыс. кв. м., где выполняются сварка, механическая обработка компонентов статора и ротора, сборка ротора и ГТУ в целом, а также офисное здание и стратегический склад с необходимым объемом запасных частей, позволяющий незамедлительно обеспечивать эксплуатирующие организации деталями ГТУ с территории РФ. В 2018 году в

ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» началась коммерческая эксплуатация цеха по ремонту и восстановлению турбинных лопаток для ГТУ всех версий SGT5-2000E. В цехе производится полный объем ремонтных работ в соответствии с технологиями и гарантиями «Сименс АГ» - входной контроль, очистка отработанного покрытия, механическая обработка, сварка, напыление, финишная оценка качества ремонта. Все указанные основные процессы внедрены по спецификации «Сименс АГ» и квалифицированы немецкими специалистами, чтобы в полном объеме соответствовать высочайшим требованиям к качеству и гарантировать необходимый жизненный ресурс отремонтированных деталей, равнозначный новым изделиям.

Продуктовая линейка компании ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» включает следующие типоразмеры газотурбинных установок (ГТУ): SGT5-2000E (параметры в простом цикле: мощность 187 МВт, КПД 36,5%, в комбинированном цикле КПД 53,3%), SGT5-4000F (параметры в простом цикле: мощность 329 МВт, КПД 41%, в комбинированном цикле КПД 59,7%), SGT5-8000H (параметры в простом цикле: мощность 450 МВт, КПД 41%, в комбинированном цикле КПД 61%).

По состоянию на март 2018 г. на заводе ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» произведены и отгружены заказчиком девять SGT5-2000E. В феврале 2017 года Санкт-Петербургская Торгово-промышленная палата выпустила акт, подтверждающий достижение степени локализации SGT5-2000E в ООО «СТГТ» на уровне 52% от контрактной стоимости готовой продукции. В декабре того же года Министерство промышленности и торговли РФ выдало официальное подтверждение статуса промышленного продукта, производимого на территории Российской Федерации предприятием ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» для газовой турбины SGT5-2000E.

С целью дальнейшего увеличения уровня локализации SGT5-2000E продолжается работа по квалификации российских поставщиков заготовок компонентов ГТУ, в процессе которой оценивается соответствие поставщика нормам качества Сименс. Результатом успешной квалификации является добавление поставщика в международную Базу поставщиков «Сименс АГ» и разрешение на поставку серийной продукции. Основные этапы квалификации включают в себя аудит технологического процесса, одобрение планов изготовления и контроля, инспекцию первого образца у заказчика. Поставщик считается квалифицированным после отгрузки трёх комплектов продукции, без недопустимых отклонений от квалификационных требований «Сименс АГ». В настоящее время проводится квалификация российских поставщиков поковок роторной группы, стального литья корпуса турбины («ОМЗ-Спецсталь»), обойм компрессора («ПетрозаводскМаш»), а также лопаточного аппарата компрессора и генераторов (ПАО «Силовые машины»).

В тесной кооперации с ПАО «Силовые Машины» проводятся такие важные технологические операции, как балансировка всех изготовленных в ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» роторов ГТУ, механическая

обработка отдельных корпусных компонентов, по которым в ПАО «Силовые Машины» накоплен производственный опыт. Кроме того, партнером по СП осуществляется поставка оборудования парогазового энергоблока – генераторов и паровых турбин. Наглядный пример такой кооперации - блок ПГУ-420 на Верхнетагильской ГРЭС на базе ГТУ SGT5-4000F, где паросиловая часть и генератор были поставлены ПАО «Силовые Машины». Пуск блока состоялся в июне 2017 г.

Наряду с увеличением доли локализации производства SGT5-2000E в соответствии с критериями, установленными Правительством РФ, ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» реализует собственную программу локализации вспомогательного оборудования ГТУ. Для этого проводится поиск и привлечение различных российских поставщиков, которые, на основании технических требований ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» смогут выполнить детальное проектирование и качественное и надежное изготовление вспомогательного оборудования на базе отечественных предприятий по техническим нормативам РФ. На первом этапе локализованы теплоакустическая изоляция ГТУ, системы обнаружения пожара и пожаротушения, газоанализа, выходной диффузор, система запального газа, силовые и контрольные кабели. На следующем этапе будет проведена локализация КВОУ, шумозащитных кожухов, базового модуля, соединительных трубопроводов и центра управления мощностью.

Важную роль в процессе локализации производства в ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» играет Инженерно-конструкторский департамент. В первую очередь, инженеры оказывают поддержку технологическим службам в подготовке производства и в освоении изготовления новых деталей и узлов, новых операций. Для этого требуется постоянная актуализация рабочей конструкторской документации, внесение в неё всех изменений и исправлений, необходимость которых ранее была определена в ходе изготовления и эксплуатации газовых турбин. Конструктора передают в производство проверенный пакет документации для изготовления конкретного заказа, и несут ответственность за все дальнейшие несоответствия. Кроме того, локализация изготовления многих компонентов газовой турбины невозможна без написания программ для станков с ЧПУ. Эти программы составляются технологами на базе 3D моделей, разработанных специалистами Инженерно-Конструкторского Департамента. Помимо "прикладных" видов деятельности, прямо направленных на поддержку локализации газовых турбин «Сименс» в России, инженеры ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» принимают активное участие в проектах НИОКР совместно с «Сименс АГ», активно внося свой вклад в разработку новых и в модернизацию ранее созданных газовых турбин.

Следует отметить, что в составе компании также работает Департамент подготовки предложений и исполнения проектов, специалисты которого готовят технико-коммерческие предложения и отвечают за исполнение контрактов на комплексную поставку оборудования энергоблока, осуществляют техническую поддержку заказчика на площадке строительства

электростанции, включая шефнадзор за монтажом и выполнение пуско-наладки газотурбинного оборудования. Начиная с декабря 2011 г. было исполнено 10 таких контрактов в отношении лицензионных турбин ГТЭ-160, поставленных ПАО «Силовые машины», а также 10 контрактов в отношении оборудования «Сименс» (SGT5-4000F). Кроме этого, на Южноуральскую и Верхнетагильскую ГРЭС было самостоятельно поставлено газотурбинное (SGT5-4000F), а в случае Южноуральской, еще и паротурбинное оборудование. Всего за более чем 6 лет при непосредственном участии специалистов ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» в коммерческую эксплуатацию введено 25 блоков.

Большое внимание уделяется сервису, поскольку парк установленных газовых турбин «Сименс» (и изготовленных по лицензии «Сименс») SGT5-2000E и SGT5-4000F насчитывает в РФ более 50 единиц. В ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» с 2016 года успешно функционирует Удаленный мониторинговый центр диагностики ГТУ для контроля и экспертного сопровождения специалистами СТГТ эксплуатации ГТУ в режиме реального времени, где в пассивном (от заказчика – к компании) режиме производится передача данных о работе энергетического оборудования.

Проводимые модернизации парка действующих ГТУ направлены на повышение технико-экономических показателей ГТУ ГТЭ-160/SGT5-2000E и SGT5-4000F, а также перевод их обслуживания на увеличенные интервалы между инспекциями. Еще один вид сервисного обслуживания - капитальный ремонт после наработки 100 тыс. э. ч. с восстановлением исходного ресурса на следующие 100 тыс. э. ч., как это было сделано на установках SGT5-2000E (V94.2) Северо-Западной ТЭЦ в Санкт-Петербурге.

В итоге, реализуемая в ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» программа локализации жизненного цикла ГТУ позволяет предложить организовать «Центр производства локализованных энергетических газовых турбин» на базе своего действующего производственного комплекса в Ленинградской области. Это позволит не только создавать новые, но и модернизировать действующие энергоблоки в РФ без привлечения государственных инвестиций. При этом при изготовлении турбин на ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» будет обеспечиваться уровень локализации производства в соответствии с Постановлением Правительства РФ №719 от 17.07.2015.

ОПЫТ ПРОМЫШЛЕННОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГОБЛОКОВ ПГУ НА ОБЪЕКТАХ ГЕНЕРАЦИИ ООО «ГАЗПРОМ ЭНЕРГОХОЛДИНГ»

С.Ф. МУХАМЕТОВ

(ООО «Газпром энергохолдинг», г. Санкт-Петербург)

Общие сведения о парогазовом парке Газпром энергохолдинга приведены на рис. 1. Опыт промышленной эксплуатации энергоблоков ПГУ на объектах генерации ООО «Газпром энергохолдинг» начинается с 2007 года. Установленная мощность ПГУ/ГТУ на 01.01.2018 г. – 6 677 МВт. Основной тип эксплуатируемых ГТУ, в составе энергоблоков ПГУ - SGT5-2000E/ГТЭ-160; V64.3A; SGT5-4000F; SGT-800; GT-26. Наиболее распространённым типом ГТУ, эксплуатируемых в ООО «Газпром энергохолдинг» является SGT5-2000E/ГТЭ-160 их суммарная наработка на 01.01.2018 составляет 599 247 экв.ч.



Типы эксплуатируемых ГТУ, в составе энергоблоков ПГУ - SGT5-2000E/ГТЭ-160; V64.3A; SGT5-4000F; SGT-800; GT-26.
Распространённый тип - SGT5-2000E/ГТЭ-160, суммарная наработка данного типа ГТУ на 01.01.2018 – 599 247 ЭЧ.

Рис. 1. Состав оборудования энергоблоков ПГУ

Эксплуатация

Многие ПГУ эксплуатируются с глубокими разгрузками на ночь, когда вырабатываемая ими электроэнергия не востребована. Остановы на ночь считаются не выгодными, т.к. связанные с ними расходы ресурса сокращают межремонтный период.

Для ПГУ характерен высокий уровень автоматизации. При этом, однако, наблюдается много отказов из-за неудовлетворительной работы элементов АСУ ТП импортного производства (датчики, платы, программная база)

На электростанциях, расположенных в районах с высоким загрязнением воздуха велико количество остановов для технического обслуживания КВОУ и промывок ГТУ.

На электростанциях с ГТУ мощностью 160МВт отмечается низкое качество турбогенераторов типа ТЗФ (Г/П-160) производства ПАО «Силовые машины», что приводит к аварийным отключениям и длительным срокам ремонта.

По рекомендации завода изготовителя разработаны и выполняются мероприятия по повышению надежности этих генераторов. Другим их недостатком является ограниченные возможности модернизации ГТУ типа ГТЭ-160 с увеличением мощности на 10-15%

Техническое обслуживание и ремонт

Для обеспечения надежной и безаварийной работы энергоблоков ПГУ, наиболее сложной и экономически затратной задачей является организация технических сервисов основного и вспомогательного оборудования ПГУ.

В настоящее время имеется много организаций, выполняющих работы по сервисному обслуживанию ПГУ.

Как показывает практика, использование услуг квалифицированных, в части выполнения работ по сервисному обслуживанию организаций не дает 100 % гарантии отсутствия дефектов при эксплуатации ПГУ в межремонтный период.

Причины возникновения дефектов можно классифицировать как конструктивные или проектные, а также монтажные (заводские или наладочные).

Типовые повреждения, выявленные в процессе эксплуатации и технического обслуживания на следующих элементах ГТУ (Таблица 1):

- опорно-упорный подшипник;
- проточная часть;
- камера сгорания;
- внутренний корпус;
- дефекты в выхлопной части.

Опыт технического обслуживания выявил отсутствие отечественных материалов и запасных частей российского производства. Это приводит к увеличению сроков простоя в связи с длительностью поставки (изготовление, растаможка). На данном этапе приходится иметь стратегический комплект запасных частей, что вызывает значительные финансовые нагрузки. Производится работа по поиску потенциальных поставщиков в рамках импортозамещения. Необходимы усилия машиностроителей по трансферу технологий.

Таблица 1.

Сводная таблица основных повреждений ГТУ

Дефект/турбина	SGT5-2000E/ГТЭ-160	GT-26	AE64.3A	SGT5-4000F
Дефекты, связанные с опорно-упорным подшипником	13 случаев.	1 случай.	-	2 случая.
Дефекты проточной части	12 случаев.	1 случай.	4 случая.	5 случаев.
Дефекты камеры сгорания	Многочисленные дефекты.	1 случай.	Многочисленные дефекты.	9 случаев.
Дефекты внутреннего корпуса турбины	14 случаев.	Не предусмотрен конструкцией.	Не предусмотрен конструкцией.	Не предусмотрен конструкцией.
Дефекты в выхлопной части	Многочисленные дефекты.	-	-	2 случая.

Наибольшее количество дефектов ГТУ типа SGT5-2000E/ ГТЭ-160 статистически связано с большим количеством данных турбин в парке ООО «Газпром энергохолдинг» и их высокой наработкой.

Модернизация

При модернизации оборудования энергоблоков ПГУ с увеличением мощности, возникают следующие проблемы:

Уже отмечалось, что в связи с конструктивными особенностями электрогенераторов типа ТЗФ(П/Г)-160 на воздушном охлаждении и их изоляционных материалов нет возможности повышения мощности на 10%.

При увеличении мощности возрастает также потребность в «основной» и «вспомогательной» воде на технологические нужды.

Аналогично увеличение расходов воздуха при существующих в условиях ограничивается размещением КВОУ.

Следует учитывать, также необходимость модернизации сопутствующего оборудования: котлов-утилизаторов, электрооборудования (КРУЭ, ОРУ) и др.

Необходим комплексный подход, начиная со стадии проектирования оборудования предусматривать модернизационный потенциал как для ГТУ, так и ПГУ в целом.

Выводы и предложения

С учетом полученного положительного и отрицательного опыта необходимо комплексно подходить к проектированию ПГУ/ГТУ и на этапе формирования требований к новым объектам на базе ПГУ закладывать модернизационный потенциал на развитие технологий не менее 15% от установленной мощности.

Для решения вопросов по модернизации на существующих энергоблоках ПГУ необходимы единые программные решения при участии органов государственной власти, научного сообщества, заводов изготовителей, основных генерирующих компаний.

В рамках основных генерирующих компаний следует предусмотреть единые технические требования и регламенты для локализации ключевых технологий изготовления и ремонта всех элементов ГТУ на территории РФ.

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ И ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК В ПАО «МОСЭНЕРГО»

Н.И. МЯСНИКОВ (ПАО «Мосэнерго», г. Москва)

Данные о ГТУ и ПГУ большой мощности в системе Мосэнерго приведены в таблице 1.

В период 1977-1980 на ГРЭС-3 были введены в эксплуатацию 3 газотурбинные установки ГТ-100 мощностью ~90 МВт поставки АО «Ленинградский Металлический завод» (далее - ЛМЗ), работавшие на дизельном топливе. Турбины двухвальные с промежуточным охлаждением циклового воздуха и с промежуточным подогревом продуктов сгорания. И хотя КПД установок не превышал 26-28%, а начальная температура газов составляла всего 7500С, для своего времени это был шаг вперед. Вплоть до середины 1990-х годов эти турбины работали в пиковом режиме и пускались два раза в сутки: утром и вечером.

В 1990 году на ГРЭС-3 была введена в опытно-промышленную эксплуатацию головная одновальная газотурбинная установка ГТЭ-150 с начальной температурой газов перед турбиной 9500С (мощность 110 МВт), а в 1996 году – вторая ГТЭ-150 уже с начальной температурой газов 11000С (мощность 125 МВт). КПД этих установок составил ~ 30%, лопатки турбины - охлаждаемые. Турбины долго доводились заводом, однако надежность работы турбин оставалась невысокой.

Фактический удельный расход топлива этих турбин очень высокий - 400 гут/квт.ч. Турбины работают на дорогом дизельном топливе. К середине 1990-х годов отечественная энергетика перешла на «рыночные рельсы» и работа этих турбин стала экономически невыгодной.

В настоящее время турбины ГТ-100 и ГТЭ-150 поддерживаются в работоспособном состоянии, осуществляются пуски по диспетчерскому графику. На текущий момент наработка ГТ-100 составляет 15000 часов при количестве пусков около 4000. Нарработка ГТЭ-150 составляет

ориентировочно 1000 часов при количестве пусков около 500. На 2018 – 2020 гг. на турбинах запланировано проведение капитальных ремонтов.

Таблица 1.

Парк газовых турбин и ПГУ-блоков в ПАО «Мосэнерго»

ГТУ/ПГУ	Год ввода в эксплуатацию	установленная мощность	
		электрическая, МВт	тепловая, ГКал/ч
ГРЭС-3: 3·ГТ-100	1977-1980	90МВт·3	-
ГРЭС-3: 2·ГТЭ-150	1990, 1996	110 + 125	-
ТЭЦ-27 Блок № 3 (ПГУ- 450, ГТЭ-160)	2007	450	300
ТЭЦ-21 Блок № 11 (ПГУ- 450, ГТЭ-160)	2008	425	300
ТЭЦ-27 Блок № 4 (ПГУ- 450, ГТЭ-160)	2008	450	300
ТЭЦ-30 ГТ-1,2 (ГТП-10/953)	2010	8·2	17·2
ТЭЦ-26 Блок № 8 (ПГУ-420, GT-26)	2011	420,9	228
ТЭЦ-9 ГТ № 1 (АЕ64.3А)	2014	64,8	15,3 (ГПК)
ТЭЦ-16 Блок № 8 (ПГУ-420, SGT5-4000F)	2014	420	195
ТЭЦ-12 Блок №1 (ПГУ-220, ГТЭ-160)	2015	211,6	157
ТЭЦ-20 Блок №11 (ПГУ-420, SGT5-4000F)	2016	418	220
	ИТОГО:	3372,3	1749,3

В 2000 г. на ГТУ-ТЭЦ в г. Электросталь введена в эксплуатацию газовая турбина GT-35 (SGT500) мощностью 17 МВт поставки ABB STAL (впоследствии ALSTOM, SIEMENS), Швеция. В составе турбины двухвальный газогенератор и силовая турбина. На выхлопе турбины установлен водогрейный котел-утилизатор (КУ) тепловой мощностью ~22,5 Гкал/ч. Турбина работает на природном газе с КПД свыше 32%.

В 2010 году в г. Павловский Посад была введена в эксплуатацию ТЭЦ-30 с двумя турбинами ГТП-10/953 поставки НПП «Мотор» (г. Уфа) единичной мощностью по 8 МВт. На выхлопе турбин установлены котлы-утилизаторы КУВ-17,7/150 поставки ИК «ЗИОМАР» (г. Подольск) тепловой мощностью по ~17 Гкал/ч. Турбины авиационного типа, имеют в составе двухвальный газогенератор и силовую турбину. КПД ~24%. При работе в теплофикационном режиме коэффициент использования тепла топлива достигает ~75%. Ротора турбины высокооборотные (~11000 об/мин) с подшипниками качения. В первые годы эксплуатации по турбинам было

много отказов, чаще всего связанных с работой подшипников качения и элементов горячего тракта турбины (горелки, пламенные трубы).

В 2007-2008 г.г. в ПАО «Мосэнерго» были введены в эксплуатацию 3 блока ПГУ-450Т (два на ТЭЦ-27 и один на ТЭЦ-21). В состав каждого блока входят две газовые турбины ГТЭ-160 (SGT5-2000E), два котла-утилизатора и одна паровая турбина Т-125/150-7,4. На котлах-утилизаторах вырабатывается пар двух давлений, который поступает в паровую турбину с двумя Т-отборами. На блоках ТЭЦ-27 деаэраторы интегрированы в барабан НД котлов-утилизаторов. На ТЭЦ-21 в тепловой схеме блока предусмотрен отдельно стоящий деаэратор.

Газовые турбины ГТЭ-160 (SGT5-2000E) изготовлены на АО «ЛМЗ» по лицензии Siemens AG, Германия. Мощность ГТУ составляет ~150 МВт (+15⁰С), их КПД ~34,0%, начальная температура газов (условия ISO) 1050⁰С, температура выхлопа - 535⁰С.

Котлы-утилизаторы П-107 (ТЭЦ-27), П-116 (ТЭЦ-21) с принудительной циркуляцией пароводяной смеси произведены на ОАО «Подольский машиностроительный завод».

Паровая турбина поставки АО «ЛМЗ» двухцилиндровая, с двумя отборами пара на теплофикацию (два ПСГ). Мощность турбины составляет 125/150 МВт (теплофикационный/конденсационный режимы) при максимальной тепловой мощности 300 ГКал/ч. Турбина работает на скользящих параметрах пара.

Блоки работают в базовом режиме с ночной разгрузкой до ~270 МВт. КПД блоков в К-режиме составляет ~50%.

В 2011 г. на ТЭЦ-26 введен в эксплуатацию блок ПГУ-420Т. В составе блока одна газовая турбина GT-26 Alstom, одна паровая теплофикационная турбина DKYZZNH3-2N33 Alstom и один котел-утилизатор П-133 с тремя контурами давления поставки ОАО ИК «ЗИОМАР». В составе блока эксплуатируется вентиляторная градирня испарительного типа STF 300/V (Fans, Чехия) дожимная газокompрессорная станция в составе двух (2*100%) дожимных компрессоров центробежного типа (Atlas Copco).

ГТУ GT-26 в своем составе имеет 22-х ступенчатый компрессор, турбины высокого (1 ступень) и низкого давления (4 ступени), расположенные на одном валу, и две кольцевые камеры сгорания высокого и низкого давления. Давление в цикле достигает 33 бар, расход воздуха 625 кг/с, а температура воздуха после компрессора - 550⁰С. Начальная температура газов перед ТВД 1150⁰С, перед ТНД - до 1300⁰С и на выхлопе около 600⁰С. Мощность ГТУ ~265 МВт (+15⁰С), КПД ~ 37,1%.

В составе паровой турбины DKYZZNH3-2N33: 3 цилиндра (ВД, СД и НД), 3 ротора и 4 подшипника. Турбина имеет два теплофикационных отбора и, соответственно, два сетевых подогревателя. Мощность паровой турбины 140 МВт в К-режиме. Турбина работает на скользящих параметрах пара.

Тепловая мощность блока составляет 225 Гкал/ч. Блок работает в базовом режиме с ночной разгрузкой. КПД блока в конденсационном режиме составляет 57-58%.

На ТЭЦ-9 в 2014 г. введена в эксплуатацию ГТУ АЕ64.3А поставки Ансальдо с котлом-утилизатором. Вал ГТУ вращается с частотой 5413 об/мин. Нагрузка на электрический генератор передается через редуктор. Начальная температура газов перед турбиной составляет ~1230⁰С, температура газов на выхлопе - до 590⁰С, КПД турбины составляет~36%.

В составе проекта также установлен котел-утилизатор Пр-94 изготовления ОАО ИК «ЗИОМАР». Пар, вырабатываемый в КУ, подается в общецеховой трансфер 13МПа 540⁰С и далее поступает в ранее установленные паровые турбины ПТ-60 и ПТ-80. В составе КУ имеется газовый подогреватель конденсата (ГПК) предназначенный для подогрева воды в деаэраторе. Паропроизводительность КУ составляет 90-95. При наладке выявилось, что тепловая мощность контура ГПК избыточна, вода перегревается, вследствие чего контур ГПК был переориентирован с деаэратора на подогрев сетевой воды.

Необходимое давление природного газа перед турбиной обеспечивается дожимным компрессором (ДК) центробежного типа T-Jet 45-6 производства Borsig (Германия).

В 2014 г. на ТЭЦ-16 и в 2016 г. на ТЭЦ-20 введены в эксплуатацию блоки ПГУ-420, в составе которых одна газовая турбина SGT5-4000F, одна паровая турбина SST5-5000 (Siemens AG, Германия) и один паровой трехконтурный котел-утилизатор с естественной циркуляцией (ОАО «ЭМАльянс», г. Таганрог). В тепловой схеме блоков отдельно стоящий деаэратор. В составе блоков также вентиляторная градирня испарительного типа ID-23000 (Spig, Италия), и дожимная компрессорная станция с тремя (3x50%) дожимными газовыми центробежными компрессорами (Cameron, США).

Газовая турбина работает по простому открытому циклу 15-ступенчатый осевой компрессор подает в камеру сгорания с давлением ~18 бар, ~675 кг/с, воздуха. Температура газов перед турбиной ~1270⁰С (ISO) и температура выхлопа 550-570⁰С. Мощность ГТУ- 276 МВт (+15⁰С) и КПД-39,2%.

Котел-утилизатор ЭМА-024 –КУ с промежуточным перегревом пара СД работает со следующими параметрами:

Параметр	Контур ВД	Контур СД/ гор. промперегрев	Контур НД
Давление и температура	12,53 МПа 537,6 ⁰ С	~2,88 МПа 330/ 536,7 ⁰ С	0,372 МПа 234 ⁰ С
Расход	258,6 т/ч	63,45/ 299 т/ч	46,1 т/ч

Пар высокого давления после отработки в ТВД ПТУ возвращается в КУ, где к нему подмешивается пар СД и после пароперегревателя поступает в ЦСД паровой турбины. Пар НД поступает в пароперепускную трубу от ЦСД к ЦНД ПТУ после регулирующей заслонки.

Паровая турбина номинально состоит из трех цилиндров, при этом ЦВД и ЦСД объединены в одном корпусе, имеющем внутренние и наружный цилиндры. В ЦНД также имеются внутренний и наружный корпуса.

Конструктивно в составе турбины два ротора (РВД-РСД) и РНД, установленных на 3 подшипниках. В турбине имеется два теплофикационных отбора и, соответственно, два сетевых подогревателя. Турбина работает на скользящих параметрах пара.

КПД блоков в К-режиме составляет ~57-58%, тепловая мощность: 195 Гкал/ч (ТЭЦ-16) и 220 Гкал/ч (ТЭЦ-20).

В 2015 году на ТЭЦ-12 введен в эксплуатацию блок ПГУ-220Т. В составе блока одна газовая турбина ГТЭ-160 (SGT5-2000E), котел-утилизатор ПК-74 и паровая турбина Т-56/73. В схеме блока деаэратор интегрирован в барабан НД КУ. Паровая 19-ти ступенчатая одноцилиндровая турбина поставки ОАО «Калужский турбинный завод», выполнена с двумя подводами (ВД и НД) и двумя отборами пара на подогреватели сетевой воды.

В связи с тем, что станция расположена в центре г. Москвы, в составе блока была установлена суховоздушная вентиляторная градирня (Spig, Италия). Также в состав блока входит дожимная компрессорная станция с 3-мя центробежными компрессорами (Cameron, США).

Тепловая мощность блока ~140 Гкал/ч. КПД блока в конденсационном режиме ~ 49,50%.

Уроки строительства блоков ПГУ

Первоначально планировалась установка на ТЭЦ-16 двухвального теплофикационного блока, а на ТЭЦ-12 и ТЭЦ-20 - одновальных конденсационных блоков. В процессе согласования программа была изменена и вместо одновальных конденсационных блоков на ТЭЦ-12 и ТЭЦ-20 были установлены двухвальные теплофикационные блоки ПГУ-220 и ПГУ-420.

На ГТУ-ТЭЦ г. Электросталь в 2005 году была установлена газовая турбина ГТЭ-25У мощностью 32 МВт производства УТМЗ (г.Екатеринбург) с водогрейным КУ «ЗИОМАР» (г.Подольск). Пусковые операции были начаты в 2006 году. Турбина была введена в опытно-промышленную эксплуатацию. На турбине был выполнен большой объем ПНР в связи с высоким уровнем вибрации (>30 мм/с). Однако вибрационное состояние турбины не смогли привести в норму, и турбина была выведена из эксплуатации в 2007 г. В настоящее время ГТУ-ТЭЦ в г. Электросталь выведена из состава ПАО «Мосэнерго».

На ТЭЦ-9 изначально была запланирована установка ГТЭ-65 поставки АО «ЛМЗ». Головной образец турбины был смонтирован и на нем были проведены ПНР в 2012 г. Однако при проведении ПНР выявился ряд дефектов: подсос масляных паров в турбину из переднего подшипника, перегрев упорных колодок, повышенная вибрация.

Исходя из того, что эта ГТУ была включена в программу ДПМ с жестко установленными сроками ввода объекта в эксплуатацию, ПАО «Мосэнерго» приняло решение о ее замене на ГТУ АЕ64.3А (изготовитель Ansaldo, Италия). Турбина ГТЭ-65 была демонтирована, а на ее место установлена турбина АЕ64.3А и уже в 2014 г. она была введена в эксплуатацию. В связи с тем, что

расходы воздуха ГТЭ-65 и АЕ64.3А близки, КВОУ не претерпело конструктивных изменений.

Согласно проекта в составе блока на ТЭЦ-9 предусмотрен всего один дожимной газовый компрессор (1х100%). На компрессоре неоднократно выходили из строя газовые уплотнения, замена которых занимала длительное время (длительный цикл изготовления новых уплотнений). В настоящее время принято решение об установке второго дожимного компрессора.

Опыт эксплуатации ПГУ-блоков

На начальном этапе освоения блоков ПГУ-450 проблемы создавала ненадежная работа дожимных компрессорных станций и шаровых клапанов (ШК) на камерах сгорания ГТЭ-160. В течение первых лет эксплуатации они внесли наибольший вклад в отказы энергоблоков.

Проблемы с ДКС ПГУ-450 были связаны с:

- высоким уносом масла с природным газом, поступавшим затем в ГТУ.
- ненадежной работой САУ ДКС, логика защит которой построена по схеме «один из одного», и регулирующей арматуры;
- ненадежной работой регулирующих клапанов на байпасах дожимных компрессоров.

Унос дорогого масла увеличивал издержки и вызывал трудности в работе камер сгорания. После установки дополнительной 4-й ступени очистки газа от масла проблема была решена.

Вторая проблема была решена после перестройки логики защит дожимных компрессоров на схему работы «два из двух», и частичного перевода управления ДКС на щит управления блока. Регулирующие клапаны на байпасах ДК были заменены (с напора на всас).

Изначально каждая ГТЭ-160 работала от своего ДК. Для повышения надежности блока был выполнен перевод на работу обеих ГТУ блока от общего газового напорного коллектора, запитанного от двух работающих ДК (один ДК при этом находится в резерве). Это позволило при отключении одного из работающих ДК удерживать весь блок в работе.

Ненадежная работа шаровых клапанов по большей части была связана с отказом/некорректностью работы привода при переключениях ГТУ с режима диффузионного горения на предварительное смешивание и обратно, которые должны выполняться за очень короткое время. На основании опыта эксплуатации в ПАО «Мосэнерго» можно утверждать, что такое решение является самым оптимальным вариантом реализации ДКС.

По проекту переключение ГТУ в диффузионный режим происходило при снижении давления газа перед ГТУ с 22,5 до уставки 18,3 бар, от которой очень близко до уставки срабатывания защиты по понижению давления газа до 17,0 бар. Защита эта работает только при режиме предварительного смешивания. Если перевести ГТУ в диффузионный режим работы при отключении одного из работающих ДК, то срабатывания защиты не произойдет.

Алгоритм перевода работы ГТ из режима предварительного смешивания в диффузионный. режим был изменен не по уставке 18,3 бар, а по факту отключения одного из работающих ДК. Этим выигрывалось несколько секунд, которых не хватало для перестройки работы шаровых клапанов и обеспечивалось сохранение блока в работе при отключении одного из работающих ДК.

Для сохранения при высоких температурах наружного воздуха располагаемой мощности ГТУ ПАО «Мосэнерго» принято решение об оснащении ГТУ на ТЭЦ-20 испарительной установкой, которая позволит снизить температуру воздуха на входе ГТУ в летний период.

Все турбогенераторы (ТГ) блоков ПГУ ПАО «Мосэнерго» выполнены с полным воздушным охлаждением.

В ходе эксплуатации выявлены повторяющиеся дефекты на генераторах типа ТЗФГ-160-2МУЗ и ТЗФАУ-160-2УЗ производства ПАО «Силовые машины»:

- ослабление заклиновки стержней обмоток статоров, изготовленных по технологии Global VPI (вакуум-нагнетательная пропитка статора вместе с уложенной обмоткой, изоляция которой выполнена из сухих непропитанных лент) и разрушение полупроводящего покрытия обмоток статоров;

- повреждение статорной обмотки генераторов из-за пробоя изоляции стержней в работе или при высоковольтных испытаниях вследствие ускоренного теплового и ионизационного старения изоляции обмотки.

На всех генераторах этих серий по рекомендации завода-изготовителя выполнена перекалиновка статоров с использованием встречных клиньев и восстановление полупроводящего покрытия, но процесс деградации изоляции и ослабления заклиновки продолжается. В октябре 2017 года (через 1,5 года после восстановительного ремонта в апреле 2016) при осмотре расточки статора на генераторе Г-31 ТЭЦ-27 выявлено ослабление значительного количества клиньев и дефекты корпусной изоляции стержней в пазах 11, 12, 13, установлен пробой изоляции стержня №12. В феврале - марте 2018 года на ТЭЦ-21 при вскрытии генераторов Г-11Б, Г-11В для контроля заклиновки было выявлено ослабление заклиновки на Г-11В - 25%, Г-11Б - 80% общего количества клиньев, полная перекалиновка была выполнена в апреле 2016 года. Все ремонты выполнялись с участием специалистов завода-изготовителя.

Учитывая вышеуказанное, ПАО «Мосэнерго» планирует выполнить модернизацию всех статоров генераторов этих типов с заменой обмотки на изготовленную по технологии вакуумно-нагнетательной пропитки отдельных стержней Single VPI.

Режимы работы ПГУ-блоков, показатели

ПГУ-блоки работают по диспетчерскому графику и аттестованы по регламенту работы в режиме ОПРЧ, НПРЧ.

В таблице 2 приводятся расчетные (К-режим, +15⁰С) и среднегодовые (2017 год, физический метод) показатели удельных расходов условного топлива на отпуск электрической и тепловой энергии.

Таблица 2

Показатели удельных расходов условного топлива на отпуск электрической и тепловой энергии

Наименование величин		Электростанция и марка ПГУ									
		ТЭЦ-27		ТЭЦ-21	ТЭЦ-26	ТЭЦ-16	ТЭЦ-20	ТЭЦ-12	ТЭЦ-9	ТЭЦ-30	
		№3	№4								
		ПГУ-450Т	ПГУ-450Т	ПГУ-420Т	ПГУ-420Т	ПГУ-420Т	ПГУ-420Т	ПТУ-220Т	ГТУ	ГТУ	
КПД, %	ПГУ	~50	~50	~50	58-58,5	57-58	57-58	~49,5	-	-	
	ГТУ	~34	~34	~34	37,1	39,2	39,2	~34	~36	24-26	
УРУТ	г/квт,ч	расчет	247-250			200	210	210	249,4	-	
			207,7	220,1	215,1	213,9	195,1	224	237,7	170,6	334,6
	кг/ Гкал,ч		144,7	144,9	147,6	146,5	148,7	148,2	145,5	146,7	156

Средние значения фактических показателей эффективности паросиловых и парогазовых блоков Мосэнерго в 2017 г. составили (табл.3):

Таблица 3

	УРУТ ээ, г/Квт·ч	УРУТ тэ, кг/Гкал	расчётный КПД в К-режиме
Парогазовые блоки	213,6	146,3	50-58%
Паросиловые блоки	231,7	166,5	30-37%

Как видно, эффективность парогазовых блоков значительно выше, чем паросиловых.

Техническое обслуживание оборудования блоков ПГУ

Регламент заводов-изготовителей оборудования предусматривает выполнение периодического технического обслуживания (ТО). В настоящее время в ПАО «Мосэнерго» заключены договоры на проведение долгосрочного ТО оборудования ПГУ-блоков (ГТУ, ПТ, генераторы) и ТО ДКС. В ближайшее время планируется заключение договоров на оказание услуг по долгосрочному ТО КВОУ ГТУ и проведение промывок компрессоров газовых турбин.

Периодичность проведения ТО и объем выполняемых работ определяются по наработке оборудования, исчисляемой в эквивалентных часах эксплуатации (ЭЧЭ), которые включают календарные часы работы с

базовой нагрузкой, с прибавлением расчетного расходования ресурса вследствие быстрых изменений теплового режима, пусковых операций, аварийных остановов, сбросов нагрузки и др. Нарботка газовых турбин считается автоматически в САУ ГТУ и индицируется.

Стоимость проведения инспекций горячего тракта и главных инспекций достаточно высокая. В последние годы общемировым трендом сервисного обслуживания блоков ПГУ стал переход на увеличенный интервал между большими инспекциями газовых турбин за счет использования деталей горячего тракта с увеличенным ресурсом. В 2017 году на двух газовых турбинах ПАО «Мосэнерго» были проведены инспекции, в ходе которых были установлены детали горячего тракта с увеличенным ресурсом, что обеспечило возможность увеличить межсервисный интервал на SGT5-4000F ТЭЦ-16 с 25000 ЭЧЭ до 33000 ЭЧЭ, а на GT-26 ТЭЦ-26 – с 28000 ЭЧЭ до 36000 ЭЧЭ.

В 2018 году ПАО «Мосэнерго» планирует на SGT5-4000F ТЭЦ-20 установить модернизированный пакет SP8 и реализовать концепцию гибких межсервисных интервалов, что позволит увеличить мощность блока и увеличить межсервисный интервал с 25000 ЭЧЭ до 33 000...50 000 ЭЧЭ (с 3-х до 4...6-ти лет) в зависимости от выбранного режима работы газовой турбины: при снижении нагрузки ГТУ ниже номинального значения на 25 МВт интервал проведения инспекций увеличивается с 33 000 до 50 000 ЭЧЭ.

В дальнейшем ПАО «Мосэнерго» планирует реализовать опцию с увеличением межсервисного интервала и на газовых турбинах ГТЭ-160 и АЕ64.3А. Увеличение межсервисного интервала позволяет существенно снизить расходы на сервисное обслуживание, не снижая надежность работы оборудования.

МАСШТАБЫ И ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ГТУ И ПГУ В АО «ИНТЕР РАО – ЭЛЕКТРОГЕНЕРАЦИЯ»

Т.В. ЛИПАТОВ (ООО «Интер РАО - Управление электрогенерацией», г. Москва)

На 12 ТЭС АО «Интер РАО - Электрогенерация», с декабря 2000 г. эксплуатируются газотурбинные и парогазовые установки, флот этого оборудования приведен в табл. 1.

В третьем квартале 2018 г. планируется ввод в эксплуатацию моноблочных ПГУ на базе ГТУ 6F.03 (6FA) на Прегольской ТЭС в Калининградской области.

Следует отметить, что из всех генерирующих компаний России в «Интер РАО - Электрогенерация» наибольшее количество типов ГТУ, работающих как в составе парогазовых энергоблоков, так и автономно.

Парогазовые и газотурбинные блоки, эксплуатируемые на объектах «Интер РАО - Электрогенерация», принадлежат к числу самых экономичных

генерирующих мощностей в РФ. В процессе эксплуатации их оборудования возникали и возникают определенные проблемы.

Таблица 1.

Флот газовых турбин «Интер РАО - Электрогенерация»

№ п/п	Наименование ТЭС	Мощность, МВт	Тип энергоблока	Тип газовых турбин	Кол-во газовых турбин	Производитель газовых турбин	Ввод в эксплуатацию головного блока
1	Верхнетагильская ГРЭС	420	Моноблок	SGT5-4000F (8)	1	Siemens AG	Июнь 2017
2	Джубинская ТЭС	180	Открытый шкл	LMS 100 PB	2	GE Energy	Октябрь 2013
3	Ивановские ПГУ	650	Дубль-блок	ГТД-110	4	НПО «Сатурн»	Май 2008
4	Калининградская ТЭЦ-2	900	Дубль-блок	SGT5-2000E (3)	4	Силовые машины по лицензии Siemens AG	Декабрь 2005
5	Нижевартовская ГРЭС	420	Моноблок	PG 9351 FA	1	GE Energy	Март 2014
6	Пермская ГРЭС	800	Дубль-блок	SGT5-4000F (7)	2	Siemens AG	Август 2017
7	Северо-Западная ТЭЦ	900	Дубль-блок	SGT5-2000E (3)	4	Siemens AG	Декабрь 2000
8	Сочинская ТЭС	158	Моноблок, Дубль-блок	SGT-700	4	Siemens IT AB	Декабрь 2004
9	Уренгойская ГРЭС	490	Дубль-блок	SGT5-2000E (7)	2	Силовые машины по лицензии Siemens AG	Ноябрь 2012
10	Южноуральская ГРЭС	840	Моноблок	SGT5-4000F (7)	2	Siemens AG	Март 2014
11	Маяковская ТЭС	160	Открытый шкл	6F.03 (6FA)	2	Русские газовые турбины по лицензии GE Energy	Январь 2018
12	Талаховская ТЭС	160	Открытый шкл	6F.03 (6FA)	2	Русские газовые турбины по лицензии GE Energy	Январь 2018
Итого		6078			30		

Первыми мощными парогазовыми энергоблоками в РФ являются ПГУ-450Т на Северо-Западной ТЭЦ. Опыт эксплуатации этих энергоблоков был в целом успешным Среднегодовые значения удельного расхода условного топлива на отпуск электроэнергии – 234 г/(кВт·ч), а на отпуск тепла – 142 кг/Гкал, мощность в конденсационных режимах при $t_{нв} = 0^{\circ}\text{C}$ составляет 470 – 485 МВт, КПД более 50%.

Вследствие пульсаций факела, возникавших в камерах сгорания ГТУ энергоблока №2 мощность его ГТУ была более чем на 10 МВт ниже, чем на блоке № 1. Несколько попыток наладки в частности в 2012 г. при ремонте после наработки 33000 экв. часов, а затем в 2015 и 2016 годах не дали положительных результатов. Фирмой считается возможным устранение пульсаций в камерах сгорания путем замены горелок «Н» на более эффективные «HR-3». Такая замена была произведена при инспекции после наработки 66 тыс. экв. часов в 2017 году. После замены горелок и наладки режимов горения, пульсации факела в камерах сгорания снизились до 7 -12 мбар (при допустимых в 20 мбар). Это позволило эксплуатировать обе ГТУ при отрицательных температурах наружного воздуха во всем диапазоне нагрузок с предельной мощностью 173 МВт.

К лету 2015 г. наработка ГТУ первого энергоблока ТЭС ст. № 11 превысила 105 тыс. ЭЧР. Для ГТУ ст. № 11 были определены восстановительные мероприятия: замена лопаток ВНА, рабочих и направляющих лопаток компрессора, смесителей, вставок люков-лазов КС, внутреннего корпуса, рабочих и направляющих лопаток турбины.

Было проведено также восстановление L-колец дисков турбины, торцевой крышки подшипника турбины, наружных колец направляющих аппаратов компрессора, диагональных завихрителей газораспределителя, мест износа опорного кольца для плитки на пламенных трубах в местах контакта со смесителем, вставок горелок. Применение модернизированного внутреннего корпуса с оптимизированным охлаждением центрирующего кольца и теплозащитного покрытия на хабе позволяет уменьшить высокотемпературное окисление и повысить надежность узла. Ремонт компонентов выполняется сваркой с последующим восстановлением начального контура детали и неразрушающим контролем на отсутствие поверхностных трещин. Кроме того, был проведен неразрушающий контроль материала дисков компрессора и турбины, переднего и заднего полых валов, гайки и центральной стяжки, газораспределителя, корпусов турбогруппы.

На Сочинской ТЭС реализованы моноблочные (№1 и №2) и дублирующая парогазовые установки (№3) на базе ГТУ SGT700 (GT-10C) фирмы Сименс. Для ПГУ характерны высокая маневренность; экономичность (КПД ПГУ до 50% и до 35% для ГТУ); компактность размещения оборудования, систем контроля и управления; (открытая компоновка); высокие экологические показатели. Наибольшие трудности вызывала неоперативность поставщика при решении технических и хозяйственных (поставка запчастей) вопросов.

На Ивановских ПГУ уже более 10 лет в составе парогазового энергоблока ПГУ-325 работают отечественные газотурбинные установки ГТД-110. Данные о наработке этой ГТУ по состоянию на март 2018 г. приведены в табл. 2.

Таблица 2.

Данные о эксплуатации Ивановских ПГУ

Двигатель ГТД	№ 3	№ 4	№ 6	№ 7
Число горячих пусков	438	319	76	107
Число нормальных остановов	393	280	68	101
Число аварийных остановов	45	39	8	6
Время общей наработки ГТУ	16568	14884	1861	6892
Эквивалентные часы работы ГТУ	27580	23884	3741	9332

Наименьшее среднегодовое значение удельного расхода условного топлива для ПГУ-325 зафиксированное в 2012 году и составило 247,4 г/(кВт·ч). На сегодняшний день этот показатель увеличился из-за ограничений по мощности и температуре и составляет примерно 257 г/(кВт·ч). На ГТУ имели место аварийные остановки из-за разрушения жаровых труб, рабочих лопаток турбины и трещины в трубопроводах внешней обвязки и обрывы трубопроводов отбора воздуха на охлаждение лопаток. Серьезные дефекты

агрегатов двигателя: повлекли за собой длительные простои для проведения внеплановых ремонтов.

«Интер РАО - Электрогенерация» участвует в нескольких проектах проявляет повышения надежности и экономичности работы Ивановских ПГУ (см. стр. 3-8).

На Джубгинской ТЭС, расположенной в Краснодарском крае, установлены две газотурбинные установки LMS-100 PB компании GE. Открытая компоновка и размещение ГТУ в своих контейнерах, в которых осуществлялась поставка, позволила сэкономить значительные средства на строительстве дополнительных зданий. Рядом со станцией проходит федеральная дорога. Это позволило сократить время доставки и уменьшить затраты, связанные с транспортировкой.

ГТУ LMS-100 PB имеет ряд преимуществ, они характеризуются высоким КПД – 41,5 %, КПД ГТУ на частичных нагрузках составляет 36-38%. Продолжительность запуска до выхода ГТУ на номинальную мощность составляет 10 минут. Скорость набора нагрузки может достигать 50 МВт/мин.

Промежуточное охлаждение воздуха уменьшает работу сжатия компрессора, позволяя получить на выходе из него более высокое давление, что существенно увеличивает общую экономичность ГТУ.

Возможность замены узлов модулями позволяет существенно снизить сроки ремонтов. Двигатель ГТУ возможно заменить за 48 часов.

В ГТУ применена малоэмиссионная технология горения (DLE). При нагрузках близких к номинальным в выбросах ГТУ концентрации $\text{NO}_x = 10\text{-}20$ мг/норм. м³, $\text{CO} = 30\text{-}150$ мг/норм. м³. Конструкция камеры сгорания позволяет сжигать предварительно подготовленную смесь с топлива с воздухом во всем диапазоне нагрузок. Для этого при низких нагрузках подача топлива на половину форсунок, отключается.

Для повышения экономичности и обеспечения безаварийной работы на ГТУ LMS-100 PB были проведены:

- модернизация камеры сгорания (заменено термобарьерное покрытие камеры сгорания, добавлены каналы охлаждения в горелочных устройствах);
- модернизация рабочих лопаток КВД и ТВД (заменено покрытие лопаток).

Удельный расход условного топлива за 2017 г. составил 290,2 г/(кВт×ч), КИУМ – 23,8 %. В целом ГТУ LMS-100 PB хорошо зарекомендовали себя в пиковом и полупиковом режиме работы.

При расчетной наработке газотурбинного двигателя между ремонтами горячей части до 25 тыс. часов, фактически уже после 5 тыс. рабочих часов, необходим ремонт проточной части двигателя на предприятиях компании GE. Это существенно увеличивает их стоимость и продолжительность и затрудняет планирование и заказы расходных материалов и запасных частей.

Для быстрой замены ремонтируемого двигателя был заключен договор с компанией GE об аренде заменяющего его ГТД на период ремонта. Это позволило существенно повысить коэффициент использования установленной мощности (КИУМ) ТЭС.

В августе 2017 г. введен в эксплуатацию самый мощный в РФ парогазовый энергоблок на Пермской ГРЭС, который характеризуется высоким показателем экономичности. За 2017 г.: удельный расход условного топлива по отпуску электроэнергии составил 215,8 г/(кВт·ч), расход электроэнергии на собственные нужды – 2,05 %, КИУМ – 84,8 %, наработка – 3437 ч, количество пусков – 11. Срок реализации проекта составил 23 месяца.

В связи с наличием в «Интер РАО - Электрогенерация» значительного количества ГТУ иностранного производства важнейшей задачей для компании является оптимизация их сервисного обслуживания.

За последние годы нами разработан и реализован для этого комплекс мероприятий:

- 1) развитие конкуренции путем перехода на отдельные контракты вместо дорогостоящих долгосрочных договоров «под ключ» (LTSA) с иностранными компаниями, включающих в себя полный перечень работ, поставку запчастей, восстановление лопаток;
- 2) выполнение малых инспекций ГТУ типа ГТЭ-160 (SGT5-2000E) и SGT5-4000F своими силами;
- 3) переконтрактация долгосрочного договора (LTSA) с GE по ГТУ типа PG 9351 FA Нижневартовской ГРЭС;
- 4) реинжиниринг ответственных деталей и узлов (НУД) ГТУ типа ГТЭ-160 и SGT5-4000F с целью организации их изготовления и/или приобретения у отечественных поставщиков;
- 5) получение дополнительных предложений от производителей ГТУ.

Так, реализация мероприятий по п.1 при проведении конкурса на Северо-Западной ТЭЦ (разбивка на 6 лотов) дала экономию более 200 млн руб. По мероприятиям по п. 3 суммарный эффект составил 64,1 млн \$

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБНОВЛЕНИЕ ТЭЦ РОССИИ НА БАЗЕ ГАЗОТУРБИНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

С.П. ФИЛИППОВ, М.Д. ДИЛЬМАН (ИНЭИ РАН, г. Москва)

Авторами выполнен комплекс исследований по определению наиболее рациональных направлений технологического обновления, существующих ТЭЦ, которые становятся неконкурентоспособными по сравнению с раздельным производством электрической и тепловой энергии при использовании на КЭС и в котельных современного высокоэффективного оборудования. Полученные результаты достаточно полно изложены в [1]. Ниже обсуждаются перспективы применения при обновлении ТЭЦ газотурбинных установок.

Важнейшей особенностью электроэнергетики России является крупномасштабная централизованная комбинированная выработка электрической и тепловой энергии с использованием в качестве топлива природного газа. Из 277 ТЭЦ, эксплуатирующихся в стране, 209 являются газомазутными (газовыми). Общая установленная электрическая мощность газовых ТЭЦ - 63,3 ГВт (39% всех ТЭС), тепловая, с учетом пиковых водогрейных котлов (ПВК) – 197,4 тыс. Гкал/ч. Годовое производство электроэнергии ими - 263 ТВт·ч (42% от выработки ТЭС). Отпуск тепла потребителям от газовых ТЭЦ приближается к 360 млн. Гкал/год. Теплофикационное оборудование установлено также на 20 газомазутных КЭС. Вклад КЭС в теплоснабжение небольшой, до 10 млн. Гкал/год, что составляет 2,6% от суммарного отпуска тепла электростанциями на газе. В год ТЭЦ потребляют 103 млрд. м³ газа, что составляет 48% всего топлива, ежегодно расходуемого на ТЭС.

По установленной электрической мощности газовых ТЭЦ - половина приходится на 49 электростанций единичной мощностью более 500 МВт, в их числе 12 станций единичной мощностью более 1000 МВт. По числу станций наибольшее распространение получили ТЭЦ мощностью 200-500 МВт.

По установленной тепловой мощности - основная доля (51%) относится к станциям мощностью 1000-3000 Гкал/ч. К крупнейшим газовым ТЭЦ мощностью от 3600 до 4960 Гкал/ч относятся пять московских (ТЭЦ-21, 22, 23, 25 и 26), Набережночелнинская ТЭЦ, Нижнекамская ТЭЦ и ТЭЦ ВАЗа.

Техническое состояние ТЭЦ характеризуется чрезвычайно высокой степенью изношенности. Из 695 теплофикационных турбин на газовых ТЭС общего пользования 566 шт. (81%) находится в эксплуатации более 30 лет, из них 413 шт. (59%) отработали более 40 лет и требуют незамедлительной замены. По электрической мощности возрастная структура такова: 30 и более лет эксплуатируются 35 ГВт (76% всей установленной мощности газомазутных ТЭЦ); 40 и более лет - 19 ГВт (41%); менее 20 лет - 3,5 ГВт (7,6%). Ситуация с теплофикационным оборудованием промышленных ТЭЦ еще хуже.

Характерной чертой отечественных ТЭЦ является технологическая неоднородность установленного генерирующего оборудования, снижающая экономичность их эксплуатации. ТЭЦ с разнотипным оборудованием могут иметь в своем составе паротурбинные установки (ПТУ) на разные давления, газотурбинные установки (ГТУ), парогазовые установки (ПГУ). Доля газотурбинных и парогазовых установок на ТЭЦ в настоящее время менее 25%. Технологическую основу российских ТЭЦ составляют ПТУ, их доля в установленной электрической мощности ТЭЦ превышает 75%. В основном это установки на давление 13 МПа. Доля ПТУ со сверхкритическими параметрами пара не более 10%. В эксплуатации находится достаточно много ПТУ на низкие параметры пара - более 12%.

Загрузка теплофикационного оборудования достаточно низкая. В 2016 г. средний по стране коэффициент использования установленной электрической

мощности КИУМ(э) газомазутных ТЭЦ составлял 47,3%, а мощности по отпуску тепла – КИУМ(т) только 20,6% (таблица 1). Теплофикационное оборудование газовых КЭС было загружено еще меньше, для них КИУМ(т) равнялся 14,2%.

Таблица 1

Тип ТЭС	КИУМ(э), %	КИУМ(т), %	КИТ, %
Все ТЭС	43,9	20,1	58,4
в том числе			
газовые КЭС	49,8	14,2	43,5
газовые ТЭЦ*	47,3	20,6	70,1
из них			
крупные	48,6	21,5	70,0
средние	40,3	20,8	68,2
малые	47,7	17,2	76,6

* градация ТЭЦ по величине единичной электрической мощности теплофикационных установок: крупные – 100 МВт и выше, средние – 26-99 МВт, малые – 25 МВт и менее.

Низкая загрузка ТЭЦ во многом обусловлена сокращением спроса на тепло вследствие вывода из эксплуатации многих теплоемких производств и реализации энергосберегающих мероприятий. Выполненная авторами оценка избытка тепловой мощности ТЭЦ [1] показала, что имеющаяся тепловая мощность ТЭЦ превышает необходимую почти в 2 раза. По регионам эта величина колеблется от 1,6 (Центр), до 3 раз (Юг).

Значительную часть года ТЭЦ работают в неэкономичном конденсационном режиме (таблица 2), причем не только летом, но и зимой (рис. 1).

Таблица 2

Доля выработки электроэнергии газовыми ТЭЦ в конденсационном режиме (2016 г.)

Регион России*	%	Регион России*	%
Россия	47	Поволжье	37
Центр	40	Урал	60
Северо-Запад	52	Сибирь	44
Юг	73	Дальний Восток	56

* Регионы соответствуют федеральным округам. Юг включает Южный и Северо-Кавказский федеральные округа.

Конденсационная электроэнергия ТЭЦ вытесняет ее производство высокоэффективными мощными конденсационными ПГУ. Недогрузка ПГУ ведет к снижению их КИУМ и КПД, а работа в резко переменных режимах – к ускоренному расходованию их рабочего ресурса и росту затрат на ремонт. В итоге все это ведет к повышению стоимости производства электроэнергии в стране.

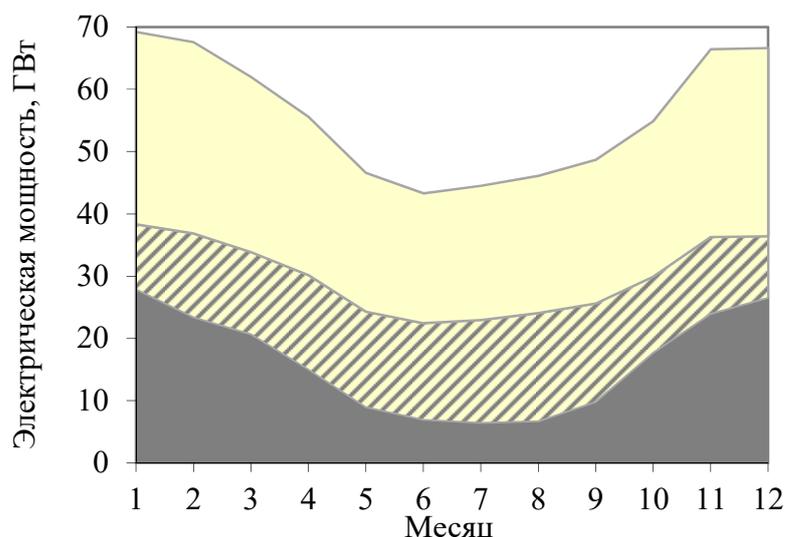


Рис. 1. Годовой график выдачи электрической мощности газовых КЭС и ТЭЦ (среднемесячные значения, 2016 г.)

■ - КЭС; ▨ - ТЭЦ, конденсационный режим; ■ - ТЭЦ, теплофикационный режим

Революционные изменения в технологиях отдельного производства электрической и тепловой энергии резко сужают зону энергетической эффективности газовых ТЭЦ. В отдельном производстве на основе природного газа данные изменения обусловлены внедрением высокоманевренных ПГУ с КПД более 55-57%, а также газовых котельных с КПД более 95% и высоким уровнем автоматизации основных технологических процессов. В [1] выполнено сопоставление энергетической эффективности комбинированного производства электрической и тепловой энергии на действующих ТЭЦ и их отдельного производства на КЭС и в котельных. Оно показывает, что с точки зрения эффективности использования топлива средние и малые газовые ТЭЦ оказываются хуже отдельного производства. Только крупные газовые ТЭЦ конкурентоспособны с отдельным производством на ПГУ, но и они не конкурентоспособны с отдельным производством на базе наилучших доступных технологий.

Технологическое обновление газомазутных ТЭЦ, как представляется, должно базироваться на следующих принципах:

- работа ТЭЦ исключительно по тепловому графику;
- использование только отечественного оборудования либо лицензионного с высокой степенью локализации с обязательным освоением производства в России критически важных элементов и систем. При этом отечественное оборудование должно быть конкурентоспособным с мировыми аналогами.

Работа ТЭЦ по тепловому графику предотвратит выработку электроэнергии в конденсационном режиме, но может привести к снижению их КИУМ. В связи с этим следует использовать достаточно дешевое и маневренное генерирующее оборудование. На газовых ТЭЦ малой и средней мощности на эту роль хорошо подходят ГТУ, а на крупных – ПГУ. По

энергетическому критерию (среднегодовому КИТ) применение ГТУ на ТЭЦ предпочтительнее как исключаящее потери энергии в конденсаторе ПТУ. Отключение электрогенерирующего оборудования газовых ТЭЦ в летний период позволит на это время дополнительно загрузить высокоэффективные ПГУ на КЭС, увеличив их КИУМ. Для обновления ТЭЦ небольшой мощности могут использоваться газопоршневые установки (ГПУ), однако отсутствие крупных отечественных ГПУ высокой эффективности делает в сложившихся условиях применение ГТУ более предпочтительным.

Требование использования только отечественного и лицензионного оборудования для технологического обновления ТЭЦ является вполне реализуемым [2]. Значительная часть необходимого современного оборудования уже выпускается отечественной промышленностью. Остальная часть может быть разработана и освоена в обозримые сроки.

Оценки эффектов от технологического обновления ТЭЦ представлены в таблице 3. Они получены для следующих условий. Обновление газовых ТЭЦ установленной мощностью 1000 МВт(т) и менее производится на основе теплофикационных ГТУ. На ТЭЦ мощностью более 1000 МВт(т) базовая тепловая нагрузка покрывается теплофикационными ПГУ, а полупиковая – ГТУ. Пиковая тепловая нагрузка во всех случаях обеспечивается ПВК со среднегодовым КПД 92%. Коэффициент теплофикации ТЭЦ ($\alpha_{тэц}$) принят равным 0,51.

Таблица 3

Сравнение интегральных показателей ТЭЦ до и после модернизации (при $\alpha_{тэц}=0,51$)

Показатель*	до модернизации	после модернизации
Установленная электрическая мощность, ГВт	63,3	50,5
Производство электроэнергии, ТВт·ч/год	263,2	293,1
в том числе на тепловом потреблении, %	53,1	100
Установленная тепловая мощность, тыс.Гкал/ч	197,4	103,7
Отпуск тепла, млн. Гкал/год	358	
Расход топлива, млн. т у.т./год	119,0	107,0
Экономия топлива на внешних КЭС, млн. т у.т./год	-	6,7
Суммарная экономия топлива в системе, млн. т у.т./год	-	18,7
Относительные характеристики ТЭЦ:	-	
P/N , Вт(э)/Вт(т)	0,275	0,419
E/Q , Дж(э)/Дж(т)	0,632	0,704
КИУМ(э), %	47,5	66,2
КИУМ(т), %	20,7	39,4
e , Дж(э)/Дж(топ)	0,272	0,336
q , Дж(т)/Дж(топ)	0,429	0,478
КИТ, %	70,1	81,4

* P , N – электрическая и тепловая мощности; E , Q – годовое производство электроэнергии и тепла; e , q – удельная выработка электроэнергии и тепла

Технологическое обновление ТЭЦ на основе сформулированных выше принципов, как показали исследования, может быть сопряжено с возникновением существенных системных эффектов. При использовании замещающих теплофикационных установок с невысоким значением соотношения P_T/N_T (P_T и N_T – электрическая и тепловая мощности электрогенерирующей теплофикационной установки) отпуск электрической мощности и энергии от действующей ТЭЦ может сократиться. Эта ситуация характерна при применении ГТУ с низким электрическим КПД. В расчетах полагали, что образующийся дефицит покрывается внешними высокоэффективными газовыми ПГУ-КЭС со среднегодовым КПД(э)=55%. При использовании теплофикационных установок с высоким значением P_T/N_T (например, ПГУ) отпуск электрической мощности и энергии от действующей ТЭЦ возрастет. Такие высокоэффективные ТЭЦ начнут вытеснять с рынка внешние КЭС.

Результаты показывают, что технологическое обновление 209 газовых ТЭЦ позволит экономить около 17 млрд. м³ природного газа в год или 15,7% от его сегодняшнего потребления. За счет оптимизации решений для каждой ТЭЦ суммарный эффект может существенно возрасти.

Обновление ТЭЦ позволит уменьшить их тепловую мощность на 94 тыс. Гкал/ч или на 47,5% при том же объеме выработки тепла и тех же режимах его отпуска потребителям. Работа по тепловому графику при принятом $\alpha_{ТЭЦ}=0,51$ ведет к уменьшению электрической мощности ТЭЦ на 12,8 ГВт (20,2%). При этом удастся увеличить выработку электроэнергии на 29,9 ТВт·ч (11,4%). Резко возрастает эффективность работы ТЭЦ: КИУМ(т) увеличивается в 1,9 раза, КИУМ(э) – в 1,4 раза, КИГ – в 1,16 раза. Усредненная по всем газовым ТЭЦ среднегодовая эффективность производства электроэнергии повышается в 1,24 раза, а тепла – в 1,11 раза. Повышается эффективность работы внешних газовых КЭС: для них коэффициент использования максимума среднемесячной выдаваемой мощности возрастает с 0,83 до 0,88.

Масштабное технологическое обновление ТЭЦ позволит сформировать большой внутренний рынок для газотурбинного оборудования, котлоутилизаторов и паротурбинного оборудования для ПГУ (таблица 4). Потребности в ГТУ различной мощности для этих целей на период до 2035 года превышает 50 ГВт(э). Следует отметить, что по оценкам авторов потребности внутреннего рынка для обновления ТЭЦ и КЭС, а также для обеспечения приростов электрических нагрузок до 2035 года достигает 100 ГВт(э) [3].

Технологическое обновление ТЭЦ обладает огромными мультипликативными эффектами в смежных отраслях экономики. Многократный рост спроса на отечественное энергетическое оборудование, строительные материалы, проектные и прочие услуги позволит дополнительно загрузить имеющиеся производственные мощности отечественных энергомашиностроительных предприятий, строительную индустрию, металлургию, проектные организации и т.д.

Оценки суммарной потребности в теплофикационном оборудовании для целей технологического обновления газовых ТЭЦ

Наименование показателя	ГВт(э)	%	Штук
Суммарные потребности в замещающих теплофикационных установках	50,5	100,0	560-760
в том числе			
- ГТУ электрической мощностью 25 МВт и менее	3,6	7,1	250-350
- ГТУ мощностью 40-85 МВт	5,3	10,5	80-130
- ГТУ мощностью 110-130 МВт	17,8	35,3	140-160
- ГТУ мощностью 150-170 МВт	9,8	19,4	55-65
- ПГУ мощностью 200-300 МВт	6,1	12,1	20-30
- ПГУ мощностью 300-450 МВт	7,9	15,6	18-26

Выводы

1. Ключевой задачей отечественной электроэнергетики в настоящее время является техническое обновление ТЭЦ.

2. Техническое обновление газовых ТЭЦ должно осуществляться на основе ГТУ и ПГУ, причем исключительно отечественного производства.

3. Для целей технологического обновления существующих газовых ТЭЦ наиболее востребованными являются ГТУ средней и большой мощности и ПГУ на их основе. Особенно нужны ГТУ мощностью примерно 110-130 МВт и 150-170 МВт. Однако отечественная промышленность пока серийно такое оборудование не производит.

4. Поэтому модернизацию нужно начинать с ТЭЦ небольшой и средней мощности, которая уже практически полностью обеспечена современным отечественным оборудованием.

5. Следует незамедлительно начать разработку конкурентоспособных отечественных ГТУ средней и большой мощности. Это сложная техническая задача. Ее решение требует значительных усилий и ресурсов. Поэтому для успешного создания таких ГТУ необходима действенная государственная поддержка. В частности, на период развития отечественного газотурбостроения должны быть созданы барьеры для защиты внутреннего рынка от импорта энергетического оборудования.

6. Большая емкость отечественного рынка для ГТУ, которая только для целей технологического обновления газовых ТЭЦ превышает 50 ГВт на период до 2035 года, оправдывает разработку и освоение производства перспективных отечественных ГТУ, конкурентоспособных с зарубежным оборудованием.

Список литературы

1. Филиппов С.П., Дильман М.Д. ТЭЦ в России: необходимость технологического обновления // Теплоэнергетика. 2018. №11. С.1-18.

2. Фаворский О.Н., Филиппов С.П., Полищук В.Л. Актуальные проблемы обеспечения энергетики страны конкурентоспособным оборудованием // Вестник Российской академии наук, 2017, том 87, № 8. С. 679-688. DOI: 10.7868/S0869587317080011
3. Филиппов С.П., Дильман М.Д., Ионов М.С. Потребности электроэнергетики России в газовых турбинах: текущее состояние и перспективы // Теплоэнергетика, 2017, №11, с.53-65. DOI: 10.1134/S0040363617110054

ВНЕДРЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ «ЦИФРОВОГО ДВОЙНИКА» ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ОПТИМИЗАЦИИ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ И ПОВЫШЕНИЮ РЕСУРСА ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ПРОМЫШЛЕННЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

А.С. ТИХОНОВ, А.Ю. ТАММ, А.В. ПИВОВАРСКА

(Государственный Санкт-Петербургский Политехнический Университет Петра Великого, г. Санкт-Петербург)

Охлаждаемые рабочие лопатки турбины являются одними из самых теплонагруженных, сложных и наукоемких (в части технологий проектирования и изготовления) деталей газотурбинного двигателя (ГТД). С ростом топливной эффективности ГТД растет температура перед турбиной, что приводит к существенному усложнению конструкции охлаждаемых рабочих лопаток с каждым новым поколением двигателей.

За последние 20 лет с развитием суперкомпьютерных вычислений произошло существенное изменение методик и технологий проектирования элементов ГТД, в том числе систем охлаждения лопаток. Одной из основных тенденций развития этих методик является разработка «цифровых двойников» изделий – виртуальных копий изделий и процессов их изготовления и эксплуатации. Данная технология позволяет не только создавать новые изделия полностью в виртуальном пространстве, минимизировав число дорогостоящих испытаний, но и осуществлять цифровую доводку изделий, уже находящихся в эксплуатации. Использование «цифровых двойников» позволяет разрабатывать как перспективные и прорывные изделия (ГТД 5-го и 6-го поколений), так и существенно увеличить эксплуатационные характеристики (эффективность, ресурс) двигателей 4-го поколения, спроектированных еще 80-90х годах прошлого века на основе эмпирических узкоспециальных методик и имеющих ряд врожденных дефектов.

Одним из дефектов, часто встречающихся в эксплуатации на различных отечественных двигателях (ПС-90ГП-25, АЛ-21Ф и др.), является обрыв бандажных полок рабочих лопаток турбины высокого давления (ТВД). Бандажные полки необходимы для увеличения аэродинамической эффективности ТВД и снижения вибраций рабочих лопаток.

В рамках разработки «цифрового двойника» двигателя был отработан подход к оптимизации теплового и напряженно-деформированного состояния охлаждаемой рабочей лопатки турбины в трехмерной постановке в составе 1-й ступени ТВД. При выполнении виртуальных испытаний «цифрового двойника» использовался вычислительный кластер СПбПУ.

Исследуемые рабочие лопатки (далее РЛ) закреплены на турбине посредством «елочного» замка. Общий вид РЛ ТВД изображен на рис. 1.

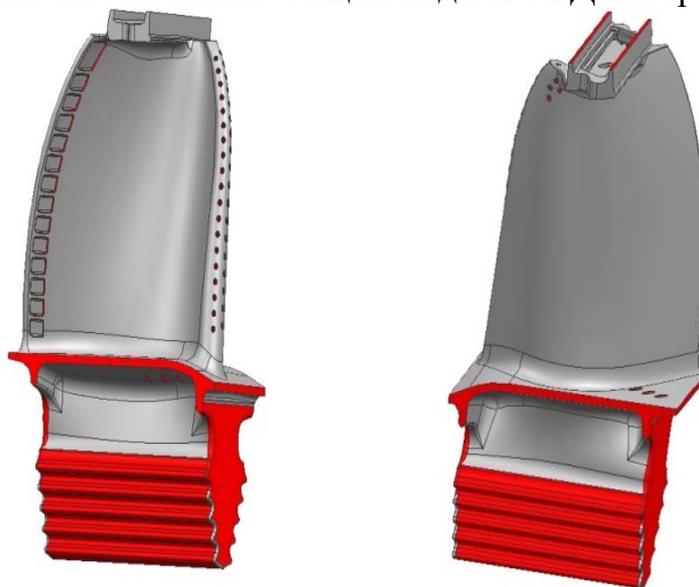


Рис.1. Общий вид исследуемой рабочей лопатки ТВД

С целью повышения вибрационной прочности и уменьшения газодинамических потерь конструкция РЛ включает бандажную полку.

Рабочие лопатки подвергаются действию центробежных сил они подвержены термической усталости, вибрации, газовой коррозии и эрозии, действию газовых нагрузок. Для надежной работы средняя температура металла лопаток не должна превышать 900 ... 1000 С. Уровень допустимых рабочих температур зависит от характеристик применяемого материала лопаток и системы их охлаждения. В рассматриваемом двигателе система охлаждения РЛ ТВД является преимущественно конвективной. Воздух подводится через два канала в замке к единой полости, выполненной внутри лопатки, что показано на рис. 2.

Внутри единой полости лопатки расположены две вихревые матрицы в передней и задней части лопатки. Входная кромка охлаждается с помощью воздуха, проходящего через два ряда отверстий перфорации. Нижняя полка лопатки охлаждается с помощью воздуха, проходящего через отверстия в ножке лопатки. В конструкции лопатки имеется верхняя полка, которая также охлаждается воздухом, проходящим через отверстия перфорации в самой полке. Выходная кромка лопатки охлаждается при помощи воздуха, проходящего через пазы, выполненные в задней части лопатки со стороны корыта.

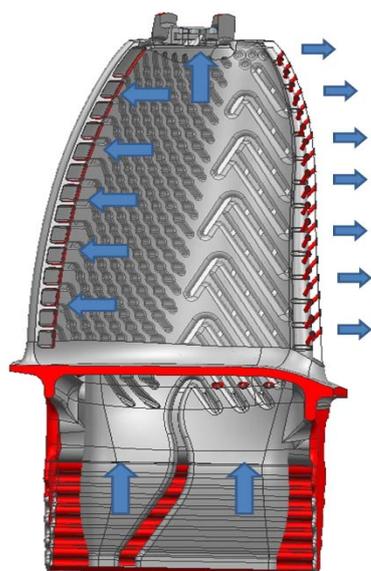


Рис. 2. Система охлаждения РЛ ТВД

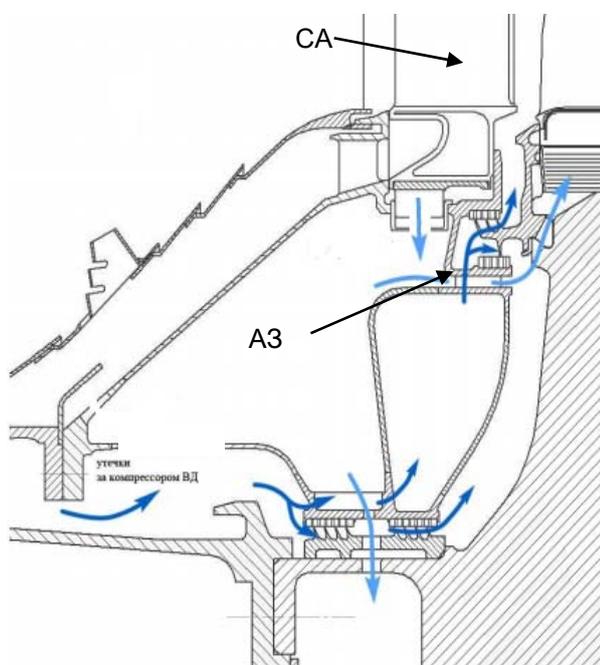


Рис. 3. Подвод охлаждающего воздуха к РЛ ТВД

Система подвода воздуха к лопатке изображена на рис. 3. Охлаждающий воздух подводится к лопатке через сопловой аппарат (СА), аппарат закрутки (АЗ) и полость между статором и диском первой ступени.

Была проведена декомпозиция модели турбины и построена ее сеточная модель. Сеточная модель двух РЛ (материал – воздух) имеет размерность порядка 14 млн. узлов и 37 млн. элементов. Тип сетки – смешанный, и состоит из тетра элементов и призматических элементов пристеночной зоны с треугольным основанием. Пристеночный слой разделён на 10 слоев.

Сеточная модель металла двух РЛ (см. рис. 4, а) также состоит из тетра элементов, но не включает в себя пристеночных призматических слоев. Как следствие, ее размер меньше: ≈ 5 млн. узлов и ≈ 23 млн. элементов.

Сеточная модель сопловой лопатки (далее СЛ) имеет размерность $\approx 2,5$ млн. узлов и ≈ 6 млн. элементов. Сетка смешанного типа состоит из тетра элементов и пристеночной зоны призматических элементов с треугольным основанием. Пристеночный слой разделён на 10 слоев.

Сеточная модель системы подвода (аппарат закрутки, наддув, междисковая полость, сопловая лопатка, нижний лабиринт) имеет размерность ≈ 12 млн. узлов и ≈ 32 млн. элементов. Сетка смешанного типа состоит из тетра элементов и пристеночной зоны призматических элементов с треугольным основанием. Пристеночный слой разделён на 10 слоев.

На рис. 4 показаны примеры разработанных сеточных моделей элементов расчетного домена РЛ для проведения тепловых и прочностных расчетов.

В качестве модели турбулентности была выбрана BSL GTM (Baseline Gamma Theta Model) модель турбулентности. В уравнение для полной энергии включен учет работы сил трения.

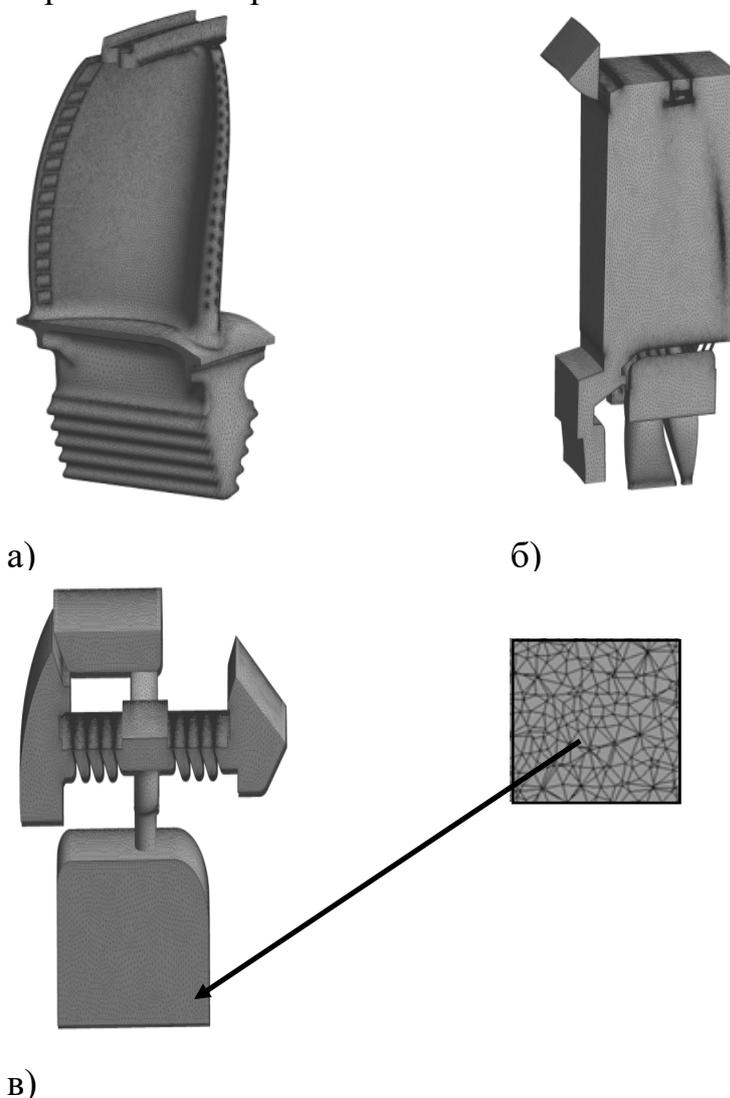


Рис. 4. Примеры сеточных моделей
а) рабочая лопатка (материал – металл); б) рабочая лопатка (материал – воздух); в)
нижний лабиринт

Результаты теплового анализа представлены на рис. 5.

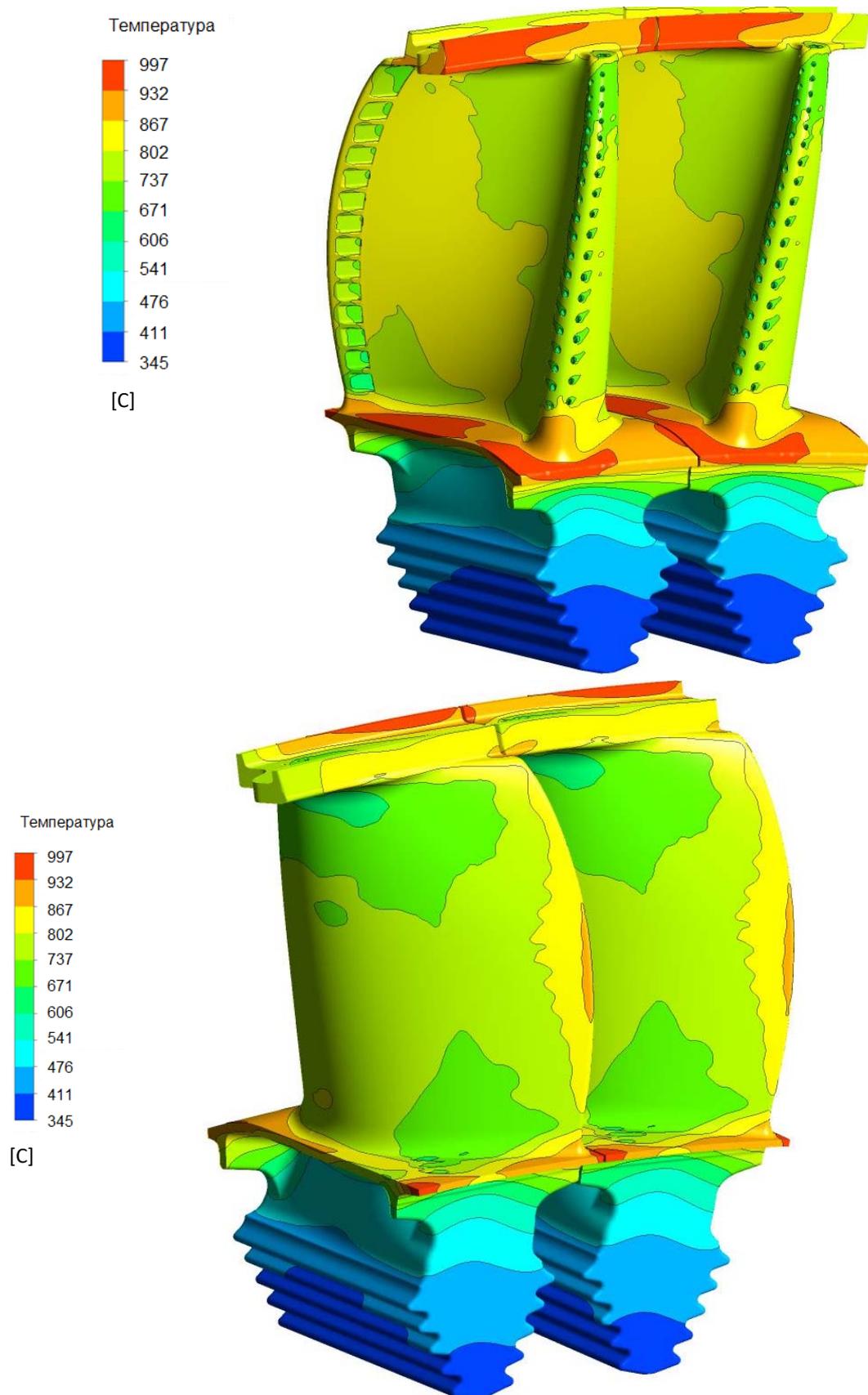


Рис. 5. Распределение температуры по поверхности металла РЛ ТВД

В результате математического моделирования было определено, что расход воздуха через РЛ ТВД составляет порядка 5 % от $G_{квд}$. Полученное значение расхода является типичным для современных охлаждаемых турбинных рабочих лопаток 1 ступени ТВД.

На рис. 6 представлена зависимость охлаждения металла РЛ в зависимости от толщины защитного покрытия.

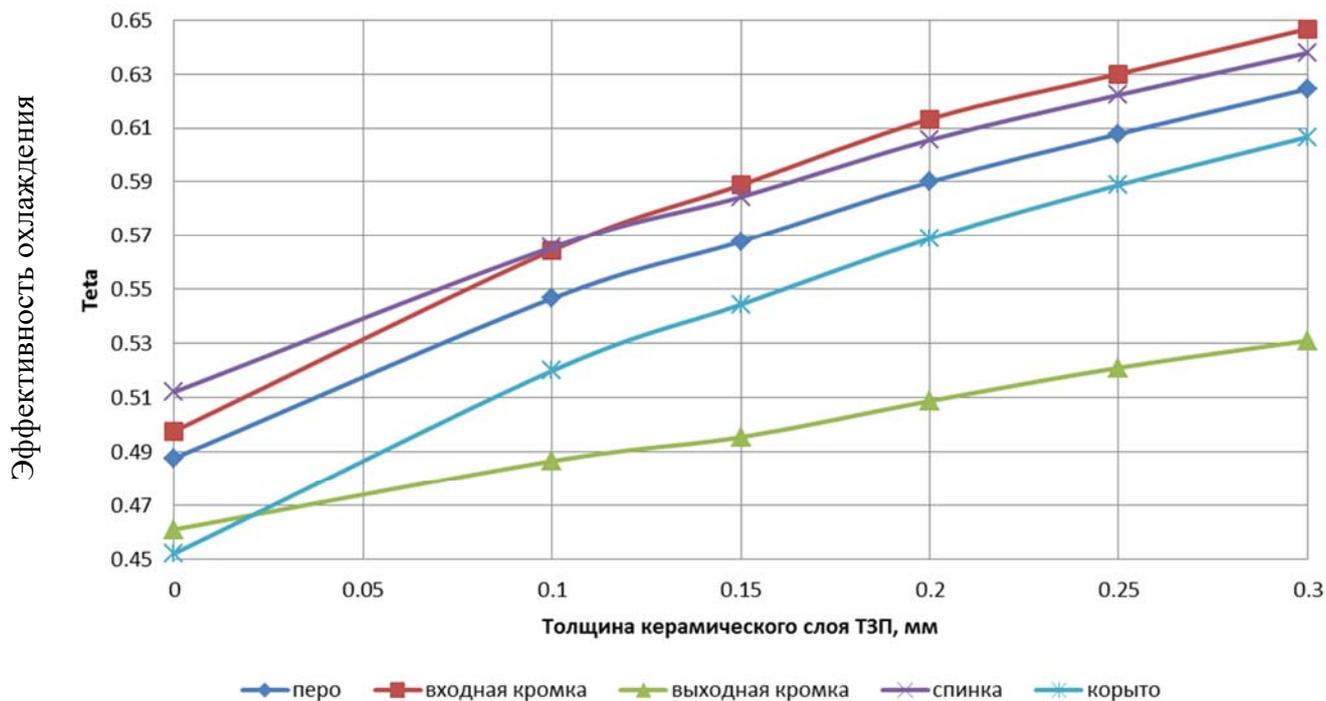


Рис. 6. Диаграмма зависимости эффективности охлаждения металла РЛ ТВД в зависимости от толщины керамического слоя ТЗП.

Расчетные напряжения в критических зонах приведены на рис. 7.

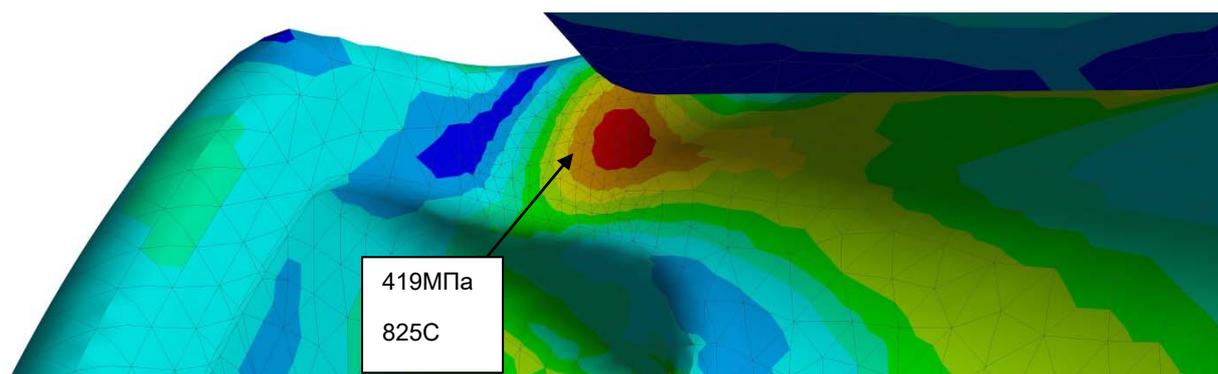


Рис. 7. Статические напряжения растяжения в РЛ ТВД

Анализ результатов показывает, что минимальный расчетный ресурс в зоне дефекта составил менее 10 000 часов, что близко к реальным условиям эксплуатации. Результаты моделирования показали, что основными причинами дефекта являются как высокий уровень растягивающих напряжений в радиусе перехода от пера к бандажной полке, связанный с высокими температурными градиентами между ними, так и высокий уровень температуры непосредственно в месте дефекта.

За счет разработки DT2 (моделирование процесса изготовления РЛ ТВД) были предложены мероприятия, для снижения температуры в зоне дефекта путем создания дополнительного конвективного и пленочного охлаждения (см. рис. 8).

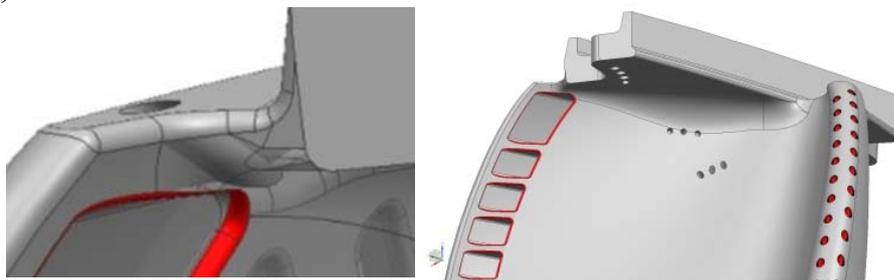


Рис. 8. Варианты модификация конструкции РЛ ТВД

Благодаря разработанным подходам оптимизации теплового состояния РЛ удалось увеличить расчетный ресурс лопатки минимум в 3 раза без изменения её материала и толщины керамического покрытия (см. рис. 9).

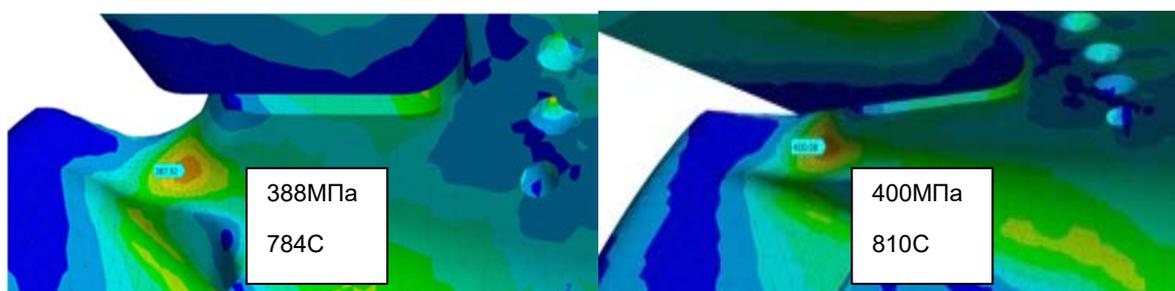


Рис. 9. Статические напряжения растяжения в РЛ ТВД с измененной геометрией

АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ УЛУЧШЕНИЕ СОПЛОВОГО АППАРАТА ТУРБИНЫ С РЕЗКИМ РАСКРЫТИЕМ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НА ПЕРИФЕРИИ

Б.И. МАМАЕВ, А.В. СТАРОДУМОВ, С.А ПОЛУБОЯРИНОВА

(ОКБ им. А. Люльки, филиал ПАО «УМПО», г. Москва)

Сопловые аппараты промежуточных ступеней современных турбин часто имеют значительное меридианное раскрытие по периферии. Известны рекомендации, по которым средний угол конусности концевой обвода γ (рис. 1) не должен превышать $\sim 20^\circ$ [1]. Но в действительности угол γ может превысить 30° , а максимальное значение γ_m при S-образном обводе может быть больше 40° . Слишком большие углы γ ведут к увеличению как профильных, так и вторичных потерь. В [2] отмечается, что снижение КПД ступени из-за резкого раскрытия проточной части может превышать 10% (абсолютных). В силу сказанного представляет большой интерес изучение влияния меридианного раскрытия проточной части на структуру потока и

потери энергии, а также поиск способов улучшения аэродинамических характеристик сопловых аппаратов, имеющих подобное раскрытие.

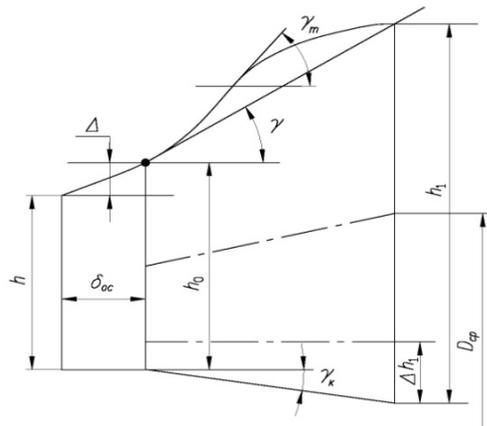


Рис. 1. Схема проточной части соплового аппарата

Как известно, например, [3], современные расчетные методы исследования плоского и пространственного потока в лопаточных решетках являются наиболее простым и надежным способом оценки качества лопаточных решеток. Этот способ с методом расчета [4] и был использован в настоящей работе.

Для изучения был выбран сопловой аппарат второй ступени авиационной турбины. Его высота $h_1 = 113,7$ мм, перекрыша $\Delta = 3$ мм, отношение $D_{1cp} / h_1 = 6,1$, осевой зазор за первой ступенью $\delta_{ос} = 30,5$ мм и двухстороннее раскрытие с значениями $h_1 / h_0 = 1,52$, $\gamma \approx 24^\circ$, $\gamma_m = 34,6^\circ$, $\gamma_k = 9,9^\circ$ (рис. 1). Геометрические параметры решеток и параметры потока в них на расчетном режиме работы для трех контрольных сечений лопатки представлены ниже (табл.1).

Таблица 1

Параметры решеток соплового аппарата

$\overline{\Delta h}_1$	0,08	0,34	0,74
$\alpha_0, ^\circ$	102	115	117
λ_1	1,15	1,02	0,83
$b, \text{ мм}$	76,3	92,2	114
$c, \text{ мм}$	13	13	13
$d_0, \text{ мм}$	8,8	9,1	9,2
$d_1, \text{ мм}$	0,65	0,67	0,7
\bar{t}	0,68	0,62	0,57
$\alpha_{0к}, ^\circ$	120	122	127
$\alpha_{1эф}, ^\circ$	22,4	21,7	20,4
$\delta, ^\circ$	12,6	13,5	14

В ней: $\overline{\Delta h} = \Delta h_1 / h_1$, b – хорда, t – шаг решетки, $\bar{t} = t/b$, d_0 , d_1 – толщины входной и выходной кромок, c – толщина профиля, $\alpha_{0к}$ – конструктивный угол входа, $\alpha_{1эф}$ – эффективный угол выхода, $\alpha_{1эф} = \arcsin a_1/t$, a_1 – горло, δ – угол отгиба спинки, α_0 , α_1 – углы входа и выхода потока, λ_0 – приведенная скорость входа потока, λ_1 – приведенная изоэнтропическая скорость выхода.

Как видно из таблицы, все решетки в аппарате одного типа с соответственно близкими значениями $\alpha_{0к}$, $\alpha_{1эф}$, δ , \bar{t} , d_0 , d_1 и c . Поэтому по расчету 3D течения характер влияния раскрытия на распределения скорости и их количественные изменения близки для всех трех решеток. С учетом этого далее будут рассматриваться результаты расчетов и сравнений только для решеток, составленных из профилей периферийного сечения при $\overline{\Delta h} = 0,74$. Тем более, что согласно [2, 3] основная причина снижения экономичности ступени при раскрытии ее проточной части по периферии обычно заключается в резком ухудшении обтекания профилей именно в периферийной зоне.

Расчеты течения в плоской решетке из периферийных профилей показали в целом удовлетворительное распределение скоростей λ (\bar{S} – относительная криволинейная координата вдоль обвода профиля): скорости на профиле $\lambda < 1$ и умеренное значение фактора выходной диффузорности $D_e = (\lambda_{max} - \lambda_1) / \lambda_1 \approx 0,08$ (рис. 2). При степени начальной турбулентности $E_0 = 8\%$ получено значение коэффициента профильных потерь $\zeta_{пр} = 0,031$.

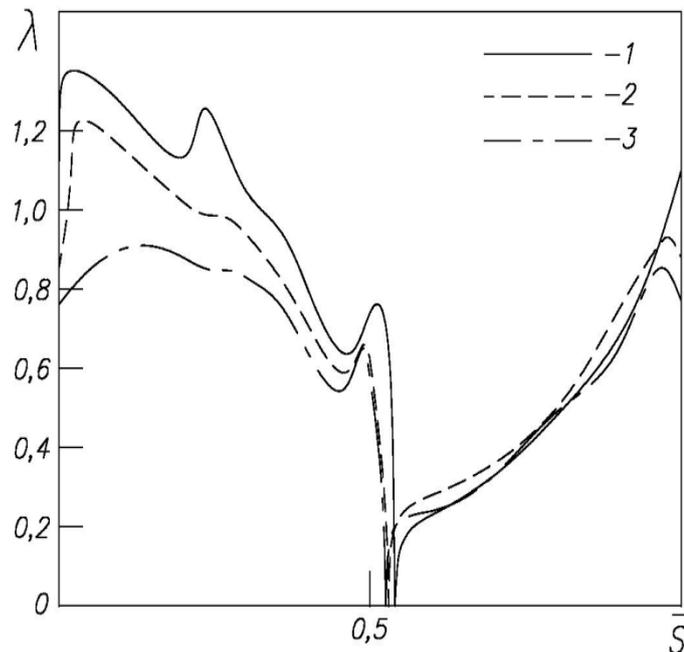


Рис. 2. Распределение чисел λ по профилям соплового аппарата в плоском потоке.
 1 – корневое сечение при $\alpha_0 = 102^\circ$ и $\lambda_1 = 1,15$; 2 – среднее сечение при $\alpha_0 = 115^\circ$ и $\lambda_1 = 1,02$; 3 – периферийное сечение при $\alpha_0 = 117^\circ$ и $\lambda_1 = 0,83$

Чтобы оценить влияние меридианного раскрытия, была спроектирована прямая решетка с высотой $h_1 = 113,7$ мм и отношением $h_1/h_0 = 1,33$, соответствующим раскрытию только по наружной стенке, и с перекрышей на входе $\Delta = h_0 - h = 3$ мм или $\bar{\Delta} = \Delta/h_0 = 3,5\%$, где h – высота подводящего канала (рис. 3, вариант 1).

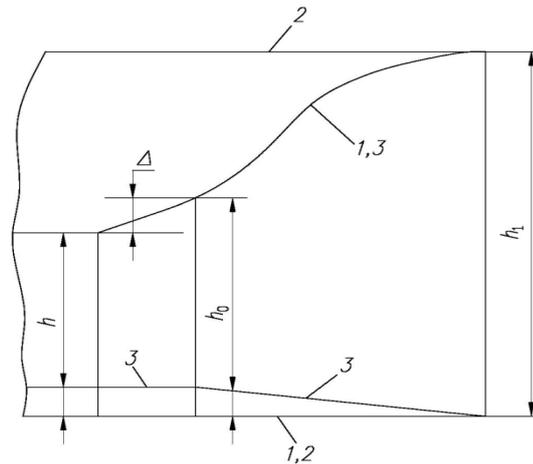


Рис. 3. Схемы прямых решеток. 1 – с переменной высотой канала, профилированной наружной стенкой и $\Delta = 3$ мм; 2 – с постоянной высотой канала h_1 ; 3 – с переменной высотой канала, профилированной наружной стенкой, $\Delta = 3$ мм и конусной внутренней стенкой

Профили лопаток этой решетки соответствовали периферийному сечению сопловой лопатки из таблицы. Контур наружной стенки в решетках первого варианта повторял контур периферийного обвода соплового аппарата. Второй вариант имел плоскую наружную концевую стенку, обеспечивающую постоянную высоту лопаток $h_0 = h_1 = 113,7$ мм.

Влияние раскрытия на обтекание решетки объясняется в основном действием двух факторов: 1) увеличением скорости входа λ_0 по сравнению со скоростью в плоской решетке при одинаковом значении скорости выхода λ_1 ; 2) пространственными эффектами, возникающими при изменении высоты межлопаточного канала. Очевидно, действие этих факторов усиливается с ростом отношения h_1/h_0 .

Влияние раскрытия по периферии можно установить, сравнивая распределение чисел λ_1 на рис. 2 и 4.

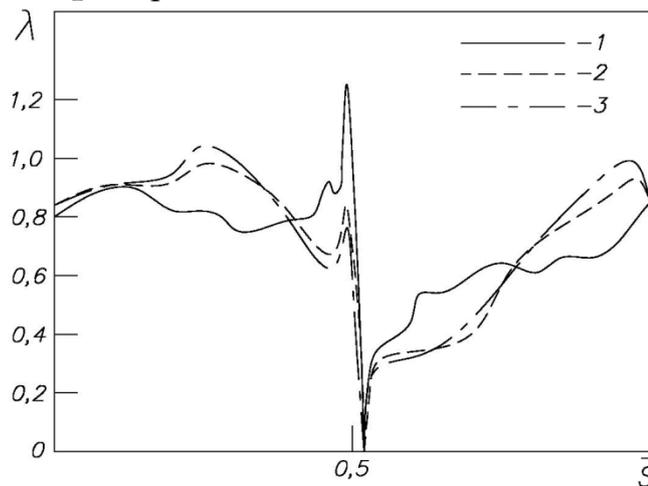


Рис. 4. Распределение скорости по периферийному профилю в решетке с профилированной наружной стенкой, переменной высотой канала и $\Delta = 3$ мм при $\alpha_0 = 117^\circ$ и $\lambda_1 = 0,83$ в разных сечениях. 1 - $\overline{\Delta h} = 0,74$ (у наружной стенки); 2 - $\overline{\Delta h} = 0,34$; 3 - $\overline{\Delta h} = 0,08$ (у внутренней стенки)

Из них видно, что влияние особенно сильно в зоне у наружной ограничивающей стенки, где изменяется даже характер обтекания решетки: на спинке за пиком скорости вблизи входной кромки возникает диффузорно-конфузорное течение почти до самой выходной кромки. При этом сам пик скорости у кромки сильно возрастает (до $\lambda = 1,25$). Такая картина с интенсивным торможением потока за пиком и последующим участком приблизительно постоянной скорости весьма характерна для отрывного течения. Фактор De мало меняется: наблюдается торможение с $\lambda \approx 0,9$ до $0,83$ в обоих случаях плоской и прямой решетки. Потери в среднем по высоте сечении прямой решетки составили $\zeta = 0,054$, что на $0,023$ больше, чем коэффициент $\zeta_{пр}$ в плоской решетке.

Из сравнения рис. 2 и 4 видно, что влияние раскрытия распространяется на всю высоту лопатки, ослабевая с удалением от наружной концевой стенки. В среднем и внутреннем сечениях характер обтекания профилей не меняется по сравнению с плоской решеткой, но растут уровни скорости на обеих сторонах профиля. Коэффициент суммарных потерь стал равен $\zeta = 0,062$, что больше, чем $\zeta = 0,049$ в прямой решетке без раскрытия с $h_1 = 113,7$ мм.

Дополнительное раскрытие по внутренней концевой стенке (рис. 3) не меняет характер обтекания профилей по сравнению с односторонним раскрытием во всех сечениях по высоте лопатки (см. рис. 5).

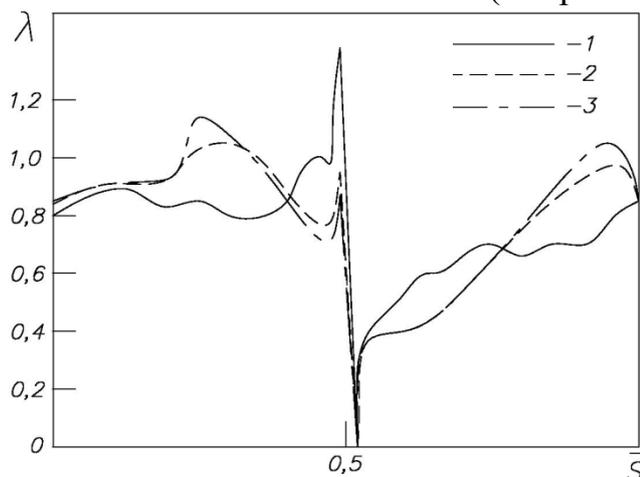


Рис. 5. Распределение скоростей по периферийному профилю прямой решетки с двухсторонним раскрытием проточной части при $\alpha_0 = 117^\circ$ и $\lambda_1 = 0,83$ в разных сечениях.
1 - $\Delta h = 0,74$; 2 - $\Delta h = 0,34$; 3 - $\Delta h = 0,08$

Вместе с тем, заметно возрастают скорости на профиле и интенсивности торможения потока на диффузорных участках. Значение коэффициента суммарных потерь ζ растет до $0,074$.

Таким образом, в рассмотренной решетке с двусторонним раскрытием проточной части по сравнению с решеткой такой же высоты h_1 , но без раскрытия, коэффициент потерь вырос на $0,025$. Такому росту потерь в сопловом аппарате соответствует снижение КПД на $\sim 1,5$ % в ступени с реактивностью $0,4$.

На основе полученных результатов расчета можно заключить, что значительное снижение КПД ступени связано с увеличением потерь в

сопловом аппарате с раскрытием проточной части, вследствие увеличения скоростей обтекания профилей и возникающих при этом диффузорных эффектов, в особенности в концевых сечениях лопаток. Это вполне согласуется с выводами, сделанными из опытов в [2].

В [3] утверждается, что рациональное сочетание перекрыши на входе в сопловой аппарат и формы концевой поверхности в его пределах может дать значительный положительный эффект. При этом, как отмечено в [2, 3], в осевом зазоре достаточной ширины δ_{oc} обеспечивается радиальная подстройка потока на входе в аппарат и закрутка потока препятствует его отрыву от концевой поверхности. С учетом этих соображений было исследовано влияние перекрыши и формы концевой стенки на течение и потери в прямой решетке из профилей периферийного сечения соплового аппарата с раскрытием проточной части, как в варианте 1 на рис. 3.

Была исследована решетка при $\alpha_0 = 117^\circ$ и $\lambda_1 = 0,83$ и изменении значения $\bar{\Delta}$ от 0 (при $h_0 = 82,8$ мм) до 10,3 % (максимальное абсолютное значение перекрыши было 9,5 мм). Понятно, что увеличение Δ позволяет получить концевой контур с меньшим изменением кривизны по его длине и с меньшим углом конусности γ (например, при $\Delta = 0$ угол $\gamma_m = 37^\circ$, а при максимальном значении Δ этот угол был равен приблизительно 18°).

Из сравнения эпюр скорости на рис. 4, 7 и 8 видно, что увеличение перекрыши улучшает течение у наружной стенки. Сначала при изменении Δ от 0 до 5 мм ($\bar{\Delta} = 5,7$ %, угол $\gamma = 22^\circ$) характер обтекания лопатки по всей ее высоте не изменяется, но на обеих сторонах профиля снижается общий уровень скоростей, а также заметно уменьшается протяженность диффузорных участков и степень торможения потока на них. При этом изменении Δ значение ζ снижается на 0,009.

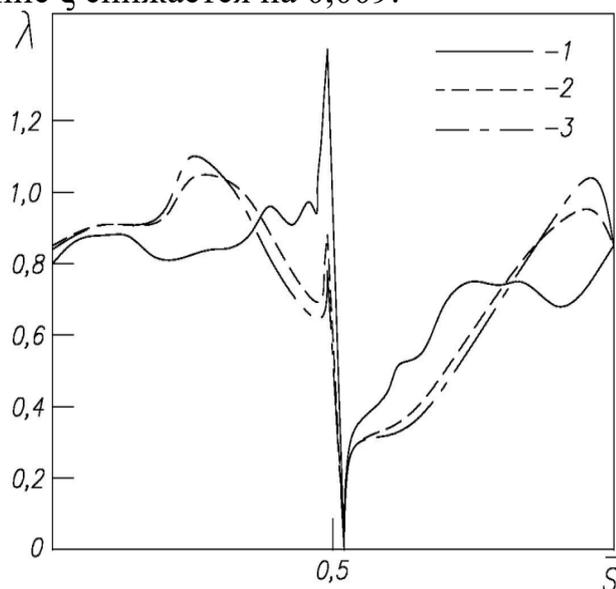


Рис. 7. Распределение скоростей по профилю прямой решетки с $\Delta = 0$. 1 – у наружной стенки; 2 – в среднем сечении; 3 – у внутренней стенки

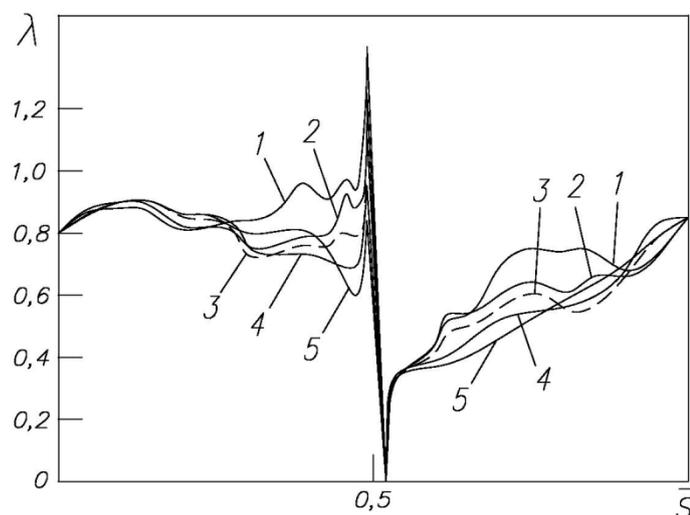


Рис. 8. Распределение скоростей по профилю прямой решетки в сечении у наружной стенки ($\bar{\Delta h} = 0,74$) при разных значениях Δ : 1 – $\Delta = 0$, 2 – 3 мм, 3 – 5 мм, 4 – 7,3 мм, 5 – 9,5 мм

При $\Delta \geq 7,3$ мм ($\bar{\Delta} \geq 8,1$ %, $\gamma \leq 20,5^\circ$) обтекание передней части профиля в концевой зоне у стенки изменяется коренным образом. На спинке после снижения скорости за ее пиком вблизи кромки исчезает протяженный диффузорный участок, а на корыте поток ускоряется от входной до выходной кромки (рис. 8), т. е. характер обтекания приближается к тому, что был в плоском потоке (см. рис. 2). При $\Delta = 7,3$ мм по сравнению с $\Delta = 5$ мм коэффициент ζ снижается еще на 0,003. При дальнейшем увеличении перекрыши до 9,5 мм течение продолжает улучшаться, хотя и без заметного уменьшения коэффициента профильных потерь.

По расчету увеличение перекрыши ведет к некоторому улучшению течения на спинке и в остальных сечениях по высоте лопатки, в которых характер обтекания не меняется, но снижаются пики скорости вблизи входной кромки. При этом обтекание корыта практически не изменяется (см. рис. 4, 7, 8).

Расчеты течения в решетке не выявили большого влияния изменения формы S -образного концевой обвода. Но оказалось, что повышение кривизны и угла конусности обвода на входном его участке несколько повышает потери.

Таким образом, увеличение перекрыши до 7 - 9 мм со снижением угла конусности концевой стенки γ с 26 до $\sim 18^\circ$ является по расчету эффективным средством улучшения аэродинамических характеристик сопловой решетки.

Выбранные значения угла входа $\alpha_{0к} = 120 - 127^\circ$ (см. таблицу), создающие в работе положительные углы атаки, не являются оптимальными. Поэтому были спроектирована прямая решетка периферийного сечения, отличающиеся от исходной решетки в основном лишь уменьшенным углом $\alpha_{0к} = 90^\circ$. Очевидно, в данном случае уменьшение угла $\alpha_{0к}$ повышало геометрическую конфузурность решетки и уменьшало ее чувствительность к изменению угла атаки.

Результаты расчета прямой решетки из профилей с $\alpha_{0к} = 90^\circ$ показали, что уменьшение угла $\alpha_{0к}$ значительно улучшает характер течения.

На спинке профиля: в зоне около стенки исчезает сверхзвуковой пик скорости вблизи входной кромки и за ним сокращается участок слабого изменения скорости; на корыте, в средней его части, фактически исчез участок диффузорного течения (при $\bar{S} = 0,76 - 0,81$ на рис. 4). В остальных сечениях решетки на спинке так же пропали пики скорости вблизи кромки. Естественно, вблизи кромки выросли немного пики со стороны корыта. Как итог коэффициент суммарных потерь ζ снизился на 0,013.

Таким образом, в рассматриваемом венце уменьшение угла $\alpha_{0к}$ по всей высоте лопатки может стать дополнительным средством повышения КПД ступени.

На основании выполненного исследования можно заключить следующее:

1. Распределение скоростей по профилю в решетке, которая обтекается потоком в лопаточном венце с меридианным раскрытием проточной части, существенно отличается от распределения скоростей в той же решетке, обтекаемой плоским потоком. При этом решетка, в которой имеется гидродинамически целесообразное распределение скоростей в плоском потоке, в пространственном потоке лопаточного венца будет иметь существенно ухудшенное распределение, возможно, со сверхзвуковыми зонами и протяженными участками интенсивного торможения, и, как следствие, увеличенные потери энергии. Очевидно, эти различия объясняются не только возросшей скоростью на входе в венец, но и пространственными эффектами.

2. Увеличение периферийной перекрыши на входе в сопловой венец, ведущее к снижению углов конусности периферийного обвода и увеличению геометрической конфузурности межлопаточного канала, может стать эффективным средством улучшения течения и снижения потерь в венце.

Список литературы

1. Копелев С.З. Проектирование проточной части турбин авиационных двигателей. М.: Машиностроение, 1984.
2. Гаркуша А.В. Аэродинамика проточной части паровых турбин. М.: Машиностроение, 1983.
3. Топунов А.М., Тихомиров Б.А. Управление потоком в тепловых турбинах. Л.: Машиностроение, 1983.
4. Иванов М.Я., Крупа В.Г. Неявный нефакторизованный метод расчета турбулентного течения вязкого теплопроводного газа в решетках турбомашин // Журнал вычислительной математики и математической физики / 1991. Том 3, № 5. С. 754- 766.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ СОПЛОВЫХ ЛОПАТОК ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТУРБИН

С.И. СЕНДЮРЕВ, Н.Ю. САМОХВАЛОВ, С.В. БАЖИН
(АО "ОДК-Авиадвигатель", г. Пермь)

Сопловые лопатки современных двигателей работают в крайне тяжелых условиях: температура газа выше 2100 К, перепад давлений между охлаждающим воздухом и газом до 15 кгс/см², скорости газового потока свыше 400 м/с. При этом требования к ресурсу лопаток и температуре газа перед турбиной постоянно растут. Организация охлаждения и обеспечения работоспособности сопловых лопаток в таких условиях является сложной и нетривиальной задачей.

В процессе работы возможны повреждения сопловых лопаток практически на всех участках трактовых поверхностей. Для каждого участка профиля сопловой лопатки имеются оптимальные соотношения конвективного и пленочного охлаждения. Это требует применения индивидуального подхода к охлаждению.

В АО «ОДК-Авиадвигатель» используются одномерные, двумерные, квази-трехмерные и трехмерные методики определения теплового состояния деталей турбины. Все эти модели используются для прикидочных проектировочных расчетов деталей турбин. При этом, одномерные и двумерные методики постоянно увязываются с самыми современными трехмерными методиками расчета и результатов испытаний и эксплуатации, на основе которых происходит усовершенствование этих методик. С 2014 года после длительной идентификации и верификации на основе результатов испытаний и эксплуатации двигателей и наземных установок для детального определения температурного состояния деталей турбин и точной их доводки используются численные трехмерные CFD-методики.

Для двигателя ПС-90А2 была спроектирована сопловая лопатка первой ступени ТВД на основе квази-трехмерных методик.

В процессе длительных горячих испытаний (максимальная температура газа на выходе из камеры сгорания составила 2317 К) сопловые лопатки первой ступени двигателя ПС-90А2 получили различные повреждения в виде прогаров на входной кромке (рис. 1), мелких обгораний по полке и необратимой деформации спинки (рис. 2).

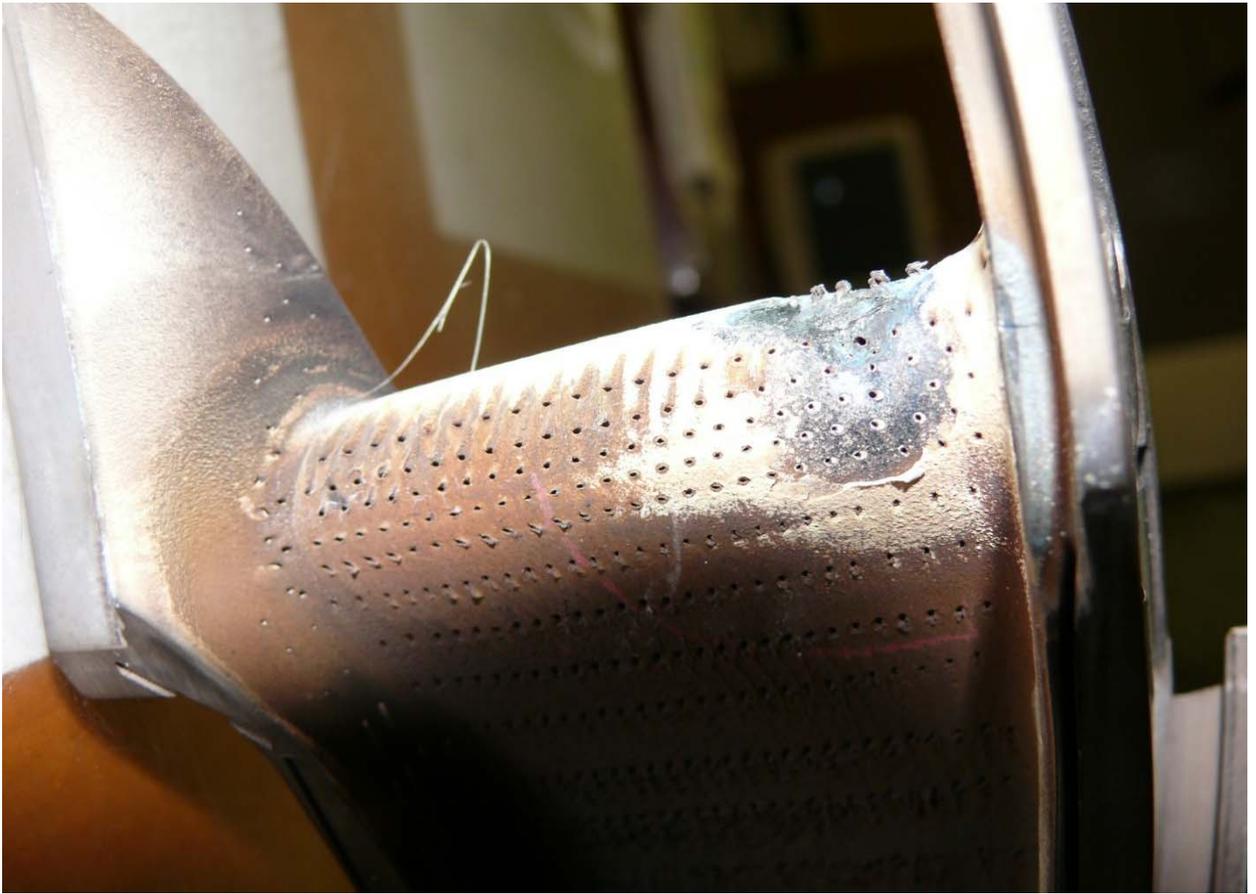


Рис. 1. Прогар входной кромки.



Рис. 2. Деформация спинки.

На базе этих же методик была спроектирована модифицированная сопловая лопатка первой ступени. Основными ее отличиями являются (рис. 3):

- трехполостная схема охлаждения, призванная более эффективно распределять охлаждающий воздух и обладающая большей жесткостью, для предотвращения деформаций;
- сужающаяся передняя полость для равномерного распределения охлаждающего воздуха по входной кромке и увеличения перепада между воздухом и газом.

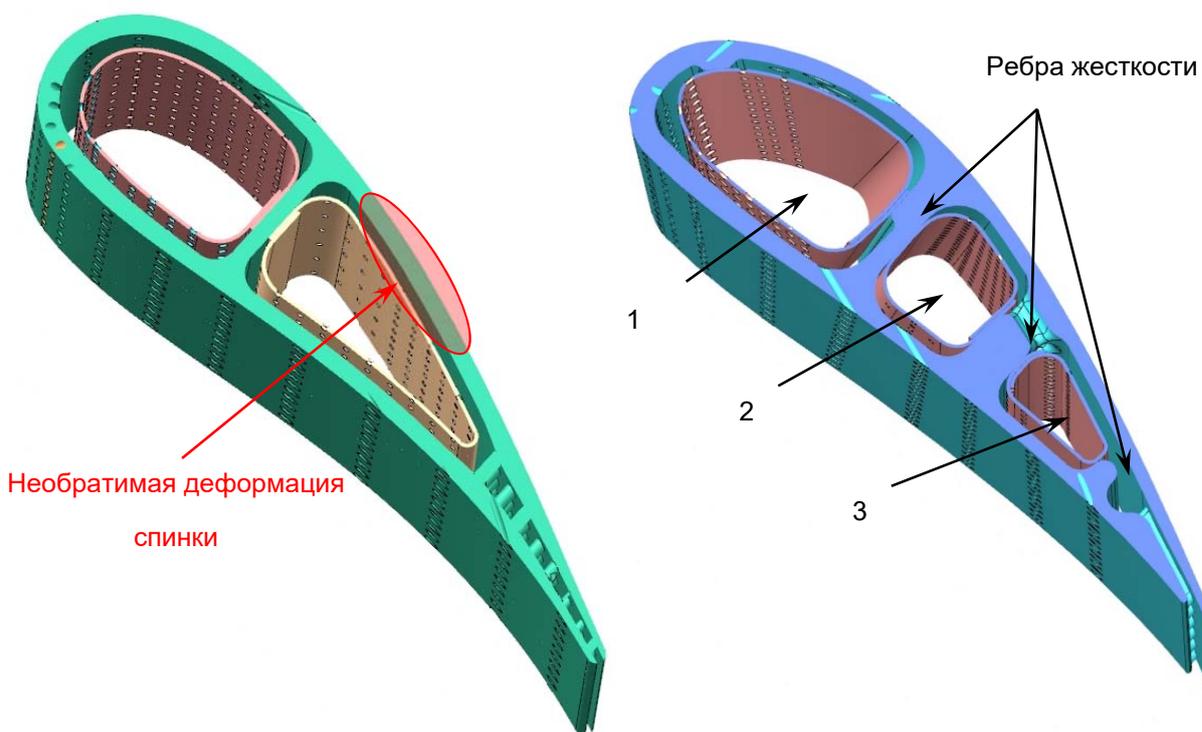


Рис. 3. Сравнение конструкций лопаток исходной (слева) и модифицированной (справа) конструкций двигателя ПС-90А2: 1, 2, 3 – внутренние полости лопатки.

Для проверки получившейся конструкции новая лопатка была установлена на наземную энергетическую газотурбинную установку мощностью 25 МВт. В процессе работы, выяснилось, что повреждения входной кромки и спинки лопатки удалось устранить, однако, были выявлены новые повреждения: прогары полок, спинки в переходе к входной кромке, повреждения ТЗП на корыте и деформации выходных кромок с последующим обгоранием (рис. 4).



Рис. 4. Повреждения модифицированной сопловой лопатки

Для выявления причин таких повреждений была проведена работа по детальному определению температурного состояния и течения газа и воздуха в сопловой лопатке. Кроме того, выяснилось, что неравномерность газового

потока за камерой сгорания ГТЭ значительно отличается от неравномерности за авиационной камерой сгорания, из-за чего максимальная температура газа на входе в турбину может достигать 2447 К.

Для расчетов использовался трехмерный CFD-пакет Ansys CFX, в основе которого лежит решение систем уравнений Навье-Стокса методом конечных объемов с неявным алгоритмом интегрирования, который позволяет проводить совместные тепло-газодинамические расчеты. Была подготовлена подробная конечно-элементная сетка, которая описывает всю систему охлаждения лопатки со всеми отверстиями перфорации в пере и дефлекторе и систему подвода охлаждающего воздуха. Размер сетки – 125 миллионов элементов. Модель турбулентности SST_GTM. Расчет проводился с учетом ТЗП и максимальной окружной неравномерности температуры газа на входе в турбину. Граничными условиями по газу являются: эпюра полного давления на выходе из КС, эпюра полной температуры газа с учетом окружной неравномерности из КС, эпюра статического давления на выходе из турбины, температура воздуха и давление в подводе системы охлаждения с учетом потерь в КС. Расчетная схема представлена на рис. 5.

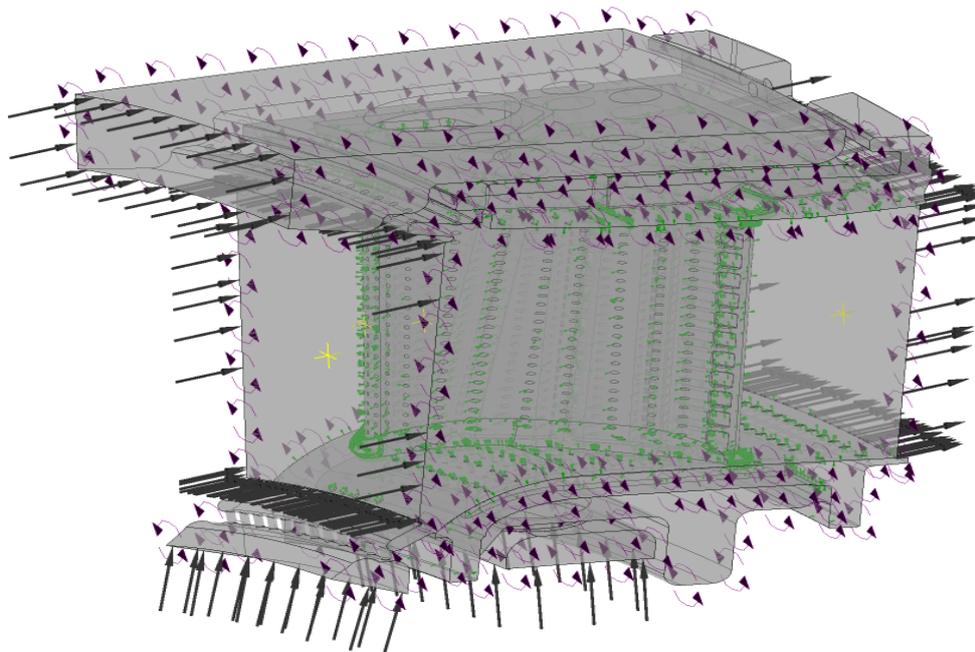


Рис. 5. Расчетная схема СЛ1.

Для исключения повреждений в конструкцию СЛ1 были внесены следующие изменения:

- Для исключения прогаров на спинке добавлен ряд перфорации на входную кромку со стороны спинки;
- Для исключения обгорания ТЗП на корыте между последним рядом перфорации и выходной кромкой добавлен ряд перфорации на корыто ближе к выходной кромке;
- Для исключения температурных повреждений полок кардинально пересмотрена схема пленочного охлаждения полок;

- Для исключения отгибов выходных кромок добавлены ребра жесткости на «флажок» выходной кромки.

На рис. 6...8 представлены изменения в конструкции СЛ1.

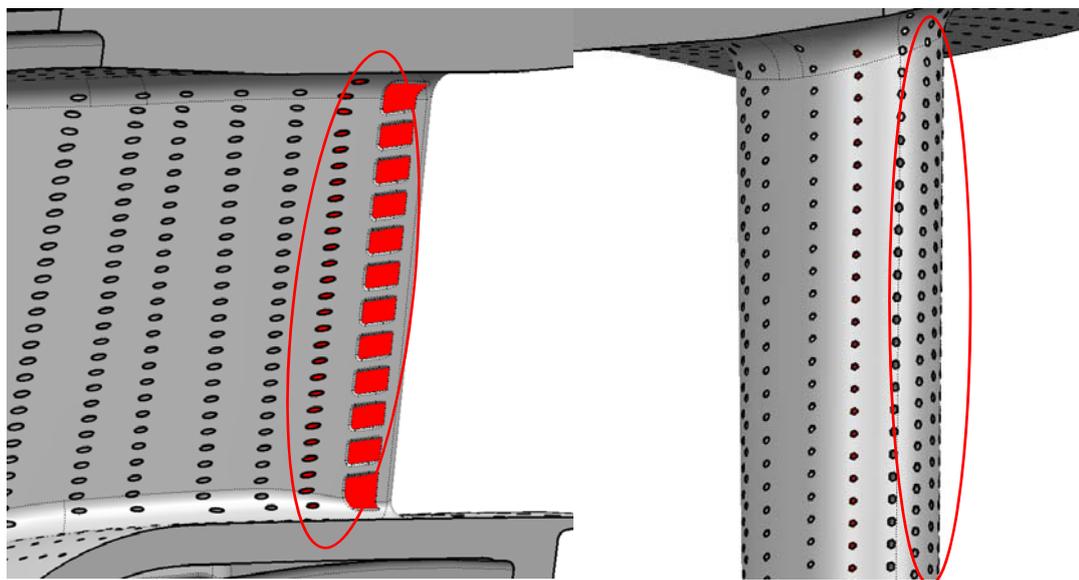


Рис. 6. Модификация пера СЛ1. Добавлен ряд перфорации и перемычки на «флажке» выходной кромки (слева) и ряд перфорации на входной кромке со стороны спинки (справа).

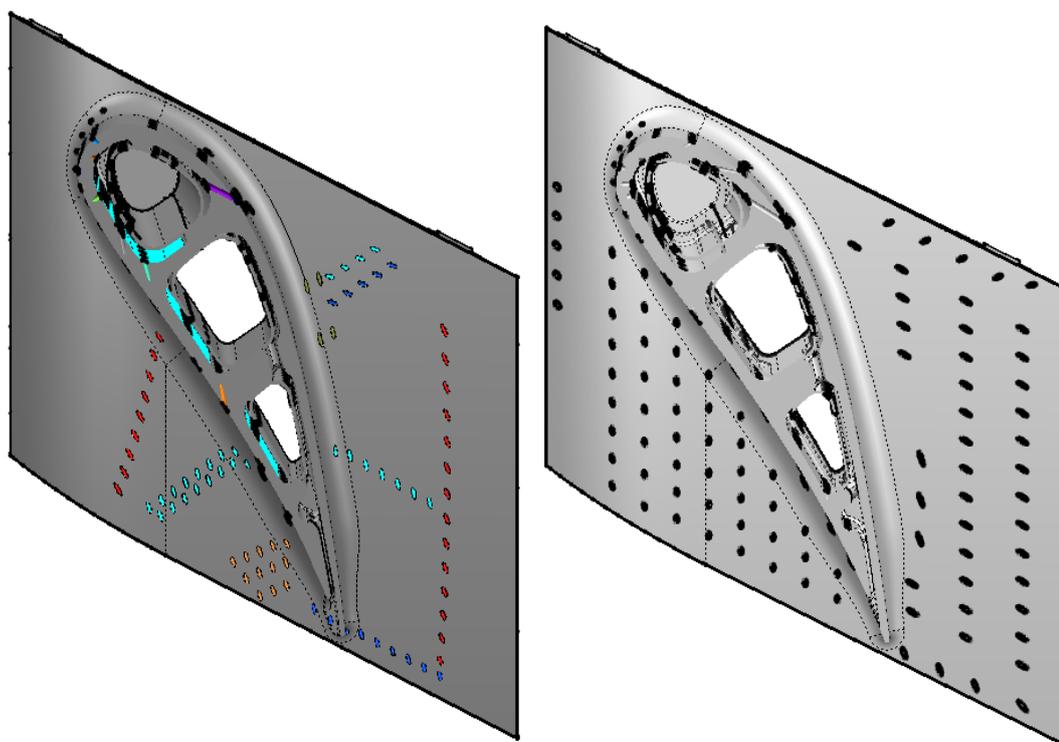


Рис. 7. Сравнение перфорации внутренней полки серийной (слева) и модифицированной (справа) СЛ1.

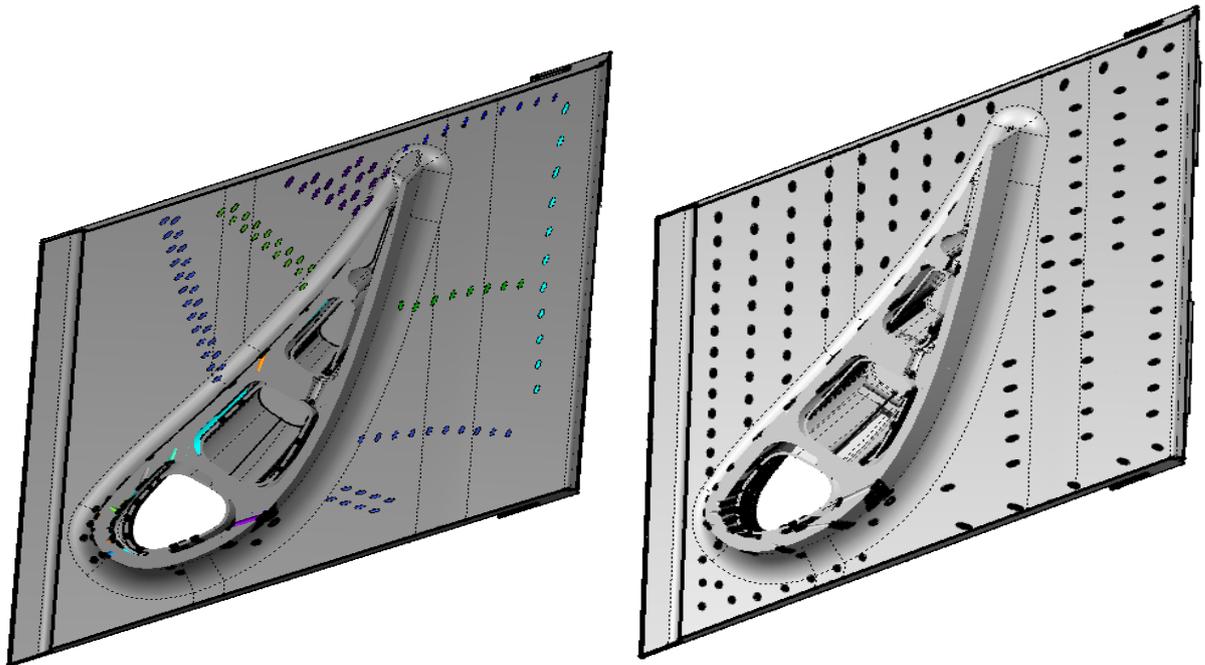


Рис. 8. Сравнение перфорации наружной полки серийной (слева) и модифицированной (справа) СЛ1.

На рис. 9...12 представлены результаты расчетов.

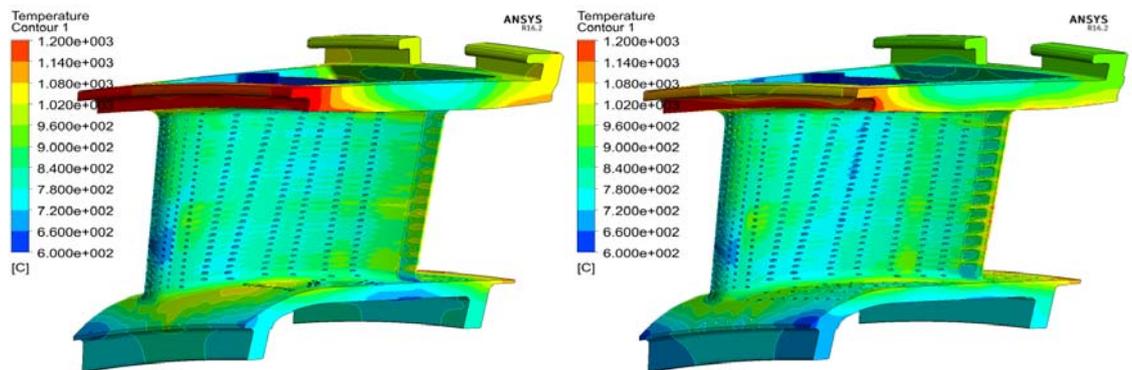


Рис. 9. Температурное поле поверхности серийной (слева) и модифицированной (справа) СЛ1 со стороны корыта.

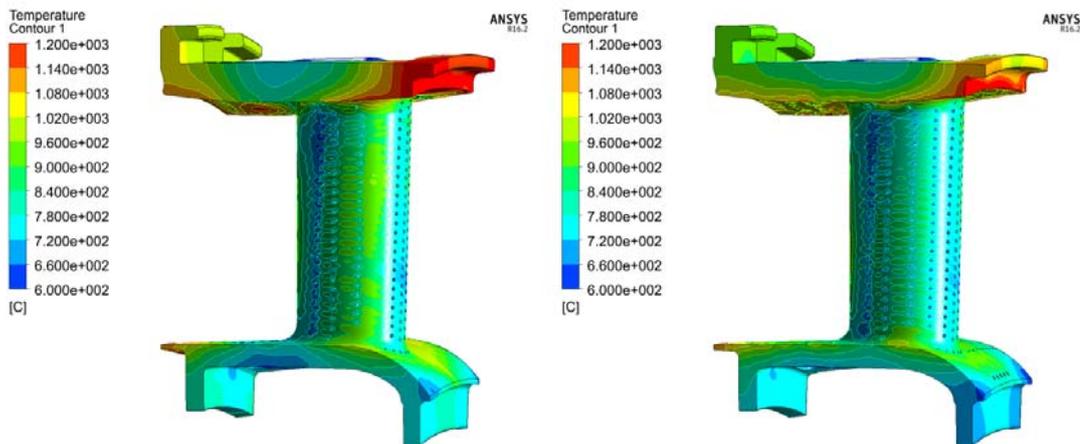


Рис. 10. Температурное поле поверхности серийной (слева) и модифицированной (справа) СЛ1 со стороны спинки.

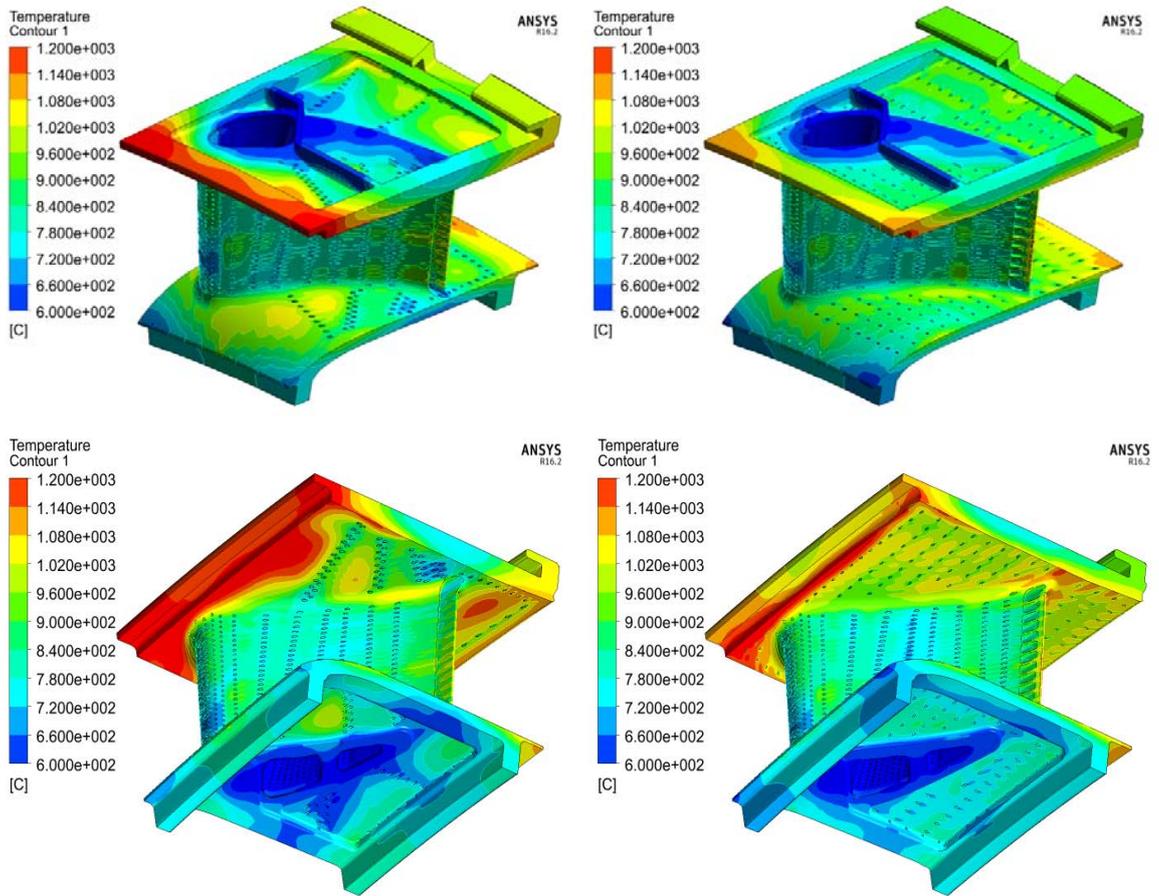


Рис. 11. Температурное поле поверхности внутренней (сверху) и наружной (снизу) полков серийной (слева) и модифицированной (справа) СЛ1 со стороны корыта.

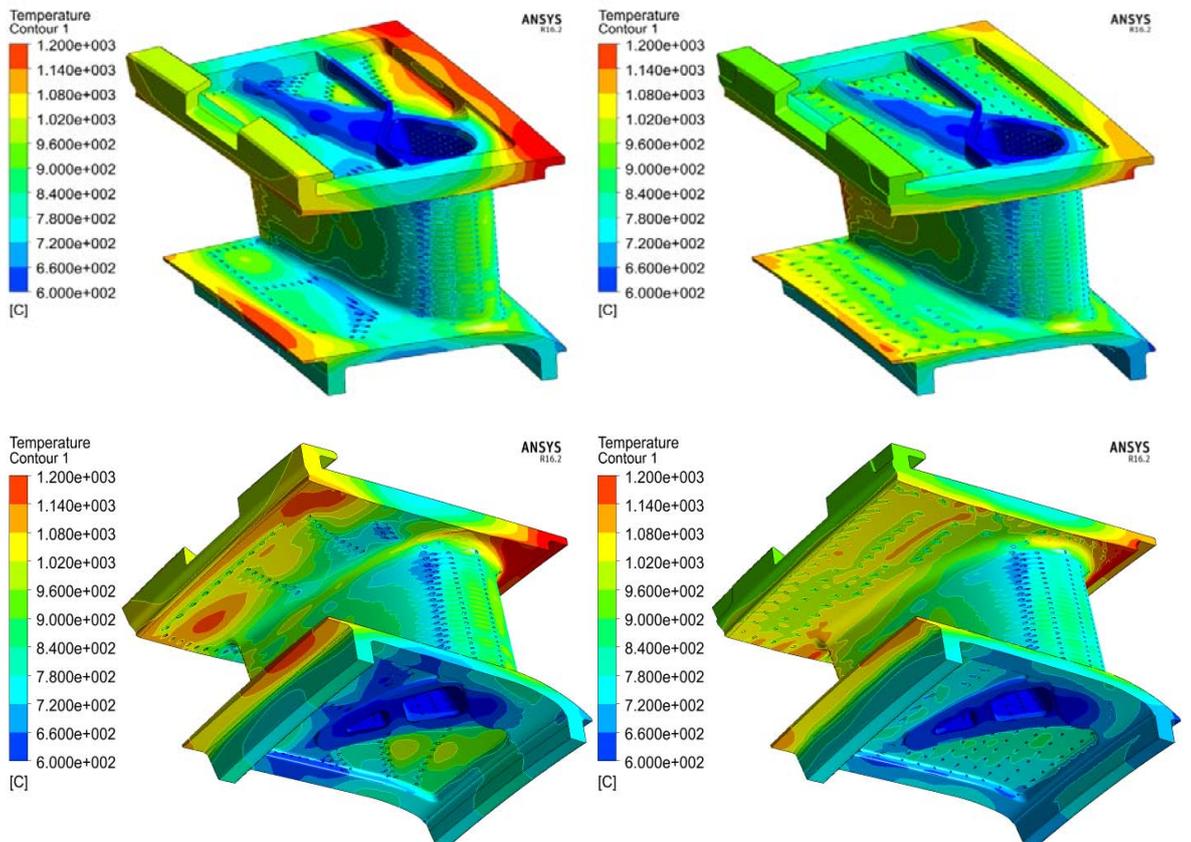


Рис. 12. Температурное поле поверхности внутренней (сверху) и наружной (снизу) полков серийной (слева) и модифицированной (справа) СЛ1 со стороны спинки.

В таблице 1 представлено сравнение общих характеристик сопловых лопаток.

Таблица 1.

	Исходная	Серийная	Модифицированная
$G_{охл}$, % от $G_{квд}$	12.7	10.05	10.42
$\Theta_{ср}$	0.73	0.7885	0.81

Сравнение результатов теплового расчета сопловых лопаток серийной и модифицированной конструкций показывает, что в модифицированном варианте значительно (от 30 до 145°C) уменьшается температура в местах повреждений на пере лопатки. Средняя температура пера лопатки уменьшается на 10...15°C. Значительно уменьшается температура внутренней и наружной полков. Распределение температуры по ним становится более равномерным. Кроме того, удалось заметно уменьшить расход охлаждающего воздуха по сравнению с исходной конструкцией, средняя эффективность охлаждения выросла на 0.08. Полученная система охлаждения одинаково эффективна как для наземных установок, так и для авиационных двигателей, и учитывает практически все возможные изменения в эюре температуры газа на выходе из камеры сгорания.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА НА ВХОДЕ В ТУРБИНУ ПРИ АВТОНОМНЫХ ИСПЫТАНИЯХ

М.А. МУРАЕВА (ПАО УМПО, ОКБ «Мотор», г. Уфа)

Введение и актуальность

Автономные испытания полноразмерных турбин проводятся всеми компаниями – производителями газовых турбин. В Российской Федерации для этих целей существует стенд ТС-2 НИЦ ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова». Автономные испытания позволяют выполнить прямое измерение мощности исследуемого объекта и обеспечивают проектировщиков достоверной информацией об аэродинамической эффективности турбин. Для обеспечения необходимой точности оценки аэродинамической эффективности турбин необходимо смоделировать условия работы турбины максимально приближенные к работе в составе двигателя.

Стенд ТС-2 позволяет смоделировать режим работы турбины по давлению и температуре, по критерию подобия - числу Рейнольдса. Однако помимо этого, необходимо обеспечить угол входа потока и уровень турбулентности, создаваемые элементами ГТД, находящимися перед исследуемым узлом. По результатам анализа выявлено, что эти параметры оказывают большое влияние на аэродинамическую эффективность турбины.

Разработан и экспериментально исследован способ моделирования угла и уровня турбулентности потока с большой закруткой на входе в турбину.

Цель работы

Целью работы является моделирование угла потока и уровня турбулентности на входе в турбину при автономных испытаниях.

Задачи

1. Проектирование технологичного направляющего аппарата (НА), обеспечивающего необходимый угол потока.
2. Разработка конструктивного мероприятия, обеспечивающего повышенный уровень интенсивности турбулентности на входе в турбину;
3. Экспериментальная оценка угла потока на входе из турбины и уровня турбулентности.

Проектирование НА

Спроектированный НА представляет собой решетку неподвижных обтекаемых профилей, для которой приняты конструктивные решения, продиктованные спецификой применения:

- профиль НА выполнен постоянным по высоте и с неизменной толщиной, что позволяет изготовить его гибкой из листа по шаблону, тем самым обеспечивая технологичность и низкую стоимость производства;

- количество направляющих профилей в решетке совпадает с количеством стоек передней опоры испытательной установки (8 штук), профили установлены в следе за стойками. В результате минимизируется количество следов от выходных кромок стойки и НА, а, следовательно, возмущение, вносимое в поток НА;

- диаметральные размеры входного и выходного сечения НА заданы в соответствии с размерами установки и испытываемого узла;

- образующие корневого и периферийного обвода НА выполнены конусами, что повышает технологичность.

Согласно выполненным численным исследованиям реализовать все перечисленные конструктивные решения с помощью традиционного однорядного направляющего аппарата не представляется возможным, поскольку не удастся обеспечить требуемый угол поворота потока при безотрывном обтекании профиля. Это связано с низкой густотой $b/t = 0,82$, и малой толщиной профиля $c/b = 0,0094$ ($c = 2\text{мм}$)

Обеспечить все требования к НА удалось путем выполнения профилей двухрядными. Принцип работы этих профилей основан на эффекте эжекции: в зазоре между первым и вторым профилем направляющего аппарата поток ускоряется, увлекая за собой воздух из пристеночной области выходной

кромки первого профиля со стороны спинки. В результате отрыв потока устраняется.

Отличительными особенностями спроектированного НА являются:

- хорда первой лопатки в четыре раза больше, чем хорда второй лопатки.

Ввиду малой густоты, профиль спроектированного НА работает как свободный крыловой профиль с закрылком, а не как компрессорный двурядный НА, имеющий примерно одинаковые хорды;

- конструктивный угол входа в НА равен 69° , несмотря на осевое течение во входном устройстве экспериментальной установки. Угол атаки -21° предотвращает отрыв потока со стороны спинки профиля, вызываемый отклонением потока под влиянием области повышенного давления на корыте профиля, свойственного тонким профилям;

- поворот потока осуществляется преимущественно в первом профиле, второй профиль формирует эжектирующий поток;

- первый и второй профиль имеют перекрытие (11 мм);

- зазор между первым и вторым профилем должен быть достаточно мал (5,5 мм), для обеспечения эффекта эжекции;

В процессе проектирования технологичного двурядного НА выполнен ряд численных исследований по влиянию его параметров на угол выхода потока и структуру течения, позволяющих сформировать методологию проектирования подобных НА.

Конструктивное мероприятие, обеспечивающее повышенный уровень интенсивности турбулентности на входе в турбину

Для имитации повышенной турбулентности потока на входе в турбину, генерируемой предшествующими ступенями турбины устанавливались турбулизирующие перфорированные пластины. Применялись пластины с круглыми отверстиями, параметры отверстий выбирались с учетом имевшихся данных. Для удобства съема и замены решетка выполняется в виде набора секторов с углом 60° . Секторы решетки закреплялись в корпусе входного устройства установки по наружному диаметру.

В процессе выбора параметров турбулизирующих решеток выполнялись численные исследования длины рассеивания турбулентности, создаваемой решетками, совместной работы турбулизирующих решеток со стойками передней опоры экспериментальной установки и направляющими аппаратами.

Экспериментальная оценка угла потока на входе и поля давления за направляющим аппаратом

Измерение угла потока на выходе из НА выполнялось для оценки эффективности работы НА и фактического угла на входе в испытываемый узел. Измерение производилось с помощью двух трехпоясных гребенок-угломеров. Гребенки располагались диаметрально противоположно, таким образом, чтобы на них не попадали закрочные следы от НА. Фактический

угол выхода потока из НА отличается от проектной величины не более чем на 3° .

Измерение поля давления за направляющим аппаратом необходимо для определения фактической величины среднего давления на входе в испытываемый узел. Поле давления измерялось путем траверсирования потока на выходе из направляющего аппарата пятиточечной гребенкой полного давления с протоком в пределах угла 35° в области предполагаемого положения следа. По результатам обработки измерений получено распределение давления в пределах исследуемого угла с четкой картиной следа за НА, а также значение коэффициента восстановления полного давления в направляющем аппарате. Положение и размер следа, полученные экспериментальным путем, хорошо согласуются с проектными, полученными по результатам численного моделирования.

Проведенные экспериментальные исследования подтверждают высокую эффективность работы спроектированного направляющего аппарата.

Экспериментальная оценка интенсивности турбулентности

В рамках настоящей работы, впервые в отечественной практике проводились измерения уровня турбулентности потока посредством технологии Stereo PIV.

Метод PIV (Particle Image Velocimetry) основан на измерении перемещения частиц примеси, специально внедряемой в поток, за фиксированный интервал времени с помощью высокочувствительной видеоаппаратуры. Поток, засеянный частицами, подсвечивается лазерным ножом.

Метод Stereo PIV предполагает измерение трех компонент скорости в плоском сечении потока в каждый момент времени опроса. Обработка таких измерений с помощью специальных программных продуктов позволяет получить: среднее поле скорости, пульсационные составляющие скорости, кинетическую энергию турбулентности, дисперсию, напряжения Рейнольдса, и ряд других параметров.

Для проведения измерений во входном канале были выполнены окна, обеспечивающие пересечение лазерного ножа и линий визирования видеоаппаратуры в месте измерения. Оптическая прозрачность обеспечивалась люками с встроенными окнами из полированного кварцевого стекла. Люки с окнами спроектированы на основе численного моделирования таким образом, чтобы минимизировать возмущения, вносимые ими в поток.

Производились измерения турбулентности, генерируемой стендом (без установки турбулизирующих решеток), а также турбулентности, генерируемой турбулизирующей решеткой с крупными и мелкими отверстиями.

До настоящего времени считалось, что уровень турбулентности потока на входе в испытываемую на стенде ТС-2 турбину составляет от 4 до 7 % и его повышение до 20 % в условиях двигателя обуславливает снижение КПД

турбины на 1,5 %. Проведенные исследования опровергли этот тезис: интенсивность турбулентности, генерируемая стендом, составляет 19-20 %, и корректировка КПД не требуется. Интенсивность турбулентности, генерируемой мелкой и крупной сеткой составила 20 % и 32 % соответственно.

Выводы

1. Спроектирован НА, обеспечивающий необходимый угол потока, и отвечающий требованиям высокой технологичности.

2. Разработана конструкция турбулизирующих решеток, обеспечивающих повышенный уровень интенсивности турбулентности на входе в турбину; обеспечена возможность их легкой замены в процессе испытания.

3. Проведены экспериментальные исследования, подтверждающие эффективность разработанных конструктивных мероприятий.

Заключение

Разработанные конструктивные мероприятия позволяют повысить качество автономных испытаний турбины благодаря приближению условий испытания к условиям работы в составе двигателя.

Результаты проведенных экспериментальных исследований позволяют существенно повысить точность экспериментальной оценки эффективности турбин при автономных испытаниях. Истинное знание уровня турбулентности потока на входе позволит оценить влияние этого параметра на КПД турбин.

ДИНАМИКА РОТОРНЫХ СИСТЕМ С ЗАРЕЗОНАНСНЫМИ ОПОРАМИ

А.В. КИСТОЙЧЕВ, М.А. БИЯЛТ, Е.В. УРЬЕВ

(ООО «НПП «Уральская лаборатория вибрации», г. Екатеринбург)

Обеспечение вибрационной надежности стационарных или конвертированных газотурбинных агрегатов стоит острее чем паротурбинных. Этому способствует встроенные опоры, обладающие достаточно высокой податливостью, значительные тепловые деформации статорных частей, тепловые прогибы роторов, чаще возникающие задевания и др. особенности конструкций ГТУ.

Современные знания в вопросах роторной динамики находятся на достаточно высоком уровне и допускают численное моделирование различных явлений. Однако они не всегда позволяют решать возникающие на практике проблемы, особенно, если эти проблемы комплексные и требуют одновременного моделирования нескольких механизмов или явлений. Несвоевременное решение проблем зачастую перерастает в хронические болезни всего семейства агрегатов. Важная роль при этом принадлежит влиянию свойств опорной системы на динамику ГТУ. Примером может служить турбоагрегат ГТН-16, разработанный свыше 30 лет назад Уральским турбомоторным заводом (УТМЗ) и все семейство, созданное на его базе (ГТН-25 и ГТЭ-25).

Газотурбинные агрегаты ГТН-16 зарекомендовали себя в целом достаточно хорошо. Трудности возникали чаще всего из-за повышенной вибрации опорно-упорного (переднего) подшипника ротора турбокомпрессора (ротора ОК-ТВД) в диапазоне его рабочих частот вращения (от 6000 до 6850 об/мин). Проблему не удалось решить в полной мере и после внедрения на предприятии высокочастотной балансировки роторов на разгонно-балансируемых стендах (РБС) – до 30% новых агрегатов при испытаниях на стенде завода имели вибрацию выше допустимой. Поскольку понять и обосновать причины этого не удавалось, роторы турбокомпрессоров этих агрегатов часто просто подвергались переборке и повторной балансировке по несколько раз.

Еще хуже дело обстояло после балансировки роторов на низкочастотных балансируемых станках в условиях ремонтных баз самих газотранспортных объединений. Доля агрегатов, которые выходили из ремонта с повышенной вибрацией достигало 70%.

Для снижения вибрации таких агрегатов стала даже практиковаться подбалансировка в собственных подшипниках. Хотя, для неё каждый пуск сопровождается значительной разборкой агрегата, длительным простоем, накоплением малоцикловых повреждений.

Исследования, выполненные УГТУ-УПИ в начале 2000-х годов [1], показали, что чем выше оказывался остаточный кососимметричный дисбаланс роторов (даже если он оставался в пределах норм), тем хуже было вибрационное состояние агрегатов в зоне рабочих частот вращения. Столь существенное влияние остаточного кососимметричного дисбаланса на вибрационное состояние агрегата указывало на возможность работы ротора ОК-ТВД значительно ближе к критической скорости вращения по второй изгибной форме, чем это предполагалось на основе расчетов.

Против этого предположения имелось, однако, два весомых аргумента:

1. По данным завода-изготовителя, расчетная отстройка ротора на рабочих частотах вращения полностью удовлетворяла соответствующим нормам. Критические частоты ротора ОК-ТВД т/а ГТН-16 на опорах жесткостью 500 000 Н/мм, и с учетом жесткости масляного слоя, составляют 2300 – 2350 об/мин для колебаний по первой изгибной форме,

4650 – 5000 об/мин – по второй и более 10 000 об/мин – по третьей. Расчетные данные подтвердились при испытаниях и балансировке указанных роторов на разгонно-балансирующем стенде (РБС) типа ДН-8 (жесткость опор 500 000 Н/мм).

2. Вибрация на рабочих частотах вращения, измеряемая на корпусе агрегата в сечениях опор, имела практически синфазный характер при существенной разнице уровней вибрации на опорах. Это скорее указывало на то, что повышенная вибрация на рабочих частотах определяется не второй, а третьей изгибной формой колебаний. Но это предполагало очень существенное снижение третьей собственной частоты. Объяснить возможное понижение частоты третьей формы пытались снижением жесткости ротора, которое происходит при высоких температурах, некачественной сборкой ротора по вертикальному разьему, недостаточной жесткостью, недопустимой вытяжкой центральной стяжки и т.д.

В 2010 – 2014 годах на кафедре «Турбины и двигатели» УрФУ был выполнен комплекс исследований по влиянию низкочастотных резонансов опорных конструкций на собственные частоты системы «ротор – опоры – фундамент - основание», в т. ч. на расщепление резонансов и появление дополнительных резонансов системы при использовании зарезонансных опор [2, 3]. Результаты во много были схожи с тем, что наблюдалось на ГТН-16. Это подсказало авторам некоторые новые подходы к моделированию системы «ротор - опоры» указанной ГТУ.

Для исследования этой проблемы были проведены испытания на агрегатах ГТН-16, работающих в ООО «Газпром трансгаз Югорск» [4].

Полученные в ходе испытаний амплитудно-фазочастотные характеристики (АФЧХ) ротора ОК-ТВД (см. рис. 1) позволили выявить целый ряд особенностей динамики этих агрегатов.

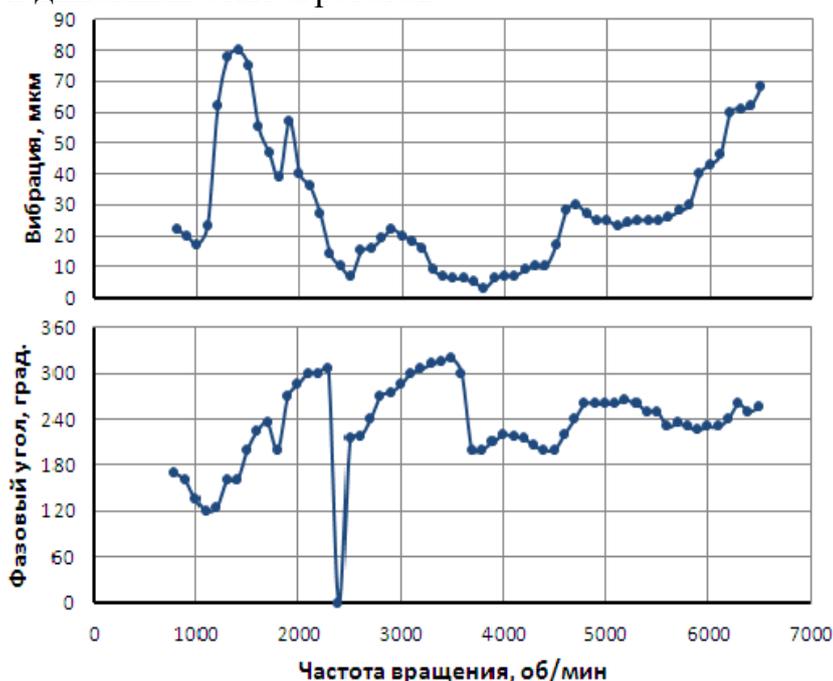


Рис. 1. АФЧХ переднего подшипника в вертикальном направлении (выбег).

Из рис. 1 видно, что в эксплуатации отсутствуют ярко выраженные критики в частотных диапазонах 2000 – 2700 и 4700 – 5200 об/мин, наблюдаемые на РБС завода. Это могло бы свидетельствовать об очень хорошем качестве балансировки ротора, однако высокая вибрация агрегата на рабочих оборотах – до 70 мкм (для частоты вращения 6000 – 7000 об/мин это соответствует СКЗ виброскорости 14 – 16 мм/с) не позволяла сделать такой вывод. Кроме того, сравнение вибрации корпуса агрегата в районе переднего и заднего подшипников ротора ОК-ТВД, подтвердило, что наблюдаются практически их синфазные колебания и при этом с существенно отличающимися вибрациями.

Но еще важнее было то, что в ходе исследования нами были отмечены низкочастотные резонансы в районе 1400-1700 об/мин, на которые ранее никто не обращал внимания. Во многом это объясняется тем, что в ходе вибрационных исследований газотурбинных агрегатов получение АФЧХ не является обязательным, а иногда просто невозможно. Отсутствие данных об этих резонансах связано и с тем, что в единицах виброскорости указанные резонансы незаметны (не более 2 -3 мм/с), тем более, что на вибрационное состояние агрегата во время пуска значительное влияние оказывает турбодетандер, который выходит из зацепления только на частоте вращения около 4500 об/мин.

Рассмотрим, полученные противоречия. Конструкция ГТН-16 типичная для газотурбинных установок такого класса показана на рис. 2.

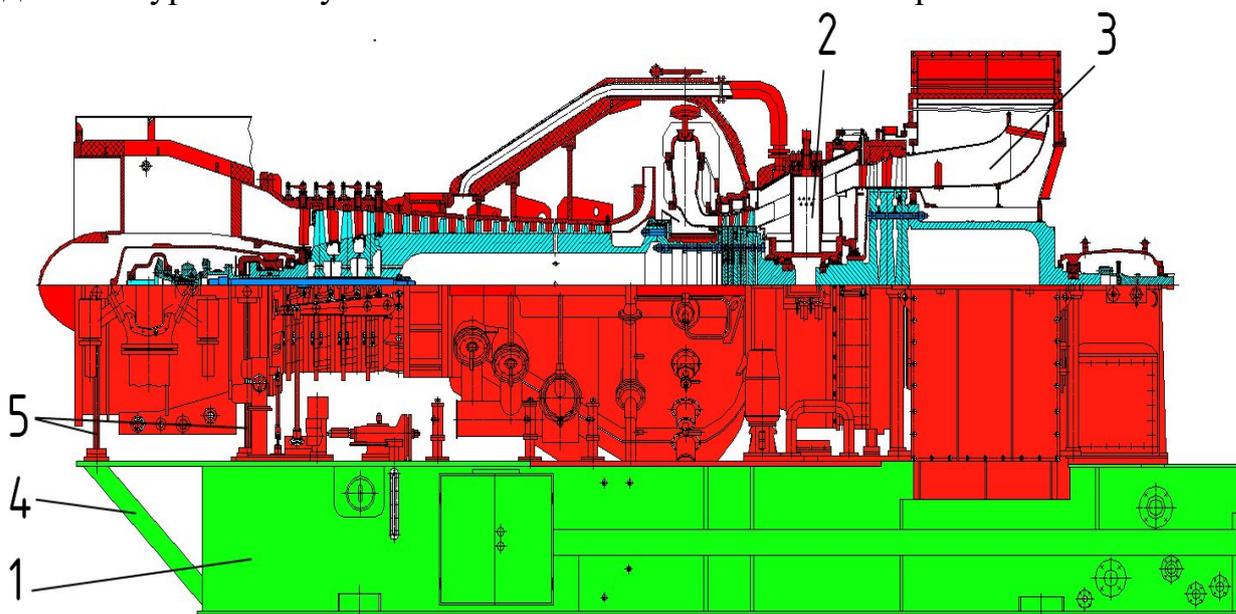


Рис. 2. Схема агрегата ГТН-16

Вся газотурбинная установка смонтирована на раме-маслобаке 1. Цилиндр (ОК-ТВД) опирается на раму-маслобак тремя гибкими опорами. Первая и вторая гибкие опоры 5 (у входного патрубка) позволяют цилиндру расширяться в осевом направлении. Передняя из опор располагается в районе консольного участка рамы 4. Третья, сдвоенная опора (справа и слева от цилиндра в районе корпуса среднего подшипника), значительно более жесткая

и ориентированная вдоль оси турбоагрегата, обеспечивает расширение только в боковом направлении. Статические и динамические нагрузки подшипников передаются на корпус через ребра-обтекатели 2.

Выхлопная часть 3 опирается лапами на четыре опоры, что обеспечивает ее свободное расширение, одновременно образуя «мертвую точку».

Существующая конструкция передней опоры изначально предполагает ее повышенную податливость, которая в сочетании со значительной присоединенной массой приведет к низкому значению собственной частоты передней опоры, а, следовательно, к резонансному режиму ее работы.

Моделирование рассматриваемой опоры возможно только при условии, что она должна рассматриваться как упругая опора со значительной присоединенной массой – частью массы корпуса компрессора (рис. 3. а). В противном случае результаты проведенных расчетов будут чрезвычайно далеки от реальных свойств агрегата, что и имело место при проектировании ГТН-16.

Ни расчетная схема опорной системы, показанная на рис. 3, ни зарезонансный режим работы опорной системы не являются чем-то уникальным. Уникальным является сочетание в агрегатах ГТН-16 двух типов опор: до- и зарезонансной. Именно это сочетание делает динамику агрегатов этого семейства специфической, а возможные решения по нормализации их вибрационного состояния – красивыми с инженерной точки зрения.

При наличии в системе двух сосредоточенных масс M_p (масса ротора) и $M_{оп}$ (присоединенная масса опоры), опирающихся на упругие элементы с жесткостями $K_{мс}$ (жесткость масляного слоя) и $K_{оп}$ (жесткость опоры) соответственно, колебание массы M_p можно рассматривать в эквивалентной системе с одной степенью свободы, при условии, что эквивалентная жесткость $K_{эқв}$ упругого элемента в этой системе определяется как:

$$K_{эқв} = \frac{K_{мс}(K_{оп} - \omega^2 M_{оп})}{K_{мс} + K_{оп} - \omega^2 M_{оп}}. \quad (1)$$

Из (1) следует, что эквивалентная жесткость является функцией не только жесткостей упругих элементов, но и частоты колебаний ω^2 , а также массы $M_{оп}$. Выражение $(K_{оп} - \omega^2 M_{оп})$ является, по сути, динамической жесткостью опор.

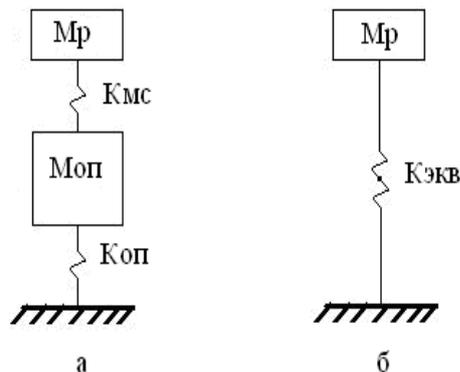


Рис. 3. Система с двумя степенями свободы (а) и эквивалентная ей система с одной степенью свободы (б)

Анализируя формулу (1) можно выделить несколько особых случаев, когда эквивалентная жесткость системы принимает характерные значения:

1) При частоте колебаний $\omega = \omega_{оп} = \sqrt{K_{оп}/M_{оп}}$, т.е. равной собственной частоте подсистемы, состоящей из массы $M_{оп}$ и упругого элемента с жесткостью $K_{оп}$ имеет место резонанс опоры. Динамическая жесткость опор ($K_{оп} - \omega^2 \cdot M_{оп}$) и эквивалентная жесткость $K_{эКВ}$ равны нулю.

2) В диапазоне частот $\sqrt{K_{оп}/M_{оп}} < \omega < \sqrt{(K_{оп} + K_{МК})/M_{оп}}$ эквивалентная жесткость имеет отрицательные значения и при $\omega = \sqrt{(K_{оп} + K_{МК})/M_{оп}}$ принимает значение $-\infty$, а при дальнейшем росте частоты меняет знак. Бесконечно большая эквивалентная жесткость с любым знаком – это точка, где абсолютные колебания массы M_p отсутствуют, а колеблется только масса $M_{оп}$. Это режим работы классического динамического гасителя вибрации.

3) При частоте свыше $\omega = \sqrt{(K_{оп} + K_{МК})/M_{оп}}$, эквивалентная жесткость системы $K_{эКВ}$ уменьшается, а при $\omega \rightarrow \infty, K_{эКВ} \rightarrow K_{МС}$, т.е. эквивалентная жесткость опоры стремится к жесткости масляного слоя. Этот вывод очень значим для дальнейшего анализа!

При создании модели ротора ОК-ТВД агрегата ГТН-16 динамические свойства опор были определены в ходе экспериментальных исследований опорной системы при помощи кругового вибровозбудителя и расчетов жесткостей ребер-обтекателей, поддерживающих подшипники.

Для созданной модели была получена карта критических частот (зависимость собственных частот от жесткости опор) при условии, что изменялась жесткость только передней опоры (рис. 4). На полученную карту была нанесена зависимость эквивалентной жесткости передней опоры. Точки пересечения эквивалентной жесткости опор с линиями собственных частот соответствующих форм колебаний ротора и являются собственными частотами ротора на рассматриваемых упруго-массовых опорах.

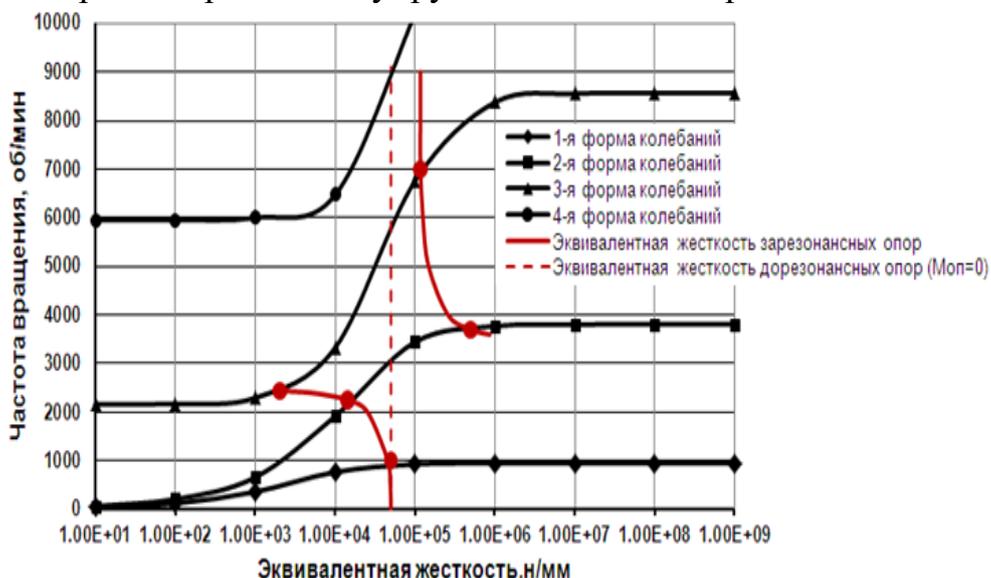


Рис.4. Анализ динамических свойств роторной системы на зарезонансных опорах.

При анализе полученных результатов выяснилось, что в системе «ротор – подшипники – опоры», при наличии зарезонансной опоры, одни и те же изгибные формы колебаний ротора могут реализоваться неоднократно. Это явление было нами названо эффектом «дубль-форм».

Увеличение числа собственных частот упругой системы при учете дополнительных масс само по себе следует из теории колебаний, но именно неоднократная реализация одних и тех же изгибных форм колебаний ротора одна из опор которого является зарезонансной, и создаёт особенную динамику характерную для рассмотренной роторной системы, и ранее никем не отмечавшуюся.

Результаты расчетов собственных частот и форм колебаний ротора ОК-ТВД агрегатов ГТН-16 по трем первым (порядковым) формам колебаний представлены на рис. 5.

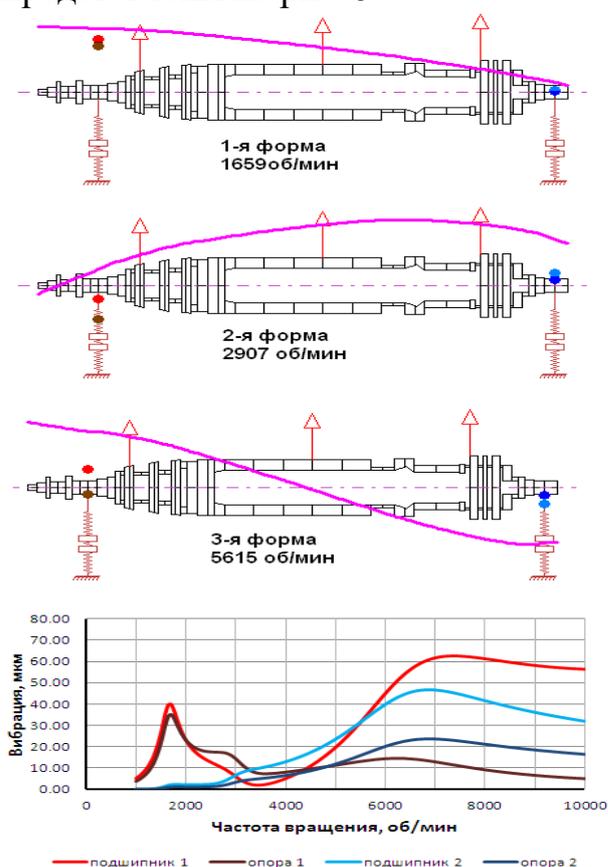


Рис. 5. Формы собственных колебаний ротора и АЧХ опор в условиях агрегата в эксплуатации.

выше, чем в условиях РБС. Связано это с тем, что жесткость первой опоры в зарезонансном режиме существенно выше исходной, а эквивалентная жесткость первого опорного узла определяется практически только жесткостью масляного слоя.

Фактически, было показано, что ротор ОК-ТВД не отстроен от изгибных резонансов. Об этом ранее говорило поведение агрегатов ГТН-16 в

В системе «ротор – опоры ГТУ» реализуются три собственных частоты, но колебания происходят только по двум первым изгибным формам. И первая, и вторая собственные частоты соответствуют первой изгибной форме колебаний ротора на опорах различной жесткости, когда первая опора имеет сначала очень высокую податливость, так как работает вблизи резонанса, затем податливость существенно снижается и вторая собственная частота соответствует уже зарезонансному состоянию первой опоры (жесткость второй опоры принята постоянной). Это результат реализации указанных выше дубль-форм по первой изгибной форме колебаний ротора на опорах с переменной жесткостью.

Третья порядковая собственная частота ротора на опорах ГТУ соответствует второй изгибной форме ротора, но ее значение (5615 об/мин)

эксплуатации: нестабильность вибрации переднего подшипника; ее зависимость от теплового состояния агрегата; изменение соотношений уровней вибрации переднего подшипника в вертикальном и горизонтальном направлениях. Все это признаки близости одной из критических частот к диапазону рабочих частот вращения ротора, объяснить появление которых удалось только после получения эффекта «дубль-форм».

Получило объяснение и симметричная вибрация опор агрегата на рабочих частотах вращения при высоком влиянии на вибрацию агрегата кососимметричных систем. На первой критической частоте перемещения подшипников и опор синфазны перемещениям шеек ротора, т. е. перемещения происходят в направлении действующих инерционных сил, и отличаются только амплитудами вибрации первой и второй опоры, что характеризует работу вблизи резонанса первой опоры, то на второй и третьей критических скоростях фазовые соотношения перемещений имеют особый характер. Так на второй критической частоте, соответствующей высшей дубль-форме колебаний по первой форме и, следовательно, синфазному приложению инерционных сил в подшипниках, сами перемещения подшипников и опор находятся в противофазе друг – другу. А вот при колебаниях на третьей критической частоте, соответствующих реализации второй изгибной формы ротора и противофазному приложению сил, колебания опор происходят в одной фазе.

Выводы

1. Подтвержденный в ходе выяснения причин неудовлетворительного вибрационного состояния агрегатов ГТН-16 эффект «дубль-форм» позволил объяснить все особенности динамики роторной системы.
2. Эффект «дубль-форм» может затруднять отстройку валопровода турбоагрегата от критических частот, т.к. одна из «дубль - форм», прежде всего высшая, может при этом реализоваться на рабочей частоте вращения или вблизи ее.
3. Уточненная модель ротора ОК-ТВД агрегатов ГТН-16 позволила предложить мероприятия по повышению их вибрационной надежности [5].
4. Проблемы с возникновением резонансов вблизи рабочих частот вращения, вызванные наличием дубль-форм вблизи этих частот, возможны при использовании зарезонансных опор, прежде всего для агрегатов с осевым всасом и встроенными подшипниками

Список литературы

1. Недошивина Т. А. Разработка и совершенствование методов уравнивания гибких роторов турбин на балансировочных станках: автореф. дис. канд. техн. наук. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2003. – 24 с.

2. Биялт М. А. Расчетное исследование вибрационных характеристик динамической системы «Ротор – Подшипники – Опоры» /М.А. Биялт, А.А. Плотникова, Е.В. Урьев// Молодой ученый. – 2012. – № 11. – С. 23–26.
3. Биялт М.А. Использование методов численного моделирования при решении задач обеспечения вибрационной надежности турбоагрегатов / М.А. Биялт, А.А. Хвесько, Е.В. Урьев // Тяжелое машиностроение. 2015. № 11-12. С. 23-28.
4. Кистойчев А.В. Влияние низкочастотного резонанса опор на динамические характеристики системы «ротор – подшипники – опоры» / А.В. Кистойчев, М.А. Биялт, Д.С. Кшесинский, Е.А. Осач, А.Н. Пошелюзный, А.Н. Вдовин // Газовая промышленность. – 2014. – № 7. – С. 60-65
5. Кистойчев А.В. Проблема вибрационной надежности турбоагрегатов ГТН-16 и пути ее решения / А.В. Кистойчев, М.А. Биялт, Д.С. Кшесинский, Е.А. Осач, А.Н. Пошелюзный, А.Н. Вдовин // Газовая промышленность. – 2014. – № 8. – С. 57-61.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ МАЛОЭМИССИОННОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ В СОСТАВЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРА ГПА ГТУ-16

**Г.К. ВЕДЕШКИН, Е.Д. СВЕРДЛОВ, А.Н. ДУБОВИЦКИЙ,
А.О. КОСКИН**

(ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»)

А.М. СИПАТОВ, В.В. ЦАТИАШВИЛИ, А.Д. НУГУМАНОВ

(АО «ОДК-Авиадвигатель»)

В ЦИАМ разрабатываются малоэмиссионные камеры сгорания (МЭКС) для газоперекачивающих агрегатов (ГПА) мощностью 16 и 25 МВт (ГТУ-16 и ГТУ-25 АО «ОДК-Авиадвигатель»). МЭКС ГТУ-16 прошла этап экспериментальной отработки на стендах ЦИАМ, где были получены [1] основные эмиссионные и эксплуатационные характеристики, отвечающие требованиям ТЗ АО «ОДК-Авиадвигатель» и международных стандартов по эмиссии вредных выбросов.

В начале 2015 г. руководством АО «ОДК-Авиадвигатель» было принято решение об окончании этапа доводки МЭКС ГТУ-16 на стендах ЦИАМ и проведения демонстрационных испытаний в составе газогенератора (ГГ) ГТУ-16 на стенде 184 ПАО «Газпром».

На рис. 1 представлена фотография ГГ ГТУ-16 с МЭКС, подготовленного к испытаниям на стенде 184 ПАО «Газпром».

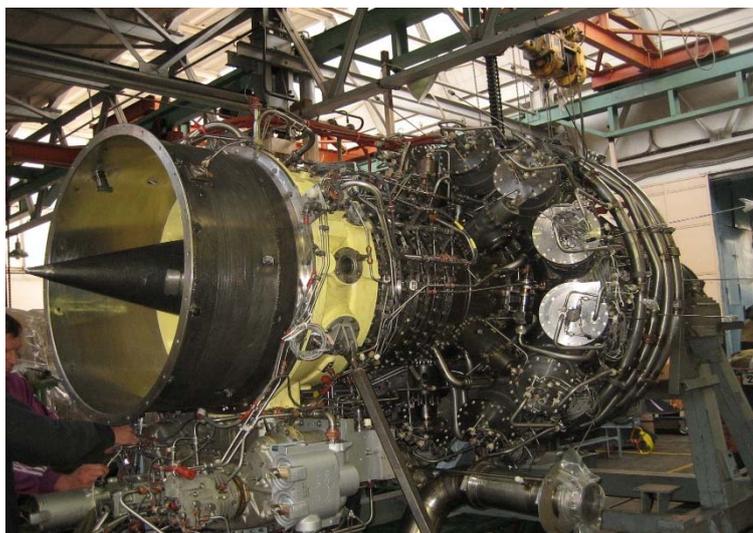


Рис. 1. Газогенератор ГТУ-16 с МЭКС, разработанными в ЦИАМ, перед испытаниями на стенде 184 ПАО «Газпром»

Испытания проводились с августа по декабрь 2015 г. сначала при температуре воздуха $T_{в}=+15$ °С, а в дальнейшем при отрицательных температурах воздуха -4 ÷ -16 °С. Испытания, проведенные при $T_{в}=+15$ °С, показали, в целом, положительные результаты [2]. Средние значения эмиссионных характеристик соответствовали требованиям ТЗ. Однако в этом цикле испытаний и, в особенности, в цикле испытаний, проведенных в зимних условиях, был вскрыт целый ряд проблем, связанных с особенностями протекания газодинамических и кинетических процессов в камере сгорания при изменении режимов работы и климатических условий эксплуатации ГТУ и требующих решения при освоении низкоэмиссионной технологии сжигания топлив.

К основным проблемам следует отнести следующие:

- Узкий по составу топливоздушная смеси (ТВС) низкоэмиссионный диапазон режимов работы МЭКС требует наличия в составе ГГ специальных средств регулирования концентрации ТВС в горелке МЭКС.

- Многотрубная компоновка МЭКС (12 жаровых труб (ЖТ)) приводит, в зависимости от различий в гидравлических и тепловых сопротивлениях отдельных ЖТ, к возможности перераспределения расхода воздуха по разным ЖТ и формированию значительной неравномерности полей концентраций топлива и, как следствие, к неравномерности полей температур продуктов сгорания и эмиссионных характеристик в разных ЖТ.

На рис. 2 представлено окружное распределение состава газа (коэффициента избытка воздуха α), измеренное с помощью гребенки газового анализа за турбиной ГГ ГТУ-16 на режиме полной мощности за ЖТ с №1 по 5 и 12.

Номинальный режим, $N_{gg_пр} = 10960$ об/мин, $T_{вх} = -16$ С, $PFR = 0.05$, КПВВ = 0%

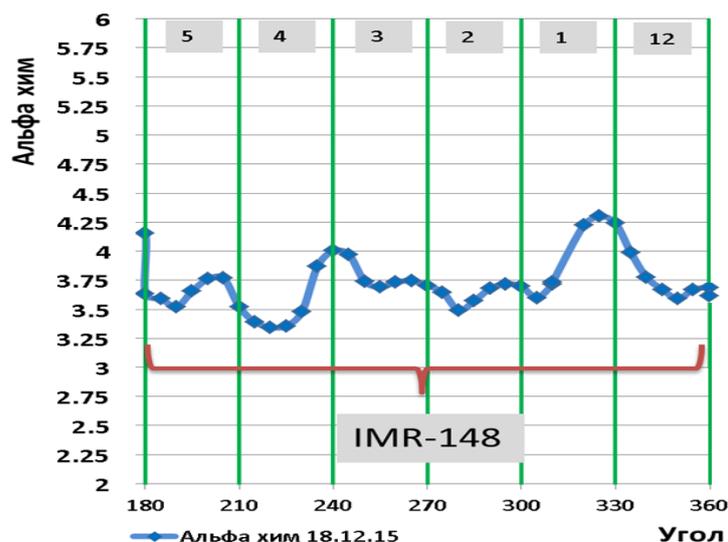


Рис. 2. Распределение коэффициента избытка воздуха, измеренное с помощью вращающейся гребенки и газоанализатора IMR-148 за турбиной ГГ

Анализ данных рис. 2 показал, что максимальная окружная неравномерность α достигает значений $\Delta\alpha_{\max}/\alpha_{\text{ср}} \approx 30\%$. Эта неравномерность состава ТВС приводит к неравномерности температур продуктов сгорания, значительной неравномерности температур и перегреву стенок отдельных ЖТ, а также к ухудшению эмиссионных характеристик ГГ. Величина неравномерности α в разных жаровых трубах возрастала с уменьшением температуры газа в зоне горения (T_g), зависящей от температуры воздуха на входе в ГГ и от режима работы ГГ по мощности (N_e).

Реализовать регулирование T_g с помощью перепуска части воздуха из корпуса КС на вход в компрессор ГГ для поддержания эмиссионных характеристик в 2015 г. не удалось в полной мере из-за возникших ограничений в системе автоматического управления ГГ.

В течение 2016 и 2017 гг. в ЦИАМ и в АО «ОДК-Авиадвигатель» были проведены работы по решению возникших проблем реализации низкоэмиссионной технологии сжигания топлив на ГГ. За этот период разработан модернизированный вариант фронтального устройства горелки с развитыми лепестками стабилизатора пламени, которые интенсифицируют процесс горения и снижают эмиссию СО в МЭКС. Кроме того, в ЦИАМ разработана методика выравнивания полей концентраций топлива в МЭКС в составе ГГ.

На рис. 3 представлен облик разработанной в ЦИАМ модернизированной горелки. Эта горелка и жаровая труба прошли успешный цикл испытаний в одnogорелочном отсеке на стенде АО «ОДК-Авиадвигатель» после чего было принято решение [3] о проведении испытаний МЭКС в составе ГГ ГТУ-16.

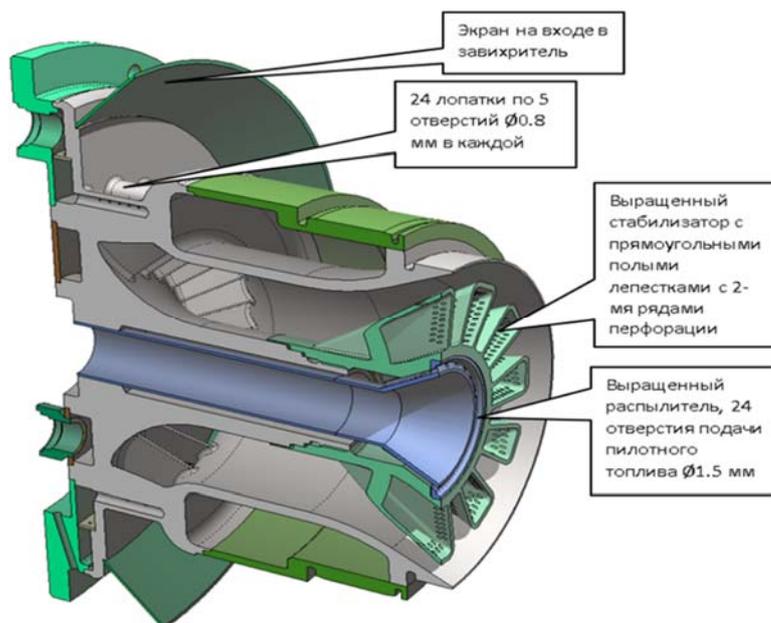


Рис. 3. Облик модернизированной горелки МЭКС ГТУ-16 с развитыми лепестками стабилизатора пламени

Одной из самых сложных проблем создания МЭКС с технологией сжигания бедных смесей является подавление режимов неустойчивого горения. Для контроля возникновения неустойчивого горения в ЦИАМ разработана и используется система измерения пульсаций давления с применением волноводов, а также разработана и аттестована установка для калибровки таких систем. Для проведения испытаний МЭКС в составе ГТ ГТУ-16 в 2018 г. в ЦИАМ было изготовлено 15 систем измерения пульсаций давления с датчиками, установленными на волноводах, и проведена их калибровка. Кроме того, специалистами ЦИАМ проведена работа по настройке системы измерения и регистрации пульсаций давления на стенде 184 ПАО «Газпром».

На рис. 4 представлены результаты измерения пульсаций давления во всех 12 ЖТ на ГГ.

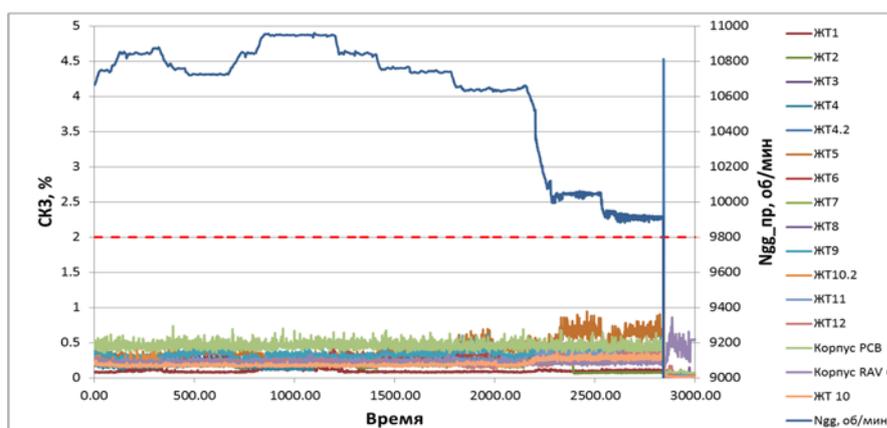


Рис. 4. Результаты измерения среднеквадратичных значений (СКЗ) амплитуд пульсаций давления при испытании МЭКС в составе ГТ ГТУ-16

Из рис. 4 видно, что амплитуды пульсаций давления, измеренные в МЭКС в составе ГГ ГТУ-16 в широком диапазоне режимов работы ГГ в несколько раз ниже предельного уровня по ТЗ (отмеченного пунктирной линией). Результаты измерения амплитуд пульсаций давления указывают на то, что разработанная в ЦИАМ МЭКС устойчива к режимам виброгорения.

В цикле испытаний МЭКС в составе ГГ, проведенном начале 2018 г. при $T_{вх} = -16 \div -4$ °С, удалось решить все основные проблемы, проявившиеся в 2015 г:

- существенно расширен диапазон низкоэмиссионных режимов за счет применения модернизированной горелки;
- удалось уменьшить неравномерность концентрации топлива в разных МЭКС ГГ;
- расширен диапазон регулирования Тг с помощью клапана перепуска воздуха (КПВВ).

Одной из причин снижения эмиссии СО и расширения диапазона низкоэмиссионной работы МЭКС в составе ГГ в цикле испытаний 2018 г., по сравнению с испытаниями, проведенными в 2015 г., явилось применение методики выравнивания полей концентраций топлива и эмиссионных характеристик в разных ЖТ. Суть этой методики связана с подбором жиклеров подачи топлива в ЖТ.

На рис. 5 представлены поля эмиссионных характеристик, измеренные в 2015 г. вращающейся гребенкой газового анализа за турбиной ГГ на режиме 100% при $T_{вх} = -4$ °С. Из рисунка видно, что в отсутствие регулирования состава ТВС с помощью КПВВ неравномерность полей эмиссии NOx составила от 20 до 42 мг/м³, т.е. она изменялась более чем в два раза, а неравномерность эмиссии СО составляла от 300 до 2800 мг/м³, т.е. она изменялась почти в десять раз.

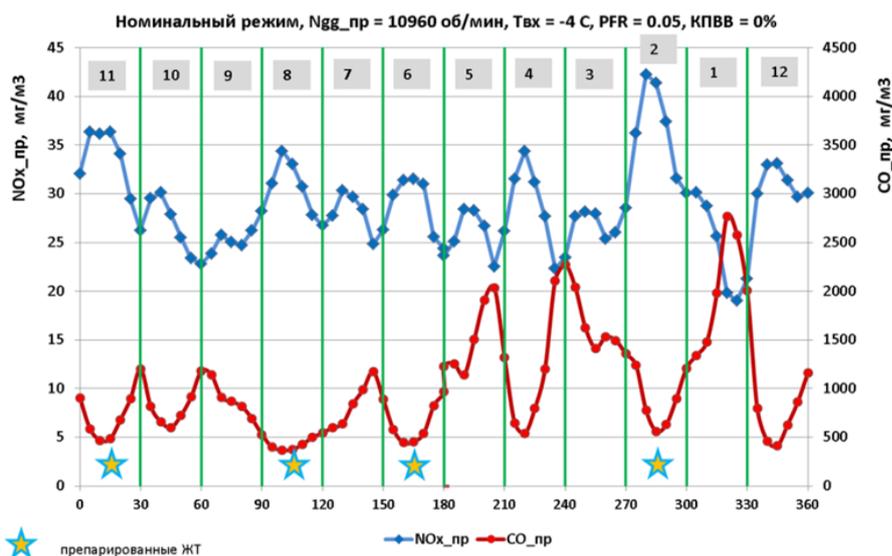


Рис. 5. Поля эмиссионных характеристик, измеренных за ТВД на режиме 100% мощности при $T_{вх} = -4$ °С (2015 г.)

На рис. 6 представлены окружные поля температуры газа за турбиной и эмиссионных характеристик, полученных на режиме $N_e = 100\%$ в условиях

$T_{вх} = -4$ °С при закрытом КПВВ в цикле испытаний, проведенных в 2018 г. Здесь важно отметить, что к моменту снятия полей температур и эмиссионных характеристик была применена методика выравнивания полей концентраций топлива в разных ЖТ.

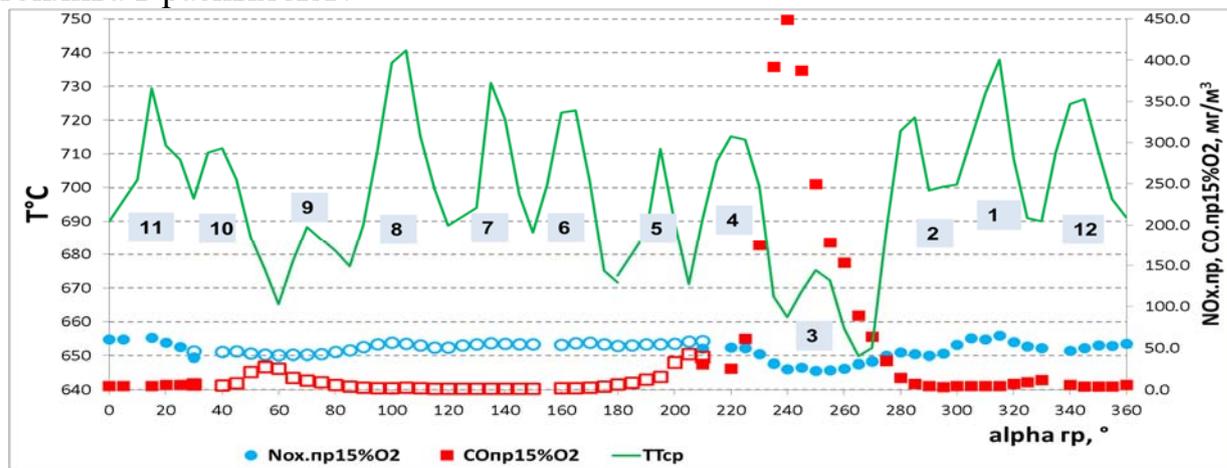


Рис. 6. Эмиссия вредных веществ и осредненная температура продуктов сгорания за ТВД на режиме 1,0 Ne, измеренные вращающейся гребенкой при $T_{вх} = -4$ °С.

Из рис. 6 видно, что применение методики выравнивания полей концентраций топлива позволило значительно уменьшить неравномерность эмиссионных характеристик. В сравнении с полями эмиссионных характеристик, измеренными на ГГ в 2015 г. (см. рис. 5) неравномерность полей концентраций и эмиссионных характеристик многократно снизилась. Единственный оставшийся в поле эмиссионных характеристик всплеск эмиссии СО за третьей ЖТ был подавлен на следующем испытании установкой нового жиклера подачи топлива в эту ЖТ, что было подтверждено измерением полей Тт за турбиной ГГ.

В результате применения в цикле испытаний в 2018 г. нового фронтального устройства и методики выравнивания полей концентраций в разных ЖТ удалось в условиях, пониженных $T_{вх}$ и в диапазоне изменения режимов работы ГГ от 70 до 100% мощности существенно расширить диапазон низкоэмиссионной работы ГГ и получить эмиссионные характеристики, отвечающие требованиям ТЗ (см. таблицу 1).

Таблица 1.

Эмиссионные характеристики газогенератора ГТУ-16 с МЭКС при $T_{вх} = -4$ °С.

Режим, Ne	PFR, %	$G_{в\ КПВВ}$, %	NOx (15% O ₂), мг/м ³	CO (15% O ₂), мг/м ³
0,7	7	3,5	33	35
0,8	7	1,3	37	27
0,9	6	0	32	19
1,0	4	0	50	7

(PRF – доля пилотного топлива, $G_{в\ КПВВ}$ – доля воздуха, перепускаемого на вход ГГ)

Полученные эмиссионные характеристики отвечают требованиям ТЗ АО «ОДК-Авиадвигатель» (NO_x (15% O₂) и CO (15% O₂) < 50 мг/м³) и требованиям международных стандартов по эмиссии вредных веществ. В диапазоне дроссельных режимов работы (Ne=0,7-0,8) эмиссионные характеристики

поддерживались на заданном уровне с помощью перепуска части воздуха с помощью КПВВ на вход в ГГ. В диапазоне режимов работы $Ne=0,9-1,0$ эмиссионные характеристики поддерживались без открытия КПВВ.

На режиме полной мощности в условиях $T_{вх}$ до $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ эмиссионные характеристики соответствовали ТЗ при снижении PFR до 2%. При этом амплитуды пульсаций давления также оказалась ниже ограничений ТЗ, что свидетельствует об отсутствии режимов неустойчивого горения в МЭКС.

Проведенный цикл испытаний МЭКС в составе ГГ убедительно показал, что реализация низкоэмиссионной технологии сжигания топлив на ГТУ требует комплексного подхода, включающего в себя не только разработку и доводку МЭКС на стенде, но и решение ряда проблем, связанных с изменением облика ГТУ и созданием специальных средств регулирования состава ТВС для поддержания эмиссионных характеристик в диапазоне условий эксплуатации ГТУ.

Список литературы

1. Е.Д. Свердлов, Г.К. Ведешкин, А.Н. Дубовицкий и др. «Результаты первого этапа испытаний разработанной в ЦИАМ малоэмиссионной камеры сгорания в составе газогенератора ГТУ-16П». В сборнике «Основные результаты научно-технической деятельности ЦИАМ», 2016 г.

2. Двигатель ПС-90ГП2 «Результаты испытаний газогенератора 83/84-02(030) с МЭКС ЦИАМ» Технический отчет №58562 АО «ОДК-Авиадвигатель» 2016г.

3. Заключение №60809. АО «ОДК-Авиадвигатель» от 25.07.17г «Результаты стендовых испытаний модернизированного варианта МЭКС ЦИАМ в составе одnogорелочного отсека Э-87-03-8003 на стенде с высокими параметрами в б.27 цеха 21 для принятия решения об испытании МЭКС в составе ГГ 84/83-02»

УЧЕТ ВЯЗКОГО ТОРЦЕВОГО ТЕЧЕНИЯ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ГТД

В.А. КОВАЛЬ, В.Е. МИХАЙЛОВ, В.В. РОМАНОВ

(Инженерная академия Украины, г. Харьков, ОАО «НПО» ЦКТИ,
г. Санкт-Петербург, ООО «Газотурбинные технологии, г. Москва)

В настоящее время при проектировании газотурбинных двигателей (ГТД) широко применяются CFD 1, 2 и 3D-методы моделирования осевых компрессоров (ОК). Для 2D-расчета характеристик ОК и радиального распределения параметров потока необходимо надежно определять гидравлические потери и, в частности, потери, связанные с проявлением вязкости у ограничивающих поверхностей проточной части машины ξ_k . С этой целью используют эмпирические или полуэмпирические зависимости. Одна из них представляет собой видоизмененное соотношение М.Е. Дейча и Г.С. Самойловича, учитывающее вторичное течение и торцевое трение в виде [1]

$$\xi_k = \frac{(H_{32}\bar{\delta}^{**})_K^T + (H_{32}\bar{\delta}^{**})_B^T}{\bar{h} - \tau\bar{h}N_{12}\bar{\delta}^{**} - (H_{12}\bar{\delta}^{**})_K^T - (H_{12}\bar{\delta}^{**})_B^T} \cdot \left[1 + K \left(1 + \frac{C_{1\alpha}\text{ctg}\beta_1}{C_{2\alpha}\text{ctg}\beta_2} \right)^2 \frac{\cos^2\beta_2}{\tau^2} \right],$$

где верхний индекс 'Т' определяет принадлежность к торцевому пограничному слою со стороны втулки (в) и корпуса (к) ступени ОК, $\bar{h} = h/b$ – удлинение лопатки, τ – густота решетки, $N_{12} = \delta^*/\delta^{**}$ и $H_{32} = \delta^{***}/\delta^{**}$ – формпараметры пограничного слоя. Интегральные характеристики вязкого течения без верхнего индекса 'Т' относятся к профильному пограничному слою. Эта и подобные зависимости достаточно надежно работают в области расчетного обтекания лопаточного венца, когда профильные и торцевые пограничные слои достаточно тонкие. Однако развитые отрывные течения на профиле лопатки перед вращающимся срывом (предсрывные режимы) и существенное загромождение проточной части торцевым пограничным слоем создают известные сложности в определении его интегральных толщин. Здесь бывает трудно, а иногда даже и невозможно разграничить области пограничного слоя и основного потока, как это принято в теории пограничного слоя.

Общепринятая схема течения у концов рабочих лопаток предполагает наличие поперечных перетеканий со стороны корытца к спинке, вызванных "соскабливающим" действием лопатки, перемещающейся в поле торцевого вязкого слоя. Сюда накладывается струйное течение в центральной области канала, обусловленное стеканием пограничных слоев с обеих поверхностей лопатки под действием центробежных сил. Эта струя, приобретая дополнительную кинетическую энергию при переходе из относительной системы координат в абсолютную у корпуса машины, может проникать в основную часть потока по направлению к втулке на достаточно большую глубину (порядка 10 % от высоты лопатки), что установлено экспериментально в результате специальных измерений в относительном движении [2,3]. На рис.1.1,а показаны результаты расчета поля течения у концов лопаток РК ($\bar{r} = 0,95$) вентиляторной ступени С-12 ($\bar{d} = 0.5$) судна на воздушной подушке на предсрывном режиме работы в виде изолиний скоростей. Вычисления проведены с помощью 3-D программного комплекса ANSYS CFX. Видны характерные зоны с пониженной (нулевой) относительной скоростью потока в центре межлопаточного канала вследствие существенного дефекта, возникающего при взаимодействии потока со стенкой. Подобная картина течения зафиксирована и в более поздних численных исследованиях рабочего колеса изолированной ступени с $\bar{d} = 0.61$ для $\bar{r} = 0,99$ с помощью комплекса NUMECA Fine/Turbo [4], о чем свидетельствует рис.1.1,б.

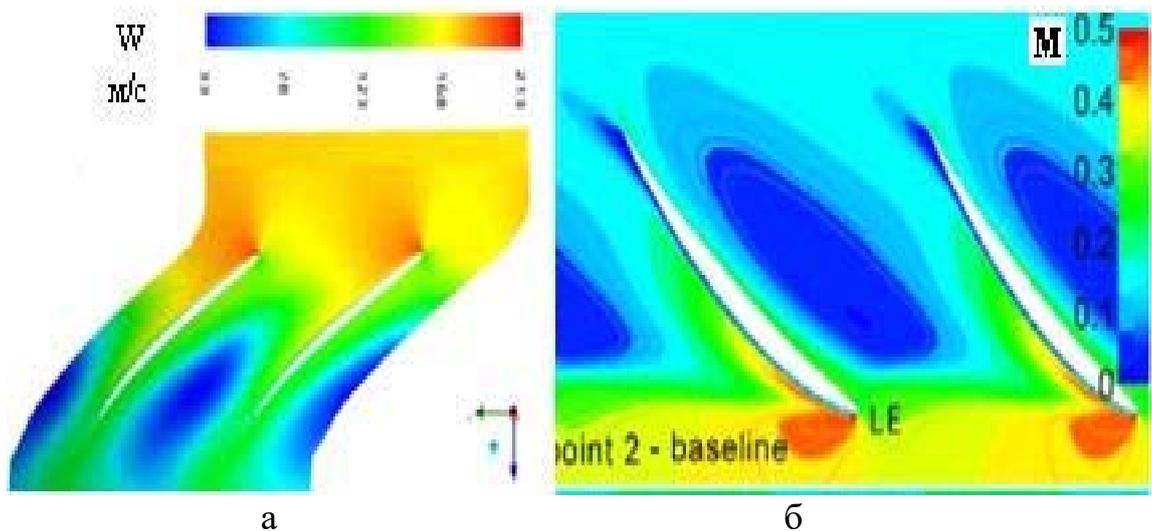


Рис.1.1. Изолинии относительной скорости W (а) [2] и числа M (б) [4] у концов рабочих лопаток на предсрывном режиме

Вопросы изучения особенностей формирования торцевого пограничного слоя имеют большое значение не только при анализе газодинамической устойчивости, но и при согласовании ступеней ОК, когда объемный расход воздуха каждой ступени должен точно соответствовать расходу в других ступенях, без ущерба для их нагруженности и КПД [5]. Здесь следует обратить внимание на интенсивные радиальные перемещения к корпусу вследствие неуравновешенности радиального градиента давления в профильном пограничном слое толщиной δ , который приводит к перераспределению объемного расхода Q_w от втулочных сечений к корпусу ОК и необходимости учитывать данное обстоятельство в общем балансе объемных расходов лопаточного венца. На рис.1.2 показана картина течения на спинке рабочей лопатки в виде предельных линий тока перед вращающимся срывом, полученная авторами с помощью 3D-комплексов RANS как в результате более раннего численного моделирования (а), так и в более поздних зарубежных вычислениях [4,6] (б).

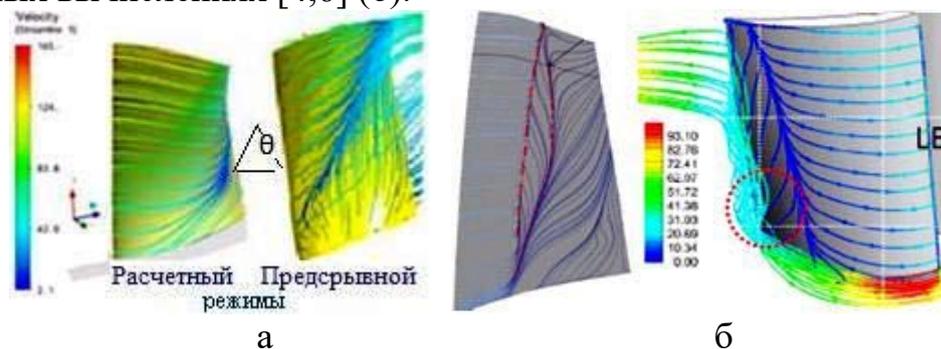


Рис.1.2. Предельные линии тока: а – результаты расчета авторов статьи; б – данные расчета [4,6]

Подобные распределения угла θ также выявлены авторами экспериментально с помощью специально разработанных датчиков и аппаратуры в относительной системе координат [2,3], что является

подтверждением стабильности проявления указанных физических явлений и делает их общепризнанными.

При этом объемный расход Q_w , участвующий в общем балансе расходов, можно определить, как

$$Q_w = \int_0^b \int_0^\delta \int_0^{W_{r \max}} dx dy dz = 0,45 U_k \cdot b \cdot \delta \cdot \left\{ a_0 + \sum_{j=1}^n a_j \left| \frac{C_\alpha^* - C_\alpha}{C_\alpha^*} \right|^j \right\},$$

где $W_{r \max}$ – максимальная радиальная скорость в ближнем аэродинамическом следе за РК у втулочного сечения, где коэффициенты a_0, a_j подобраны на основании статистической обработки результатов траверсирования потока в относительной системе координат [3]; $j = 1, 2, 3, 4$ – порядок полинома, выбираемый по минимальной среднеквадратичной погрешности аппроксимации; C_α^* – значение расходной составляющей скорости на расчетном режиме работы.

Несмотря на сложный характер вязкого течения у торцевых ограничивающих поверхностей, полагают, что его можно условно рассматривать как обычный пограничный слой с проявлением касательных напряжений трения. При этом в торцевом пограничном слое, «разрубаемом» РК, усредненные течения за колесом имеют профили, близкие к стандартному распределению во всем диапазоне режимов, т.е. описываются зависимостью $U = U_0 (y/\delta)^n$ [3]. Считая плотность среды неизменной, для определения интегральных толщин пограничного слоя можно записать соотношения

$$\delta^* = \delta \cdot \frac{n}{n+1}; \quad \delta^{**} = \delta \cdot \frac{n}{(n+1)(2n+1)}; \quad \delta^{***} = \delta \cdot \frac{2n}{(n+1)(3n+1)},$$

где δ – физическая толщина пограничного слоя, показатель степени $n = 1/4 \dots 1/12$ (обычно рекомендовано $n = 1/7$).

Поскольку из-за больших градиентов давления на ограничивающих поверхностях возникают вязкие слои большого масштаба (их толщина соизмерима с длиной хорды лопатки), то считают, что внедрение адекватных инженерных методов расчета толщины торцевого пограничного слоя δ окажет решающее влияние на проектирование компрессора.

В результате 3D-расчетно-экспериментальных исследований нами был проведен анализ особенностей течения в РК различных ступеней ОК и формирования пристенных течений (включая радиальный зазор [7]), а с учетом баланса объемных расходов установлены основные соотношения для определения толщин торцевого пограничного слоя δ_k и δ_b [3]. В дополнение к концевым потерям, вычисленным с помощью приведенного выше соотношения, профильные потери, найденные с учетом особенностей формирования профильного пограничного слоя, а также связывающая их форма движения потока в виде радиальных полей параметров с учетом профильного и торцевого вытеснения, позволяют определить и суммарные характеристики ступеней.

В общем случае при моделировании работы многоступенчатой осевой турбомашины с помощью 2D-комплексов существуют два способа учета эффектов загромождения пограничным слоем кольцевых ограничивающих

поверхностей. В первом из них область вычислений занимает все сечения канала от корпуса до втулки с соответствующим полем расходной составляющей скорости, найденным с учетом концевых потерь. Во втором случае расчеты ведутся между поверхностями тока, отстоящими от ограничивающих поверхностей на толщину вытеснения, и в уравнении неразрывности используется соответствующий коэффициент загромождения K [1].

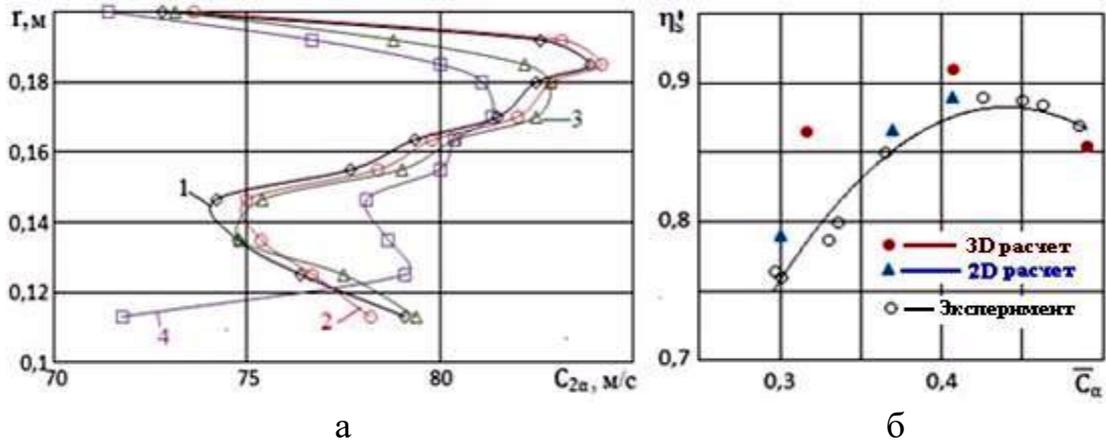


Рис.1.3. Радиальные поля осевой составляющей скорости за РК ступени С-12 при различных способах торцевого загромождения (а) и характеристика ступени (б)

На рис.1.3,а показаны рассчитанные с помощью 2D-модели распределения осевой составляющей скорости за РК ступени С-12 для двух отмеченных выше способов учета аэродинамического загромождения торцевым пограничным слоем. При этом рассмотрены два режима работы ступени: режим, соответствующий относительно тонкому торцевому пограничному слою за РК ($\bar{\delta}_{ТВ} = \bar{\delta}_{ТК} \approx 11\%$) (линия 1 - "твердые" стенки, линия 2 - "жидкие" стенки); предсрывной режим с развитым пограничным слоем у корпуса ($\bar{\delta}_{ТК} \approx 29\%$, $\bar{\delta}_{ТВ} \approx 1\%$) (линия 3 - "твердые" стенки, линия 4 - "жидкие" стенки). Здесь $\bar{\delta}_T = (\delta_T/h_2) \cdot 100\%$.

Значимость полученных результатов можно оценить по величине среднестатистического расхождения эпюр осевой составляющей скорости $C_{2\alpha}$ или ее безразмерного аналога – $\bar{C}_{2\alpha\text{ ср}} = C_{2\alpha}/C_{2\alpha\text{ ср}}$ – расчетной зависимости и экспериментальной, как $\delta\bar{C}_\alpha = 1/n \cdot \sum_{i=1}^n (|\bar{C}_{2\alpha i}^{c1} - \bar{C}_{2\alpha i}^{c2}|/\bar{C}_{2\alpha\text{ ср}}) \cdot 100\%$. Здесь n – количество радиусов, на которых проверяется расхождение осевой составляющей, $c1, c2$ отражают способ загромождения/оттеснения, $\bar{C}_{2\alpha\text{ ср}} = 1,0$ соответствует среднему радиусу. Оценка показывает, что для относительно тонкого торцевого пограничного слоя в случае "жидкой" стенки величина $\delta\bar{C}_\alpha < 1\%$, а при развитом вязком пристеночном течении $\delta\bar{C}_\alpha < 3\%$, поэтому торцевым оттеснением можно пренебречь.

Данное обстоятельство позволяет реализовывать более экономичный алгоритм 2D-расчета при наличии загромождения только профильным пограничным слоем (нарушение осевой симметрии потока) [1,3]. В связи с этим единственно рациональным способом учета загромождения проточной части ОК торцевым пограничным слоем остается реалистическая оценка

концевых потерь с учетом особенностей формирования пограничного слоя и определения его интегральных характеристик.

На рис.1.3, б показано сопоставление результатов 2D-моделирования и опытной характеристики ступени С-12 в виде зависимости изоэнтропического КПД η_s^* ступени от \bar{C}_α . Здесь же приведены и результаты 3D-расчета η_s^* .

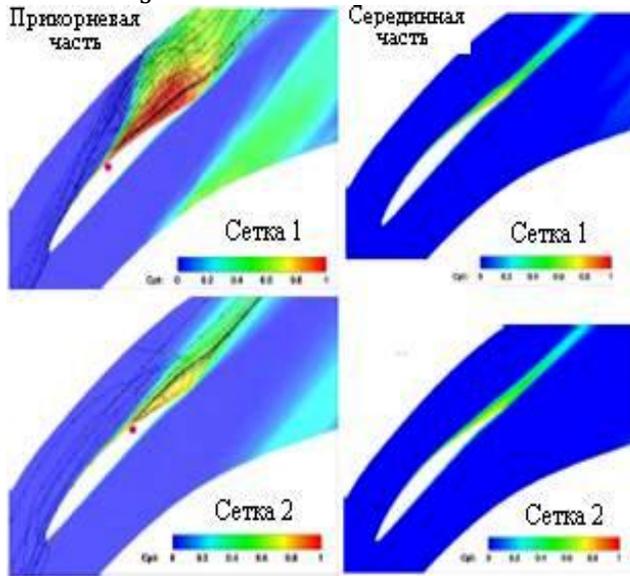


Рис. 1.4. Картины течения ступени вентилятора NASA-65

Рисунок наглядно иллюстрирует возможности 2D-расчета, выполненного согласно описанной выше схеме. О причинах заметного отличия 3D-значений КПД от экспериментальных данных ступени, связанных с недостаточным дефицитом полного давления P_{2w}^* в РК в основной (центральной) части межлопаточного канала, было отмечено в работе [1]. В практике расчетов встречаются и противоположные ситуации, когда $P_{2w}^*_{\text{эксп}} > P_{2w}^*_{\text{расчет}}$. Поэтому,

несмотря на широкое применение 3-D программных пакетов при решении прямых задач турбомашин и их

постоянное совершенствование, CFD- комплексы могут приводить к существенным погрешностям расчета, в частности, у торцевых стенок проточной части машины, которые зависят от различных факторов. Установлено, что на адекватность моделирования течения основное влияние оказывает соотношение величин схемной и физической вязкостей. При этом необходимо стремиться к минимизации схемной вязкости, которая зависит от размеров ячеек расчетной сетки и от разностной схемы вычислительного процесса. На практике может возникнуть ситуация, когда менее точные схемы на разреженных (грубых) сетках приводят к более точным результатам. Это происходит в случае, когда недостаточно адекватно моделируется физическая вязкость и величина ее занижена. Поэтому при малых значениях схемной вязкости (измельчение расчетной сетки) могут отсутствовать механизмы подавления отрывов, что требует применения огрубления разностной сетки. Данная ситуация приводит к необходимости поиска рационального варианта использования 3-D пакетов RANS/URANS, что на сегодня возможно только при накоплении и систематизации опыта их применения.

На рис.1.4 показаны картины течения в виде изолиний коэффициента полного давления C_p у корневой и средней части РК ступени вентилятора NASA-65, рассчитанные с помощью 3D-модели RANS [8]. Здесь задействованы сеточные модели О-Н топологии с различным числом ячеек при одинаковой модели турбулентности: сетка 1 имеет 14 млн. ячеек; сетка 2 – 22 млн. ячеек с параметром $y^+ < 1$. Видно, что в серединной части

лопаточного венца густота сетки практически не влияет на результаты вычислений, в отличие от привтулочной области, где разница весьма ощутима.

Помимо указанной выше причины существует и проблема адекватного моделирования физической вязкости в вычислительном процессе компрессорной решетки профилей, о чем свидетельствуют данные рис.1.5.

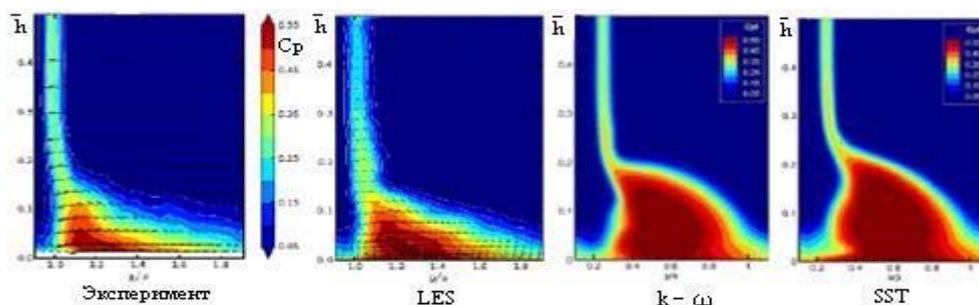


Рис.1.5. Влияние моделирования турбулентной вязкости

Здесь изображены шаговые изолинии коэффициента $C_p = (P_\infty^* - P^*) / (P_\infty^* - P_\infty)$ для нижней части высоты РК NASA-65 ($\bar{h} \leq 0,5$) за выходными кромками ($x/b_a \approx 0,36$), полученные как в результате расчета при различных моделях турбулентной вязкости (сеточные модели одинаковы), так и экспериментально [8].

Указанные обстоятельства, а также другие моменты применения 3D-программных комплексов RANS приводят к тому, что их, как правило, используют при газодинамической доводке лопаточных венцов путем сравнения картин течения, полученных в результате вычислений до и после изменения геометрических параметров объектов.

В качестве примера можно привести результаты CFD RANS- расчета поля течения в виде изолиний числа M в компрессоре высокого давления (КВД) приводного ГТД ДР59Л для ГПА-10 магистральных газопроводов (рис.1.6: а – до модернизации; б – после модернизации) [9].

Обращает на себя внимание наличие развитых срывных явлений в области периферии и втулки рабочих лопаток 6, 7, 8, 9 ступеней и, как следствие, отрывов потока в направляющих аппаратах этих же ступеней исходного КВД (рис.1.6,а).

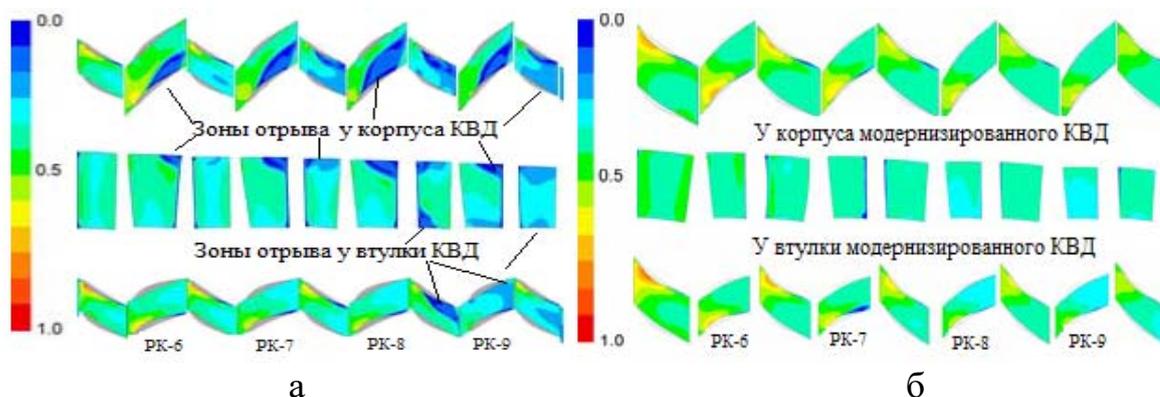


Рис.1.6. Результаты моделирования течения в исходном (а) и модернизированном (б) КВД ГТД ДР 59Л

Картины течения приведены для расчетных сечений, отстоящих на 5% от торцевых поверхностей машины. В результате корректировки профилей лопаток, отрывы потока в указанных местах устраняются (рис.1.6,б). При такой модернизации КВД за счет увеличения угла изгиба более утоненных профилей и их оптимизации выявлена возможность увеличения $\pi_{\text{КВД}}^*$ до значения 4,67 вместо 3,17 для исходного варианта с достаточно высоким КПД, равным 86,8%.

Полученные данные свидетельствуют о возможности достаточно надежного определения характеристик ОК ГТД с помощью современных и постоянно развивающихся 2D-методов поверочного расчета ступеней в сочетании с CFD 3D-программными комплексами, что является надежной основой создания высокоэффективных машин.

Список литературы

1. Учет влияния торцевого пограничного слоя на поле течения в осевом компрессоре [Текст]/ В.А. Коваль, В. Е. Михайлов // Разработка, производство и эксплуатация турбо, – электронасосных агрегатов и систем на их основе: мат. VIII Междунар. науч.-техн. конф. «СИИТ '17». – Воронеж: Научная книга, 2017. – С. 9–14.
2. Ануров Ю.М. Применение надроторных устройств лабиринтного типа для повышения эффективности осевых компрессорных ступеней [Текст]/Ю.М. Ануров, В.А. Коваль, В.Е. Михайлов// Насосы. Турбины. Системы. – 2016. – №2(19). – С.31 – 39.
3. Особенности рабочих процессов в газотурбинных и парогазовых энергетических установках и их элементах [Текст]/ В.А.Коваль, В.Е. Михайлов, В.В. Романов, Е.А. Ковалева.–Харьков: Монограф, 2013.–334 с.
4. Numerical investigation on effect of compressor performance in single rotor with micro-vortex generator [Text]/S-B. Ma, W. Chu, H. Chang, J. Lang, H. Kuang //Proc. of ASME Turbo Expo 2017: GT2017–63935, June 26–30, 2017, – Charlotte, NC, USA, – 10 pp.
5. Гостелуу Дж. Аэродинамика решеток турбомашин: пер. с англ. [Текст]/ Дж. Гостелуу. – М.: Мир, 1987. – 392 с.
6. Dinh C-T. Effects of a circumferential feed-back channel on aerodynamic performance of a single-stage transonic axial compressor [Text]/C-T. Dinh, S-B.Ma, K-Y. Kim //Proc. of ASME Turbo Expo 2017: GT2017–63536, June 26–30, 2017, – Charlotte, NC, USA, – 11 pp.
7. Коваль В.А. О влиянии радиального зазора на границу срыва осевого компрессора ГТД [Текст]/ В.А.Коваль, Е.А. Ковалева, В.В. Романов// LXIV научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок «Фундаментальные проблемы применения современных ГТУ в отечественной экономике – результаты освоения и эксплуатации и задачи на будущее»: сборник докладов, г. Казань, 12–15 сентября 2017 г., ОАО «ВТИ» 2017. – С. 46–49.
8. Xia G. Hybrid RANS/LES Simulation of Corner Stall in a Linear Compressor Cascade [Text]/G. Xia, G. Medic// Proc. of ASME Turbo Expo 2017: GT2017–63454, June 26–30, 2017, – Charlotte, NC, USA, – 11 pp.
9. Ануров Ю.М. К вопросу учета пристенных вязких течений в осевых компрессорах ГТД [Текст]/Ю.М. Ануров, В.А. Коваль, В.Е. Михайлов// Насосы. Турбины. Системы. – 2017. – №1(22). – С.42 – 50.

ОЧИСТКА ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА В ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ.

О.В. ПРОВОЛОВИЧ (ООО «НПП «ФОЛТЕР», г. Москва)

Для работы газотурбинных установок (ГТУ) требуется большое количество воздуха, который поступает в них из атмосферы. Атмосферный воздух всегда содержит пылевые загрязнения.

Для защиты внутренних элементов ГТУ от загрязнений применяют комплексные воздухоочистные устройства (КВОУ) с различными системами фильтрации, включающие влагоуловители, фильтры грубой очистки (ФГО), фильтры тонкой очистки (ФТО), а в ряде случаев, и фильтры эффективной (ЕРА) и сверхэффективной (НЕРА) очистки.

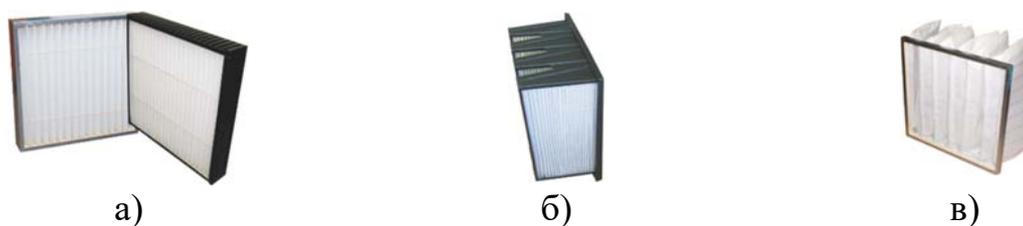


Рис. 1. Фильтры грубой очистки класс G4 по EN779:
а) Гофрированный, б) Обратный (реверсивный), глубина 292, 400 и 600 мм
в) Карманный.

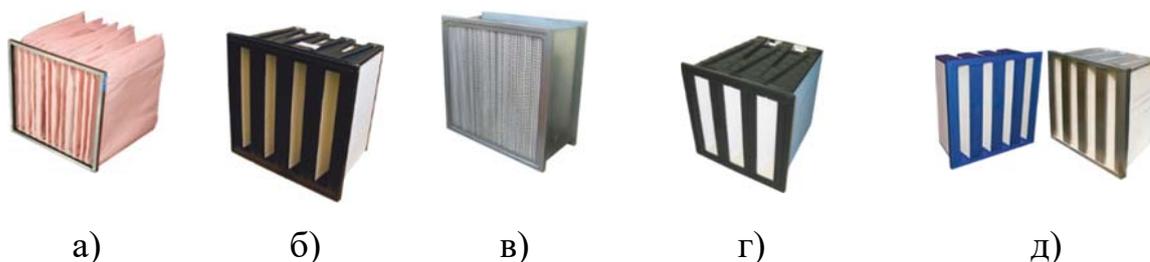


Рис. 2. Фильтры тонкой очистки класс M6-F9 EN779
а) Карманный, б) Компактный с глубиной 400 мм, в) Фильтр, г) Компактный с глубиной 600 мм, д) Компактный с глубиной 292 мм

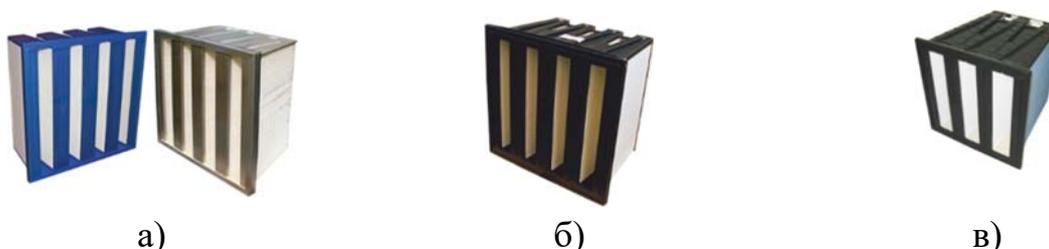


Рис. 3. Фильтры эффективной и сверх эффективной очистки ЕРА и НЕРА класс Е10-Н14 (EN1822):
а) Компактный, глубиной 292 мм, б) Компактный с глубиной 400 мм в) Компактный с глубиной 600 мм.

Для уменьшения габаритов применяются совмещенные схемы размещения фильтров: ФГО класса G4 в первой и ФТО класса F8-F9 во второй ступени, как показано, например, на рис 4.

ФГО реверсивный фильтр карманного типа класс G4, срок службы: ½ года

ФТО класс F8-F9, срок службы: 1-1,5 года

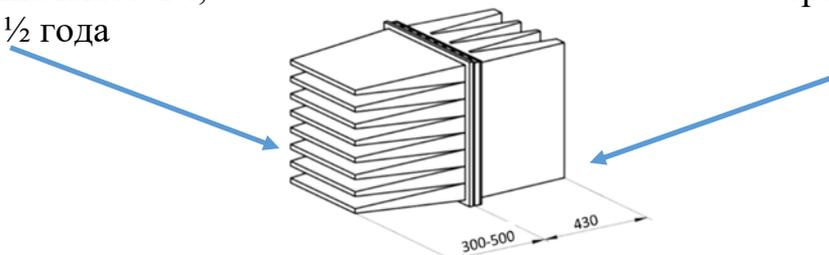


Рис. 4. Совмещенное расположение фильтров.

Недостатком этих систем фильтрации является короткий срок службы ФГО, как правило, не превышающий полгода, в то время как, ФТО работает без замены 1-1,5 года.

® ФОЛТЕР предлагает новые высокопроизводительные фильтрующие системы, скомпонованные из карманных фильтров класса G4 и F8-F9 как на рис 4.

Их характеристики:

Производительность блока, тыс м ³ /ч	3,4-4,25	4,25-4,5	5,0-5,2
Число карманов	4/4	4/4	3/3
Глубина (длина) кармана, мм	292	400	600
Глубина (длина) блока, мм	584	800	1200
Увеличение срока службы, раз	-	1,3-2	2-3
$Q = 4250 - 4500 \text{ м}^3/\text{ч}$			

Такие системы уменьшают габариты проектируемых КВОУ, понижают сопротивление фильтров и увеличивают сроки их службы. КПД ГТУ повышается и снижаются эксплуатационные затраты на КВОУ.

Система фильтрации Фолтер, установлена на Казанской ТЭЦ-2. Производительность сборки ФГО(G4) + ФТО(F9) составляет 4250 м³/ч, в два раза больше ранее применявшейся. Площадь фильтрации ФГО(G4) – 4,8м², площадь фильтрации ФТО(F9) – 28м².

После 1 года эксплуатации общее сопротивление обоих фильтров составило 497 Па при максимально допустимом 900 Па.

Срок службы стандартной системы с такими же фильтрами составил 1 год при 2-разовой замене реверсивных карманных фильтров ФГО (G4).

КВОУ представляют собой крупногабаритные и металлоемкие конструкции, их основной задачей является очистка циклового воздуха от

загрязнений. Дополнительно КВОУ могут оснащаться антиобледенительными системами, а также системами подогрева и охлаждения воздуха.

Возможны компоновки КВОУ с односторонним, двух и трехсторонним забором воздуха, и различным размещением фильтров

Для сравнения различных вариантов компоновки КВОУ можно использовать критерий удельной металлоемкости, то есть массы КВОУ отнесенной к его производительности ($\text{м}^3/\text{ч}$ воздуха). Минимальная удельная металлоемкость, характерна для W-образной системы фильтрации. Она на 25% ниже стандартных систем.

Заключение

1. Для работы современных ГТУ необходимы многоступенчатые системы фильтрации, обеспечивающие необходимую чистоту циклового воздуха

2. Разработана новая высокопроизводительная система фильтрации, позволяющая снижать затраты при эксплуатации, действующей ГТУ, и проектировать более компактные КВОУ.

3. Предложен показатель удельной металлоемкости, позволяющий сравнивать различные конструкции КВОУ.

4. На основе анализа различных конструкций КВОУ минимизирована удельная металлоемкость КВОУ при разработке компактных фильтрующих систем.

ГИБКИЕ КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ НА БАЗЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

В.А. ОЧЕРЕТЯНЫЙ

(Севастопольский государственный университет, г. Севастополь)

В.Т. МАТВЕЕНКО, А.В. ДОЛОГЛОНЯН

(Институт природно-технических систем РАН, г. Севастополь)

Для распределенной энергетики или локальных объектов энергопотребления применение когенерационных технологий является одним из самых результативных путей повышения эффективности использования энергии топлива.

Основные требования, предъявляемые к когенерационной установке, должны быть следующие:

– степень использования тепла топлива в установке должна составлять не менее 75...85%.

доля вырабатываемой электрической энергии по отношению к суммарной должна быть более высокой для обеспечения большего финансового эффекта.

– тепловая и конструктивная схемы когенерационной установки должны быть приспособлены к переменному количеству энергии, поставляемой разным потребителям;

– вредная экологическая нагрузка на окружающую среду должна быть меньшей, чем при раздельном производстве энергии.

Степень использования тепла топлива не менее 75...85% можно получить, за счет комбинированного производства электрической и тепловой энергии в ГТД простого цикла с утилизацией теплоты выхлопных газов в паровых или водяных утилизационных котлах. Такую тепловую схему можно считать базовой, в ней в электрическую превращается 25...35% теплоты сгорания топлива

Повышение энергоэффективности когенерационной ГТУ возможно за счет превращения части утилизируемой теплоты в механическую работу в турбокомпрессорном утилизаторе (ТКУ). Такой способ утилизации теплоты реализуется в газотурбинном двигателе с турбиной перерасширения. В состав ТКУ входит турбина перерасширения (ТП), дожимающий компрессор (ДК) и охладитель газа между ними (рис. 1).

В предлагаемой схеме охладитель газа выполняет роль теплогенератора – водяного котла-утилизатора. В ТП используется внутренняя энергия выхлопных газов, что позволяет получить, за вычетом затрат энергии на дожимание газа, дополнительную полезную работу, увеличивающую эффективный КПД двигателя, оставляя коэффициент использования тепла топлива в установке на уровне 80%.

Эффективный КПД ГТД с ТКУ при всех значениях степени повышения давления π_k в двигателе выше, чем в двигателе простого (П) цикла (рис. 2). В диапазоне оптимальных π_k относительный рост КПД составляет 10...25%. В такой же степени увеличивается удельная мощность $n_{уд}$ в цикле. Для сравнения, на рис. 2, представлены характеристики ГТД с регенерацией теплоты (Р).

В Севастопольском государственном университете создан опытный газотурбогенератор с ТКУ (рис. 3). В опытной когенерационной установке использован газотурбогенератор АИ-8.

ГТД опытной установки выполнен по схеме со свободной силовой турбиной (рис. 4) и свободным турбокомпрессорным утилизатором. Охлаждение газа производится секциями. Первая - для высокотемпературного теплоносителя или регенератора, вторая – для получения горячей воды.

Испытания газотурбогенератора подтвердили достоверность теоретических разработок по турбокомпрессорной утилизации теплоты, установка обладает хорошими экономическими и эксплуатационными качествами на всех режимах работы. Установлены уникальные свойства ГТУ

с ТКУ – постоянно высокий коэффициент использования тепла топлива на всех режимах нагружения.

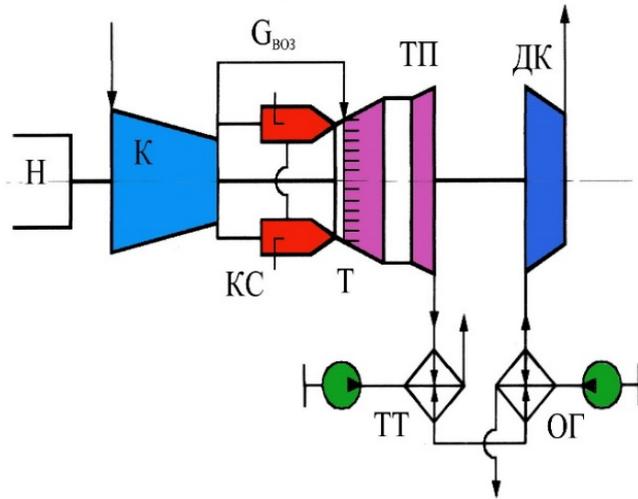


Рис. 1 Схема когенерационного ГТД с турбокомпрессорным утилизатором: К – компрессор; КС – камера сгорания; Т – турбина; ТП – турбина перерасширения; ДК – дожимающий компрессор; ОГ – охладитель газа; ТТ – теплофикационный теплообменник; Н - нагрузка

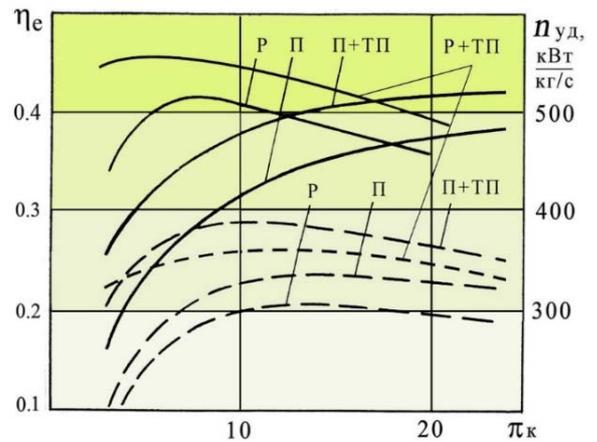


Рис. 2. Зависимость эффективного КПД η_e (сплошные линии) и удельной мощности $P_{уд}$ (прерывистые линии) от π_k при $T_3=1473$ К, $\pi_{дк} = 2,25$ и степени регенерации $\sigma = 0,85$

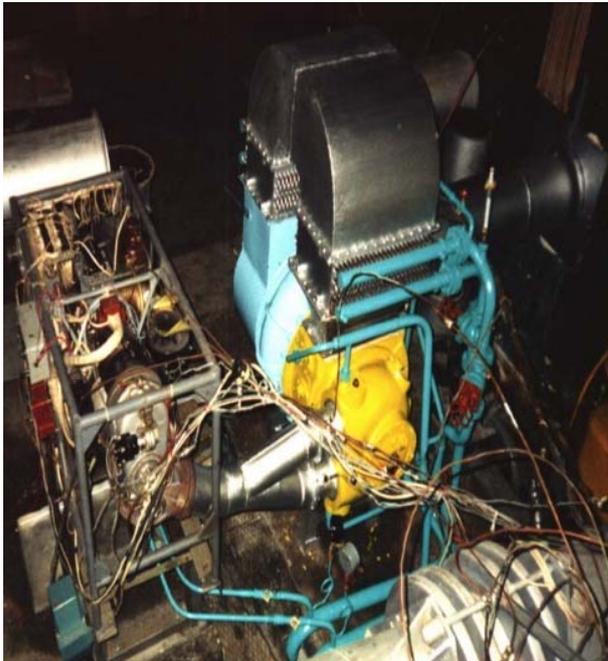


Рис. 3 - Когенерационный газотурбогенератор с турбокомпрессорным утилизатором электрической мощностью 60 кВт

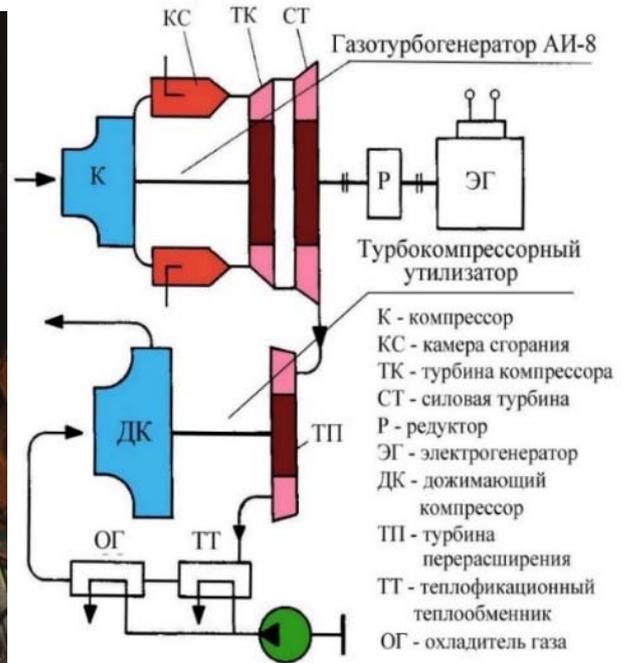


Рис. 4 – Схема когенерационного ГТД с турбокомпрессорным утилизатором

Сравнительные данные технических характеристик ГТД простого цикла и ГТД с ТКУ

Наименование параметра	НК-38СТ НК-38СТ+ТКУ СНТК им. Н.Д. Кузнецова	ГТД-10РМ* ГТД-10РМ +ТКУ НПО «Сатурн»	ГТД-16П ГТД-16П+ТКУ «Авиадвигатель»
Мощность на валу силовой турбины, кВт	<u>16000</u> 17970	<u>10230</u> 11645	<u>16400</u> 18660
Эффективный КПД ГТУ по ISO, %	<u>38,0</u> 42,7	<u>36,5</u> 41,5	<u>37,0</u> 41,6
Начальная температура газов в ГТД, К	<u>1503</u> 1503	<u>1473</u> 1473	<u>1416</u> 1416
Температура газа на выхлопе, °С	<u>456</u> 131	<u>512</u> 131	<u>470</u> 131
Степень повышения давления в компрессоре двигателя	<u>26,5</u> 26,5	<u>17,9</u> 17,9	<u>19,6</u> 19,6
Степень повышения давления в дожимающем компрессоре	<u>-</u> 2,2	<u>-</u> 2,2	<u>-</u> 2,2
Расход воздуха через двигатель, кг/с	<u>57,9</u> 57,9	<u>32,5</u> 32,5	<u>56,2</u> 56,2
Мощность тепловая, кВт	<u>-</u> 16910	<u>-</u> 11544	<u>-</u> 15759
Коэффициент использования тепла топлива %	<u>-</u> 82,8	<u>-</u> 82,7	<u>-</u> 83,1
* в числителе – ГТД простого цикла в знаменателе – ГТД с ТКУ			

Работа когенерационного ГТД с ТКУ на переменном режиме

Для когенерационных ГТД, обеспечивающих энергией автономные коммунальные и промышленные объекты, характерна работа на частичных нагрузках, причем обычно при изменении электрической нагрузки тепловая мощность часто должна быть более стабильной.

Конструктивно когенерационный ГТД с ТКУ может быть выполнен со свободным ТКУ (СТКУ), изображенным на рис. 4, и с заблокированным ТКУ (БТКУ), который механически связан с силовой турбиной.

Исследование характеристик когенерационных ГТД с СТКУ и БТКУ на переменном режиме производилось в сравнении с ГТД простого цикла. При всех значениях относительной мощности \bar{n}_e эффективный КПД схем ГТД с СТКУ выше (рис.5), чем в ГТД простого цикла (схема 2СН).

Результаты расчетов теплотехнических характеристик ГТД с СТКУ и простого цикла на частичных нагрузках представлены также на рис. 6. Из него видно, что коэффициент использования тепла топлива ГТД с СТКУ, при

уменьшении мощности ГТД не только сохраняется на высоком уровне, но и несколько увеличивается.

Тепловая мощность при $\bar{N}_e=0,6$ сохраняется на уровне $\bar{N}_{тр}=0,9$ за счет мало изменяющегося значения температуры T_5 за турбиной перерасширения.

Таким образом, конструктивная схема ГТД с СТКУ обеспечивает достаточно стабильную поставку потребителю тепловой энергии при существенном изменении электрической нагрузки.

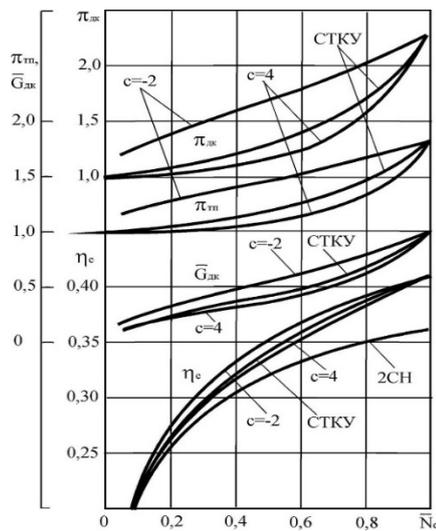


Рис.5 - Характеристики цикла ГТД с СТКУ на частичных нагрузках при $T_3=1473$ К, $\pi_k=22$ и $\pi_{дк}=2,25$

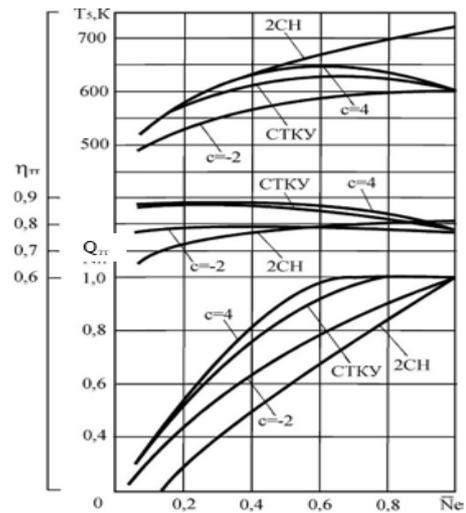


Рис. 6 - Теплотехнические характеристики ГТД с СТКУ на частичных нагрузках при $T_3=1473$ К, $\pi_k=22$ и $\pi_{дк}=2,25$

Управление потоками энергии в ГТД с СТКУ

Управление потоками энергии, можно осуществить путем изменения рабочего процесса в ГТД.

В схеме ГТД с СТКУ возможно изменение рабочего процесса на частичных нагрузках посредством регулируемого соплового аппарата (РСА) турбины перерасширения.

Определение характеристик ТП производится в зависимости от изменения отношения начальных температур газа в ГТД на частичных нагрузках, а также параметра «с», который характеризует раскрытие проточной части РСА турбины перерасширения. При $c=1$ положение РСА на переменном режиме не изменяется.

Исследования теплотехнических характеристик ГТД с ТКУ на частичных нагрузках с РСА в ТП показали, что при уменьшении степени расширения в ТП $\pi_{тр}$ уменьшается степень повышения давления в ДК $\pi_{дк}$ (см. рис. 5) и, как следствие, увеличивается тепловая мощность ТКУ (в формуле (2) параметр $c=4$). При увеличении $\pi_{тр}$ (в формуле (2) параметр $c=-2$) можно по требованию потребителя уменьшить тепловую мощность энергоустановки (рис. 6), при этом эффективный КПД η_e растет, а коэффициент использования тепла топлива $\eta_{тп}$ остается стабильно высоким.

Эффективность работы газотурбинного двигателя с ТКУ и регенерацией теплоты

Высокую энергоэффективность когенерационной ГТУ можно достигнуть в ГТД с турбиной перерасширения и регенерацией теплоты в сочетании с глубокой утилизацией теплоты выхлопных газов в ТКУ. В ГТД с ТКУ и регенерацией (Р) теплоты (рис. 7 и 8) между ТП и ДК установлены последовательно регенератор и охладитель газа – теплогенератор.

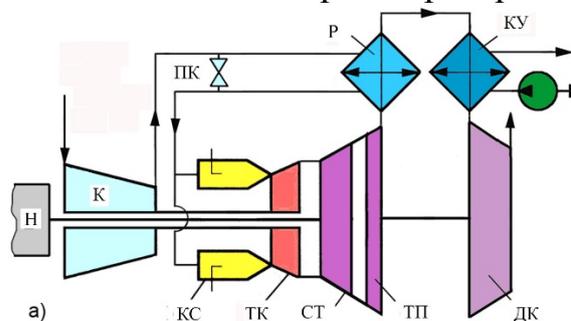


Рис.7 – Когенерационный ГТД со свободным ТКУ и регенерацией теплоты (схема 1СН/Р + СТКУ)

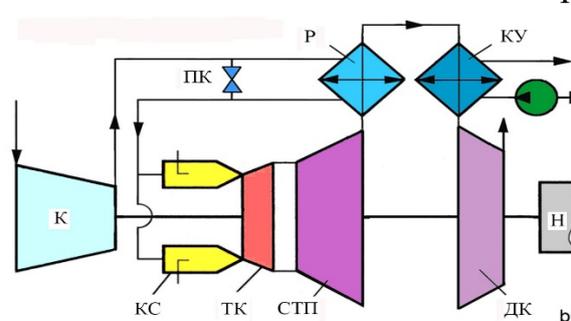


Рис. 8 – Когенерационный ГТД с блокированным ТКУ и регенерацией (схема 1СН/Р + БТКУ)

Эффективный КПД ГТД с ТКУ и регенерацией теплоты при всех значениях степени повышения давления π_k в компрессоре двигателя выше, чем в обычном двигателе с регенерацией теплоты (Р) (рис. 2).

Управление потоками энергии в когенерационных ГТУ, основанных на базе ГТД с регенерацией теплоты

Гибким когенерационным технологиям может удовлетворить ГТД с ТКУ и регенерацией теплоты. Такая ГТУ обладает высокими теплотехническими характеристиками, в том числе и КПД, а также удельной мощностью.

Существенное влияние на теплотехнические характеристики ГТД с ТКУ при переменном режиме оказывает конструктивная схема ГТД.

На рис. 7 приведена схема когенерационного ГТД со свободным ТКУ (СТКУ) и регенерацией теплоты, где силовая турбина с турбиной перерасширения механически не связана. Возможно применение ГТД с БТКУ и регенерацией теплоты (рис. 8), где силовая турбина механически связана с ТКУ.

Расчеты характеристик когенерационных ГТД с СТКУ и БТКУ и регенерацией теплоты проводились при оптимальных степенях повышения давления в двигателе и в дожимающем компрессоре для схемы с регенерацией теплоты. В схемах ГТД с БТКУ и Р вал силового турбокомпрессорного агрегата воспринимает генераторную нагрузку, при которой $n_{\text{тк}} = \text{const}$.

На рис. 9 и 10 показаны зависимости характеристик ГТД с ТКУ и Р (схемы 1СН/Р + СТКУ и 1СН/Р + БТКУ) от относительной эффективной

мощности \bar{N}_e . Для сравнения приведены характеристики на частичных нагрузках традиционной схемы 2СН.

При всех значениях относительной мощности \bar{N}_e эффективный КПД ГТД с ТКУ и Р существенно выше, чем в ГТД простого цикла (схема 2СН). Здесь наблюдается суммарный эффект повышения эффективного КПД за счет регенерации теплоты и применения турбины перерасширения. В ГТД со СТКУ и Р эффективный КПД несколько выше, чем в ГТД с БТКУ и Р. На переменном режиме необходимо отметить высокий коэффициент использования тепла топлива ГТД со СТКУ и Р, который с уменьшением мощности ГТД даже увеличивается (см. рис.10).

При частичном нагружении в ГТД с БТКУ и Р тепловая мощность установки уменьшается практически пропорционально \bar{N}_e , также как в ГТД простого цикла (схема 2СН). Более стабильно генерируется тепловая энергия в ГТД со СТКУ и Р, так при относительной мощности $\bar{N}_e = 0,5$ тепловая мощность составляет $\bar{Q}_T = 0,75$.

Изменять тепловую мощность когенерационного ГТД с ТКУ и Р можно посредством перепуска циклового воздуха мимо регенератора. Такой способ позволяет перераспределить тепловой поток за турбиной перерасширения между регенератором и охладителем газа – теплогенератором.

Относительный расход воздуха $\bar{G}_{вр}$ через регенератор определяется по формуле:

$$\bar{G}_{вр} = (1 - \bar{G}_{во}) \bar{G}_к^{(C+1)} \quad (3)$$

где $\bar{G}_к$ - относительный расход воздуха через компрессор двигателя; $\bar{G}_{во}$ - относительный расход воздуха, отбираемый на охлаждение турбин.

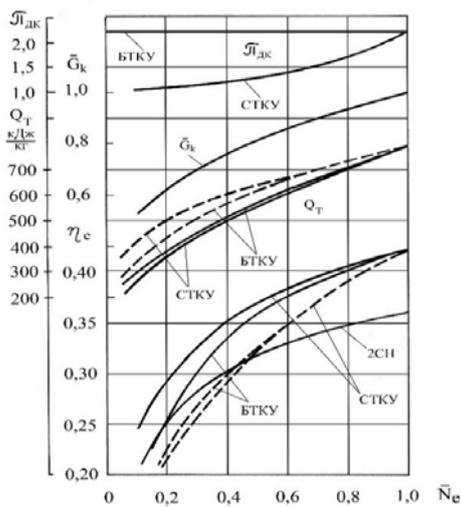


Рис. 9 – Характеристики цикла ГТД ТКУ и Р на частичных нагрузках при $T_3 = 1473 \text{ К}$, $\pi_k = 7$ и $\pi_{дк} = 2,25$ (нагрузка генераторная): СТКУ – схема 1СН/Р со свободным ТКУ; БТКУ – схема 1СН/Р с заблокированным ТКУ

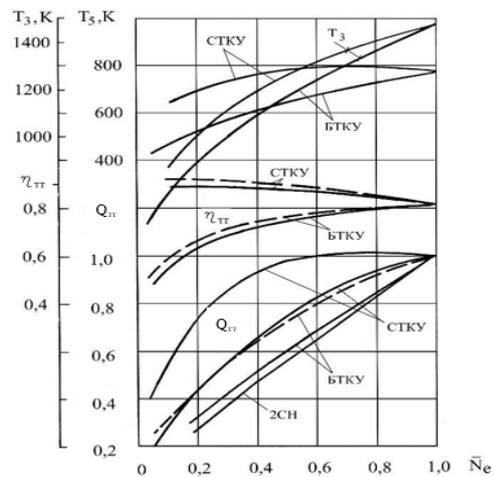


Рис. 10 – Теплотехнические характеристики ГТД с ТКУ и Р на частичных нагрузках при $T_3 = 1473 \text{ К}$, $\pi_k = 7$ и $\pi_{дк} = 2,25$ (нагрузка генераторная): СТКУ – схема 1СН/Р со свободным ТКУ; БТКУ – схема 1СН/Р с заблокированным ТКУ

При $C = 0$ в формуле (3) перепуск воздуха мимо регенератора отсутствует. Для увеличения тепловой мощности ГТУ на частичной нагрузке через клапан КП (см.рис. 7, 8) производится перепуск части воздуха мимо регенератора.

При $C = 2$ в формуле (3) можно обеспечить посредством перепуска воздуха мимо регенератора постоянную тепловую мощность $Q_{ТТ}$ при $0,6 \bar{N}_e \leq$ в ГТД со СТКУ и Р (верхняя линия на рис.9). Перекрыв перепуск воздуха, двигатель возвращается к начальной характеристике ГТД со СТКУ и Р.

Изменять эффективный КПД ГТД с Р теплоты можно посредством применения регулируемого соплового аппарата (РСА) в силовой турбине. Такой способ позволяет перераспределить теплоперепад между турбинами, изменять расход газа через турбины, приблизить регулирование к количественному типу.

На рис. 11 и 12 показаны зависимости характеристик когенерационных ГТД с регенерацией теплоты (схема 1СН/Р), ГТД с регенерацией теплоты и турбиной перерасширения (схема 1СН/Р+ТП) от относительной эффективной мощности \bar{N}_e .

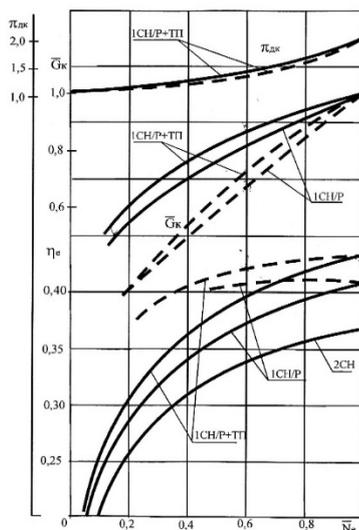


Рис. 11 – Характеристики циклов ГТД с Р на частичных нагрузках при $T_3=1473\text{K}$, $\pi_k=7$ и $\pi_{дк}=2,25$

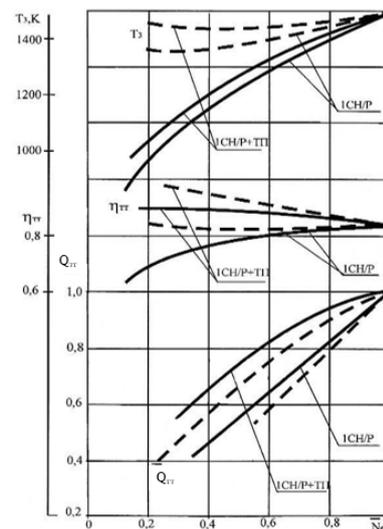


Рис. 12 – Теплотехнические характеристики ГТД с Р на частичных нагрузках при $T_3=1473\text{K}$, $\pi_k=7$ и $\pi_{дк}=2,25$

На частичных нагрузках посредством РСА можем уменьшить расход рабочего тела через двигатель. При этом наблюдается существенное увеличение эффективного КПД при уменьшении нагрузки (прерывистые линии на рис. 11) как для ГТД с Р, так и для ГТД с Р и ТП. Объясняется это тем, что начальная температура газа T_3 на частичных нагрузках мало отличается от ее значения на номинальном режиме и параметры рабочего цикла приближаются к оптимальным значениям при полном нагружении ГТД (рис. 12).

Что касается теплотехнических характеристик, коэффициент использования тепла топлива обеих схем ГТД на частичных нагрузках

несколько растёт, при этом относительная тепловая мощность уменьшается за счет перераспределения потоков энергии в пользу механической.

Применение совместно двух предложенных методов изменения характеристик в ГТД с БТКУ и Р позволяет в широком диапазоне изменять тепловую мощность энергоустановки при переменном режиме.

В области разработки гибких когенерационных технологий на базе ГТД возможно применение и других методов изменения рабочих процессов ГТД. Одной из перспективных разработок в этой области является когенерационный ГТД с промежуточным подогревом газа перед силовой турбиной и ТКУ. Он обладает высокой удельной мощностью и высокими эффективным и теплотехническим КПД, возможностью регулирования отдельно электрической и тепловой мощности.

Выводы

1. Газотурбинные двигатели по конструктивному исполнению элементов двигателя достаточно приспособлены к изменению рабочего процесса на переменных режимах.

2. Совершенствование тепловых и конструктивных схем, изменение рабочего процесса ГТД позволяют создать энергоустановки, реализующие гибкие когенерационные технологии.

ВОПРОСЫ ОПТИМИЗАЦИИ СХЕМ И ПАРАМЕТРОВ ПГУ-ТЭЦ НА БАЗЕ ГТУ СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ

А.А. ДУДОЛИН, С.М. КРАШЕНИННИКОВ (НИУ «МЭИ», г. Москва)

Работа блока на базе газотурбинной установки (ГТУ), в отличие от паросиловых установок (ПСУ), сильно зависит от параметров окружающего воздуха [1]. Колебания температуры воздуха оказывают сильное влияние не только на работу ГТУ, но и на её выходные характеристики. В парогазовом блоке (ПГУ) теплоту газов на выходе из ГТУ утилизирует котел-утилизатор (КУ), тем самым генерируя пар для работы паротурбинной установки (ПТУ). Если из-за изменения характеристик воздуха меняется работа и выходные характеристики ГТУ, то изменится количество и качество пара, генерируемого котлом-утилизатором, что в свою очередь влечет изменение работы в ПТУ. В качестве примера влияния климатических факторов, на рисунках 1а÷1г представлены результаты расчетов работы блока открытого типа на базе ГТУ типа 6F.03 (6FA) ООО «Русские Газовые Турбины» (г. Рыбинск, Россия) выпускаемой по лицензии General Electric в трёх различных регионах (Омск, Ярославль, Астрахань).

В современной российской практике при проектировании блоков на базе ГТУ перечисленные выше особенности, как правило, не учитываются. Большинство технических решений принимаются исходя из критерия «максимальная тепловая экономичность» для среднегодовых или среднеотопительных температур, а иногда копируются с других регионов и стран, чаще всего европейских, забывая, что для Европы характерны относительно высокие тарифы на топливо, энергию и относительно низкие капитальные затраты для передовых технологий.

Для поиска рекомендаций по выбору экономически-обоснованных параметров паросиловой части ПГУ-ТЭЦ (количество контуров КУ, значения температуры и давления пара высокого и низких контуров) в зависимости от географических (число часов стояния температур в году, температурный график тепловой сети, доля нагрузки тепловым потребителем теплофикационной установки в году) и экономических (локальные тарифы на тепло, электроэнергию и мощность, топливо) факторов, был проведен комплексный анализ на базе конструкторских и поверочных расчетов работы блока в заданных условиях для ГТУ типа 6F.03 (6FA) ООО «Русские Газовые Турбины» (г. Рыбинск, Россия), критериями эффективности которого были как общепринятые технические (КИТТ, КПД по физ. методу), так и экономические (оценка ROIC по «Энерго-Экономическому» методу [2]).

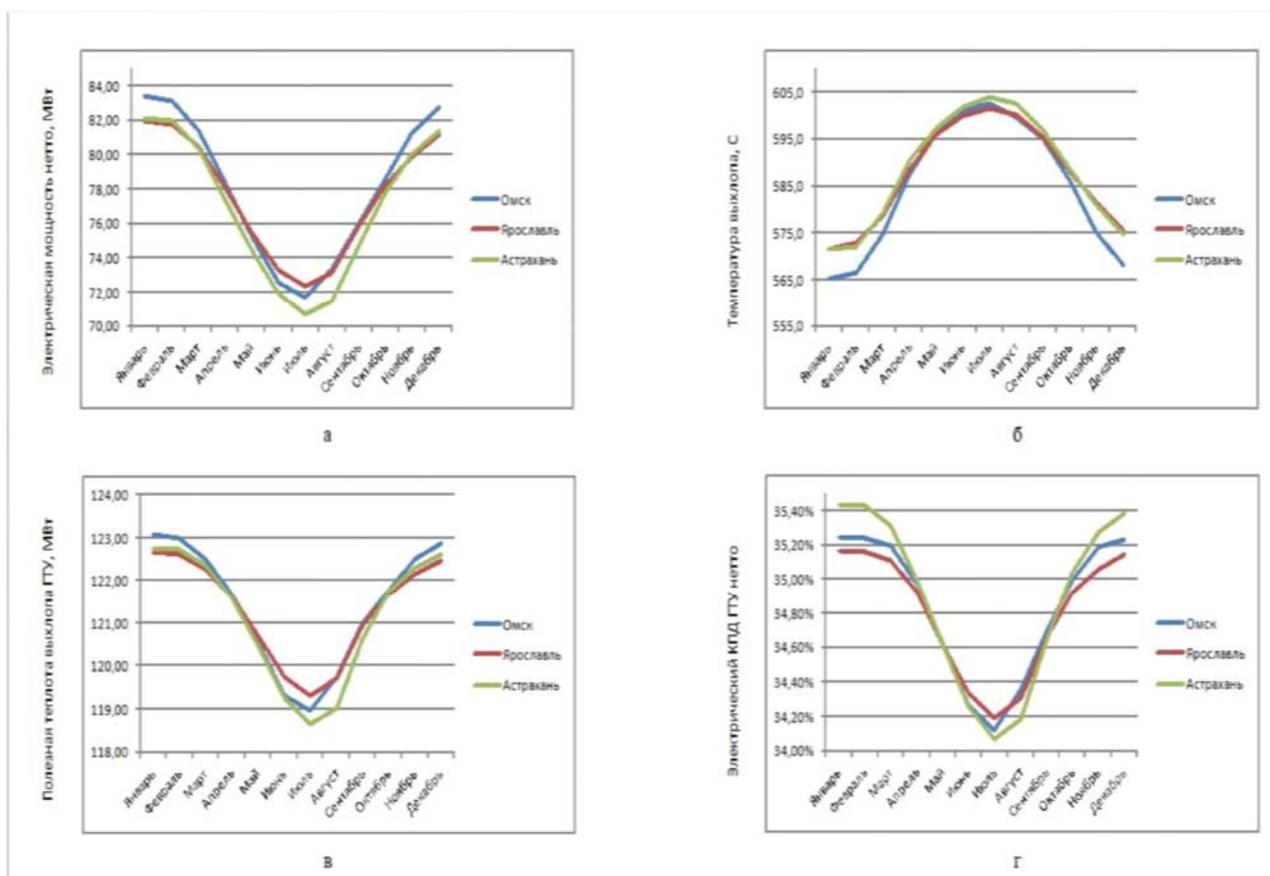


Рис. 1. Графики характеристик ГТУ GE 6F.03 для выбранных регионов в течение года

Расчет проводился для трех регионов («Омск», «Ярославль», «Астрахань») с различными географическими и экономическими характеристиками. Для каждого из регионов были проведены конструкторские расчеты блоков ПГУ-ТЭЦ на базе одноконтурного («1КУ»), одноконтурного с промежуточным перегревом пара («1КУ+ППП») и двухконтурного («2КУ») котлов утилизаторов. Рассматриваемые параметры пара для каждого котла-утилизатора представлены в таблицах 1÷2.

Вторым шагом было проведение поверочных расчетов годового прохождения четырех температурных графиков теплосети («110/70», «150/70», «150/70 с температурной срезкой на 110», «базовый») каждого блока для каждого региона (в теплофикационных графиках «110/70», «150/70» и «150/70 с температурной срезкой на 110» до количественного регулирования принималось, что ПГУ-ТЭЦ обеспечивала необходимую температуру прямой сетевой воды самостоятельно, без дальнейшего регулирования или использования пиковых источников тепла). При этом каждый вариант дополнительно дифференцировался на еще 11 вариантов по годовому отпуску тепловой энергии с шагом в 10%, выраженному в расходе сетевой воды (от «100% $D_{CB}^{макс}$ » до «0% $D_{CB}^{макс}$ » с шагом в 10% $D_{CB}^{макс}$). Число часов стояния температур в году бралось из данных Росгидромета, для чего был сделан анализ показаний метеозондов за 2007÷2016г. с интервалом в три часа. В расчете учитывалась работа антиобледенительной системы в течении года, что влияло на собственные нужды и работу ГТУ в холодное время суток

Таблица 1

Варианты рассматриваемых блоков ПГУ-ТЭЦ

Тип КУ	Одноконтурный, «1КУ»			Одноконтурный + ППП, «1КУ+ППП»							
	580	560	540	580				560			
Температура ВД, °С	580	560	540	40	30	20	10	40	30	20	10
Давление ГН, бар	-	-	-	90	90	90	90	90	90	90	90
Давление ВД, бар	70	-	-	-	70	70	70	-	70	70	70
	60	60	60	-	-	50	50	-	-	50	50
	50	50	50	-	-	-	-	-	-	-	-
	40	40	40	-	-	-	-	-	-	-	-

Таблица 2

Тип КУ	Двухконтурный, «2КУ»						
	580				560		
Температура ВД, °С	70	60	50	40	60	50	40
Давление ВД, бар	50	30	30	-	30	30	-
Давление НД, бар	30	20	20	20	20	20	20
	10	10	10	10	10	10	10

Максимально возможное давление пара контура высокого давления (ВД) определялось с учетом влажности в конденсаторе в конденсационном режиме. Диапазон давлений контура низкого давления (НД) и горячей нитки промперегрева (ГН) определялся с учетом значения давления контура ВД.

Был проведен анализ по техническим критериям «годовой отпуск тепла и электрической энергии» и годовым значениям «КИТТ» и «электрического КПД нетто по физ. методу (КПД э.ф.м.н)» массива результатов годовой работы блоков ПГУ-ТЭЦ в рассматриваемых условиях, частный случай которого для региона «Ярославль» и температурного графика «110/70» представлен на рисунках 2а÷2г. В результате получены следующие выводы.

Влияние числа контуров

Переход с «1КУ» на «1КУ+ППП» приводит к увеличению генерации тепловой (Q_T) и электрической ($N_{э}$) мощностей для всех условий, кроме вариантов с высокой годовой теплофикацией («Базовый режим») – в таких вариантах рос годовой отпуск тепловой, но падала выработка электрической энергии $N_{э}$. Максимальный прирост $Q_T / N_{э}$ составил 3.1 % / 6.2 % для давления ППП 10 бар и давления ВД 70 бар.

Переход с «1КУ» на «2КУ» приводит к увеличению отпуска $N_{э}$ и уменьшению Q_T для всех вариантов. Максимальный прирост $N_{э}$ составил 5.1 % для давления НД 10 бар и давления ВД 50 бар.

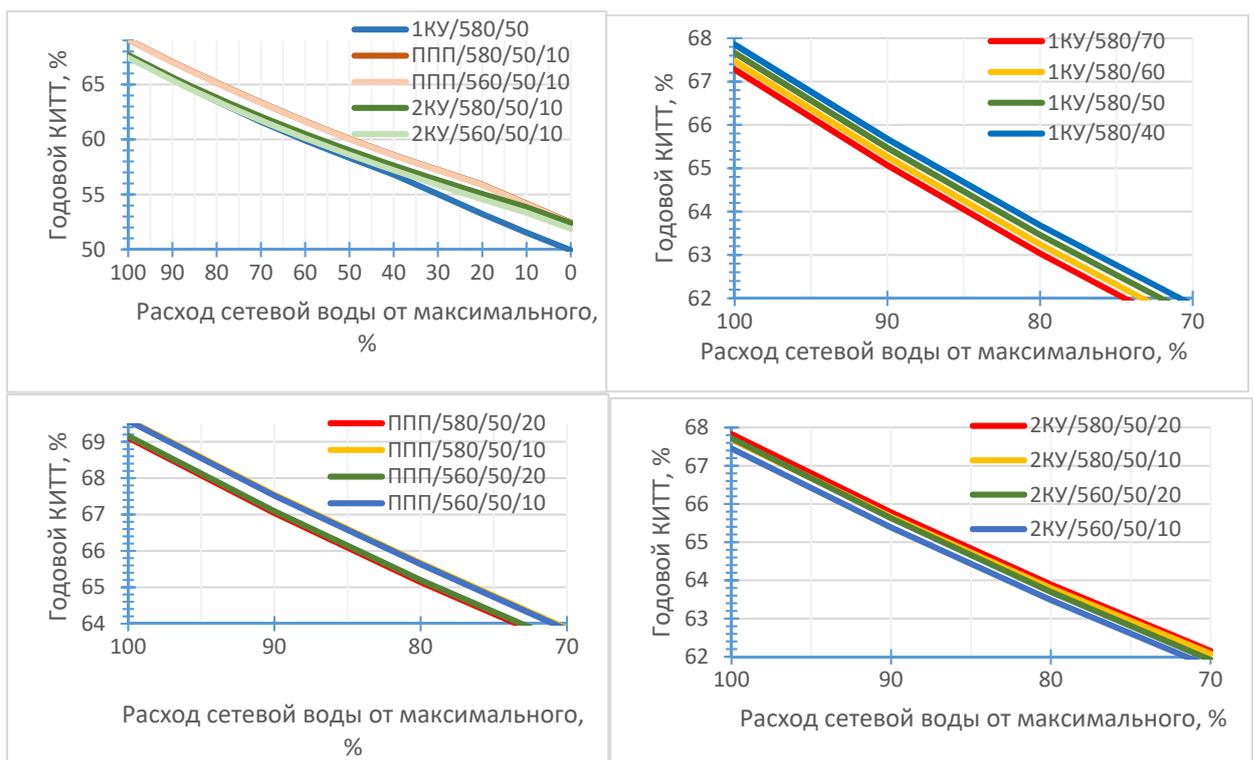


Рис. 2. Графические примеры полученных сводных результатов годовой работы блока ПГУ-ТЭЦ для условий «Ярославль» и «110/70»

Влияние температуры пара ВД

«1КУ». Увеличение температуры перегретого пара на 20 К с 540 °С до 560 °С или с 560 °С до 580 °С увеличивает КИТТ (КПД э.ф.м.н) блока на 0.02-

0.4 % (0.03-0.4 %) в зависимости от годовой выработки тепла (максимальная – минимальная). Потенциально технический эффект будет аналогичным и при дальнейшем приращении температуры пара.

«1КУ+ППП». Эффект от увеличения температуры на 20 К невелик (0.01-0.1 %) для всех вариантов.

«2КУ». Выявлено ухудшение КИТТ (КПД э.ф.м.н) до -0.2 % (-0.4%) при увеличении температуры перегретого пара на 20 К при расходе сетевой воды (Dсв) 100-70 % в «Базовом режиме» (более 440 тыс. Гкал в год). В случаях с расходом сетевой воды менее 70 % от максимального в «Базовом режиме» и для всех расходов сетевой воды в остальных трех режимах (годовой отпуск тепла менее 440 тыс. Гкал в год) отмечено повышение рассматриваемых критериев на 0.01-0.55 % (0.01-0.55 %).

Наиболее чувствительным к изменению температуры перегретого пара оказался регион «Омск» в силу относительно высокого годового отпуска тепла, наименее чувствительным регион «Астрахань».

Влияние давления перегретого пара ВД

Для этого давления пара найден «оптимум», который зависит от годового отпуска тепла. Если годовой отпуск тепла ниже «нижнего» порога, то наиболее эффективно низкое давление пара ВД, верно и обратное для верхнего порога.

«1КУ». 510 тыс. Гкал. / 580 тыс. Гкал. С повышением давления на 10 атм. изменение КИТТ (КПД э.ф.м.н) составляет от -0.45 % до +0.1 % (-0.45 % до +0.1 %). Отсюда вывод, что повышение давления пара в одноконтурном КУ для «стандартных» графиков теплосети («150/70», «110/70» и их модификации) технически нецелесообразно.

«1КУ+ППП». 51 тыс. Гкал. / 260 тыс. Гкал. С повышением давления на 10 атм. изменение КИТТ и КПД э.ф.м.н составляет от -2.08 % до +0.65 %.

«2КУ». Положительного эффекта от повышения давления ВД не найдено. Для всех случаев повышение давления на 10 бар приводит к понижению КИТТ (КПД э.ф.м.н) от -0.03 % до -0.51 % (-0.03 % до -0.51 %), что в значительной мере вызвано увеличением давления в конденсаторе (для предотвращения эрозийного износа последних ступеней ПТУ).

Существенного влияния региона размещения или типа теплофикационного графика на «оптимум» давления ВД не выявлено.

Влияние давления пара ППП/НД

Давление контура ППП. Для блока с давлением пара ВД 90 бар при годовом отпуске тепловой энергии более 190 тыс. Гкал оптимальным давлением горячей нитки ППП составило 30 бар. Для всех остальных случаев – 10 бар. С повышением давления на 10 атм. изменение КИТТ и КПД э.ф.м.н составляет от -1.33 % до +0.25 %

Давление контура НД. Оптимальное давление росло с ростом годового отпуска тепла, но уже при значении выше 190 тыс. Гкал оно стало «максимально возможным» т.е. блок превратился в одноконтурный. Отсюда вывод, что техническое превосходство ПГУ на базе ГТУ 6F.03 с двухконтурной схемой КУ над одноконтурной проявляется только при годовом отпуске тепла ниже 190 тыс. Гкал.

Обобщенные сводные характеристики

Минимальный / Максимальный годовой отпуск э/э в «Базовом режиме» с коэффициентом использования установленной теплофикационной мощности 100 % для «1КУ»-«1КУ+ППП»-«2КУ», ГВт*ч: «732/756»-«730/760»-«736/760»;

Минимальный / Максимальный годовой отпуск т/э в «Базовом режиме» с коэффициентом использования установленной теплофикационной мощности 100 % для «1КУ»-«1КУ+ППП»-«2КУ», тыс. Гкал: «630/656»-«628/664»-«618/654»;

Минимальный / Максимальный годовой КИТТ в «Базовом режиме» с коэффициентом использования установленной теплофикационной мощности 100 % для «1КУ»-«1КУ+ППП»-«2КУ», %: «85,0/85,9»-«85,3/86,3»-«84,6/85,9»;

Минимальный / Максимальный годовой КПД э.ф.м.н в «Базовом режиме» с коэффициентом использования установленной теплофикационной мощности 100 % для «1КУ»-«1КУ+ППП»-«2КУ», %: «90,8/92,6»-«91,2/93,8»-«89,5/92,5».

Третьим шагом исследования было проведение экономического анализа годовых результатов работы блоков. Для оценки ROIC за 10 лет, были оценены инвестиционные капиталовложения строительство ПГУ «под ключ», при этом принималось, что:

- стоимость вспомогательного оборудования пропорциональна стоимости основного оборудования;
- стоимость монтажных работ пропорциональна стоимости оборудования;
- стоимость зданий и общестроительных работ не зависит от рассматриваемых в работе факторов;
- стоимость «Прочих работ и услуг» пропорциональна общей стоимости проекта.

Стоимость основного оборудования рассчитывалась на основе металлоемкости установок, полученных в результате конструкторских расчетов для каждого из вариантов.

Тарифы на полезную энергию и топливо брались из открытых источников и с сайтов региональных органов, ценообразования на энергоресурсы за 2016 год.

В дальнейшем они, с учетом дисконтирования корректировались по данным «Сценарных условий» АПБЭ т.к. для оптимизации по «Энерго-

«Экономическому» методу требуются только относительные значения тарифов.

Для оценки сходимости результатов расчетов по «Энерго-Экономическому» методу с «Классическим», были проведены полноценные экономические расчеты с учетом налогообложения и ряда прочих факторов для трех технологических вариантов. Их результаты представлены на рисунках 3а÷3б.

Их абсолютные значения не сошлись, но с высокой точностью (максимальное расхождение относительного приращения критериев не превышает 1%) сошлись динамики изменения ROIC (производные от функции), что позволяет с точно оценить полученные варианты по выбранному критерию и найти наиболее эффективные решения. После экономического анализа можно сделать следующие выводы:

Влияние числа контуров

Все выводы о переходе с одного типа КУ на другой сделаны при сохранении параметров пара ВД (температура, давление) и различных значениях параметров вторичного пара (ППП или НД).

Переход с «1КУ» на «1КУ+ППП» приводит к увеличению прибыльности и уменьшению оценочного срока окупаемости для всех условий, кроме вариантов с высоким годовым отпуском тепловой энергии (400 тыс. Гкал в год и выше). Наилучший ROIC показали варианты с давлением ВД/ППП 70 бар / 10 бар и температурой ВД 560 °С.

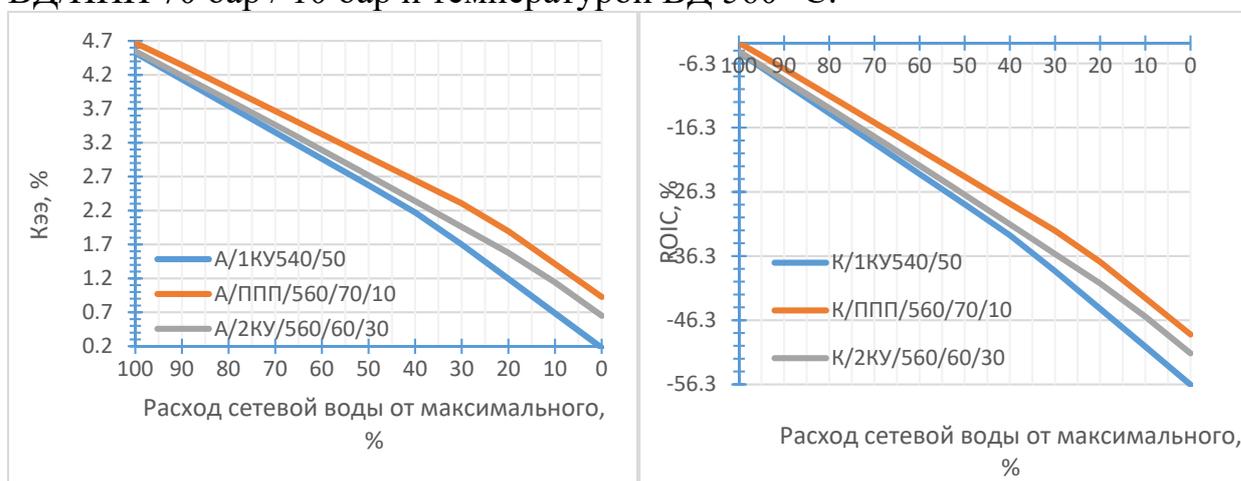


Рис. 3. Графические примеры полученных результатов экономических оценок годовой работы блока ПГУ-ТЭЦ для условий «Ярославль» и «110/70»

Классификация: МЕТОД/ТИП/ТВД/ДВД/ДНД

МЕТОД – авторский «Энерго-экономический» (А), классический (К), **ТИП** – одноконтурный (1КУ), двухконтурный (2КУ), одноконтурный+ППП (ППП); **ТВД** – температура контура ВД, (°С); **ДВД** – давление контура ВД, бар; **ДНД** – давление контура НД/ППП, бар.

Переход с «1КУ» на «2КУ» приводит к увеличению прибыльности и уменьшению срока окупаемости при низком годовом отпуске тепла (менее 150 тыс. Гкал в год). Увеличение прибыльности в режимах с высоким отпуском

тепла (400 тыс. Гкал в год и выше) не приводит к уменьшению сроков окупаемости, так как не компенсирует увеличения капитальных затрат. ПГУ на базе «2КУ» в режимах с низким отпуском тепла по всем экономическим параметрам незначительно проигрывает блокам «1КУ+ППП».

Одноконтурный КУ

Увеличение температуры перегретого пара приводит к уменьшению срока окупаемости для экономических условий «Омска» (коэффициенты по «Энерго-Экономическому» критерию $Kэ / Kт = 1.8$) и в режимах с низким отпуском тепла (110 тыс. Гкал в год и менее) для условий «Ярославль» и «Астрахань» ($Kэ / Kт = 1.2$).

Увеличение давления перегретого пара приводит к уменьшению срока окупаемости в режимах с высоким годовым отпуском тепловой энергии (при 440 тыс. Гкал в год и выше) для всех регионов. В остальных случаях давление перегретого пара выгодно было снижать, вплоть до минимально возможного при 150 тыс. Гкал в год.

Одноконтурный КУ+ППП

Увеличение температуры пара ВД приводит к уменьшению срока окупаемости для экономических условий «Омска» в режимах с малым годовым отпуском тепла (при 170 тыс. Гкал в год и менее).

Увеличение давления пара ВД приводит к уменьшению срока окупаемости в режимах с высоким годовым отпуском тепла (при 440 тыс. Гкал в год и более) для всех регионов. В остальных случаях давление перегретого пара выгодно было снижать, вплоть до минимально возможного (при 120 тыс. Гкал и ниже).

Увеличение давления ППП приводит к уменьшению срока окупаемости в режимах с высоким годовым отпуском тепловой энергии (при 550 тыс. Гкал в год и более) для всех регионов. В остальных случаях оптимальным давлением ППП было 20-10 бар.

Двухконтурный КУ

Увеличение температуры пара ВД приводит к уменьшению срока окупаемости для экономических условий «Омска» в режимах с годовым отпуском тепла 400 тыс. Гкал и менее и КЭС режимах для условий «Ярославль» и «Астрахань». Для всех остальных вариантов эффект отрицательный.

Увеличение давления пара ВД приводит к уменьшению срока окупаемости в режимах с теплофикацией от 300 тыс. Гкал в год и более для всех регионов. В остальных случаях давление пара контура ВД выгодно было снижать, вплоть до минимально возможного (при 120 тыс. Гкал и ниже).

Увеличение давления НД приводит к уменьшению срока окупаемости в режимах с высоким годовым отпуском тепла (при 440 тыс. Гкал в год и выше) для всех регионов. В остальных случаях оптимальным давлением НД было 30-20 бар.

Выводы

В докладе даны оценки влияния климатических условий региона размещения блока ПГУ (характерных для РФ), типа и «масштаба» графика теплофикации, типа ПГУ-ТЭЦ (одноконтурная, двухконтурная, одноконтурная с ППП), параметров пара на годовые технические параметры работы блока, а также проведен анализ влияния рассматриваемых факторов на финансово-экономические показатели работы энергообъектов.

Список литературы

1. Дудолин А.А. Исследование влияния климатических условий и типа ГТУ на выбор структуры тепловых схем парогазовых ТЭЦ утилизационного типа: дис. ... канд. Техн. Наук. М.: МЭИ, 2004.
2. Применение Энерго-Экономического метода для оценки эффективности теплоэнергетических объектов// Новое в российской электроэнергетике–2016. – №8. –с. 19-28.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВНЕШНЕГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ КОРПУСА

А.С. АНДРОПОВ (АО «РЭП Холдинг», г. Санкт-Петербург)

Б.А. ТИХОМИРОВ (Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург)

Аннотация

Основной проблемой охлаждения газотурбинного двигателя, расположенного в защитном кожухе, является исключение значительной окружной неравномерности температуры корпуса, которая приводит к неравномерному изменению радиальных зазоров между лопатками турбины и корпусом.

Разработана универсальная математическая модель для оценки окружной неравномерности охлаждения корпуса двигателя на предварительном этапе проектирования защитного кожуха. Модель основана на использовании полного факторного эксперимента. Температура определялась путем трехмерного расчета в программном комплексе Fluent. Приведены результаты моделирования в виде

зависимости отношения максимальной и средней по окружности температуры наружной стенки корпуса от отношения температуры охлаждающего воздуха к средней температуре внутренней стенки корпуса, относительных размеров выходного сечения охлаждающего воздуха и отношения расхода охлаждающего воздуха к расходу газа для всех поперечных сечений двигателя.

Сделана оценка адекватности разработанной модели. Применение построенной модели позволяет минимизировать временные и трудовые затраты при проектировании внешней системы охлаждения корпуса на этапе предварительного проектирования газотурбинного двигателя.

Введение

Корпус газотурбинного двигателя (ГТД) при работе нагревается за счет теплоотдачи от горячей рабочей среды внутри двигателя к внутренним стенкам корпусов. Посредством теплопроводности материала тепло передается от внутренней на наружную стенку корпуса ГТД и далее, посредством теплоотдачи и излучения, тепло от наружной стенки корпуса передается окружающей среде (рис.1). Газотурбинный двигатель выделяет тепло с поверхности корпуса посредством конвекции и излучения [1], [2].



Рис.1. Основной механизм передачи тепла от корпуса ГТД к окружающему пространству

В случае неоднородного теплосъема с наружной стенки корпуса ГТД наблюдается неравномерное распределение температуры корпуса двигателя и, как следствие, неравномерная температурная деформация, которая приводит к неоднородному в окружном направлении изменению размеров радиальных зазоров по лопаткам последних ступеней осевого компрессора и турбины двигателя. В отдельных случаях высокая деформация может выбирать радиальные зазоры и приводить к задирам лопаток о статорные части корпуса [3], [4].

1. Постановка задачи

Одной из задач проектирования систем внешнего охлаждения корпуса ГТД является определение неравномерности распределения температуры стенок корпуса двигателя в окружном направлении. Высокая степень детализации при таком исследовании может быть достигнута использованием трехмерного анализа, так как трехмерное моделирование учитывает ассиметричные элементы

конструкции системы охлаждения и ассиметричный обдув корпуса ГТД и установленного рядом с двигателем вспомогательного оборудования [5].

Но особенностью трехмерного моделирования является большое время и трудоемкость расчета, что усложняет итеративный процесс проектирования, например, шумотеплоизолирующего кожуха и системы охлаждения ГТД. Поэтому на ранних этапах проектирования системы внешнего охлаждения ГТД и кожуха шумотеплоизоляции наиболее приемлемым способом расчета для поиска оптимальных конструкторских решений с точки зрения временных и трудовых затрат является применение упрощенных математических моделей.

2. Математическая модель

При построении таких универсальных математических моделей для оценки неравномерности охлаждения корпуса ГТД можно применить полный факторный эксперимент, обладающий ортогональной матрицей планирования. Полным факторным экспериментом называется эксперимент, реализующий все возможные неповторяющиеся комбинации уровней независимых переменных, каждая из которых принудительно варьируется на двух уровнях. Число этих комбинаций определяет тип планирования.

В качестве переменных при построении такой универсальной математической модели в работе были определены следующие независимые переменные, определяющие конструктивные особенности ГТД и защитного кожуха, а также параметры системы внешнего охлаждения:

$$\bar{T} = \frac{T_{\text{охл.в.}}}{T_{\text{нар.к.с.}}}; \quad \bar{a} = \frac{a}{\phi d}; \quad \bar{x}_1 = \frac{x - x_1}{x}; \quad \bar{b} = \frac{b}{\phi d}; \quad \bar{G} = \frac{G}{G_{\text{пч}}}$$

Здесь $T_{\text{охл.в.}}$ – температура охлаждающего воздуха на входе в кожух; $T_{\text{нар.к.с.}}$ – средняя температура наружной стенки корпуса ГТД; a и b – размеры выходного отверстия вентиляционного воздуха (рис.2); ϕd – диаметр наружного корпуса ГТД; $G_{\text{пч}}$ – расход газа в проточной части, G – расход охлаждающего воздуха; x – положение выходного отверстия. В качестве постоянных величин были определены параметры:

$$A = 3,26 \text{ м}; \quad B = 2,94 \text{ м}; \quad \phi d = 1,0 \text{ м}; \\ x = 1,85 \text{ м}; \quad G_{\text{пч}} = 50 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \quad T_{\text{охл.в.}} = 12^\circ\text{C}$$

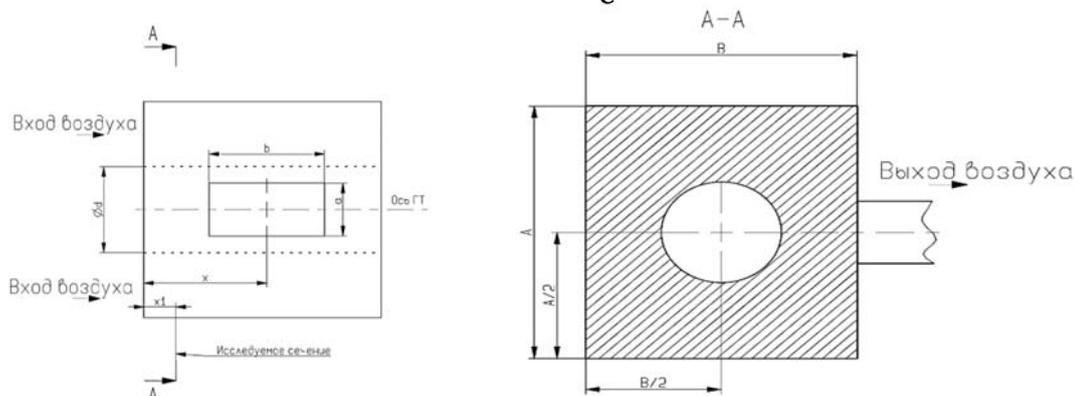


Рис. 2. Конструктивные размеры, применяемые для переменных при построении универсальной математической модели.

Также в качестве постоянной величины была принята толщина стенки корпуса, равная 45 мм, и материал корпуса ASTM A470, его коэффициент теплопроводности может быть определен по следующей зависимости: $f(T) = -0,02 * T + 50,26$.

Формирование математической модели методом полного факторного эксперимента было выполнено в несколько этапов: планирование эксперимента; проведение эксперимента; получение математической модели объекта с проверкой статистической значимости выборочных коэффициентов регрессии; проверка адекватности математического описания. При планировании эксперимента независимые переменные были преобразованы в безразмерный вид, что предоставило возможность построить ортогональную матрицу планирования и значительно облегчить дальнейшие расчеты, так как в этом случае верхние и нижние уровни варьирования в относительных единицах равны соответственно +1 и -1.

Для реализации плана ПФЭ была выбрана основная точка планирования (центр плана) и шаги варьирования. Шаг варьирования по каждому параметру был выбран из условия адекватного представления функции отклика (целевой функции) в области варьирования. В качестве целевой функции было определена переменная ΔT – отношение максимальной температуры наружной стенки корпуса на участке к средней температуре на этом участке (в °С). Поиск значений ΔT осуществлялся в программном комплексе CFD Fluent в трехмерной постановке:

$$\overline{\Delta T} = \frac{T_{\text{нар.к.max.}}}{T_{\text{нар.к.avg.}}}$$

где $T_{\text{нар.к.max.}}$ – максимальная температура наружного корпуса ГТД в исследуемом сечении; $T_{\text{нар.к.avg.}}$ – средняя температура наружной стенки корпуса ГТД в исследуемом сечении.

3. Результаты моделирования

Результаты расчета целевых функций первоначального полного факторного эксперимента были приведены к табличному виду. Всего было выполнено 43 расчета в трехмерной постановке. Далее для оптимизации целевых функций была использована математическая модель в виде полинома второго порядка, с достаточной точностью описывающая поведение функций, которая построена на основании полученных результатов расчетов:

$$\begin{aligned} \overline{\Delta T} = & 1,04184 + 0,01067 \cdot \bar{T} - 0,00085 \cdot \bar{a} - 0,00092 \cdot \bar{x}_1 - 0,00214 \cdot \bar{b} + 0,0099 \cdot \bar{G} \\ & - 0,0005 \cdot \bar{T} \cdot \bar{a} + 0,0001 \cdot \bar{T} \cdot \bar{x}_1 + 0,00037 \cdot \bar{T} \cdot \bar{b} + 0,00497 \cdot \bar{T} \cdot \bar{G} + 0,0001 \\ & \cdot \bar{a} \cdot \bar{x}_1 + 0,00088 \cdot \bar{a} \cdot \bar{b} - 0,0018 \cdot \bar{a} \cdot \bar{G} - 0,00031 \cdot \bar{x}_1 \cdot \bar{b} + 0,00137 \cdot \bar{x}_1 \cdot \bar{G} \\ & + 0,00079 \cdot \bar{b} \cdot \bar{G} + 0,00081 \cdot \bar{T}^2 + 0,001 \cdot \bar{a}^2 - 0,00319 \cdot \bar{x}_1^2 + 0,0003 \cdot \bar{b}^2 \\ & + 0,00097 \cdot \bar{G}^2 \end{aligned}$$

Оценка адекватности осуществлялась с использованием метода дисперсионного анализа.

Для этого:

- определялась дисперсия (среднее квадратичное отклонение) результатов расчета по исходной модели и по аппроксимационной модели в исходных точках плана;

- определялась дисперсия (среднее квадратичное отклонение) результатов расчета по исходной модели и по аппроксимационной модели в дополнительных точках плана. По известным зависимостям было определено значение критерия статистики **R2**:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} = 0,957 > 0,95$$

Полученная величина критерия **R2** показала, что построенная модель адекватна, т.к. значение **R2** достаточно близко к 100% и превышает значение 95%. Для визуализации полученных результатов построенной математической модели приведена двухмерная диаграмма (рис. 3).

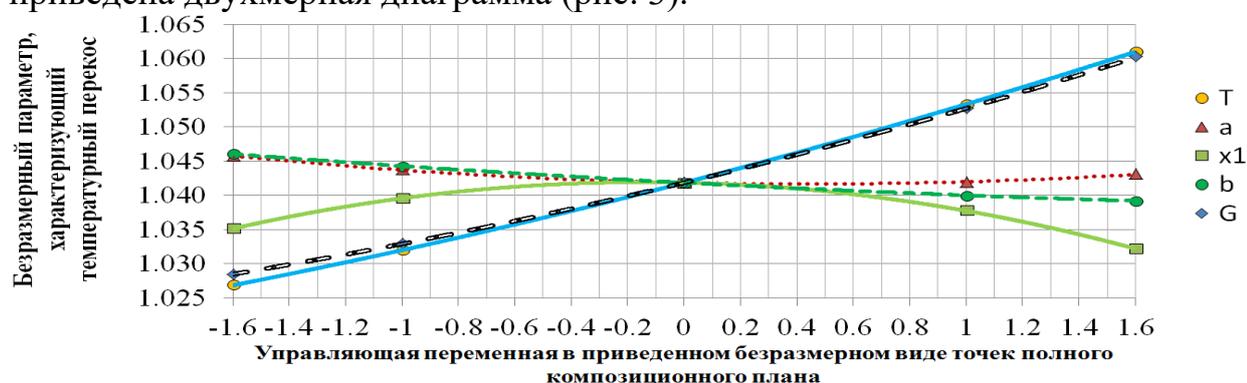


Рис.3. Конструктивные размеры, применяемые для переменных при построении универсальной математической модели.

Из диаграммы видно, что минимизация температурного перекопа на поверхности корпуса ГТД достигается при выполнении следующих условий:

- минимизирован расход охлаждающего воздуха;
- достигается максимально возможная разница между температурой охлаждающего воздуха и температурой наружной поверхности корпуса ГТД (при заданных условиях исследования);
- исследуемое сечение корпуса ГТД является наиболее удаленным от выходного вентиляционного отверстия защитного кожуха. Размеры выходного вентиляционного отверстия защитного кожуха а и b оказывают слабое влияние на температурный перекоп поверхности корпуса ГТД.

Заключение

Применение построенной модели позволяет минимизировать временные и трудовые затраты при проектировании внешней системы охлаждения корпуса ГТД на этапе предварительного проектирования новой ГТУ.

Список литературы

1. Михеев М.А. Основы теплопередачи// М.: Государственное энергетическое издательство. Изд.3, 1956.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача// М.: Энергия, 1969.

3. Смирнов А.В., Костюк В.Е., Ткаченко Д.А., Кириладш Е.И., Слабко Ю.Н. Обеспечение теплового режима силового блока газоперекачивающего агрегата организованной подачей воздуха под шумотеплоизолирующий кожух газотурбинного двигателя// Изд. Вестник двигателестроения, №2/2013 – ISSN 1727-0219.
4. Кириладш Е.И., Костюк В.Е., Смирнов А.В. Исследование адекватности моделирования теплового состояния укрытий газотурбинных установок на тестовой задаче о конвективном теплообмене поперечно обтекаемого цилиндра// Изд. Авиационно- космическая техника и технология, 2013, №6 (103) – ISSN 1727-7337.
5. Андропов А.С., Тихомиров Б.А., Ерохин С.К. Моделирование теплового состояния корпуса газотурбинного двигателя, установленного в защитном кожухе// Газовая промышленность, №4|751,2017.

МЕТОДОЛОГИЯ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА АЛМАЗНОГО ВЫГЛАЖИВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГТД

В. А. КОВАЛЬ (Инженерная академия Украины, г. Харьков)
В.Е. МИХАЙЛОВ (ОАО «НПО ЦКТИ», г. Санкт-Петербург)
И. Н. ПЫЖОВ, В. А. ФЕДОРОВИЧ (НТУ «ХПИ», г. Харьков)

Создание методологии трехмерного компьютерного моделирования процессов обработки, в том числе и методом алмазного выглаживания (АВ), позволяет повысить их стабильность и эффективность, обеспечить заданную стойкости инструмента и улучшить качество продукции, определить оптимальные параметры технологических операций [1]. Идеология компьютерного моделирования процесса АВ включает несколько элементов:

- исследование влияния механических свойств обрабатываемого материала, в частности, модуля упругости, на эффективность и стабильность процесса;
- определение оптимальных режимов процесса для получения необходимых остаточных сжимающих напряжений в поверхностном слое детали;
- установление оптимальной геометрии инструмента для различных материалов;
- поиск условий, исключающих возможность повышенного износа или разрушения выглаживателя (инструмента) вследствие превышения допустимых температур и эквивалентных напряжений.

Приведенные задачи можно решить с помощью различных пакетов прикладных программ (ППП), в частности, Third Wave AdvantEdge (TWA), основанном на методе конечных элементов (МКЭ). Пакет позволяет моделировать динамические процессы механической обработки в 2D и 3D-пространствах [2].

Введение в построенную модель физико-механических свойств обрабатываемого и инструментального материалов, режимов обработки дает

возможность рассчитать эквивалентные и остаточные напряжения, энергию деформации, плотность энергии деформации, главные напряжения, силы и температуру в зоне пластической деформации при АВ. При этом можно исследовать как одиночное, так и комплексное влияние параметров на результат обработки детали. Решение поставленных задач с применением ППП TWA реализовывалось по следующему алгоритму.

1. Построение геометрической модели, при котором используемые элементы ранжируются по возрастанию приоритетов: $pt \rightarrow cr \rightarrow sf \rightarrow vl$ (точка \rightarrow линия \rightarrow поверхность \rightarrow объем). При АВ с использованием элементов sf создавалась двумерная модель системы «алмазная головка выглаживателя–заготовка», выполненная в сечении плоскости, заданной вектором движения и осью инструмента.

2. Задание свойств материалов для каждого элемента системы происходило с использованием стандартной базы данных. В качестве свойств материалов использовались модуль упругости, коэффициент Пуассона, массовая плотность, коэффициент термического расширения, теплопроводность, удельная теплоемкость и др.

3. Разбиение геометрической модели на конечные элементы, состоящие из узлов (nd) и элементов (el) (рис. 1,а). Также задавались параметры динамического изменения сетки конечных элементов: в зоне деформации генерировалась сетка со значительно уменьшенными размерами элементов. В процессе пластической деформации сетка конечных элементов становилась еще более мелкой (размер элементов менее 1 мкм) в соответствии с заданным коэффициентом уменьшения. При отсутствии значительных деформаций размеры ячеек увеличивались для ускорения процесса расчетов.

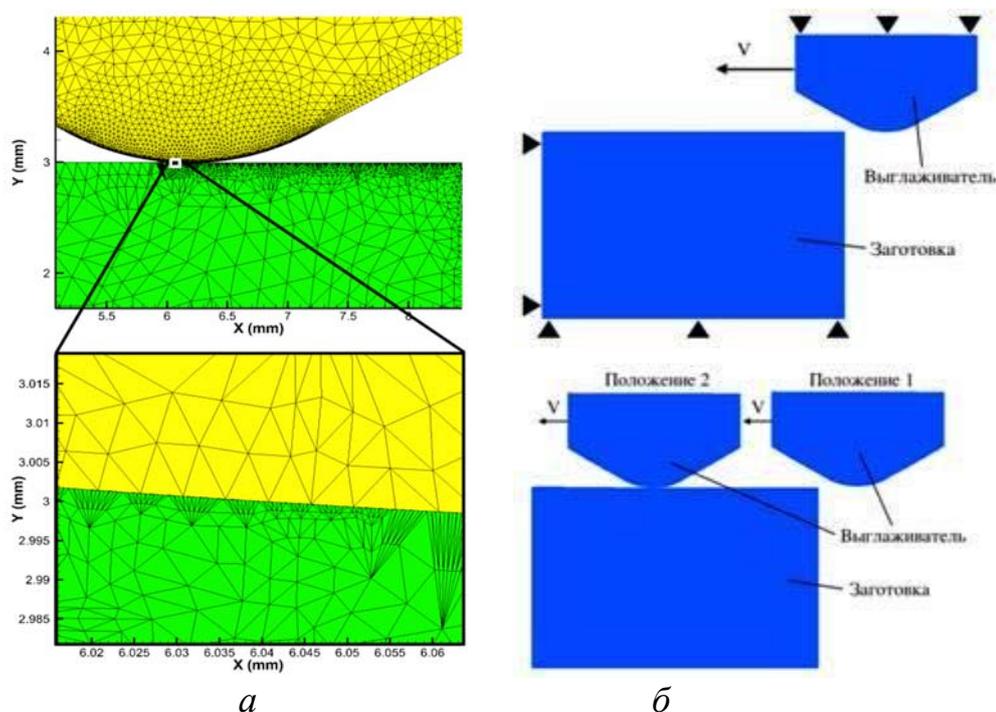


Рис. 1. Разбиение исходной модели на конечные элементы (а); схематичное представление: закрепления модели и задания движения выглаживателя (б)

4. Закрепление модели из конечных элементов в узлах (рис.1,а) и задание движения выглаживателя (рис.1,б).

Поскольку процесс выглаживания представляет собой сложную динамическую систему, в которой на конечный результат влияет множество параметров, для численного исследования процесса алмазного выглаживания в ПП ТВА использовался многофакторный эксперимент плана В4. В качестве наиболее значимых были выбраны четыре базовых параметра: модуль упругости обрабатываемого материала (E_{OM}); скорость выглаживания; глубина выглаживания и радиус рабочей поверхности выглаживателя.

Основной задачей обработки результатов моделирования было изучение распределения эквивалентных напряжений в поверхностном слое обрабатываемой детали, от величины и распределения которых зависит результат выглаживания – пластическое деформирование и упрочнение выглаживаемой поверхности, а также распределение в ней остаточных сжимающих напряжений. Данные показатели значительно улучшают износостойкость, сопротивление усталости, надежность, ресурс и качество поверхности готовой детали [3].

В ходе имитационного моделирования было выявлено значительное отличие в распределении эквивалентных напряжений в зависимости от модуля упругости E_{OM} , влияние которого оказалось наиболее значительным по сравнению с остальными исследуемыми факторами (рис.2,а).

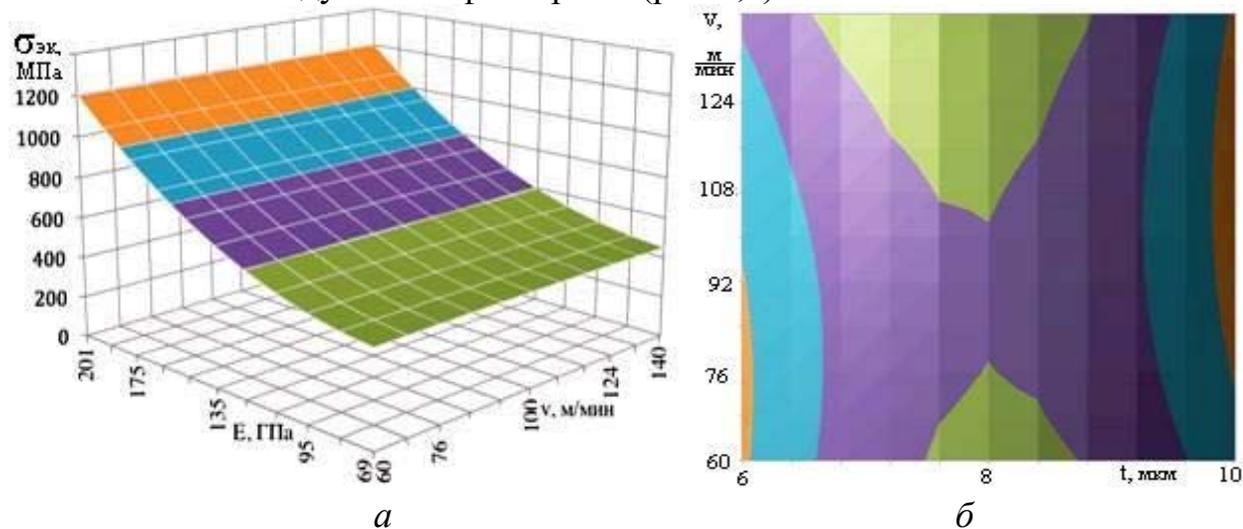


Рис.2. Зависимость эквивалентных напряжений в поверхностном слое обрабатываемой детали в зависимости от модуля упругости E и скорости выглаживания v (а); от скорости v и глубины выглаживания t (б)

Влияние режимов выглаживания на эквивалентные напряжения в поверхностном слое обрабатываемой детали показано на рис.2,б. При уменьшении модуля упругости E_{OM} происходит значительное снижение величины $\sigma_{эк}$ в поверхностном слое обрабатываемой детали. С увеличением E_{OM} материал детали оказывает большее сопротивление деформации при поверхностном пластическом деформировании, что приводит к значительному росту эквивалентных напряжений как в поверхностном слое обрабатываемой детали, так и в материале инструмента. Увеличение $\sigma_{эк}$ в поверхностном слое приводит к усилению его напряженно-

деформированного состояния (НДС), от которого напрямую зависит упрочнение поверхности ОМ [4]. Таким образом, материалы, имеющие больший модуль упругости, имеют лучшие показатели упрочнения поверхностного слоя при обработке методом АВ.

Изменение проекций силы выглаживания показали, что ее составляющая в направлении, противоположном направлению скорости, для всех трех значений модуля упругости неизменно составляет 50...60 Н. В то же время сила, действующая в осевом направлении инструмента, существенно увеличивается с ростом величины E_{OM} . Так, например, для алюминиевого сплава EN AW 2024-T4 с модулем упругости $E = 69$ ГПа эта сила составляет 160 Н, для никель-алюминиевой бронзы C95500 (CuAl11Fe4Ni4) с модулем упругости $E = 135$ ГПа – 192 Н, а для стали 45 с модулем упругости $E = 201$ ГПа – 311 Н.

Обработка материалов с большим значением E_{OM} также вызывает увеличение механических нагрузок на режущий инструмент. Для выявления зависимости эквивалентных напряжений в АВ от модуля упругости ОМ был проведен однофакторный эксперимент, со следующими исходными данными: радиус рабочей поверхности алмаза $r = 2$ мм; скорость выглаживания $v =$ м/мин; глубина выглаживания $t =$ мкм. При указанных выше значениях E_{OM} исследованных материалов величины эквивалентных напряжений составили соответственно $\sigma_{ЭК} = 794, 978$ и 1374 МПа.

Анализ результатов расчета показал, что увеличение скорости выглаживания от 60 до 140 м/мин приводило к изменению $\sigma_{ЭК}$ в материале детали при ее обработке всего на 3...4%. Таким образом, скорость выглаживания практически не влияет на упрочнение поверхности детали. Поэтому для достижения максимальной производительности процесса обработки необходимо задавать максимально возможные значения скорости выглаживания, которые не будут приводить к превышению критических температур в зоне контакта и интенсивному износу АВ.

Расчет для Стали 45, производимый для инструмента с радиусом рабочей поверхности 2 мм при скорости подачи 100 м/мин и глубине выглаживания 8 мкм показал, что максимальное значение температуры инструмента составило 146,9 °С. Для повышения производительности процесса АВ и уменьшения износа инструмента целесообразно использовать различные способы улучшения теплоотвода из зоны обработки. Это, прежде всего, использование СОТС, оптимизация инструмента с целью увеличения его теплоотдачи (теплопроводный материал выглаживателя и припоя, закрепляющего алмаз в инструменте; максимально возможная площадь соприкосновения припоя с поверхностью алмаза; оптимизация формы инструмента за счет ребер охлаждения).

Как показали результаты моделирования, влияние глубины выглаживания на эквивалентные напряжения в поверхностном слое обрабатываемой детали, также невелико (рис.2,б). Поэтому в целях обеспечения оптимального результата обработки, глубина выглаживания должна быть достаточной для полного сглаживания микронеровностей поверхности заготовки, но при этом не превышать значений, после которых появляются вибрации, ухудшающие качество обработанной поверхности [5]. Значительный рост эквивалентных напряжений в алмазе выглаживателя, достигающих пределов прочности материала, может

приводить к уменьшению его стойкости, повреждению рабочей поверхности кристалла с выпадением из оправки и, в конечном итоге, выходу инструмента из строя (рис.3).

С этой позиции были проанализированы режимы выглаживания с различной геометрией режущей части инструмента. Скорость выглаживания имеет определяющее влияние на производительность технологического процесса. При этом одним из основных ограничивающих факторов является теплостойкость алмаза. Наибольшая скорость выглаживания, ограничиваемая теплостойкостью зерна, равна 400...600 м/мин. Однако выглаживание железоуглеродистых материалов уже при скорости 200 м/мин сопровождается повышением температуры в зоне контакта, что приводит к значительному ускорению износа кристалла из-за графитизации и диффузионных процессов в его теле [6]. Процесс обработки на таких режимах является нецелесообразным, особенно для ОМ из сталей.

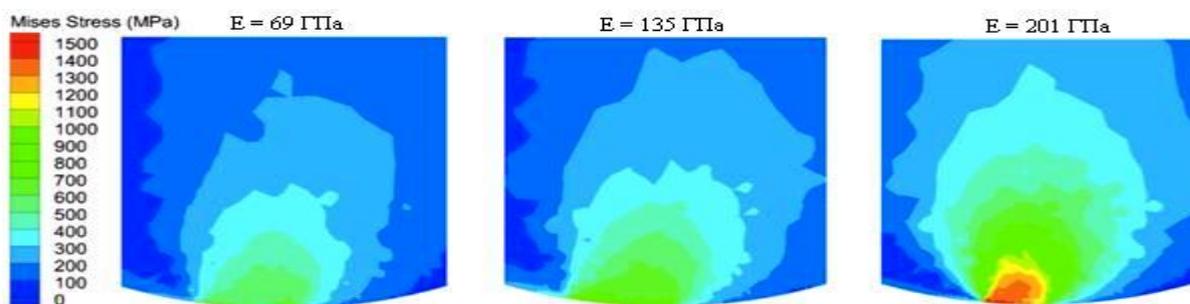


Рис. 3. Изменение напряжений в алмазе выглаживателя в зависимости от модуля упругости обрабатываемого материала $E_{ом}$.

Геометрия инструмента имеет различное влияние на величину эквивалентных напряжений в поверхностном слое при обработке деталей из различных материалов. На рис. 4,а показано влияние радиуса рабочей поверхности алмаза на $\sigma_{ЭК}$ в поверхностном слое заготовки для ОМ с различными модулями упругости. При относительно низком значении $E_{ом}$ радиус рабочей поверхности алмаза практически не оказывает влияния на $\sigma_{ЭК}$ в поверхностном слое. Но при росте $E_{ом}$ влияние геометрии рабочей поверхности становится более значительным. В результате моделирования установлено, что для стали 45 изменение радиуса от 3 до 1 мм вызывает существенный рост напряжений в детали, что благоприятно влияет на процесс резания, приводя к улучшению показателей упрочнения обрабатываемой поверхности и увеличению в ней остаточных сжимающих напряжений.

Таким образом, для материалов с большим модулем упругости, целесообразно использование выглаживателя с меньшим радиусом рабочей поверхности. Для материалов с относительно небольшим модулем упругости и небольшой твердостью выглаживатель меньшего радиуса не дает преимущества в упрочнении поверхностного слоя обрабатываемой детали. Подобные материалы целесообразно обрабатывать выглаживателями с большими радиусами, так как они обеспечивают меньшую шероховатость поверхности. В частности, для стали 45

рекомендуется использовать выглаживатели с радиусом рабочей поверхности от 1 до 1,3 мм, а для алюминиевых сплавов и бронз от 3 до 3,5 мм [7].

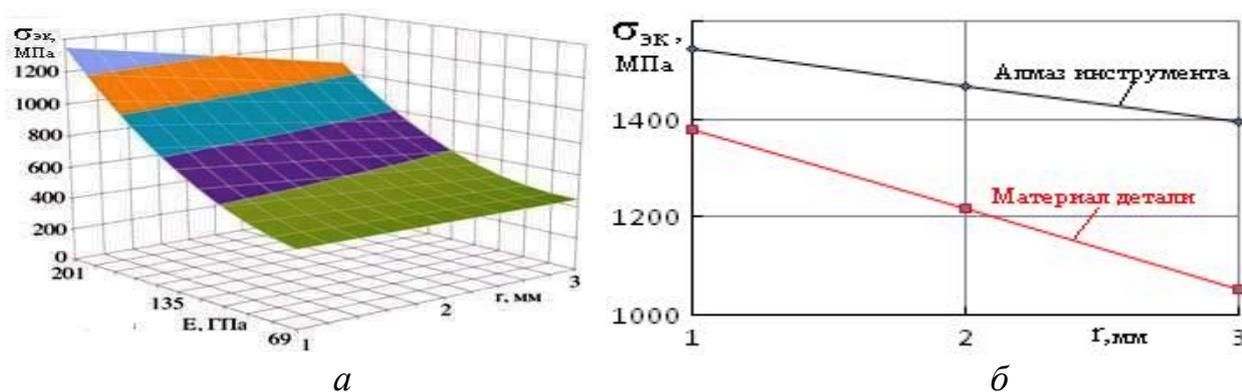


Рис.4. Влияние радиуса рабочей поверхности алмаза выглаживателя на эквивалентные напряжения в поверхностном слое детали с различным модулем упругости при скорости и глубине выглаживания $v = 140$ м/мин, $t = 6$ мкм (а), стали 45 и алмаза инструмента (б)

Моделирование процесса алмазного выглаживания при наложении ультразвука

Комбинированные процессы абразивной обработки в сочетании с дополнительными электрофизическими воздействиями позволяют улучшить эксплуатационные характеристики деталей вследствие снижения действующих усилий при обработке, а также уменьшению сопротивления металла деформированию [7,8]. Это в свою очередь позволяет интенсифицировать технологический процесс изготовления, улучшить точность и качество получаемых изделий.

Расширение области применения данного вибрационного выглаживания (ВВ) ограничено в связи с отсутствием комплексных исследований влияния ультразвука на процесс АВ.

Реализация ультразвуковой алмазно-абразивной обработки является дорогостоящим и трудоемким процессом, что делает вычислительный эксперимент актуальным альтернативным методом исследования процесса ВВ. При рассмотрении и анализе возможных вариантов САД-систем был сделан вывод, что наиболее подходящим программным комплексом для моделирования указанного процесса обработки является ПП Solid Works, содержащий плагин Simulation, базирующийся на МКЭ.

Для изучения процесса ВВ необходимо определить влияние частоты ультразвуковых колебаний, прикладываемых к инструменту, на НДС системы «алмазный выглаживатель – обрабатываемый материал».

При подготовке исходных данных, на основе принятой 3D-системы «корпус державки – припой – металлическое покрытие – алмаз - металлофаза – обрабатываемый материал» (рис.5,а) создана сеточная конечноэлементная модель с соответствующим сгущением в области контакта алмаза с обрабатываемым материалом (рис.5,б).

В ходе вычислительного эксперимента нагружения системы выполнялось

равномерно распределенной нагрузкой, приложенной к верхней грани инструмента (имитация усилия прижима алмазного выглаживателя), и к боковой поверхности (имитация подачи). Моделирование процесса ВВ осуществлялось путем синусоидального вертикального нагружения с частотами 10, 25 и 50 кГц и амплитудой $\square 2$ МПа. Для сокращения числа расчетов и возможности оптимизировать процесс выглаживания был применен метод многофакторного планирования эксперимента с планом В4. При этом в качестве факторов численного эксперимента были приняты: модуль упругости припоя (X1), частота колебаний выглаживающего инструмента (X2), радиус кристалла (X3) и модуль упругости ОМ (X4), значения которых приведены в таблице. При этом три уровня варьирования соответствуют кодовым значениям +1 (верхний), 0 (базовый), -1 (нижний).

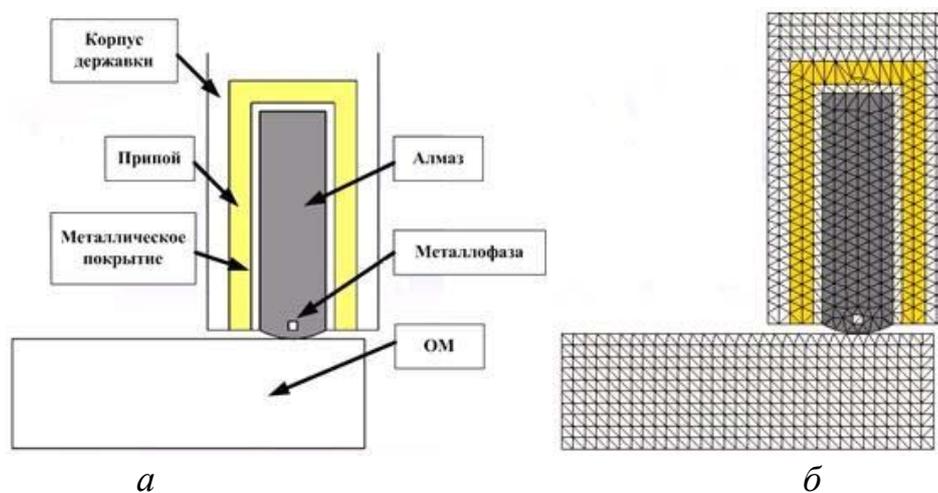


Рис.5. Исходная 3D-система «корпус державки – припой – металлическое покрытие – алмаз - металлофаза – обрабатываемый материал» (а) и конечноэлементная модель системы (б).

Таблица 1

Варьируемые факторы при исследовании вибрационного процесса выглаживания

Варьируемые факторы							
Е _{пр} , МПа	X ₁	f, гц	X ₂	r, мм	X ₃	Е _{ом} , МПа	X ₄
1,05e+5 (бронза)	+1	50e+3	+1	3	+1	6,9e+5	+1
9,8e+4 (медь)	0	25e+3	0	2	0	4,4e+5	0
9,1e+4 (латунь)	-1	10e+3	-1	1	-1	1,9e+5	-1

В результате численного многофакторного моделирования получено 24 значения эквивалентного напряжения в ОМ при его контакте с АВ. Некоторые картиннки в виде изолиний $\sigma_{эк}$ для отдельных значений варьируемых параметров показаны на рис.6.

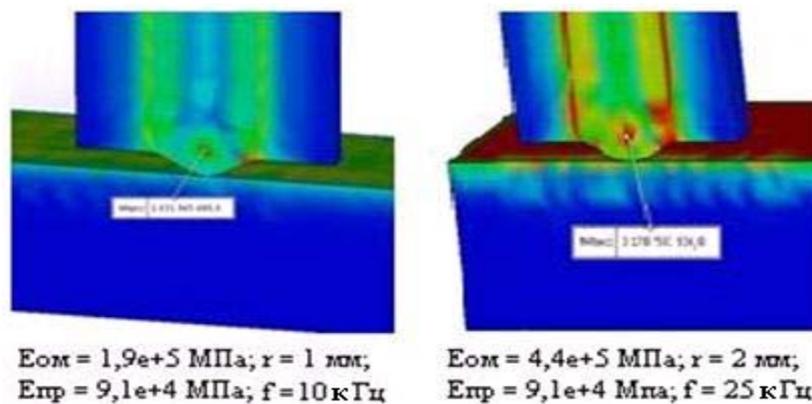


Рис.6. Визуализация результатов моделирования НДС в зоне "АВ-ОМ".

На основании выполненных исследований определено уравнение регрессии в виде

$$Y = 2,484 + 0,134X_1 + 0,244X_2 + 0,327X_3 + 0,463X_4 + 0,805X_1^2 + 0,366X_2^2 - 0,412X_3^2 - 0,291X_4^2 - 0,014X_1X_2 + 0,001X_1X_3 - 0,014X_1X_4 + 0,016X_2X_3 - 0,014X_2X_4 + 0,045X_3X_4,$$

решив которое, можно выявить влияние названных выше факторов на эквивалентные напряжения, возникающие в пятне контакта системы АВ-ОМ.

С целью наглядности двухпараметрические зависимости целесообразно представить в виде $\sigma_{эк} = f(X_i)$ (рис.7), что делает их более удобными для последующего анализа технологического процесса.

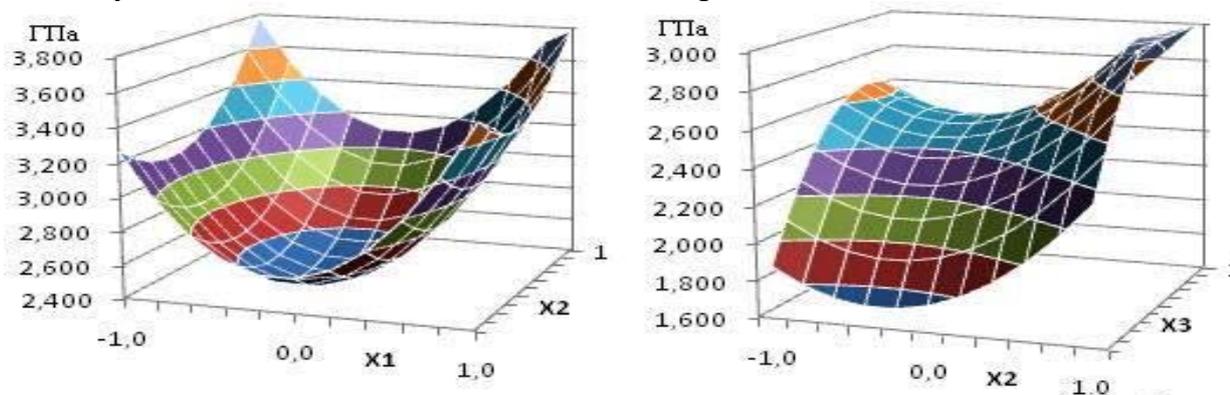


Рис. 7. Зависимости эквивалентных напряжений в зоне контакта обрабатываемого материала от параметров X_1, X_2, X_3

Анализ зависимостей НДС от частоты вибрационных колебаний при различных модулях упругости припоя показал, что при периодической форме нагрузки, в качестве припоя рационально использовать медь. Данный факт можно объяснить тем, что распространяющиеся в любой среде упругие волны испытывают поглощение, обусловленное вязкостью (силами внутреннего трения), теплопроводностью, а на высоких частотах – и молекулярным поглощением в среде, когда энергия звуковых волн переходит в тепловую энергию. Кроме процесса поглощения наблюдается также процесс рассеяния звуковой энергии в среде упругих неоднородностей, причем рассеяние звука существенно возрастает при размерах неоднородностей, соизмеримых с длиной звуковой волны.

Оптимизация процесса ультразвукового выглаживания проведена в ПП Maple 14, и в результате моделирования для рассматриваемого случая установлены следующие значения факторов: $X_{1\text{опт}} = -0,09$; $X_{2\text{опт}} = -0,33$; $X_{3\text{опт}} = 1$; $X_{4\text{опт}} = -1$, при которых максимальное напряжение составляет $Y_{\text{max}} = 0,99$. Эти величины соответствуют оптимальным физическим параметрам $E_{\text{пр}} = 9,8e+4$ МПа (близко к медному припою), $f = 25$ кГц, радиусу выглаживателя $r = 1$ мм и $E_{\text{ом}} = 1,9e+5$ МПа, когда в поверхностном слое детали будут созданы сжимающие напряжения величиной 4, 11 ГПа.

Таким образом, с помощью математического моделирования процесса алмазного выглаживания можно с минимальными затратами установить оптимальные (рациональные) сочетания основных технологических параметров системы АВ-ОМ. Это позволит еще на стадии проектирования прогнозировать возможность обеспечения заданных характеристик ответственных деталей изделия, делая их более качественными и обладающими высокими ресурсными показателями. Кроме того, при выборе рационального способа обработки (с применением ультразвука) появляется возможность избежать разрушения режущего инструмента (в данном случае АВ), вызванного недопустимой концентрацией усилия в металлофазе алмазного выглаживателя в месте его контакта с припоем и дальнейшего выпадения зерна.

Список литературы

1. Титов А. В. Моделирование повторной операции выглаживания методом конечных элементов [Текст] / А. В. Титов, Л. В. Шмелева, Е. А. Кириенко, О. В. Герасимова // Обработка материалов давлением: Сборник научных трудов. – Краматорск: ДГМА, 2015. – № 2 (41). – С. 81–86.
2. Advantedge, Third Wave Systems [Электронный ресурс]. – Режим доступа: // www.thirdwavesys.com/advantedge – 06.02.2018 г. – Загл. с экрана.
3. Криворучко Д.В. Моделирование процессов резания методом конечных элементов: методологические основы [Текст] / Д.В. Криворучко, В.А. Залого; под общ. ред. В.А. Залого. – Сумы: Университетская книга, 2012. – 496 с.
4. Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин [Текст] / А.Г. Суслов. – М: Машиностроение, 2000. – 320 с.
5. Смелянский В.М. Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием [Текст] / В.В. Смелянский. – М.: Машиностроение, 2002. – 300 с.
6. Кузнецов В.П. Имитационное моделирование влияния параметров технологической системы на виброустойчивость выглаживания поверхностей деталей [Текст] // Металлообработка. – Киев: КПИ, 2010. – № 1 (55). – С. 7–15.
7. Клименко С. А. Финишная обработка поверхностей при производстве деталей [Текст] / С. А. Клименко; под общ. ред. С. А. Чижика и М. Л. Хейфеца. – Минск: Беларуская наука, 2017. – 376 с.
8. Коваль В.А. Особенности 3-Д моделирования процесса ультразвукового алмазного шлифования деталей ГТД / В.А.Коваль, В.Е. Михайлов, В.А. Федорович // Газотурбинные технологии ГТТ. – Рыбинск, 2016. – №1 (136). – С. 26-29.
9. Коваль В.А. Использование методологии 3D-моделирования для анализа процессов алмазного шлифования деталей турбин [Текст] / В.А.Коваль, В.Е. Михайлов, И.Н. Пыжов, В.А. Федорович // Насосы. Турбины. Системы. – Воронеж, 2018. – №2 (27). – С. 59 – 65.

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Л.Б. ГЕЦОВ, А.И. РЫБНИКОВ, А.В. МОШНИКОВ (ОАО «НПО ЦКТИ», г. Санкт-Петербург)

А.С. СЕМЕНОВ, Н.А. АНТИПИН (Санкт-Петербургский университет Петра Великого, г. Санкт-Петербург)

В.Н. ШЛЯННИКОВ (Исследовательский центр проблем энергетики КазНЦ РАН, г. Казань)

1. Введение

Одной из основных причин снижения ресурса центробежных компрессоров различных конструкций является возникновение и развитие повреждений колес в процессе эксплуатации, а также при изготовлении. Механизмы и места появления повреждений в компрессорных колесах весьма разнообразны [1]. Ранее проводились исследования напряженно-деформированного состояния колес центробежных компрессоров, анализ их повреждений при изготовлении и эксплуатации [1-7], однако вопросы, связанные с анализом критического размера трещинообразного дефекта в зависимости от местоположения его возникновения для рассматриваемых объектов не исследовались. Анализ влияния коррозионного воздействия на процессы трещинообразования и разрушения также не производился.

Объектом данного исследования являются колеса компрессора после эксплуатации в течении 2000-3000 тысяч часов. Диапазон частот вращения при эксплуатации составляет 5500-8500 об/мин. В процессе эксплуатации нескольких центробежных газовых компрессоров единого конструкционного исполнения в составе дожимной компрессорной станции были выявлены многочисленные повреждения рабочих колес, изготовленных из стали 07X16H6 (Рис. 1). Были высказаны различные предположения о происхождении образующихся трещин, и был проведен цикл экспериментальных и расчетных работ по установлению причин образования трещин в колесах этих компрессоров.

Анализ поверхности рассматриваемых колес компрессора (см. Рис. 1), позволяет утверждать, что наблюдаются как радиальные трещины на основном и покрывающем диске, рост которых привел к окончательному разрушению колеса, так и в виде множественных трещин на ступице и на кромках лопаток.

Для определения причин, вызвавших выявленные повреждения колес компрессоров были проведены многовариантные конечно-элементные (КЭ) расчеты напряженно-деформированного состояния (НДС) и прочности колес различных ступеней компрессора. Целью этих расчетов являлась проверка методами механики деформируемого твердого тела и механики разрушения валидности основных гипотез причин зарождения и распространения

макротрещин, очагом разрушения которой являлась торцевая поверхность ступицы основного диска со стороны входа газа.



Рис. 1. Повреждения колес 1-ой - 4-ой ступеней компрессора.

2. Постановка задачи

Для выполнения поставленных целей были получены решения для следующих задач:

- анализ НДС колеса при посадке на вал на основе прямого моделирования процессов нагрева/охлаждения и решения контактной задачи;
- анализ НДС колеса при различных частотах вращения в упругой и упруго-пластической постановках [8] с учетом и без учета скругления соединения дисков с лопатками;
- анализ трещиностойкости колеса при различном местоположении и размерах трещинообразных дефектов (определение коэффициентов интенсивности напряжений).

Краевые задачи решались в трехмерной постановке с учетом циклической симметрии. Напряженно-деформированное состояние в колесе преимущественно определяется влиянием двух основных факторов внешнего воздействия: центробежной силой, возникающей при вращении, и начальным натягом при посадке на вал.

Методами линейной механики разрушения [9-13] производится анализ условий распространения трещинообразных дефектов, возникших в различных потенциально опасных местах (см. рис. 2):

- радиальная сквозная трещина на внешнем ободе основного диска;
- радиальная трещина на торцевой поверхности ступицы основного диска;
- радиальная трещина на внутренней поверхности основного диска в месте соединения с лопаткой.

Внешний диаметр дисков составляет 759 мм, посадочный диаметр на вал 225 мм. Конечно-элементная модель представительного сегмента колеса (1/17 конструкции), содержащий одиночную лопатку и примыкающие к ней части основного и покрывного дисков, а также соответствующую часть вала, показана на рис. 3. В расчетах использовались двадцатиузловые изопараметрические квадратичные конечные элементы. Их количество и сгущение определялись наличием и формой концентраторов – потенциальных мест высоких градиентов

напряжений. Расчеты производились с использованием коммерческого программного комплекса ANSYS v. 17.2.

•

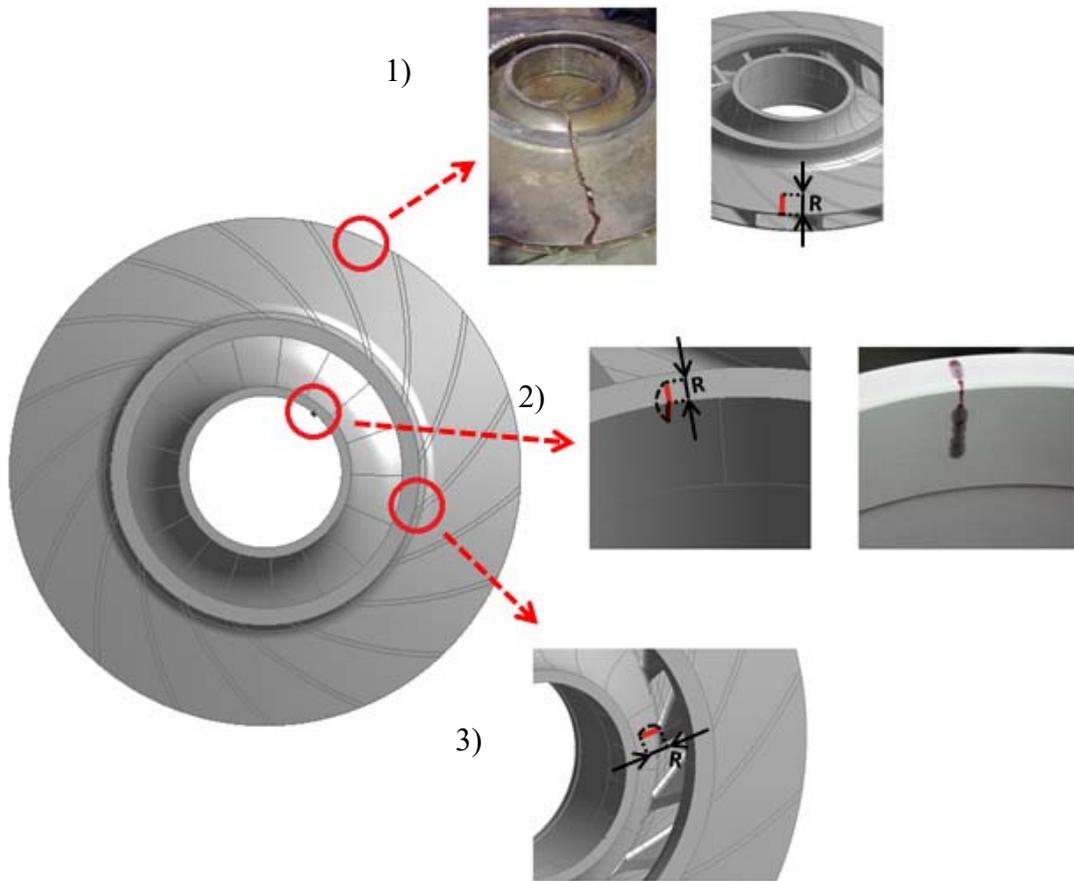


Рис. 2. Местоположения трещина потенциально опасных местах:
1) на внешнем ободе основного диска;
2) на торцевой поверхности ступицы компрессорного колеса;
3) на внутренней поверхности основного диска в месте соединения с лопаткой.



Рис. 3. КЭ модель вала и колеса при учете циклической симметрии (сектор 1/17).

На уровень максимальных напряжений значительное влияние оказывает радиус скругления соединения лопатки с диском. В целях повышения точности расчетов рассматривался вариант гладкого сопряжения и производилось его сравнение с соединением под прямым углом.

В качестве граничных условий задавались:

- Условия циклической симметрии на поверхностях разрезов дисков (равенство всех трех компонент вектора перемещений в соответствующих точках);
- Для исключения твердотельных перемещений одна из точек вала на оси закреплена в осевом и радиальном направлениях и в одной точке на боковой поверхности вала на внешнем радиусе задан запрет на окружные перемещения;
- На ступице на двух цилиндрических поверхностях потенциального контакта между колесом и валом задавались контактные конечные элементы, обеспечивающие условия их взаимного непроникновения.

Одной из основных целей выполняемых расчетов являлась проверка методами механики деформируемого твердого тела и механики разрушения валидности основных гипотез причин зарождения и распространения макротрещины в колесе, среди которых рассматривались:

- Нарушения технологии посадки диска на вал;
- Коррозионное растрескивание;
- Попадание жидкости или газа повышенной плотности;
- Вибрационное воздействие;
- Повышенное значение частоты вращения.

3. Экспериментальное определение параметров трещиностойкости материала

Из основного диска колеса 3-ой ступени центробежного компрессора были вырезаны заготовки, из которых изготавливались образцы для испытаний на статическую трещиностойкость. Испытания проводились по ГОСТ 25.506-85.

На рис. 4 приведены результаты испытаний двух образцов. При проведении испытаний на определение вязкости разрушения при трехточечном изгибе балочного образца были использованы образцы следующих размеров: высота образца $W = 17.45$ мм, длина образца $L = 80$ мм, толщина образца $B = 17.35$ мм, расстояние между опорами $S = 70$ мм, начальная длина трещины $a_0 = 8.8$ мм.

Результаты проведенных испытаний показали, что вязкость разрушения стали 07X16H6 при комнатной температуре составляет $K_{IC} = 69-70$ МПа м^{1/2}.

Для оценки влияния коррозионного растрескивания на вязкость разрушения были использованы данные опытов (см. Рис. 5), проведенных ранее в НПО ЦКТИ, по исследованию влияния времени коррозионного растрескивания в растворе 40% NaOH+1%CuO при 120 °С в зависимости от напряжения для ряда сталей, используемых для дисков паровых турбин. Видно, что на базе 1000 ч $K_{ISCC} = (0,3-0,4)K_{IC} \approx 21-28$ МПа м^{1/2}. Аналогичные результаты получены и для других сталей

[14], где в частности приведены данные для стали 03X17H4 того же класса, что сталь 07X16H6, но полученные при высокой температуре (250 °С) и в другой среде. При проведении КЭ расчетов в дальнейшем использовалось значение $K_{ISCC} = 27$ МПа м^{1/2}.

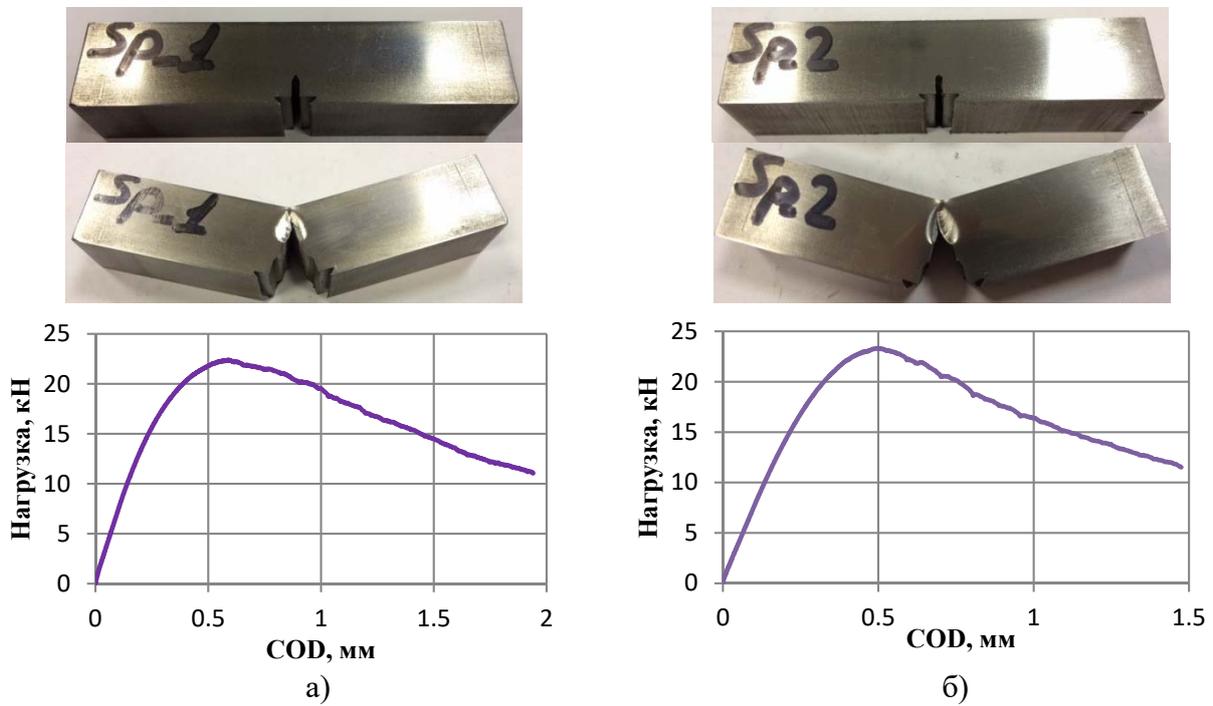


Рис. 4. Внешний вид образцов а) Sp1 и б) Sp2 и результаты их испытаний на трещиностойкость.

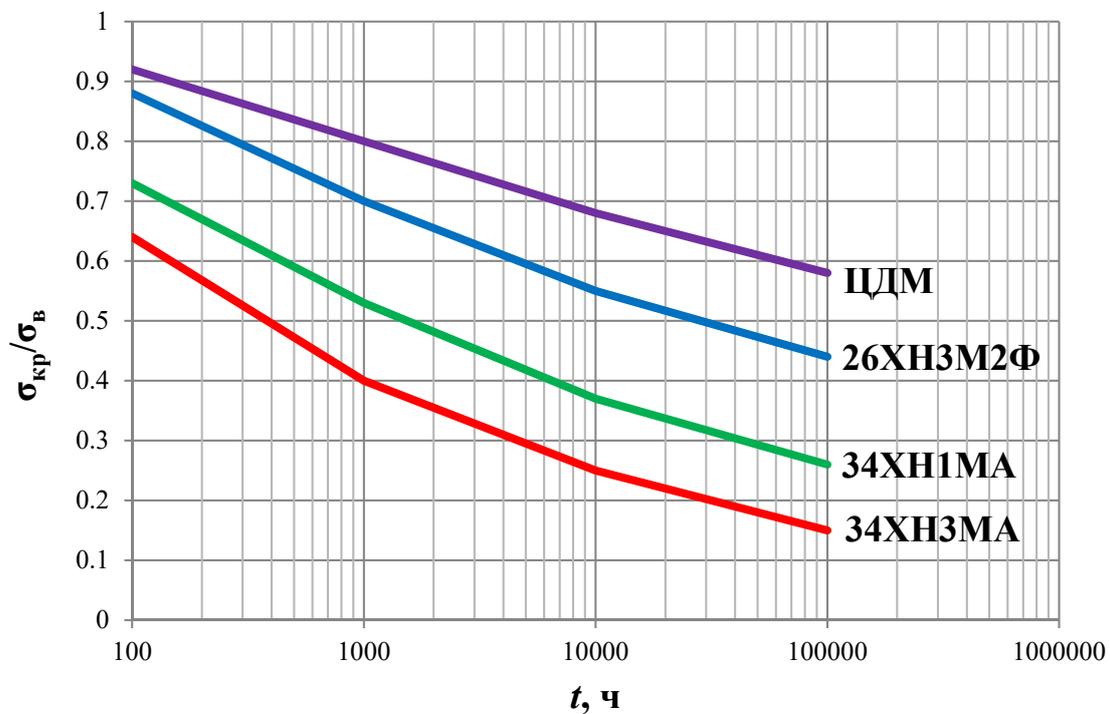


Рис. 5. Зависимость отношения условных пределов коррозионного растрескивания и прочности дисковых и роторных сталей в растворе 40% NaOH+1%CuO при 120 °С от времени разрушения.

4. Определение мест возможного зарождения трещин

На основе прямого КЭ моделирования процессов первоначального нагрева до 350 °С с последующим охлаждением до комнатной температуры 21 °С определялось НДС колеса без вращения. Распределение полей интенсивности напряжений по Мизесу показано на рис. 6а. Максимальные значения наблюдаются на внутренних границах площадок контактов. Наибольший вклад в интенсивность вносят радиальные напряжения.

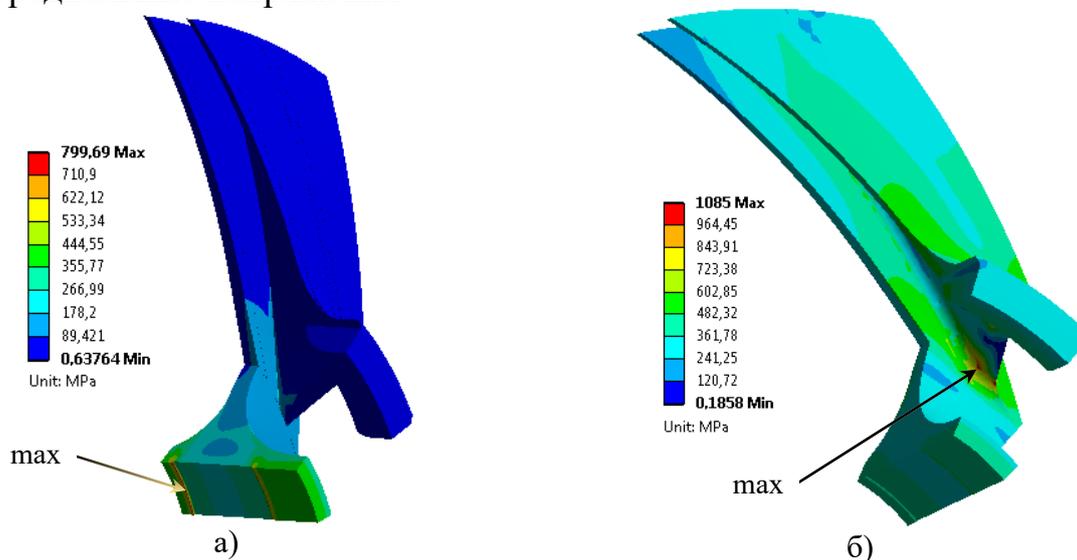


Рис. 6. Распределение полей интенсивности напряжений по Мизесу [МПа]:
а) при посадке колеса на вал, б) при вращении колеса с частотой 8500 об/мин.

В условиях однородного нагрева при посадке интенсивность напряжений по Мизесу на внутренних границах площадок контактов не достигает предела текучести. При нарушении технологии посадки диска на вал, в частности, при существенно неоднородном нагреве возможны более высокие уровни напряжений. Интенсивность напряжений на торцевой поверхности (в месте зарождения трещины) достигает половины предела текучести, что при наличии коррозионной среды может служить причиной коррозионного растрескивания.

Результаты решения краевой задачи при наличии вращения 8500 об/мин с учетом напряжений от термической посадки показаны на рис. 7б. Посадочные напряжения учитывались, прямым моделированием процесса посадки путем решения контактной задачи. При решении задачи в такой постановке допускается частичное отлипание диска от вала при увеличении частоты вращения.

Наиболее нагруженным местом колеса является область сочленения входной кромки лопатки с основным диском, где интенсивность напряжений превосходит предел текучести. Решение краевой задачи с учетом скругления соединения дисков с лопаткой в упруго-пластической постановке позволило установить наличие двух локальных зон пластичности (в области сочленения входной кромки лопатки с основным и покрывным диском). Однако уровень пластических деформаций в указанных зонах не превосходит 0.08%.

Интенсивность напряжений на торцевой поверхности ступицы основного диска (место зарождения трещины в реальности) не достигает половины предела текучести.

Интенсивность напряжений на внешнем радиусе основного диска составляет две трети предела текучести.

5. Результаты КЭ моделирования колеса с трещинами

5.1. Радиальная трещина на торцевой поверхности ступицы основного диска

На рис. 7 показана радиальная трещина на торцевой поверхности ступицы основного диска, наблюдаемая при разрушении компрессорных колес в действительности. В расчетах предполагалось, что трещина имеет форму четверти окружности.

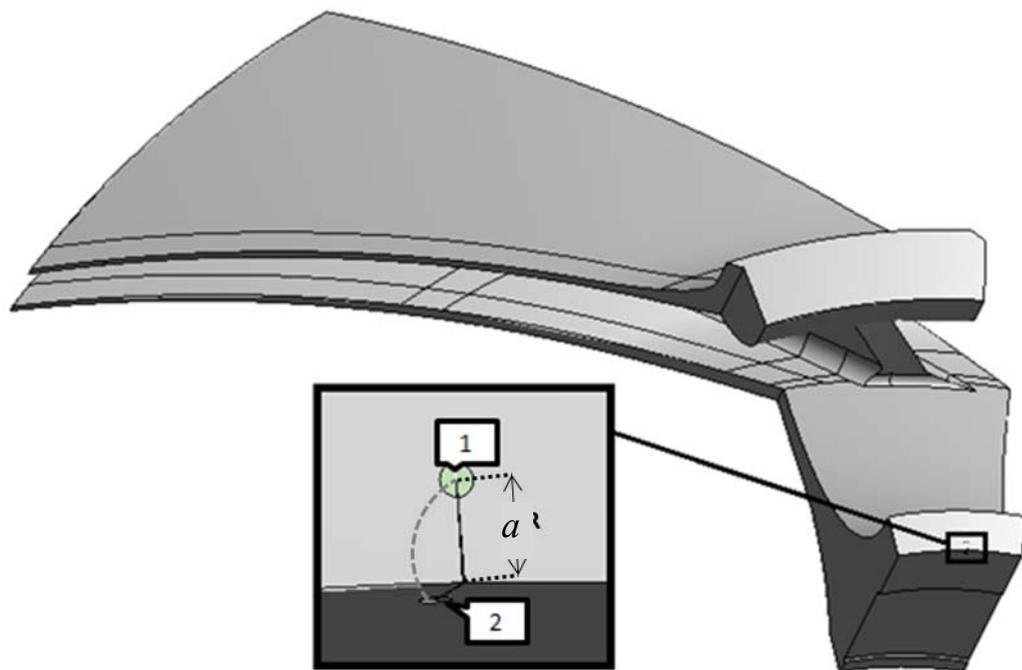


Рис. 7. Трещина на торцевой поверхности ступицы компрессорного колеса.

Проведены многочисленные вычислительные эксперименты для различных длин трещин, начиная от $a = 3$ мм до 14 мм – высоты ступицы, а также была рассмотрена сквозная трещина с $a = 45$ мм (см. Рис. 10). В расчетах трещиностойкости определялись распределения значений КИНов (K_I , K_{II} , K_{III}) вдоль фронта трещины (см. Рис. 8). Для радиальной трещины, возникшей на торцевой поверхности ступицы основного диска со стороны входа газа, доминирующей является I мода разрушения (нормального отрыва). Максимальное значение K_I превосходит K_{II} и K_{III} более чем в 50 раз. Максимальное значение K_I реализуется в точке 1 на торцевой поверхности ступицы со стороны входа газа. Минимальное значение K_I реализуется в точке 2 на поверхности ступицы, контактирующей с валом. Возможный рост трещины будет происходить преимущественно в радиальном направлении.

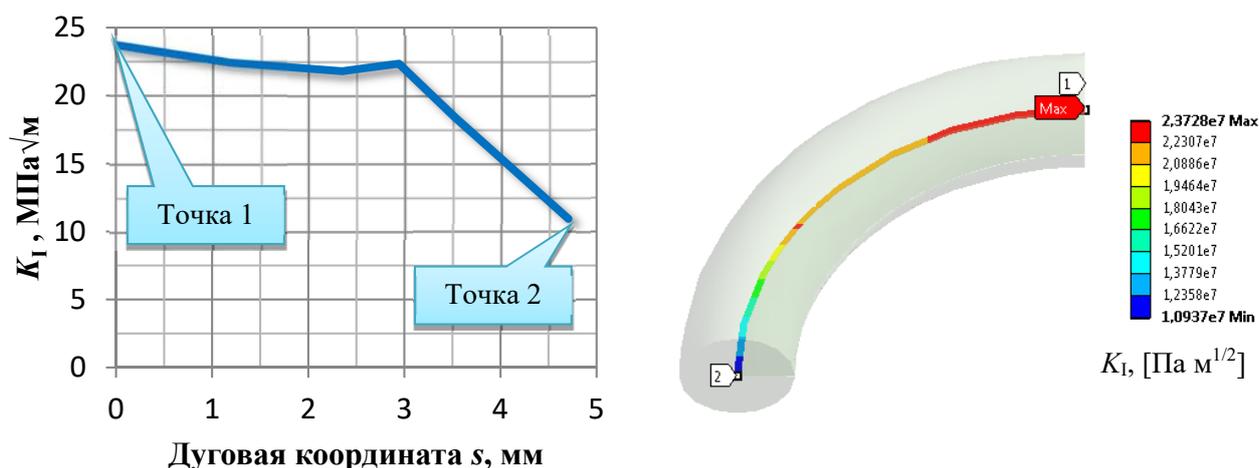


Рис. 8. Распределение коэффициента интенсивности напряжений K_I по фронту трещины ($a=3\text{мм}$) на ступице во вращающемся с частотой 8500 об/мин колесе.

Зависимость $\max K_I$ от размера трещины a показана на рис. 9. При $a = 3 \text{ мм}$ значение $K_I = 23,7 \text{ МПа м}^{1/2}$, что ниже $K_{ISCC} = 27 \text{ МПа м}^{1/2}$. К сожалению, в литературе отсутствуют данные о значениях коэффициента интенсивности напряжений K_{ICSS} для стали 07X16Н6 в контакте с водными растворами содержащихся в газе примесей H_2S и CO_2 . Поэтому для оценки трещиностойкости колес принималось по аналогии с другими материалами $K_{ISCC} = (0,3-0,4) K_{IC}$. С ростом длины трещины наблюдается увеличение КИН. Для трещины $a = 4 \text{ мм}$ достигает значения K_{ISCC} , а при $a = 13 \text{ мм}$ K_I достигает значения $K_{IC} = 69 \text{ МПа м}^{1/2}$.

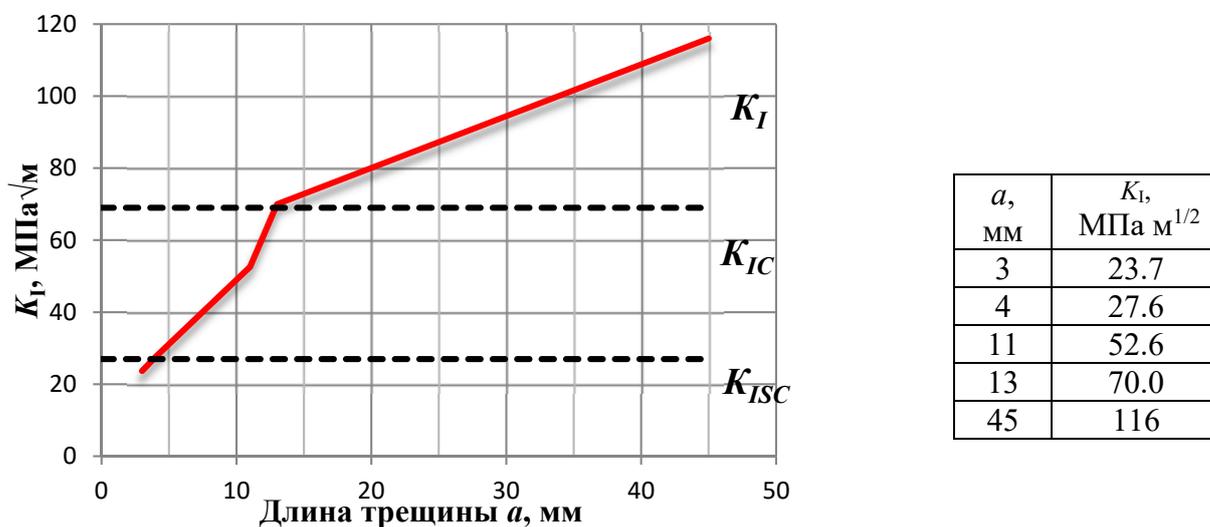


Рис. 9. Зависимость $\max K_I$ от размера радиальной трещины на ступице на внешнем ободе основного диска во вращающемся с частотой 8500 об/мин колесе.

Данные фрактографического анализа разрушенного колеса указывают на размер дефекта, приведшего к окончательному разрушению колеса, около 4.5 мм, что коррелирует с результатами расчета при наличии коррозии. Появление сквозной трещины (Рис. 10) $a = 45 \text{ мм}$ с $K_I = 116 \text{ МПа м}^{1/2} > K_{IC} = 69 \text{ МПа м}^{1/2}$ приводит к мгновенному разрушению конструкции.

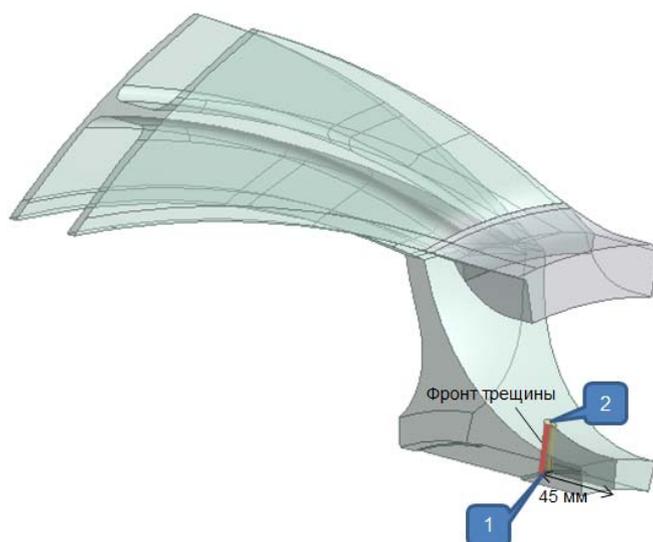


Рис. 10. Сквозная трещина на торцевой поверхности ступицы компрессорного колеса.

5.2. Радиальная сквозная трещина на внешнем ободе основного диска

В качестве примера, на рис. 11 показана радиальная сквозная трещина на внешнем ободе основного диска. При проведении КЭ расчетов рассматривались трещины длиной $a = 3$ мм, $a = 6$ мм и $a = 12$ мм. В расчетах трещиностойкости определялись распределения значений КИНов (K_I , K_{II} , K_{III}) вдоль фронта трещины (см. Рис. 12). Для радиальной трещины, возникшей на внешнем ободе основного диска, доминирующей является I мода разрушения (нормального отрыва). Максимальное значение K_I реализуется вблизи точки 2 на внешней поверхности основного диска. Минимальное значение K_I реализуется в точке 1 на внутренней поверхности основного диска. Возможный рост трещины будет происходить преимущественно в радиальном направлении.

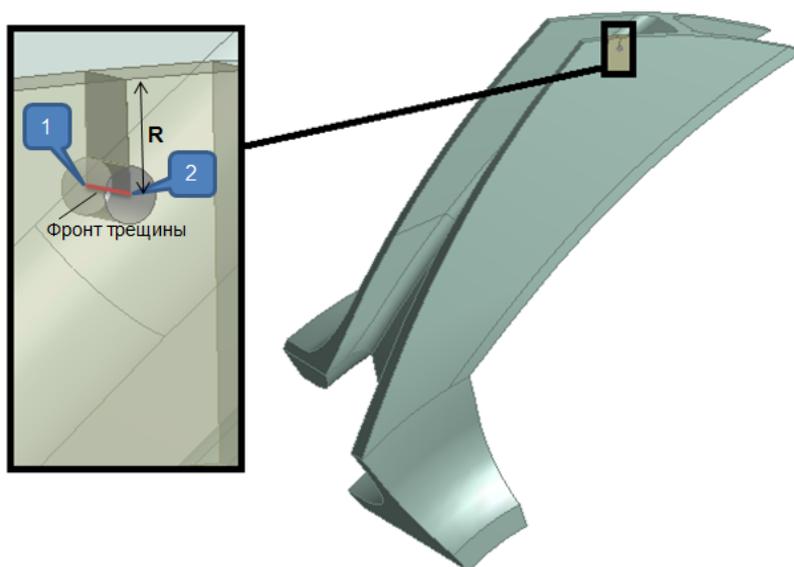


Рис. 11. Радиальная сквозная трещина на внешнем ободе основного диска.

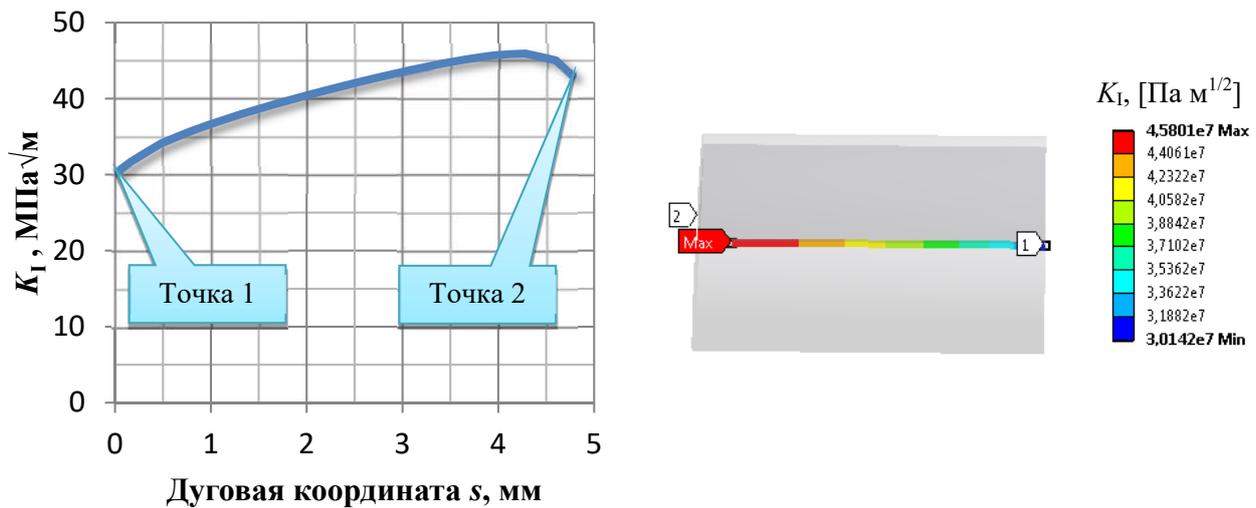


Рис. 12. Распределение коэффициента интенсивности напряжений K_I по фронту трещины ($a = 12$ мм) на внешнем ободу основного диска во вращающемся колесе с частотой 8500 об/мин.

Зависимость $\max K_I$ от размера трещины a показана на рис. 13. При $a = 3$ мм значение $K_I = 21 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$, что ниже $K_{ISCC} = 27 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$. С ростом длины трещины наблюдается увеличение КИН. Для трещины $a = 4.5$ мм K_I достигает значения K_{ISCC} . Однако в рассматриваемом диапазоне длин трещин (до 12 мм) критическое значение $K_{IC} = 69 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ не будет достигнуто.

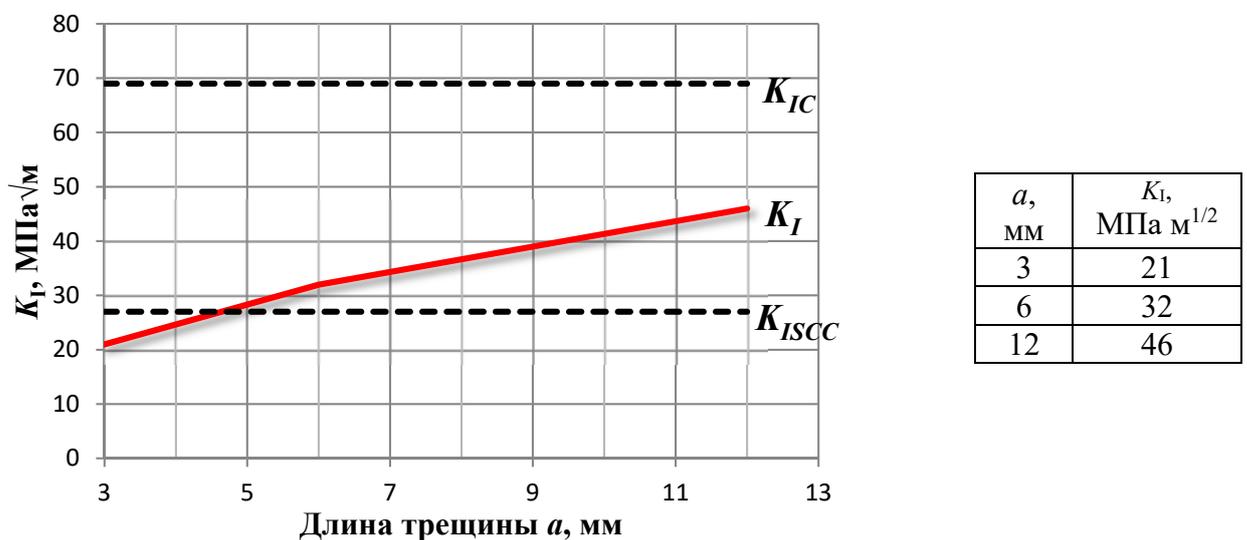


Рис. 13. Зависимость $\max K_I$ от размера радиальной трещины на внешнем ободу основного диска во вращающемся колесе с частотой 8500 об/мин.

5.3. Радиальная трещина на стыке основного диска с лопаткой

Рассматриваются условия распространения полуэллиптической трещины (Рис. 14) в основном диске в зоне соединения лопатки с диском (место, где

наблюдается зона пластичности) колеса вращающегося с частотой 8500 об/мин. Посадка моделировалась на основе решения контактной задачи. При проведении КЭ расчетов рассматривались трещины длиной $a = 6$ мм и $a = 12$ мм. Начальный размер полуосей трещины выбирался равным в обоих направлениях (полуокружность). В расчетах трещиностойкости определялись распределения значений КИНов (K_I , K_{II} , K_{III}) вдоль фронта трещины (см. Рис. 15). Было установлено, что доминирующей является I мода разрушения (нормального отрыва). Максимальное значение K_I реализуется вблизи точки 2 на внешней поверхности основного диска. Минимальное значение K_I реализуется в точке 1 на внутренней поверхности основного диска. Возможный рост трещины будет происходить преимущественно в радиальном направлении.

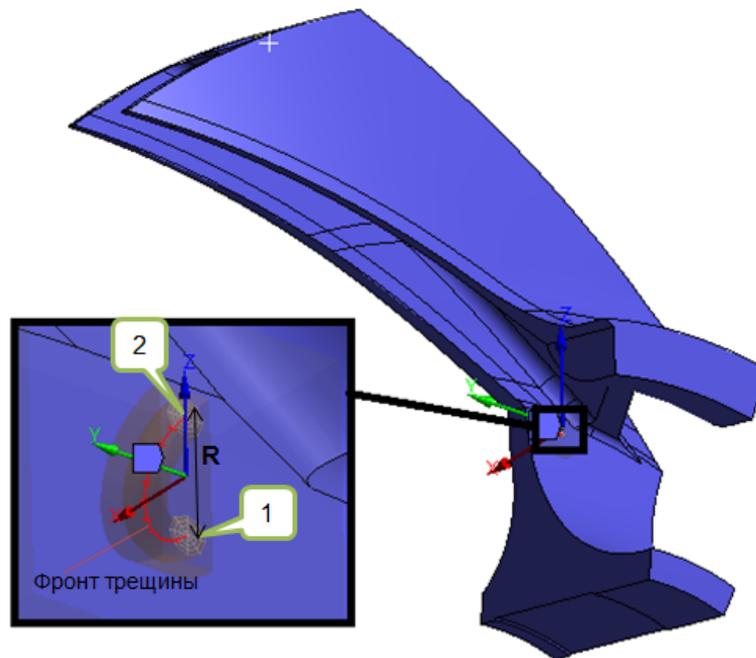


Рис. 14. Радиальная сквозная трещина на стыке основного диска с лопаткой.

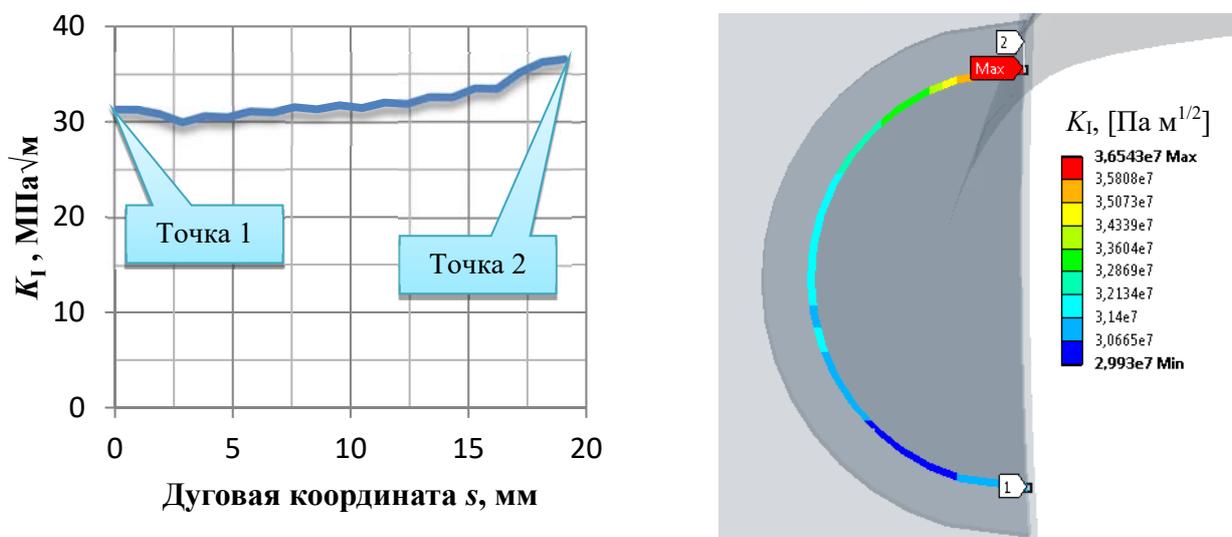


Рис. 15. Распределение коэффициента интенсивности напряжений K_I по фронту трещины ($a = 12$ мм) на стыке основного диска с лопаткой во вращающемся с частотой 8500 об/мин колесе.

Зависимость $\max K_I$ от размера трещины a показана на рис. 16. При $a = 6$ мм значение $K_I = 26 \text{ МПа м}^{1/2}$, что несколько ниже $K_{ISCC} = 27 \text{ МПа м}^{1/2}$. С ростом длины трещины наблюдается увеличение КИН. Для трещины $a = 12$ мм K_I достигает значения $37 \text{ МПа м}^{1/2} > K_{ISCC}$. В рассматриваемом диапазоне длин трещин (до 12 мм) критическое значение $K_{IC} = 69 \text{ МПа м}^{1/2}$ не будет достигнуто. Таким образом, радиальная полуэллиптическая трещина в основном диске в зоне соединения лопатки с диском с начальным размером менее 12 мм не будет распространяться при заданных условиях нагружения в случае отсутствия коррозии. При возникновении коррозионного воздействия возможен рост трещинообразных дефектов, размером превышающих 7 мм.

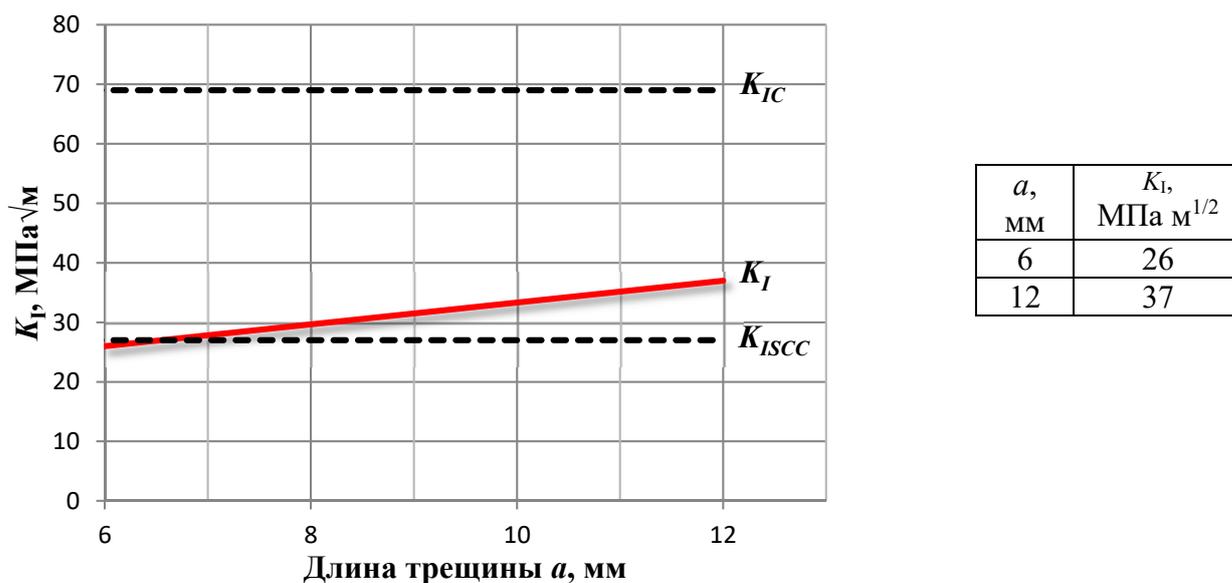


Рис. 16. Зависимость $\max K_I$ от размера радиальной трещины на стыке основного диска с лопаткой во вращающемся с частотой 8500 об/мин колесе.

Заключение

На основании полученных в данном исследовании результатов может быть предложена карта мест потенциального зарождения трещин в зависимости от различных причин их возникновения. Таблица 1 резюмирует найденные соответствия.

Многовариантный конечно-элементный анализ трещиностойкости колеса при наличии трещин различных размеров в найденных основных местах потенциального их зарождения, позволил установить, что при наличии коррозионного воздействия (характеризуемого уровнем $K_{ISCC} = 27 \text{ МПа м}^{1/2}$) критическими являются следующие размеры трещин:

- 4 мм для радиальной трещины на ступице на внешнем ободе основного диска;
- 4.5 мм для радиальной трещины на внешнем ободе основного диска;
- 7 мм для радиальной трещины на стыке основного диска с лопаткой.

В случае отсутствия коррозионного воздействия (при $K_{IC} = 69 \text{ МПа м}^{1/2}$) размер критических дефектов увеличивается до:

- 13 мм для радиальной трещины на ступице на внешнем ободе основного диска;
- >20 мм для радиальной трещины на внешнем ободе основного диска;
- >25 мм для радиальной трещины на стыке основного диска с лопаткой.

Таблица 1. Карта мест потенциального зарождения трещин в зависимости от различных причин их возникновения.

	Нарушения технологии посадки диска	Коррозионное растрескивание	Внезапное попадание жидкости	Вибрационное воздействие	Повышенное значение частоты вращения
Ступица, торцевая поверхность (место зарождения трещины)	✓	✓			
Ступица, внутреннее ребро большой площадки контакта	✓		✓		
Область соединения лопатки с основным диском		✓	✓	✓	✓
Основной диск, внешний радиус между лопатками		✓		✓	
Основной диск, внешний радиус стык с лопаткой		✓	✓		

Наиболее вероятной причиной наблюдаемых разрушений компрессорных колес в условиях отсутствия нарушений технологии посадки диска, превышения максимально допустимой частоты вращения, гидроударов от попадания в компрессор значительных количеств конденсата является коррозионное растрескивание.

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта РФФИ № 18-19-00413 и стипендиальной программы Siemens.

Список литературы

1. Гецов Л.Б. Материалы и прочность деталей газовых турбин. М.: Недра, 1996. С. 189-193
2. Раер Г.А. Динамика и прочность центробежных компрессорных машин. Л.: Машиностроение, 1968. 258 с.
3. Анофриев В.Ю., Гецов Л.Б., Ножницкий Ю.А. Обеспечение прочностной надежности колес центробежных компрессоров из высокопрочных сталей. Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: ХАИ, 2005 №6/22. С. 1, 6-23; 2006. №1/27. С. 72-81.
4. Анофриев В.Ю., Гецов Л.Б., Марголин Б.З. Создание нагнетателей нового поколения. Труды V межд. конф. «Научно-технические проблемы прогнозирования надежности и долговечности конструкций и методы их решения» 14-17 октября 2003.–СПб.: Изд. СПбГПУ. 2003. С. 14-23.
5. Марголин Б.З., Гецов Л.Б., Костылев В.И. Влияние отпуска на распределение остаточных напряжений в сварном рабочем колесе центробежного компрессора // Сборник трудов второй конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH (Москва, 17-18 апреля 2002). / Под ред. А.С. Шадского. М.: 2002. С. 272-275.
6. Ильин А.В., Гецов Л.Б., Марголин Б.З., Костылев В.И., Анофриев В.Ю., Балакин С.М. К вопросу расчетного определения циклической долговечности сварных рабочих колес

- центробежных компрессоров из высокопрочной стали // Механика материалов и прочность конструкций. Труды СПбГПУ. СПб., 2004. №489. С. 209-216.
7. Анофриев В.Ю., Гецов Л.Б., Ильин А.В., Леонов В.П. Особенности выбора режимов послесварочной термической обработки конструкций низ легированных высокопрочных сталей. // Научно-технические проблемы прогнозирования надежности и долговечности конструкций и методы их решения. Труды VI Межд. конф. СПб.: СПбГПУ, 2005. С. 38-42.
 8. Семенов А.С. Вычислительные методы в теории пластичности. СПб: Изд-во СПбГПУ. 2008. 211 с.
 9. Пестриков В.М., Морозов Е.М. Механика разрушения твердых тел: курс лекций. СПб.: Профессия, 2002. 320 с.
 10. Семенов А.С., Семенов С.Г., Гецов Л.Б. Методы расчетного определения скорости роста трещин усталости, ползучести и термоусталости в поли- и монокристаллических лопатках ГТУ // Проблемы прочности. 2015. № 2. С. 61-87.
 11. Гецов Л.Б., Семенов А.С., Семенов С.Г., Игнатович И.А. Современные методы расчета термоусталостной прочности дисков газовых турбин // Газотурбинные технологии. 2016. № 1 (136). С. 30-38.
 12. Getsov L.B., Semenov A.S., Ignatovich I.A. Thermal fatigue analysis of turbine discs on the base of deformation criterion // International Journal of Fatigue. 2017. Vol. 97. С. 88-97.
 13. Романив О.Н., Ярема С.Я, Никифорович Г.Н. и др. Механика разрушения и прочность материалов. / Спр. пособ. Т. 4. Киев: Наукова думка, 1990. 679 с.
 14. Сокол И.Я., Ульянин Е.А., Фельдгандлер Э.Г. и др. Структура и коррозия металлов и сплавов: атлас. М.: Металлургия, 1989. 400 с.

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕРМОУСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЛОПАТОК И ДИСКОВ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Л.Б. ГЕЦОВ (ОАО «НПО ЦКТИ», г. Санкт-Петербург)

А.С. СЕМЕНОВ, А.И. ГРИЩЕНКО, И.А. ИГНАТОВИЧ (Санкт-Петербургский университет Петра Великого, г. Санкт-Петербург)

Необходимость повышения надежности газовых турбин разного назначения требует повышения адекватности расчетного определения термоусталостной долговечности (до появления трещин и оценки скорости их роста) в таких ответственных деталях, как диски турбин и лопатки из монокристаллических материалов.

Коллектив сотрудников СПбГПУ и НПО ЦКТИ провел комплекс работ в указанном направлении и создал современные методики расчетного определения термоусталостной прочности лопаток и дисков газовых турбин, основанные на использовании деформационного критерия разрушения [1], его модификации [2],

физической модели пластичности монокристаллических сплавов [3], разработанного программного комплекса Pantocrator [4], ассоциированного с комплексом ANSYS, и экспериментальных данных испытаний материалов, натуральных дисков и их моделей [5, 12-14].

Методика расчетного определения термоусталостной прочности дисков газовых турбин

Эта методика основана на КЭ расчетах повреждений, вызванных следующими четырьмя слагаемыми деформационного критерия разрушения:

- изменением пластической деформацией в пределах цикла (размахом пластических деформаций)

$$D_1 = \sum_{i=1}^n \frac{(\Delta \varepsilon_{eq_i}^p)^k}{C_1(T_i)}, \quad (1)$$

- изменением деформаций ползучести в пределах цикла (размахом деформаций ползучести)

$$D_2 = \sum_{i=1}^n \frac{(\Delta \varepsilon_{eq_i}^c)^m}{C_2(T_i)}, \quad (2)$$

- односторонне накопленной пластической деформацией

$$D_3 = \max_{0 \leq t \leq t_{\max}} \frac{\varepsilon_{eq}^p}{\varepsilon_r^p(T)} \quad (3)$$

- и односторонне накопленной деформацией ползучести

$$D_4 = \max_{0 \leq t \leq t_{\max}} \frac{\varepsilon_{eq}^c}{\varepsilon_r^c(T)}, \quad (4)$$

где $C_1, C_2, k, m, \varepsilon_r^p, \varepsilon_r^c$ - параметры материала, зависящие от температуры. Обычно принимают соотношения $k = 2, m = \frac{5}{4}, C_1 = (\varepsilon_r^p)^k, C_2 = (\frac{3}{4} \varepsilon_r^c)^m$. Консервативная оценка обеспечивается при принятии в $C_1(T_i)$ минимальной температуры цикла. Эквивалентные деформации в (1-4) определяются выражением:

$$\varepsilon_{eq} = \sqrt{\frac{2}{9} [(\varepsilon_{11} - \varepsilon_{22})^2 + (\varepsilon_{22} - \varepsilon_{33})^2 + (\varepsilon_{33} - \varepsilon_{11})^2]} + \frac{1}{3} (\gamma_{12}^2 + \gamma_{23}^2 + \gamma_{31}^2). \quad (5)$$

Согласно деформационному критерию условие достижения критической величины суммарной меры повреждений описывается следующим соотношением [2]:

$$D = D_1(\Delta \varepsilon_{eq}^p) + D_2(\Delta \varepsilon_{eq}^c) + D_3(\varepsilon_{eq}^p) + D_4(\varepsilon_{eq}^c) = 1, \quad (6)$$

которое основывается на линейном суммировании повреждений.

Скорость пластической деформации определяется на основе ассоциированного закона пластического течения. Скорость деформации ползучести определяется обобщением закона установившейся ползучести Нортона, учитывающим наличие кинематического упрочнения (формула Тайры).

Верификация методики проведена применительно к шести испытанным при термоциклическом нагружении на разгонной установке натурным дискам, изготовленным из разных материалов. Результаты проведенных расчетов свидетельствуют о том, что расчетная сумма повреждений отличается от единицы не более чем на 70% (см. табл. 1). Частично результаты были описаны в [6].

Таблица 1. Результаты расчета поврежденности натуральных вращающихся дисков.

Диск No	Номер режима	Материал	$\overline{\Delta\varepsilon_{eq}^p}$, %	$\overline{\Delta\varepsilon_{eq}^c}$, %	ε_{eq}^p , %	ε_{eq}^c , %	D_1	D_2	D_3	D_4	D
EN-1	4	ЭИ612	0.06	0.028	0.12	0.16	0.0073	0.101	0.032	1.570	1.71
EN-2	4		0.005	0.0008	0.016	0.04	0.03	0.5	0.04	1.14	1.72
ЕК-1	4а	ЭИ481	0.01	0.042	0.03	0.02	0.0004	0.409	0.150	0.871	1.43
ЕК-2	3а		0.20	0.090	0.12	0.26	0.0067	0.526	0.029	0.520	1.09
137	5	ЭИ765	0.64	0.350	0.89	0.79	0.0530	0.620	0.070	0.250	1.01
138	6		0.42	0.400	0.91	0.80	0.0790	0.659	0.180	0.140	1.06

Определения длительной статической прочности охлаждаемых лопаток из монокристаллических сплавов обладает определенной спецификой. Такая методика была создана и описана в статье [18].

Методика расчетного определения термоусталостной прочности лопаток из монокристаллических сплавов

Для лопаток из поликристаллических материалов ранее была разработана и широко использовалась методика расчетного определения запасов прочности и долговечности с использованием размаха полных деформаций за цикл, модифицированная использованием метода дождя при непропорциональном нагружении [15]. Согласно этой методике долговечность материалов при термоциклическом нагружении и расчетном размахе деформаций определяется экспериментально на цилиндрических или плоских корсетных образцах [7-9]. При этом влияние выдержки (на стационарном режиме) определяется расчетом с использованием экспериментальных данных по ползучести материала. Эта методика верифицировалась по результатам испытаний лопаток на газодинамическом стенде [10].

Для лопаток из монокристаллических материалов эта методика может давать неадекватные результаты в связи с особенностями этих материалов. В связи с этим современная методика расчета термоусталостной прочности таких лопаток разрабатывалась с использованием деформационного критерия (8) [1,2].

Методика расчетного определения скорости роста трещин термической усталости в лопатках, дисках и других деталях основана на соотношении:

$$\frac{da}{dN} = B(\Delta K_{eff})^m + \int_0^{t_{ци}} A(C^*(\tau))^q d\tau, \quad (7)$$

где a – длина трещины; $\Delta K_{eff} = K_{max} - K_{op} \leq \Delta K = K_{max} - K_{min}$ – эффективный размах коэффициента интенсивности напряжений; C^* – инвариантный контурный интеграл; τ – время; $t_{ци}$ – длительность цикла, значения параметров материала B , m , A и q определялись из испытаний трещиностойкости материалов при усталости и при ползучести; интегрирование проводилось в пределах одного цикла (от 0 до $t_{ци}$) [17].

Она в настоящее время проходит верификацию, которая основана на определяемых экспериментальных данных испытаний образцов на трещиностойкость в условиях усталости и ползучести.

Список литературы

1. Гецов Л.Б. О критерии разрушения при сложной программе нагружения. Всесоюзный рабочий симпозиум по вопросам малоциклового усталости. Каунас, 1971.
2. Гецов Л.Б., Семенов А.С. Критерии разрушения поликристаллических и монокристаллических материалов при термоциклическом нагружении // Труды ЦКТИ. 2009, Вып. 296, С. 83-91.
3. Семенов А.С. Идентификация параметров анизотропии феноменологического критерия пластичности монокристаллов на основе микромеханической модели // [Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки](#). 2014. Т. 194, №2, С. 15-29.
4. Семенов А.С. PANTOCRATOR - конечно-элементный программный комплекс, ориентированный на решение нелинейных задач механики / Труды V-ой Межд. Конф. "Научно-технические проблемы прогнозир. Надежн. и долговечн. Констр. и методы их решения". СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. С. 466-480.
5. Гецов Л.Б. Материалы и прочность деталей газовых турбин. В двух книгах, Рыбинск, Изд. Дом «Газотурбинные технологии» 2010-2011 гг.
6. Getsov L.B., Semenov A.S., Ignatovich I.A. Thermal fatigue analysis of turbine discs on the base of deformation criterion // Int Journal of Fatigue. 2017, 97, P. 88-97.
7. Дульнев Р.А., Котов П.И. Термическая усталость металлов – М. Машиностроение, 1980 г.
8. Гецов Л.Б. Гугелев Б.М. Новикова Е.Г. Журавлев Ю.Н. Метод микроструктурного исследования повреждений в металлах при термической усталости. Заводская лаборатория №1, 1976.
9. Rybnikov A.I., Getsov L.B. New technique and results of thermal fatigue tests of superalloys and coatings. Proceedings of the sixth International congress on thermal stresses. Vienna, Austria, may 2005, V.1, P.305-309
10. Гецов Л.Б., Третьяченко Г.Н. Волощенко А.П. К вопросу оценки термостойкости лопаток газовых турбин. Теплоэнергетика N7, 1969
11. Гецов Л.Б., Кривоносова В. В., Марголин Б.З., Романова О. В, Семенов А.С. Методы расчетного определения прочности охлаждаемых лопаток ГТУ. Тяжелое машиностроение №3, 2013.
12. Кабелевский М.Г. Столярова Л.И. Гецов Л.Б. Оценка сопротивления термоусталостному разрушению материалов дисков газовых турбин. Труды ЦНИИТМАШ N158, 1980
13. Динерман А.П., Гецов Л.Б. К вопросу о конструктивной прочности дисков газовых турбин в условиях нестационарных режимов // Теплоэнергетика. №5, 1962, С. 38-43.
14. Гецов Л.Б., Кабелевский М.Г., Столярова Л.И. Оценка долговечности материалов, работающих в условиях длительных высокотемпературных напряжений. Прочность элементов роторов турбомашин. Киев: Наукова Думка. 1980.

15. Гецов Л.Б., Кривоносова В.В., Романова О.В., Семенов А.С. Вопросы расчетного определения прочности охлаждаемых лопаток ГТУ // Проблемы прочности. 2016. № 2. С. 20-35.
16. Семенов А.С., Гецов Л.Б., Семенов С.Г., Грищенко А.И. Сопротивление деформированию и разрушению монокристаллических жаропрочных сплавов при статическом и циклическом нагружении. Вестник СГАУ, 2014 г. Выпуск 5 (47), Часть 3. С.70-79
17. Семенов А.С., Гецов Л.Б., Семенов С.Г. Методы расчетного определения скорости роста трещин усталости, ползучести и термической усталости в поликристаллических и монокристаллических лопатках ГТУ. Проблемы прочности №2, 2015, С.
18. Гецов Л.Б., Семенов А.С., Семенов С.Г., Бессчетнов В.А., Грищенко А.И. Методика определения длительной статической прочности охлаждаемых лопаток из монокристаллических сплавов // Теплоэнергетика 2017 №4.

Х КОНКУРС МОЛОДЫХ НАУЧНЫХ СОТРУДНИКОВ И КОНСТРУКТОРОВ

ПОИСКОВЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СЖИГАНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГТУ

К.С. ПУГАЧ (ОАО «ВТИ», г. Москва)

В настоящее время в газотурбостроении наблюдается тенденция увеличения мощности и эффективности газотурбинного цикла за счет повышения температуры рабочего тела перед первой ступенью газовой турбины, T_3 . Газовые турбины (ГТ) по значению температуры рабочего тела условно делятся на классы, которые принято обозначать буквами латинского алфавита: D – температура рабочего тела до 1200 °С, E – до 1300 °С, F – до 1400 °С, G – до 1500 °С и H (J) свыше 1500 °С. На рис. 1 представлено, как изменялась доля продаж ГТ различного класса от общей доли продаваемых ГТ в период с 1980 по 2015 год.

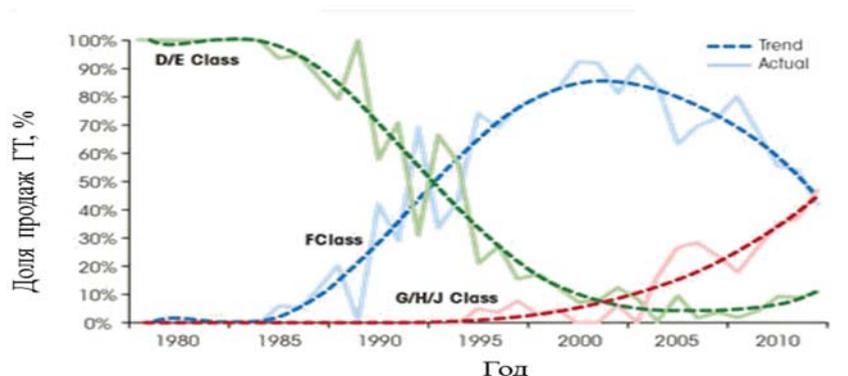


Рис. 1. Эволюция ГТ [1]

Видно, что за последние годы доля продаж высокотемпературных газовых турбин (G/H/J класса) на рынке ГТ значительно возросла.

В основном в современных малоэмиссионных камерах сгорания (МЭКС) ГТУ для обеспечения требуемых нормативов по эмиссиям вредных веществ применяется технология DLE (сухого низкоэмиссионного сжигания), которая предполагает сжигание бедной предварительно перемешанной топливовоздушной смеси. Однако, увеличение температуры рабочего тела на выходе из камеры сгорания вынудило разработчиков искать новые пути снижения эмиссий NO_x .

Одним из решений стала организация двухступенчатого последовательного сжигания топлива. В настоящее время, ведущие фирмы-производители ГТУ, такие как GE, Ansaldo и пр., уже внедрили ее в свои МЭКС

Конструкции таких МЭКС принципиально схожи. Они состоят из двух последовательно расположенных объемов сгорания (ступеней), каждый со своим

горелочным устройством (ГУ). Первое, ГУ1 является традиционным для МЭКС со сжиганием предварительно перемешанной топливоздушной смеси (ТВС). Оно состоит из завихрителей, зоны подготовки смеси, нескольких подводов топлива, воспламенителей. Второе, ГУ2 расположено ниже по потоку, в него через специальные отверстия подается ТВС другого состава, сжигание которой происходит в среде с пониженным содержанием кислорода и высокой температурой. Розжиг, работа до холостого хода (ХХ), нагружение до перехода на малоэмиссионный режим работы и переход на него, осуществляется за счет регулирования ГУ1. Топливо в ГУ2 подается при достижении определенной температуры газов, поступающих из первой ступени горения, обеспечивающей его самовоспламенение. Дальнейший набор нагрузки регулируется подачей топлива в ГУ2. Создание второй ступени сжигания увеличивает устойчивость горения в первой ступени при частичных нагрузках ГТУ поскольку часть воздуха отбирается на ГУ2, расход воздуха в ГУ1 снижается, и в нем формируется более богатая ТВС. Длина второй ступени горения существенно короче первой; в ней нет зоны рециркуляции/стабилизации пламени. Горение проходит в горячих газах с пониженным содержанием кислорода, поступающих от первой ступени горения. В этих условиях образуется существенно меньше NO_x , чем если бы все топливо подавалось в ГУ1 и для горения использовался весь объем ЖТ. В итоге, создание второй последовательной ступени горения повышает устойчивость и полноту сгорания топлива на пониженных нагрузках ГТУ и уменьшает концентрацию NO_x на нагрузках, близких к номинальной.

В работе обсуждается содержание поисковых и экспериментальных исследований двухступенчатого сжигания природного газа в камере сгорания энергетической ГТУ при температуре горения выше 1600°C с целью определения возможностей снижения эмиссии NO_x .

Расчетная модель представляет собой сегмент $\frac{1}{4}$ ЖТ трубчато-кольцевой камеры сгорания с двумя последовательно расположенными ГУ и зонами сжигания. Каждое ГУ имеет отдельный подвод топлива или ТВС. Конструкция ГУ1 идентична для всех расчетов. Она включает два концентрично расположенных завихрителя: центральный осевой пилотной горелки (ПГ) и периферийный радиальный основной горелки (ОГ) (рис. 1). Для зажигания ТВС в первой зоне установлено запальное устройство. Результаты расчетов процессов образования NO_x и возможностей снижения их концентрации при однозонном сжигании идеально перемешанной ТВС рассмотрены в [2].

Для двузонного последовательного сжигания топлива рассмотрено два варианта ГУ2. Первый предполагает ввод топлива через топливные форсунки и организацию его диффузионного сжигания во второй зоне (рис. 2 а,б). Во втором случае через ГУ2 поступает ТВС и происходит ее кинетическое сгорание (рис. 2 в).

При организации диффузионной схемы сжигания топливо может подводиться через отверстия, в одном случае, в зону рециркуляции/стабилизации пламени, в другом, непосредственно в поток горячих газов (рис. 2 а, б).

Для верификации результатов при стендовых испытаниях расчеты были проведены при давлении воздуха на входе 400 кПа и температуре 450°C . Коэффициент избытка воздуха МЭКС составляет $\alpha_{\text{КС}}=1.6$, ему соответствует

балансовая температура газов на выходе 1730°C . L , L_1 и L_2 - общая длина, длина первой и второй зон горения, соответственно, $L_1 = (L - L_2)$.

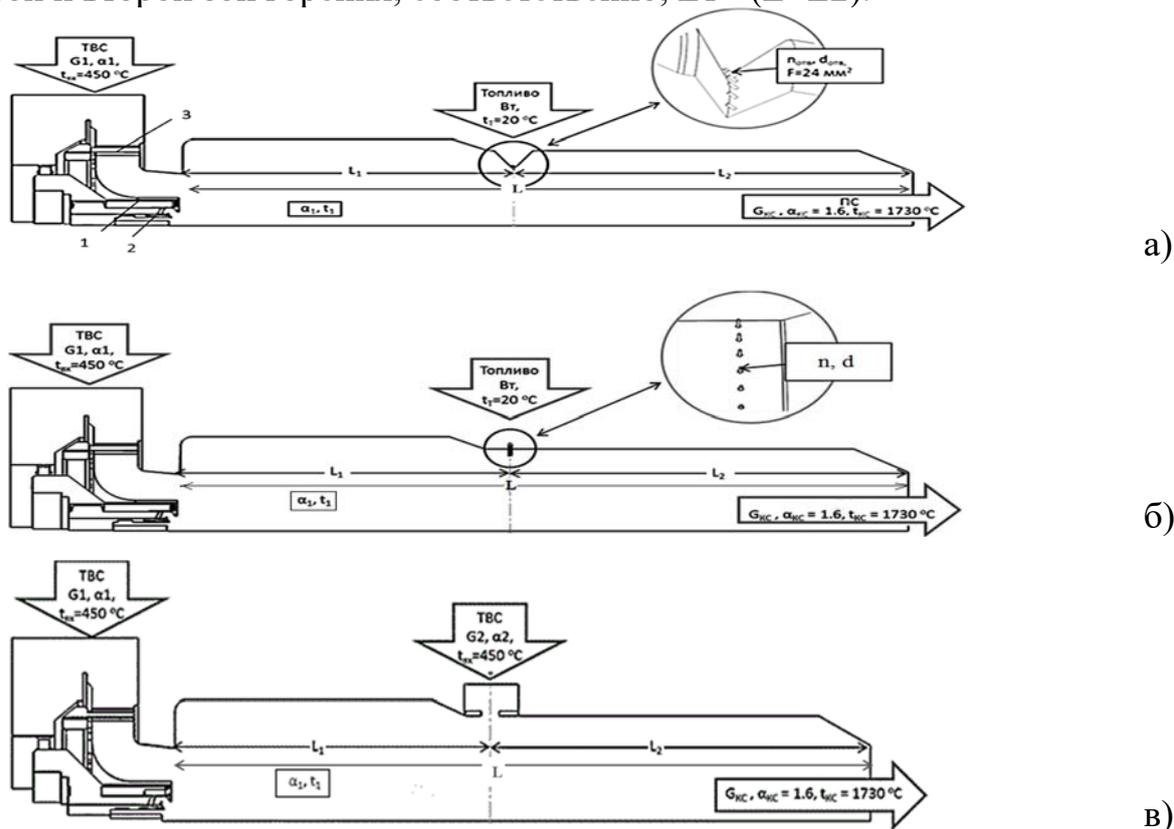


Рис. 2. Продольное сечение сегмента (1/4) модели двузонной МЭКС:

а, б – диффузионное сжигание во второй зоне с зоной стабилизации и без зоны стабилизации, соответственно, в – кинетическое сжигание во второй зоне: 1 - воспламенитель; 2 - завихритель ПГ; 3 - завихритель ОГ.

Для схемы с диффузионным сжиганием топлива во второй зоне проведены многовариантные расчеты для поиска оптимального: распределения топлива между зонами, длины второй зоны, количества и диаметра топливных отверстий. Их результаты представлены на рис. 3. Значения эмиссии NO_x , полученные при сжигании ТВС в одной зоне при тех же входных и выходных условиях и габаритных размерах ЖТ, показаны на рис. 3 горизонтальной пунктирной линией.

В конструкции ГУ2 с пережимом (см. рис.3 а, в) эмиссии NO_x выше, чем при ГУ2 с впрыском топлива через трубки в движущийся поток горячих газов (рис.3 б, г). При использовании пережима снижение NO_x достигается только с короткой второй зоной ($0.5 D$). При увеличении ее длины до $1.5D$, концентрации NO_x начинают превышать значения, полученные при одной зоне горения. Максимально допустимая доля топлива во вторую зону, при которой концентрация NO_x еще снижается, не превышает 6 % от общего расхода топлива.

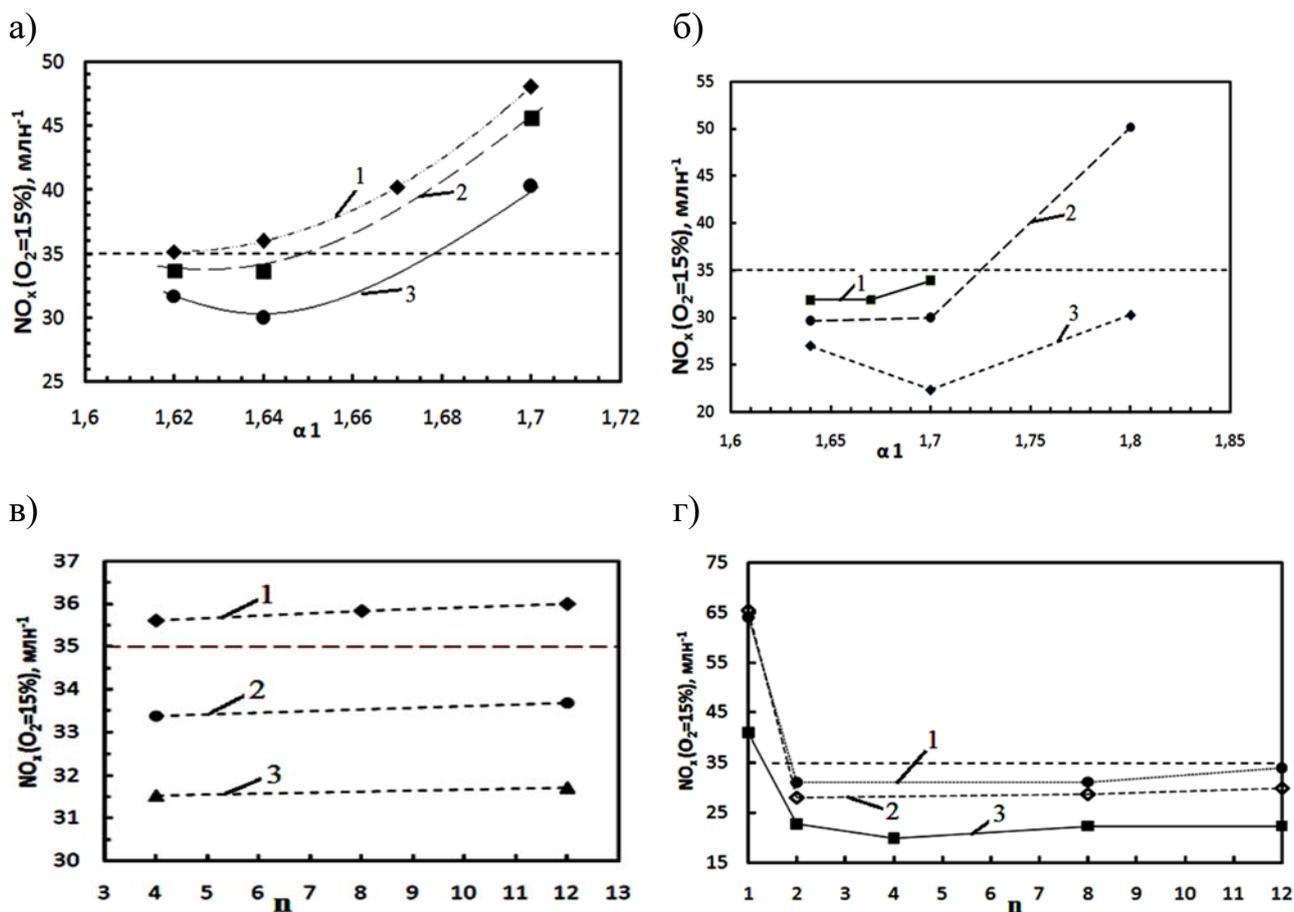


Рис. 3. Изменения концентрации NO_x на выходе МЭКС от: а и б – коэффициента избытка воздуха с зоной стабилизации и без зоны стабилизации, соответственно; в и г – от количества топливных отверстий с зоной стабилизации и без зоны стабилизации при α_{кс} = 1.6 для трех вариантов длины второй зоны: 1 - L₂=1.5D; 2 - L₂=1.0D; 3 - L₂=0.5D.

Количество отверстий для впрыска топлива ($2 \leq n \leq 12$ шт) в ГУ2 не оказывает существенного влияния на эмиссии NO_x, как в случае со стабилизатором (перезжимом), так и без него. Резкий рост концентрации оксидов азота наблюдается лишь при вводе топлива в одно отверстие. Это объясняется увеличением температуры горения струи топливного газа при его подаче в отверстие большого диаметра. При большом количестве отверстий топливные струи быстро перемешиваются в сносящем потоке без образования высоких локальных температур. Струя, сформированная одним отверстием, обладает высокой пробивной способностью и на ее размыв требуется больше времени, топливо сгорает при высоких локальных температурах с образованием большого количества NO_x.

Расчетные исследования позволяют сделать вывод о неэффективности использования пережима для стабилизации пламени во второй зоне при диффузионном горении в отличие от впрыска топлива непосредственно в поток горячих газов из первой зоны при прочих равных условиях. Это связано с тем, что рециркуляция газов за стабилизатором увеличивает время пребывания реагентов во второй зоне горения, вызывающее рост NO_x на выходе. Для обоих вариантов организации диффузионной второй зоны существует оптимальное распределение

топлива между первой и второй зонами, связанное со временем перемешивания, нагрева и самовоспламенения, поступающих в нее топливных струй.

Наилучший результат при использовании диффузионной второй зоны достигается с ГУ2 без пережима с большим количеством отверстий для впрыска топлива, короткой второй зоной, при коэффициенте избытка воздуха в первой зоне $\alpha_1=1,7$. Концентрация NO_x на выходе при этом может снижаться на 43% относительно одной зоны горения.

С ГУ2, обеспечивающим ввод ТВС во вторую зону с последующим ее кинетическим сжиганием, возможно большее снижение концентрации NO_x .

В расчетных исследованиях ГУ2 с ТВС, на вход, как первой, так и второй зон, подается идеально перемешанная ТВС разной концентрации.

Оптимизация работы двухзонной МЭКС осуществлялась по:

- концентрации ТВС первой зоны: коэффициенты избытка воздуха, $\alpha_1= 2.0 - 1.56$;
- расходу ТВС в первую зону: $G1= 50 - 89 \%$
- длине второй зоны: $L2 = 1.5D - 0.5D$ (D - диаметр жаровой трубы первой зоны).

На рис. 4, 5 представлены зависимости NO_x от коэффициента избытка воздуха (α_1) и доли ТВС ($G1$) в первую зону (рис. 4) и от длины второй зоны ($L2$) (рис. 5).

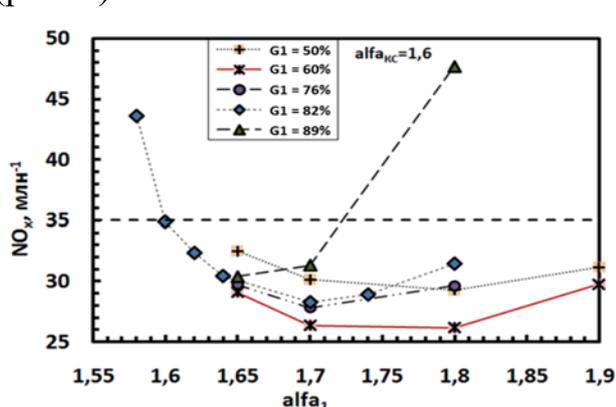


Рис. 4. Зависимость эмиссии NO_x от α - коэффициента избытка воздуха в первой зоне при различном распределении ТВС между зонами;

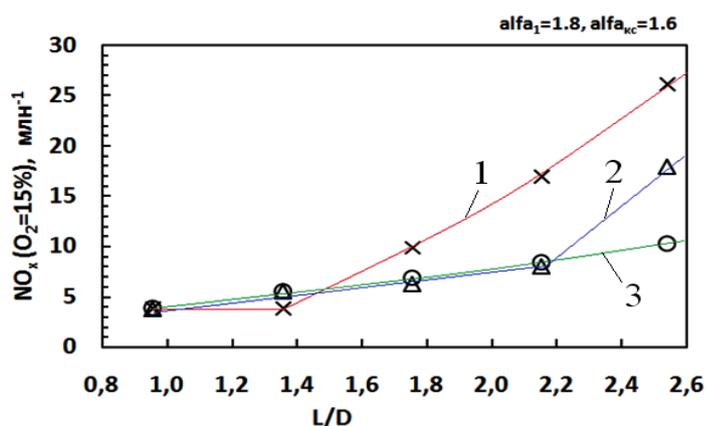


Рис. 5. График изменения NO_x по длине КС для $L2: 1 - 1,5D; 2 - 1D; 3 - 0,5D$ при $G1=60\%$, $\alpha_1=1,8$;

Существуют оптимальные значения коэффициентов избытка воздуха первой зоны для каждого из распределений ТВС между зонами. При больших расходах воздуха в первую зону ($G1 \approx 90 \%$) минимальные значения $\text{NO}_{x \min} \approx 30 \text{ млн}^{-1}$ достигаются при меньших коэффициентах избытка воздуха в ней ($\alpha \approx 1.65$). При увеличении расхода ТВС в первую зону, зона с минимальными значениями NO_x сужается до $1.6 < \alpha_1 < 1.7$. Уменьшение же расхода в первую зону смещает минимум по NO_x в область более бедных α_1 : при $G1 \leq 80 \%$, $\text{NO}_{x \min} \approx 25 - 30 \text{ млн}^{-1}$ при $1.65 < \alpha_1 < 1.8$. При всех соотношениях параметров меньшие, чем при однозонном

сжигании, значения NO_x образуются при коэффициентах избытка воздуха в первой зоне $\alpha_1 > 1.6$.

Уменьшение доли ТВС в первой зоне приводит к росту времени пребывания в ней топлива и увеличению концентрации NO_x на ее выходе; а также к увеличению времени выгорания струи ТВС во второй зоне (из-за увеличения массового расхода ТВС в нее и глубины проникновения ее струй) и снижению интенсивности образования NO_x во второй зоне. При достижении доли ТВС в первой зоне 50 %, увеличение эмиссий NO_x в первой зоне не компенсируется снижением интенсивности образования NO_x во второй зоне (рис. 4).

Уменьшение длины L/D второй зоны способствует снижению эмиссий NO_x (рис. 5).

В таблице 1 приведены результаты расчетных исследований для трех вариантов конструкций ГУ2 (рис. 2).

Таблица 1

схема	α_1	NO_x , млн ⁻¹	ΔNO_x , %
однозонное сжигание	$\alpha_{кс} = \alpha_1 = 1,6$	35	-
рис. 2а	1,64	30	14
рис. 2б	1,7	22	37
рис. 2в	1,8	10	71

Экспериментальные исследования модельной камеры сгорания с организацией двух последовательных зон горения планируется на стенде ОАО "ВТИ" летом 2018 г. На рис. 6 показана схема стенда с размещением модельной двухзонной МЭКС.

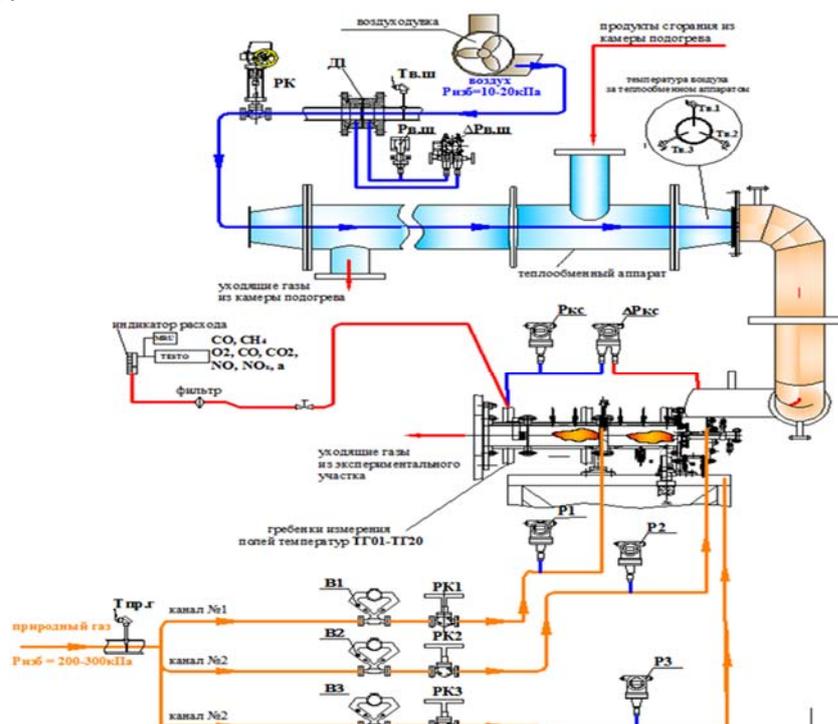


Рис. 6. Схема стенда с экспериментальной установкой

Воздух от воздуходувки ($P_{\text{вх}}=130$ кПа) или компрессора ($P_{\text{вх}}$ до 800 кПа, проходит через теплообменный аппарат, где нагревается до 400°C и, далее, поступает на вход устройства для получения ТВС. К нему же осуществляется подвод газа от газовой магистрали ($P_{\text{изб}}=200-300$ кПа) или компрессорной станции ($P_{\text{изб}}=1500$ кПа). Подготовленная топливовоздушная смесь поступает на ГУ1. Второй подвод топлива осуществляется к ПГ ГУ1 для розжига МЭКС. По третьей топливной линии осуществляется подвод газа к ГУ2 для сжигания его во второй (диффузионной) зоне.

Во время эксперимента будут измеряться все тепловые параметры и концентрация компонентов продуктов сгорания: NO_x , CH_4 , CO , CO_2 , H_2O ; перепад давления и температура на выходе из камеры сгорания.

Выводы

1. Разработана математическая модель газотурбинной камеры сгорания с малоэмиссионным двухступенчатым сжиганием природного газа.

2. Проведены многовариантные расчетные исследования двузонного сжигания топлива при температурах газов на выходе из камеры сгорания 1730°C .

3. Определены условия нормальной работы первой и второй зон, как при организации диффузионного, так и кинетического горения во второй зоне, с минимальными выбросами при которых применение двузонной технологии при температуре газов на выходе 1730°C позволяет снизить выбросы NO_x по сравнению с одной зоной. Выявлено влияние на них режимных факторов, конструктивных особенностей и ограничений.

4. Определено, что наличие пережима во второй зоне горения увеличивает время пребывания рециркулирующих реагентов при высоких температурах и не позволяет заметно снизить эмиссии NO_x . При отсутствии пережима возможно стабильное горение во второй зоне при характерных для нее высоких температурах окислителя. Изменение количества и диаметра отверстий подачи топлива во вторую зону горения, если их два и более, не оказывает заметного влияния на концентрации NO_x .

5. При ГУ2 с вводом во вторую зону ТВС, основной вклад в образование NO_x вносит первая зона, в то время как вклад короткой второй зоны с малым временем пребывания и пониженным содержанием кислорода в окислителе оказывается незначительным.

6. Расчетная проработка двузонного горения позволила сократить выбросы NO_x более чем на 71% (с 35 до 10 млн^{-1} при 15% O_2) и создала условия для комплексной оптимизации конструкции и режимов работы двузонной малоэмиссионной камеры сгорания.

7. Планируется проведение экспериментальных исследований модельной камеры сгорания с организацией двух последовательных зон горения на атмосферном стенде ОАО "ВТИ".

Список литературы

1. Michael J. Ducker «The Fall of the F-Class Turbine», POWER ENGINEERING, 2015 г.

2. Булысова Л.А., Берне А.Л., Пугач К.С. "Параметрические расчетные исследования по снижению эмиссий NO_x при последовательном сжигании идеальной топливовоздушной смеси", Электрические станции, №1, 2018 г., стр. 31-37

ВЕРИФИКАЦИЯ ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ ОБТЕКАНИЯ ЛОПАТОК ТНД В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ЧИСЕЛ РЕЙНОЛЬДСА

И.А. РЕМИЗОВ, И.С. ДОБРОВОЛЬСКИЙ, К.А. ВИНОГРАДОВ
(ПАО «ОДК-Сатурн», г. Ярославль)

Аэродинамическое совершенствование турбины является одной из важнейших задач при проектировании газотурбинных установок.

Целью данной работы является разработка рекомендаций по аэродинамическим расчетам решеток профилей турбин в условиях низких чисел Рейнольдса.

В качестве объекта исследования использовалась тестовая решетка высоконагруженных профилей T106C [1], созданных на базе среднего сечения лопатки неохлаждаемой турбины низкого давления.

В ходе работы исследовано влияния различных моделей турбулентности (SST, k- ϵ , QI, LRR, BSL) и сеточной дискретизации на результаты расчетов. Сеточные модели расчетной области формировались в виде блочно-структурированной сетки на основе гекса-элементов пристеночной ячейки от $1e-04$ м до $1e-06$ м и размерностью от 3,5 млн. до 45 млн. узлов. Аэродинамические расчеты выполнены с помощью 3D-моделирования вязкого (по уравнениям Навье-Стокса) потока в решетке в программном комплексе вычислительной газовой динамики ANSYS CFX 18.0.

Известно, что так называемые профили с «высокой подъемной силой» («High Lift») позволяют при проектировании узла сократить количество лопаток на величину до 20% - при сохранении высокой аэродинамической эффективности. Использование таких профилей целесообразно в первую очередь для авиационных турбин [2]. Соответственно, применение параметра «High Lift» в ПК ANSYS CFX 18.0 позволяет улучшить предсказание аэродинамических характеристик профилей в условиях RANS-постановки задачи. Основная сложность при верификации численных моделей обтекания лопаток ТНД заключалась в отсутствии в открытых источниках информации о применении параметра «High Lift» для модели турбулентности SST и влиянии этого параметра на результаты расчетов при низких числах Рейнольдса.

В связи с этим было исследовано влияние модели турбулентности SST с различными значениями параметра «High Lift» (0,5 – 0,9) при различной сеточной дискретизации на результаты расчетов. Для дальнейшего и более детального анализа, было выбрано минимальное значение параметра «High Lift» = 0.5.

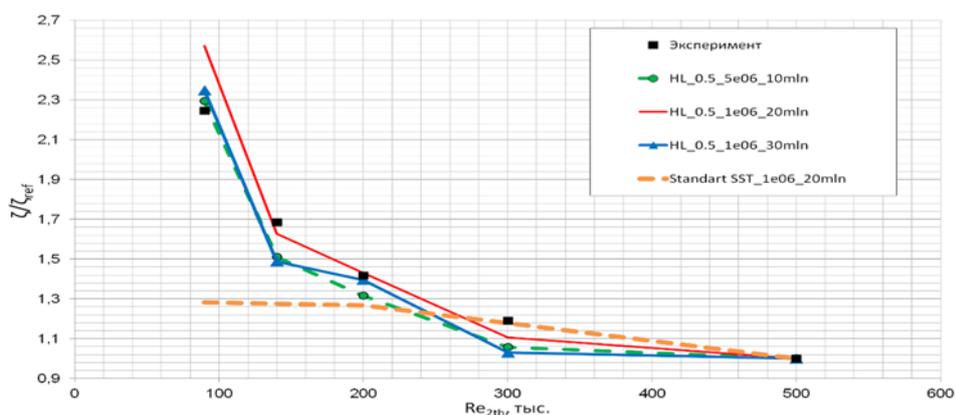


Рис. 1. Интегральный уровень потерь кинетической энергии на различных моделях турбулентности.

Из рис. 1 следует, что результаты расчетов интегрального уровня потерь кинетической энергии на модели турбулентности SST со значением параметра «High Lift» = 0.5 при использовании сеточных моделей с величиной пристеночной ячейки $5e-06$ м и $1e-06$ м и размерностью 10 млн., 20 млн. и 30 млн. узлов расположены наиболее близко к экспериментальным значениям. Отличие от эксперимента составляет в среднем 6,5% - 8,1%.

С увеличением общей размерности сеточной модели от 3,5 млн. до 20 млн. узлов интегральный уровень потерь кинетической энергии уменьшается на всем диапазоне чисел Рейнольдса (от 90 000 до 500 000) в среднем на 10%. При этом генерация расчетных сеток размерностью свыше 30 млн. узлов нецелесообразна в связи с достижением сеточной сходимости.

При этом интегральный уровень потерь кинетической энергии на стандартной модели турбулентности SST, а также на исследованных моделях турбулентности QI, LRR, BSL, k-е существенно отличается от экспериментальных значений и результатов расчетов при использовании модели турбулентности SST со значением параметра «High Lift» = 0,5 при любой размерности расчетной сетки. Разница в результатах расчетов по сравнению с экспериментом увеличивается при $Re_{2th} < 300\ 000$, достигает максимума при $Re_{2th} = 90\ 000$, и составляет в среднем для всех расчетов 44%.

Влияние модели турбулентности и сеточной дискретизации на распределение изоэнтропического числа Маха по поверхности лопатки иллюстрируется на рис.2. На нём видно, что при $Re_{2th} = 90\ 000$ характер обтекания лопатки качественно совпадает с экспериментом только при использовании подробных расчетных сеток на модели турбулентности SST со значением параметра «High Lift» = 0.5 (рис. 2). Форма расчетных линий на вышеперечисленных сеточных моделях корректно предсказывает отрыв потока на спинке лопатки в районе точки $0,87 X/Lx$.

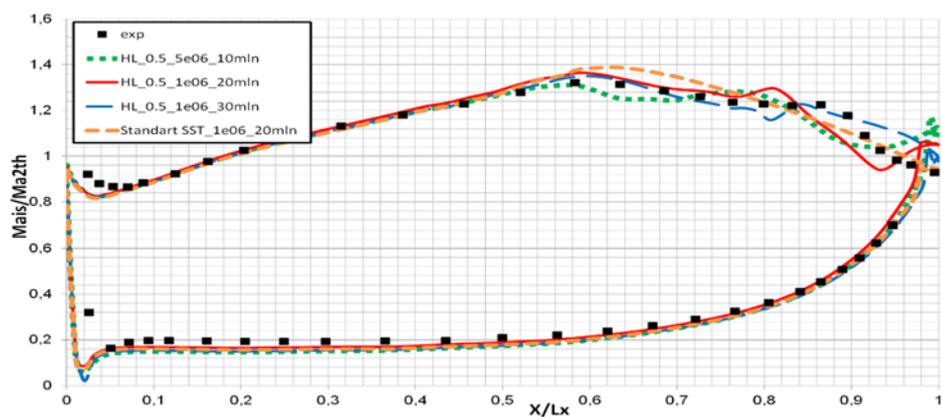


Рис. 2. Распределение изэнтропического числа Маха по поверхности лопатки на различных моделях турбулентности для $Re_{2th} = 90\,000$.

Результаты расчетов на стандартной модели турбулентности SST, а также при использовании k- ϵ , QI, LRR, BSL моделей турбулентности существенно отличаются от экспериментальных значений при любой размерности сеточной модели: при $Re_{2th} = 90\,000$ форма расчетной линии не совпадает с экспериментальной и не предсказывает отрывы потока в области спинки лопатки.

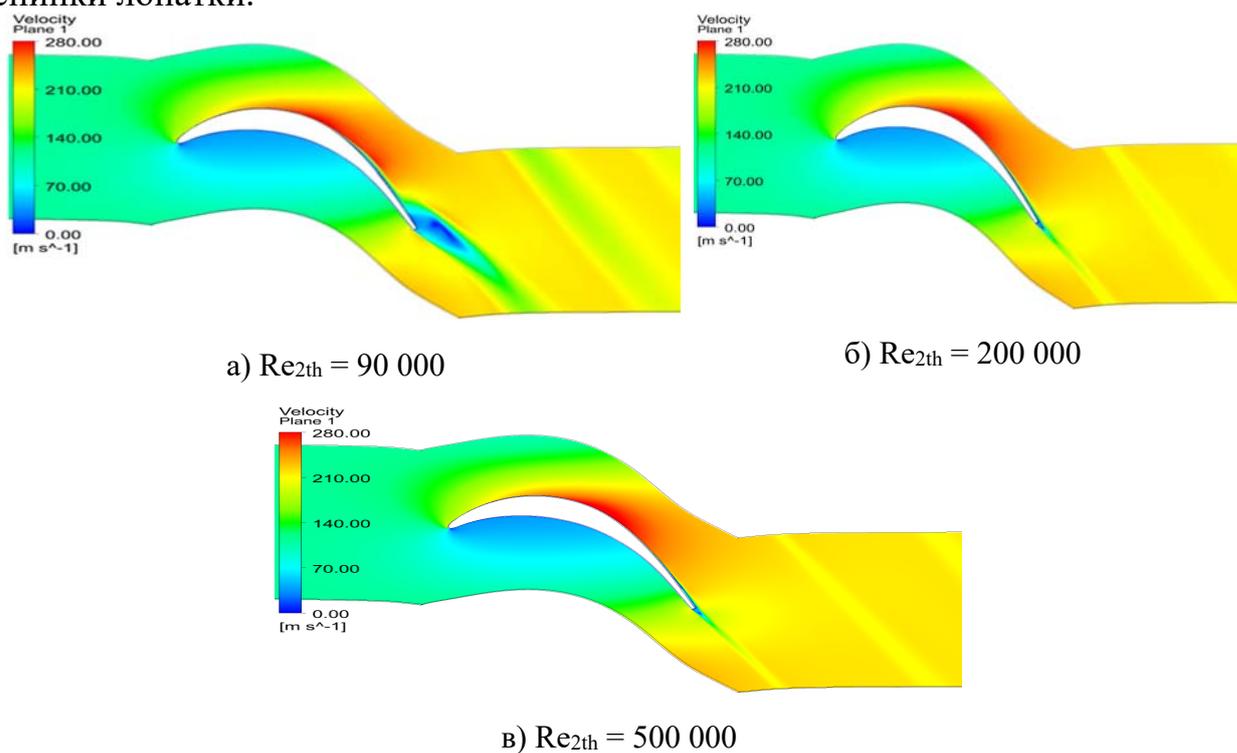


Рис. 3. Распределение модуля скорости в среднем сечении.

Картина обтекания профиля лопатки в виде распределения модуля скорости в среднем сечении при различных значениях Re_{2th} полностью соответствует характеру кривой распределения изэнтропического числа Маха по поверхности лопатки T106C. Из рис. 3 следует, что при низких числах Рейнольдса (при $Re_{2th} = 90\,000$ на сеточной модели $1e-06$ м размерностью 20 млн. узлов) наблюдаются значительные градиенты потока в конце спинки,

характерные для так называемых задненагруженных профилей, которые имеют тенденцию к отрыву потока.

Выводы

1. Результаты верификации будут использоваться при моделировании многоступенчатых ТНД.

2. Численный сравнительный анализ и оптимизацию течения в межлопаточных каналах турбин в условиях низких чисел Рейнольдса (при $Re_{2th} \leq 200\ 000$) целесообразно проводить на модели турбулентности SST со значением параметра «High Lift» = 0.5. При постановке задачи рекомендуется использовать подробные сеточные модели с пристеночной ячейкой $5e-06$ м либо $1e-06$ м.

Список литературы:

1 Stotz S., Niehuis R., Guendogdu Y. Experimental investigation of pressure side flow separation on the t106c airfoil at high suction side incidence flow. Proc. ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016, Seoul, South Korea, 2016

2 А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин. Уч. пособие: Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. УГАТУ: 2007

МАЛОЭМИССИОННЫЕ ГОРЕЛКИ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО СМЕШЕНИЯ И СТУПЕНЧАТОГО ГОРЕНИЯ ДЛЯ СЛУЧАЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН С КОЛЬЦЕВОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ.

Д.Р. КАРИПОВ (ООО «Технологии Турбостроения», г. Челябинск)

Одной из первых разработок малого инновационного предприятия ООО «ТурбоТех» получивших патент на изобретение, является «Вихревая горелка для газовой турбины», патент на изобретение РФ 3635958, 09.06.2016г., авторы Шестаков А.Л., Карипов Р.С., Карипов Д.Р., Скороходов А.А. Конструктивные особенности, расчеты горелки и результаты испытаний хорошо описаны в опубликованном нами в специализированном информационно-аналитическом журнале: «Газотурбинные технологии» №2/2017, с.18, в рубрике малоэмиссионные технологии.

В инжекционных горелках образование газоздушной смеси происходит за счет энергии струи газа, а газовое сопло или форсунка служит для преобразования потенциальной энергии давления газа в кинетическую энергию для придания газовой струе такой скорости и ускорения, при которых

обеспечивается инжекция необходимого объема поступающего воздуха. Преимуществами горелок с принудительной подачей воздуха являются:

- широкие диапазоны регулирования;
- небольшие размеры;
- возможность сжигания большого количества газа (до 1000 м³/ч);
- отсутствие шума.

В этом году при поддержке «Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере» мы приступили к освоению гранта Старт1 по договору 2518ГС1/39118 по проекту «Разработка вихревых инжекционных горелок повышенной эффективности для газовых турбин».

Ставилась задача повышения эффективности и долговечности горелок и снижения уровня выбросов NO_x.

При реализации проекта были разработаны:

- Конструктивно-технологические способы подавления оксидов азота NO_x и обеспечения полноты сгорания оксидов углерода;
- Технологичные конструктивные решения для ключевых деталей и узлов;
- Газовые инжекционные горелки и методика проведения их лабораторных испытаний, и были проведены пробные испытания макетов газовых горелок.

Перспективной признана инжекционная горелка вихревого типа с многостадийным горением с подачей в ядро пламени мелкодисперсной распыленной воды или насыщенного пара (на рис. 1).

Разработанные газовые горелки для микротурбин с камерами сгорания кольцевого типа имеют новизну и перспективны для использования в отечественных разработках. Для получения достоверных результатов по техническим и эксплуатационным характеристикам на 4 квартал 2018г. запланированы испытания изготовленных образцов.

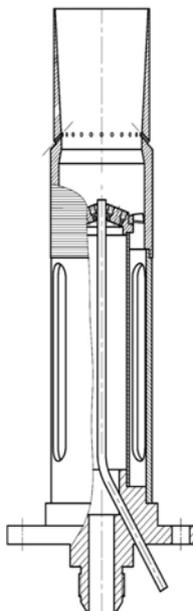


Рис. 1. Инжекционная горелка вихревого типа с многостадийным горением

СТЕНДОВЫЕ ДОКЛАДЫ

СЖИГАНИЕ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА В ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ

Б.А. РЫБАКОВ, Ф.В. ТУПОНОСОВ, Р.В. ПАЧЕЗЕРЦЕВ

(ООО «Глобалтехэкспорт», г. Москва)

В.Д. БУРОВ (НИУ «МЭИ», г. Москва)

Особенности сжигания газообразного топлива в КС ГТУ

В [1] приведено описание основных процессов, происходящих в камерах сгорания современных ГТУ, а также представлены типы камер сгорания.

Низкие выбросы NO_x в ГТУ без использования каталитической селективной очистки выхлопных газов можно получить в двух случаях: при применении «мокрых» КС, использующих впрыск воды или пара, и при применении «сухих» КС - с микрофакельным ступенчатым сжиганием обедненной топливовоздушной смеси.

В данной статье рассматривается использование «сухих» низкоэмиссионных КС.

Диффузионный факел может устойчиво гореть в смеси, имеющей разный состав, но плотность теплового потока и устойчивость скорости его истечения невелики. Эти недостатки устраняются путем искусственной стабилизации горения и интенсификации смесеобразования. Происходящее при этом смещение процесса горения из диффузионной области в кинетическую сопровождается заметным повышением его чувствительности к избытку воздуха. Классический способ выхода из этого положения - разделение воздуха на первичный и вторичный.

Температура в КС ГТУ ограничивается, с одной стороны, жаропрочностью и жаростойкостью материалов, а с другой - уровнем выбросов NO_x . Для поддержания уровня температуры продуктов сгорания воздух для горения подается с большим избытком. Температура воздуха на входе в КС зависит от степени повышения давления в компрессоре и составляет 300...350 °С, а скорость потока достигает 50 м/с. Ни один вид органического топлива при таких условиях (скорости, температуре и избытке воздуха) качественно гореть не может. Поэтому в КС выделяется первичная зона горения, в которую поступает только часть общего количества воздуха, и вторичная - зона разбавления высокотемпературных продуктов сгорания вторичным воздухом.

Стабильное горение движущейся топливовоздушной смеси возможно при равенстве скоростей потока и распространения пламени. Для обеспечения

данного условия применяются различные методы турбулизации потока в зоне горения, одним из которых является внедрение газовых струй под углом к потоку воздуха.

Число Воббе и динамический напор газовых струй на входе в КС

Изменение теплотворной способности топливного газа в результате изменения его состава влияет на содержание вредных веществ, производительность и стабильность горения в ГТУ. Изменение состава газа, связанное с появлением тяжелых фракций, может привести к появлению вибрационного горения, которое ведет к разрушению элементов конструкции ГТУ. Особенно чувствительными в этом плане являются современные энергетические газовые турбины с «сухими» низкоэмиссионными горелками.

Одним из основных критериев взаимозаменяемости газообразных видов топлива является число Воббе (Wobbe Index), которое рассчитывается по формуле

$$WI = Q_n / (\rho_{гн\text{у}} / \rho_{вн\text{у}})^{0,5},$$

где Q_n – объемная низшая теплота сгорания газа, МДж/м³; $\rho_{гн\text{у}}$ и $\rho_{вн\text{у}}$ – плотность топливного газа и атмосферного воздуха, соответственно, при нормальных условиях.

Следует отметить, что число Воббе в данном виде учитывает изменение теплоты сгорания газа и плотности при изменении состава газа, сгорающего при атмосферных условиях, то есть близких к нормальным (0 °С) или стандартным условиям. Поэтому оно хорошо зарекомендовало себя в качестве критерия взаимозаменяемости газообразного топлива для устройств, работающих при давлениях и температурах близких к атмосферным, таких как бытовые газовые подогревательные устройства и котельные установки. Число Воббе позволяет учитывать одновременно изменение состава газа и перепад давления на горелочном устройстве.

Особенность сжигания газа в ГТУ заключается в том, что топливный газ подается в камеру сгорания под высоким давлением. В первую очередь, давление газа перед КС определяется степенью сжатия воздуха в установке. Также оно существенно зависит от способа организации смешения газа с воздухом в камере сгорания. Так, в современных малотоксичных камерах для снижения выбросов NO_x и СО должно обеспечиваться более интенсивное смешивание топливного газа с воздухом по сравнению со стандартными горелочными устройствами. Для этого необходим подвод газа с более высоким давлением, чтобы подавать в КС топливовоздушную смесь с более высокой скоростью.

Одним из важнейших параметров, определяющих эффективную работу камеры сгорания ГТУ, является динамический напор (динамическое давление) газовых струй. Можно доказать, что отношение величин динамического напоров газов, имеющих различный состав, обратно пропорционально квадратному корню из отношения чисел Воббе для этих газов:

$$P_{\text{дин}2}/P_{\text{дин}1} \sim [(WI)_1 / (WI)_2]^{0,5}$$

Например, при отношении $WI_2/WI_1 = 1,1$ отношение динамических напоров струй газов №2 и №1 равно $P_{\text{дин}2}/P_{\text{дин}1} = 0,82$. Это означает, что при сжигании газа №2 в КС, разработанной для сжигания газа № 1, динамический напор струй на входе в КС будет ниже динамического напора струй газа №1 на 18 %. Это может привести к ухудшению качества смешения газа с воздухом в камере сгорания ГТУ.

При увеличении калорийности и числа Воббе газа при прочих равных условиях (энергия, давление и температура подводимого газа) величина динамического напора газовых струй уменьшается, и наоборот.

Критерий подобия при смешении газа с воздухом в низкоэмиссионных КС

В современных ГТУ с «сухими» низкоэмиссионными камерами сгорания для организации смешения газа с воздухом часто используется внедрение газовых струй под углом 90° к основному потоку. Это способствует получению однородной смеси газа с воздухом на минимальном расстоянии от места ввода газовых струй, что позволяет сделать КС более компактной.

В 1970-80-х годах в нашей стране и за рубежом было проведено большое количество экспериментальных исследований по аэродинамическому взаимодействию струй с поперечным потоком. Одним из наиболее важных вопросов при этом был выбор параметра, определяющего развитие такой струи в поперечном потоке.

Рядом исследователей было доказано, что определяющим безразмерным параметром, характеризующим данный вид течения, является параметр q , равный отношению динамических напоров струй и основного потока. Так, в работе [2] автор показал, что определяющим является гидродинамический параметр

$$q = \rho_0 (u_0)^2 / \rho_\infty (u_\infty)^2,$$

где ρ_0 и ρ_∞ - плотность газов струи и поперечного потока соответственно; u_0 и u_∞ - скорость истечения струи и поперечного потока.

На основе данного параметра удалось обобщить экспериментальные данные по траектории одиночной струи в поперечном сносящем потоке воздуха.

При развитии системы струй в поперечном потоке наряду с q важным параметром является относительный шаг между струями. Методика расчета газовых горелок, приведенная в [3], была построена на использовании понятия дальнобойности струй h и диаметра струй d . При этом

$$h/d = k_\beta k_s (u_\Gamma / u_B) (\rho_\Gamma / \rho_B)^{0,5},$$

где k_β – коэффициент, учитывающий угол выхода газовых струй к воздушному потоку; k_s – коэффициент, учитывающий влияние расстояния между осями газовых струй; ρ_Γ и u_Γ – плотность и скорость, соответственно, в устье газовой струи; ρ_B и u_B – плотность и скорость воздушного потока.

При перпендикулярном вводе газовых струй в поток воздуха коэффициент $k_\beta = 1$. Комплекс

$$(u_\Gamma/u_B)(\rho_\Gamma/\rho_B)^{0,5} = q^{0,5},$$

т.е. относительная дальнобойность струй пропорциональна $q^{0,5}$.

В работе [4] отмечено, что важным параметром, существенно влияющим на турбулизацию смешиваемых потоков и, соответственно, на интенсивность их массообмена, является отношение импульса струй к импульсу поперечного потока. В [5] показано, что подобие профилей температур системы струй в ограниченном поперечном потоке характеризует комплекс

$$(S/H) \times J^{0,5},$$

где S – шаг (расстояние) между струями; H – высота канала; J – отношение динамических напоров струй и поперечного потока.

Из данного выражения видно, что подобие профилей температур газообразных струй в поперечном потоке также пропорционально квадратному корню из гидродинамического параметра.

В [6] отмечается, что оптимальным для равномерного заполнения сечения камеры смешения является вариант, при котором

$$(g^0 u^0)^{0,5} = (0,2 \dots 0,3),$$

где g^0 – отношение массовых расходов струй и поперечного потока; u^0 – относительная скорость струй.

Данное выражение справедливо для отношения массовых расходов струй и основного потока $g^0 < 0,15$.

Учитывая, что массовый расход газа равен произведению плотности ρ на скорость u и площадь сечения F , преобразуем выражение $g^0 u^0$:

$$[\rho_0 (u_0)^2 / \rho_\infty (u_\infty)^2] \times (F_0/F_\infty) = q \times (F_0/F_\infty),$$

т.е. относительный импульс струй равен произведению гидродинамического параметра на отношение площадей отверстий струй и основного потока. Исходя из этого, следует отметить, что при фиксированной геометрии смесительного устройства определяющим параметром является параметр $q^{0,5}$.

Обширный объем исследовательских работ был посвящен данному виду течения в Московском энергетическом институте в 80-х годах 20-го века. Для обобщения экспериментальных данных, таких как скоростная и

температурная траектория струи, уменьшение максимальной температуры по длине струи и энергетических потерь струи в сносящем потоке, также использовался гидродинамический параметр q [7].

В [8] определялись оптимальные геометрические и режимные параметры смесительного устройства, использующего внедрение однорядной системы струй в ограниченный поперечный поток. Было доказано, что при фиксированных значениях плотности и массового расхода смешиваемых газов существует связь между геометрическими параметрами и оптимальным значением параметра q . При его отклонении от оптимального значения (как в сторону увеличения, так и уменьшения) качество смешения топливного газа с воздухом ухудшается.

Актуальное число Воббе

Учитывая вышеизложенное, можно предположить, что при изменении состава топливного газа подобие развития газовых струй в поперечном потоке воздуха будет соблюдаться при сохранении равенства динамических напоров струй исходного и измененного состава.

Поскольку динамический напор газовых струй зависит не только от состава газа, но и от его параметров, имеет смысл определять число Воббе для ГТУ не при нормальных условиях, а при параметрах газа, определяемых на входе в КС. Число Воббе, определенное для газа в реальных условиях, можно назвать актуальным числом Воббе (AWI).

Актуальное число Воббе определяется из выражения

$$AWI = Q_n / (\rho_{гкс} / \rho_{вну})^{0,5},$$

где Q_n – объемная низшая теплота сгорания; $\rho_{гкс}$ – плотность газа на входе в ГТУ; $\rho_{вну}$ – плотность воздуха при нормальных условиях.

При использовании газа с числом Воббе, отличающимся от исходного, можно сохранить постоянной величину динамического напора газовых струй в камере сгорания с неизменяемой геометрией, изменив уровень давления и/или температуры газа перед КС так, чтобы актуальное число Воббе оставалось постоянным.

С этой целью в случае поступления в ГТУ более калорийного газа можно уменьшить его давление или увеличить температуру газа перед КС, или сделать и то и другое одновременно. В случае поступления менее калорийного газа можно увеличить давление газа или уменьшить его температуру перед КС (или сделать и то и другое одновременно).

Эти мероприятия можно осуществить без разгрузки и останова ГТУ с помощью специально разработанной системы подготовки топливного газа.

Защита газовых турбин от потенциальных жидких фракций в топливном газе

В качестве топливного газа для газовых турбин должен использоваться только чистый сухой газ. Твердые примеси обычно удаляются путем фильтрации и сепарации. Более сложным является удаление жидких фракций, таких как вода и жидкие углеводороды. В случае накопления в трубах, подводящих газ, даже ничтожно малого количества конденсата, возможны повреждения ГТУ. Поэтому исключительно важным является тщательное отслеживание качества газа и предотвращение образования в нем жидкой фракции.

Жидкие фракции могут формироваться из конденсируемых высших углеводородов, содержащихся в топливном газе, а также из влаги водяных паров. Для того чтобы исключить образование жидких фракций в топливной системе ГТУ, необходимо определить температуру точки росы как по углеводородам, так и по воде.

Температура точки росы по углеводородам – это температура, при которой формируется первая капля углеводородов при снижении температуры газа при заданном давлении. Она зависит от концентрации тяжелых углеводородов и давления топливного газа. Чем выше содержание высших углеводородов в топливном газе, тем выше температура точки росы. Зависимость от давления имеет более сложный характер. Как правило, температура точки росы имеет максимальное значение в диапазоне давлений от 20 до 40 атм, то есть давления в КС, характерного для большинства современных ГТУ.

Температура точки росы по воде связана с формированием первой капли воды при снижении температуры газа при заданном давлении. Она зависит от концентрации водяных паров в топливном газе и давления газа и, незначительно, - от состава газа. Вода может соединяться с метаном и другими углеводородами в форме гидратов, которые могут образовывать гидратные пробки в топливной системе. Температура образования гидратов бывает, как выше, так и ниже температуры точки росы по углеводородам.

Жидкие углеводороды могут конденсироваться и накапливаться в низких «точках» топливной системы в течение длительного времени. При увеличении расхода газа в трубопроводе после сниженной нагрузки или останова возможно попадание жидкости в камеру сгорания. Это может привести к неконтролируемому подводу тепла, самовозгоранию и распространению пламени вверх по потоку, называемому «обратное зажигание» (flashback). Вынос жидких углеводородов в газовую турбину может вызвать повреждение элементов горячего тракта.

Температура самовозгорания (без источника воспламенения) для данных жидких фракций 204...288 °С. Контакт с воздухом на выходе из компрессора ГТУ с температурой выше данной приведет к мгновенному воспламенению капель жидкости, вызывая в некоторых случаях преждевременное воспламенение топливовоздушной смеси.

Для определения температуры точки росы по углеводородам можно применять расчетный метод с использованием представительной пробы газа и расширенный анализ содержания углеводородов или непосредственные замеры температуры точки росы. Небольшие количества тяжелых углеводородов выше гексана (С₆) существенно повышают температуру точки росы. Применение стандартного анализа может привести к искусственному занижению температуры точки росы. Следует проводить анализ состава газа с точностью до одной миллионной части (1 ppm). Если возможно значительное изменение состава газа, то необходимо использовать поточные приборы, позволяющие определять и проводить мониторинг теплотворной способности в режиме реального времени. Применение автоматического мониторинга точки росы углеводородов исключает неопределенность, связанную с отбором образцов и проведением анализа состава газа, появляется возможность автоматической корректировки температуры газа при изменениях точки росы в результате изменения состава газа. Кроме того, устраняется избыточный подвод тепла для перегрева газа, приводящий к возможному снижению общего КПД установки.

В современных низкоэмиссионных камерах сгорания используется предварительное смешение топливного газа и воздуха для образования однородной обедненной топливовоздушной смеси и минимизации образования оксидов азота в КС. Поскольку в ГТУ с низкоэмиссионными КС потенциальные повреждения тракта горячего газа в результате образования конденсата в топливном газе могут быть очень существенными, системы подготовки топлива должны быть спроектированы так, чтобы исключать такие повреждения при любых эксплуатационных условиях.

Оборудование для подготовки газа должно располагаться как можно ближе к газовой турбине. Поскольку жидкие углеводороды могут конденсироваться в газопроводе после подогревателя газа, то чем короче расстояние до ГТУ, тем меньше объем образующегося в газопроводе конденсата.

При использовании дожимных компрессорных установок для компримирования топливного газа обычно к газовому потоку добавляется достаточный объем тепла, чтобы обеспечить необходимый перегрев газа - до температуры, существенно превышающей температуру точки росы топливного газа.

Для определения общей чувствительности системы к изменениям состава, давления, температуры и массового расхода газа должно быть проведено моделирование топливной системы в целом.

Надлежащая подготовка газа принципиально важна для надежного функционирования современных ГТУ с низкоэмиссионными камерами сгорания.

Список литературы

1. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. Учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремизов; под ред. С.В. Цанева // 2-е изд., стереот. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. 584 с.

2. Иванов Ю.В. Эффективное сжигание надслойных горючих газов в топках. Таллин: Эстгосиздант, 1959. С. 328.
3. Михеев В.П., Федоров В.Н. Газовые щелевые горелки для природного газа. Л.: Недра, 1965. С 76.
4. Онищик И.И. Исследование процесса смешения в модели смесителя кольцевой камеры сгорания // Теплоэнергетика. 1973, №1. С. 55-58.
5. Холдмен, Уолкер. Смешение ряда струй с поперечным потоком, ограниченными стенками // Ракетная техника и космонавтика. 1977, т.15, №2. С.138-145.
6. Теория турбулентных струй. Под ред. Г.Н. Абрамовича / М.: Наука, 1984. С. 718.
7. Двойнишников В. А., Хритинин А.Ф., Молчанов В.А., Трофимченко С.И. Расчет характеристик одиночной круглой струи в сносящем потоке / Изв. вузов. Энергетика. 1984, №6. С. 75-79.
8. Рыбаков Б.А. Оптимизация и разработка методов расчета процесса смешения газовых сред при внедрении системы струй в поперечный поток. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. 1988.

РАЗРАБОТКА ГАЗОТУРБИНОЙ СТАЦИОНАРНОЙ УСТАНОВКИ МОЩНОСТЬЮ 4 МВт ДЛЯ ГАЗОТУРБИНОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ, ПРЕДНАЗНАЧЕННОЙ ДЛЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ВЫРАБОТКИ ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

**Б.М. ОСИПОВ, А.В. ТИТОВ, В.К. ЖУКОВ,
Ш.Р. ТИМИРГАЛЕЕВ**
(ЕГЭУ, ООО «УК «КЭР-Холдинг», г. Казань)

Разрабатываемая газотурбинная установка ГТЭ-004 предназначена для привода турбогенератора мощностью 4 МВт, в составе компактной газотурбинной электростанции для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии.

Топливом для ГТЭ-004 является природный газ по ГОСТ-5542. Резервное топливо – паровая фаза после регазификации сжиженного углеводородного газа (СУГ) по ГОСТ – 20448 или дизельное топливо по ГОСТ 305.

Для реализации поставленной задачи в состав разрабатываемой газотурбинной установки ГТЭ-004 должны входить:

- 1) комплексное воздухоочистительное устройство (КБОУ), конструктивно объединенное с аппаратом воздушного охлаждения (АВО) системы охлаждения турбогенератора, с системой трубопроводов и воздухопроводов;
- 2) газотурбинный двигатель типа ГТЭ-004, включающий компрессор, камеру сгорания и турбину;

- 3) обращенный газогенератор (ОГГ) состоящий из турбины, охладителя выхлопных газов и дожимающего компрессора;
- 4) теплоизолирующее укрытие газотурбинного двигателя;
- 5) турбогенератор (ТГ) с воздушным охлаждением;
- 6) система возбуждения турбогенератора;
- 7) пусковое устройство;
- 8) блоки подвода газообразного топлива к ГТЭ-004 с отсечными клапанами и регулирующей аппаратурой;
- 9) автоматизированная система управления и контроля оборудования энергоблока.

В состав разрабатываемой ГТЭ-004 дополнительно должны входить:

- 1) программное обеспечение, предназначенное для САУ ГТЭ и АСУ ТП;
- 2) эксплуатационная документация;
- 3) запасное имущество и принадлежности ЗИП-О;
- 4) упаковка.

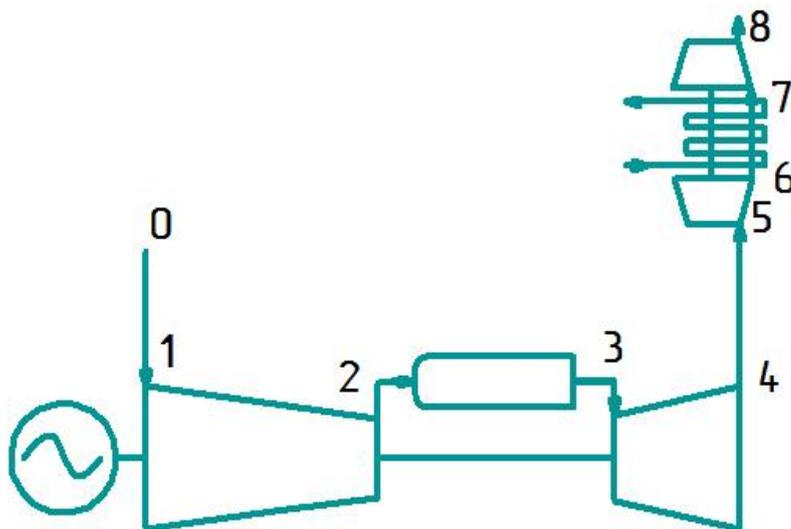


Рис.1. Схема ГТЭ-004 с ОГГ.

В ГТЭ-004 выработка электроэнергии идет одновременно с выработкой тепла, и оба эти продукта продаются потребителю. ГТЭ работает следующим образом: воздух из атмосферы через входное устройство 0-1 попадает на двух ступенчатый центробежный компрессора со степенью сжатия девять 1-2, а затем поступает в камеру сгорания 2-3. Далее воздух в камере сгорания подогревается и идет первоначально на трехступенчатую турбину газогенератора с охлаждаемыми лопатками 3-4, которая совершает работу, необходимую для вращения на оборотах порядка 18000об/мин ротора двухступенчатого компрессора и электрогенератора. Однако на турбине газогенератора срабатывается только часть потенциала рабочего тела, поэтому далее газ поступает на турбину обращенного газогенератора ОГГ 5-6, которая приводит во вращение дожимающий компрессор ОГГ 7-8, создающий разрежение. Из турбины ОГГ горячий выхлопной газ поступает в теплообменник-регенератор 6-7, где отдает свое тепло сетевой воде. Далее

охлажденные газы поступают на дожимающий компрессор ОГГ 7-8, а затем выбрасываются в атмосферу.

На рис.2 приведена зависимость эффективного КПД при различных температурах перед турбиной, при различных значениях степени сжатия дожимающего компрессора ОГГ с явно выраженным оптимальным значением степени сжатия компрессора ОГГ.

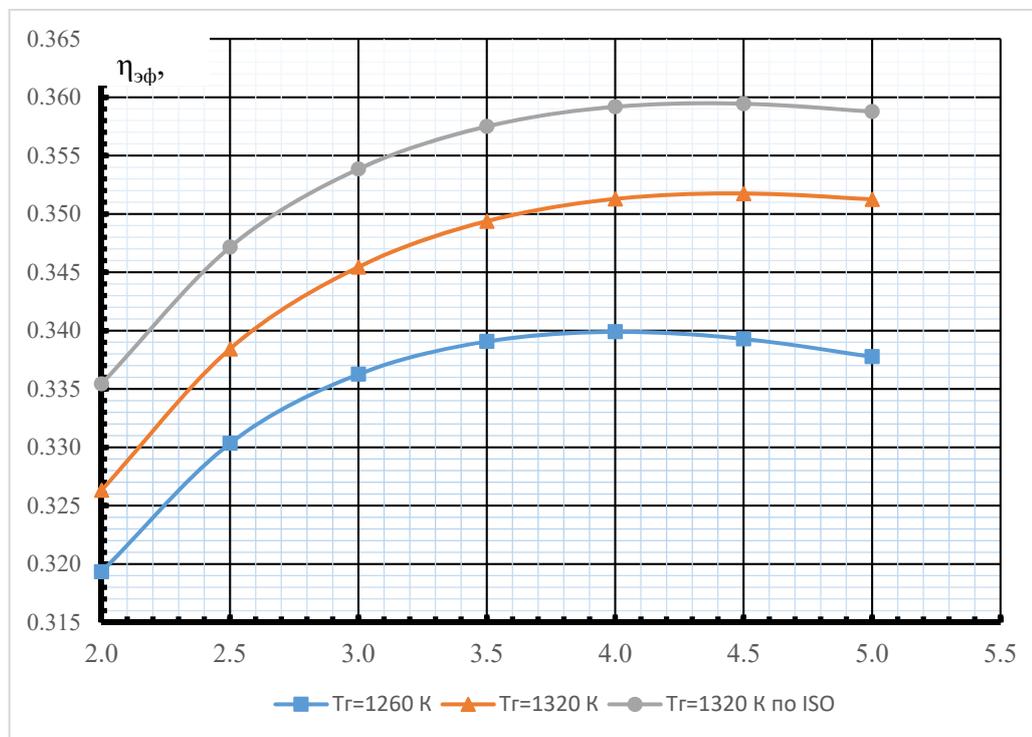


Рис 2. Зависимость эффективного КПД при $T_g=1260\text{ К}$, $T_g=1320\text{ К}$ и $T_g=1320\text{ К по ISO}$ и степени сжатия 9 при разных степенях сжатия дожимающего компрессора ОГГ

Развитие рынка планируется начать с установки ГТЭ-004 на собственных предприятиях тепловых сетей ООО «УК «КЭР-Холдинг» в г. Елабуга и г. Зеленодольск.

Предлагаемая газотурбинная установка ГТЭ-004 имеет лучший показатель по КПД среди всех существующих установок в классе мощности до 10 МВт, так как реализует усложненный цикл с ОГГ. В этом классе аналогов, реализующий такой цикл как в России, так и за рубежом нет.

Разработка отечественных энергоэффективных компонентов для ГТЭ-004 позволит отечественным предприятиям, и ООО «УК «КЭР-Холдинг» в частности, отказаться от поставки импортных компонентов и использовать при комплектации узлы и агрегаты отечественного производства, что хорошо укладывается в стратегию импортозамещения.

ОПЫТ ВЫПОЛНЕНИЯ НИР И ОКР В ОБЛАСТИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

**Ю.М. БРОДОВ, О.В. КОМАРОВ, В.Л. БЛИНОВ,
А.В. СКОРОХОДОВ, В.А. СЕДУНИН**

(Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург)

Результаты научно-исследовательской деятельности коллектива кафедры «Турбины и двигатели» УрФУ в виде конкретных инженерно-технических решений на сегодняшний день внедрены на многих предприятиях группы компаний ПАО «Газпром», а также на предприятиях, производящих газотурбинные установки и комплектующие к ним. Отдельным направлением деятельности лаборатории газотурбинных технологий является проведение независимых экспертиз технических решений, принимаемых на промышленных предприятиях, и участие в расследованиях аварийных ситуаций на компрессорных станциях магистральных газопроводов и электрических станциях с парогазовыми установками.

Исторически основными направлениями работы научно-исследовательской лаборатории газотурбинных технологий является повышение эффективности и надёжности эксплуатации приводных и энергетических газотурбинных установок, центробежных газовых компрессоров, а также всего спектра вспомогательного оборудования (АВО газа, маслоохладители, насосное оборудование, пылеуловители, рекуперативные теплообменники, КВОУ и т.д.).

Проведены исследования и внедрены технические решения для стационарных ГТУ и конвертированных авиационных и судовых ГТД, установленных на объектах нефтегазового сектора: ГТУ-32 Ладога (MS5002E), ДН/ДУ-80Л, ГТК-25И(Р) (MS5002B/C), ГТН-25, ГТН-16, АЛ-31СТН, ДГ-90Л, ДЖ-59Л2, ПС-90-ГП2, НК-16(18) СТ, ПС-90-ГП1, ГТК-10-4, ДР-59Л, PGT-10/ГТК-10И(Р) (MS3002), ГТ-6-750.

Научный коллектив кафедры имеет опыт проведения исследований, направленных на совершенствование работы энергетических ГТУ в составе парогазовых блоков (ПГУ).

За сорокалетнюю историю существования лаборатории накоплен значительный опыт в области исследования и повышения эффективности работы центробежных газовых компрессоров: Н-650, PCL-804, 757P2, RF2BB/36, НЦ-16-76, Н-16-76, 2Н-16-76, Н-235, Н-370, PCL-603.

В целом такой комплексный подход к реализации энергосберегающих мероприятий позволяет существенно снижать затраты ТЭР на транспорт газа.

На кафедре непрерывно ведутся работы по исследованию и анализу аэродинамического совершенства лопаточных аппаратов газовых турбин, осевых и центробежных компрессоров. Разработаны и верифицированы собственные автоматизированные методики пространственного

проектирования проточных частей турбомашин, учитывающие последние мировые тенденции.

Выполняемые на кафедре исследования направлены на повышение КПД лопаточных машин, зон их устойчивой и надежной работы. Исследования динамики и прочности узлов и деталей турбомашин позволяют снизить риск аварийных ситуаций на объектах эксплуатации и продлить срок службы оборудования в целом.

Научным коллективом кафедры в лаборатории газотурбинных газоперекачивающих агрегатов успешно реализуются работы по техническому диагностированию газотурбинных установок и центробежных компрессоров природного газа по термогазодинамическим параметрам. Ведется разработка и поэтапное внедрение информационного комплекса, предназначенного для использования на компрессорных станциях с газотурбинным приводом и позволяющего систематизировать контроль за техническим состоянием основного оборудования газоперекачивающих агрегатов.

Выполняемые работы направлены на снижение рисков возникновения аварийных ситуаций, снижение затрат на обслуживание и и надёжности эксплуатации приводных ремонт газотурбинных установок и газовых компрессоров, оптимизацию режимов работы агрегатов, снижение топливно-энергетических затрат и повышение эффективности эксплуатации компрессорных и тепловых станций.

МАЛОЭМИССИОННАЯ КОЛЬЦЕВАЯ КАМЕРА СГОРАНИЯ ДЛЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН ПОВЫШЕННОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ

В.А. КОРОТКИЙ, А.Л. ШЕСТАКОВ, Р.С. КАРИПОВ
(Южно-Уральский государственный университет (НИУ),
ООО «Технологии турбостроения», г. Челябинск)

Кольцевая камера сгорания (КС) газовой микротурбинной установки представляет собой противоточную камеру, обеспечивающую преобразование химической энергии газообразного топлива в тепловую энергию рабочего тела. Примером может служить КС наиболее распространённой в России микротурбинной установки Capstone C-200 производства США (Калифорния). Кольцевые КС наиболее легки, компактны и располагаются между компрессором и рабочим колесом вокруг ротора турбины (рис. 1).

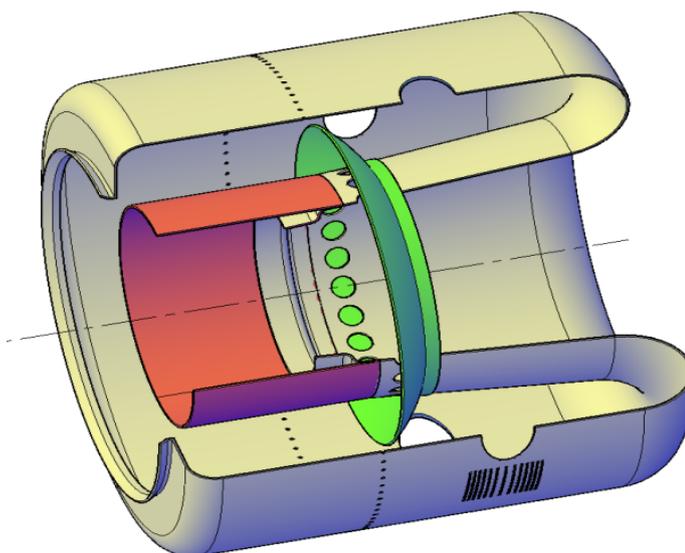


Рис. 1. Кольцевая камера сгорания Capstone C-200

Известная КС фирмы Capstone имеет существенные недостатки.

1. Высокая температура продуктов сгорания приводит к повышенному содержанию токсичных термических оксидов азота NO_x , создающих смог, кислотные дожди и уменьшающих защитный озоновый слой земли [3].

2. Создание областей с обогащенной и обеднённой зонами в условиях недостаточной гомогенности горючей смеси при недостатке воздуха в камере сгорания ведёт к неполному сгоранию топлива с образованием оксидов углерода CO и CO_2 , что снижает эффективность газовой турбины и загрязняет окружающую среду [2].

3. Имеющиеся сквозные эжекционные отверстия разных диаметров и разной локализации, выполненные в корпусе КС, предназначенные для снижения температуры рабочего тела и взаимодействия со свободными активными радикалами горючего газа внутри КС, не выполняют заданных функций по следующим причинам:

- мелкие отверстия, тангенциально выполненные в проточном направлении, забиваются сажей и не пропускают свежий воздух, вследствие чего в этих местах образуются вмятины корпуса КС;

- воздух, подаваемый внутрь КС через мелкие радиально выполненные отверстия в корпусе КС, не может эжестироваться в поток рабочего тела, так как сдувается последним, движущимся с высокой скоростью в проточном направлении, вследствие чего вынужден стелиться в пристеночном слое. В переходных неустановившихся режимах при сбросе-наборе мощности происходит массовый прорыв огня через мелкие эжекционные отверстия в обратном направлении в сторону горелок, об этом свидетельствуют следы копоти снаружи КС. Такие явления могут также вызвать воспламенение сконцентрированных объёмов горючей смеси в нишах, примыкающих к

оболочке КС, с разрушающими последствиями [4] 4. При длительном воздействии высоких температур на оболочку КС снижается прочность и модуль упругости материала корпуса КС, что отрицательно сказывается на механической прочности и устойчивости корпуса к деформациям при термоакустических воздействиях с образованием колебательных волн с возникновением разрушающего действия фронтов высокого давления. Взаимное влияние потоков рабочего тела, сформированных в соседних горелках, особенно на режимах включения – отключения горелок, при наборе и сбросе мощности, создают турбулентные зоны с образованием обратного горения через воздушные окна смесительных камер пламенных труб газовых горелок. Мгновенные затухания и воспламенения возникших областей скопления горючей смеси в переходные периоды (до стабилизации штатного режима) создают хлопки, приводящие к короблению корпуса КС вследствие потери устойчивости тонкостенной цилиндрической оболочки (рис. 2). При этом нарушается взаимное расположение сочленяемых с ней узлов, а именно: пламенных труб газовых горелок, свечи зажигания, примыкание сопловой решетки к седлу дымового коллектора и других ключевых узлов, обеспечивающих штатное функционирование микротурбины. Изменение взаимного расположения элементов проточной горячей части приводит к выходу из строя всей микротурбинной установки.



Рис. 2. Деформация камеры сгорания после эксплуатации (вид снизу КС с разрезанным дном)

Расчет устойчивости цилиндрической оболочки камеры сгорания микротурбины Capstone C-200

Исходные данные: радиус оболочки $R=195$ мм, длина $L=285$ мм, толщина $h=1,5$ мм. Материал оболочки – никель. Расчет выполнен без учета неравномерности температурного поля и без учета ослабляющего влияния окон под установку газовых горелок. Значение температуры материала оболочки принято равным 800°C . При этой температуре модуль упругости никеля равен 160 ГПа, предел временной прочности 250 МПа, предел текучести 68 МПа. Величина критического давления для цилиндрической оболочки средней длины при шарнирном опирании торцев и внешней распределенной нагрузке определяется известной формулой П.Ф. Папковича [1]. Принимая коэффициент Пуассона равным $\mu=0,3$, получаем значение критического перепада давления $\Delta p=522$ КПа на внешней оболочке КС. Если граничные условия на краях оболочки близки к шарнирному опиранию, то число волн (вмятин) в окружном направлении, которое образуется при потере устойчивости, определяется по формуле

$$n^2 \cong \frac{\pi R}{L} \sqrt{\frac{R}{h} \cdot \sqrt[4]{36(1-\mu^2)}},$$

где $R=195$ мм, $L=285$ мм, $h=1,5$ мм, $\mu=0,3$. Получаем теоретическое значение 7,66. Округляя до целых, получаем $n=8$, что соответствует наблюдаемой картине коробления (см. рис. 2). Совпадение расчёта с реальностью является свидетельством потери устойчивости под действием внешнего избыточного давления.

Таким образом, расчетное значение критического перепада давления составляет $\Delta p=522$ кПа. Неучтенные факторы (неравномерность температурного поля, несовершенство формы оболочки, наличие вырезов) снижают значение критического перепада давления на неопределенную величину. Принимая эту величину равной 30%, окончательно получаем, что потеря устойчивости внешней цилиндрической оболочки КС может происходить при превышении внешнего давления над внутренним на величину $\Delta p \sim 375$ КПа. Учитывая, что штатное внешнее давление, создаваемое компрессором, равно 500 КПа, получаем окончательно критическое значение внешнего давления 875 КПа (то есть менее 9 атмосфер).

В статье предлагается способ повышения эффективности и увеличения ресурса камеры сгорания посредством увеличения ее механической устойчивости против коробления с одновременным снижением выбросов оксидов азота NO_x в дымовых газах. Усовершенствованная камера сгорания дополнительно содержит полые перфорированные жаропрочные распорки регулируемой длины, обеспечивающие дополнительную жесткость конструкции камеры сгорания, сохранение геометрических размеров проточной части между внешним цилиндрическим корпусом камеры сгорания и внутренним корпусом, являющимся дымовым коллектором турбины. Для камер сгорания микротурбин Capstone полые распорки цилиндрической формы, регулируемые по длине, располагаются между поясами пламенных инжекционных горелок в восьми участках корпуса камеры сгорания по числу волн (вмятин) в окружном направлении. Полые распорки могут устанавливаться по две штуки в поперечном направлении КС вдоль прогнозируемой вмятины. Вмятины образуются при потере устойчивости, а полые распорки, обеспечивая дополнительную жесткость корпуса, охлаждают рабочее тело посредством множественной подачи свежего воздуха внутрь КС через перфорацию. Множественная дополнительная подача свежего воздуха через полые перфорированные распорки в попутный поток рабочего тела обеспечивает полное сгорание топлива, снижает температуру продуктов сгорания и тем самым снижает образование топливных оксидов азота NO_x и оксидов углерода CO и CO_2 в дымовых газах.

Предлагаемый метод совершенствования камер сгорания газовых микротурбин, включая впервые применённые конструктивные элементы, обеспечивающие создание новых технологических эффектов применительно к камерам сгорания кольцевого типа, не имеют мировых аналогов. Описанный конструкторско-технологический подход к совершенствованию кольцевых

камер сгорания позволит повысить их эффективность, тепловую мощность, долговечность и надежность, снизить образование и выбросы оксидов азота NO_x и углерода CO_x в дымовых газах.

Сущность предлагаемого конструкторско-технологического подхода поясняется графическим материалом, где на рис. 3 представлена схема кольцевой камеры сгорания с установленными внутри восемью распорками.

На рис. 4 изображена полая перфорированная распорка в разрезе. Номера позиций, поясняющих назначение элементов конструкции камеры сгорания, показанных на рис. 3 и рис. 4, продублированы.

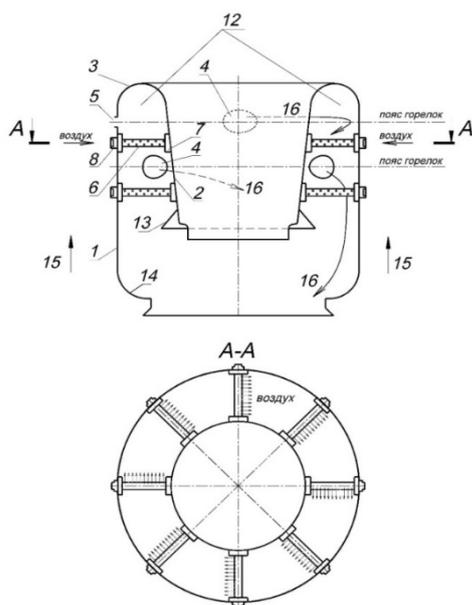


Рис. 3. Кольцевая камера сгорания, усиленная полыми распорками

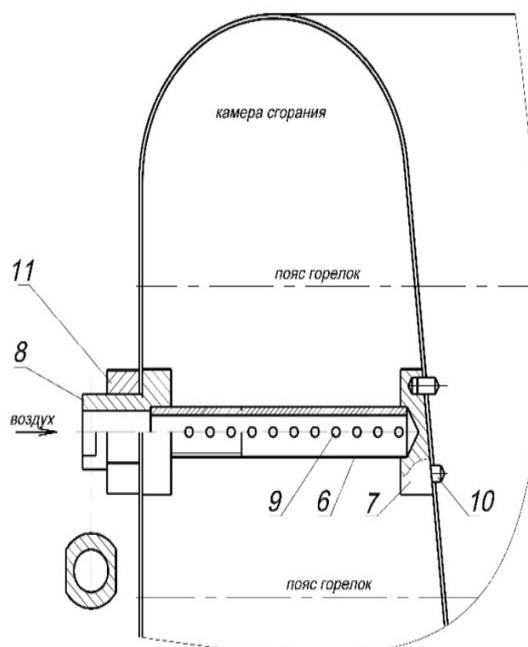


Рис. 4. Распорка (чертеж)

Кольцевая камера сгорания газовой микротурбины (см. рис. 3) содержит цилиндрический тонкостенный наружный корпус 1 из жаропрочного металла или сплава, и конусообразный тонкостенный внутренний корпус 2 в виде раструба для выхлопа отработанных дымовых газов на выходе рабочего колеса турбины. Наружная и внутренняя часть корпуса кольцевой камеры сгорания соединяются между собой методом сварки тонколистовой обечайкой 3, представляющей собой форму усеченного по главному меридиану тороида, также изготовленного из жаропрочного металла или сплава. Наружный корпус камеры сгорания имеет сквозные окна 4 эллиптической формы для установки в них под заданным углом выходных оконцовок цилиндрических инжекционных горелок (инжекционные горелки на рис. 3 условно не показаны), которые формируют направленный поток рабочего тела в проточном направлении. В зависимости от необходимой мощности количество окон 4 соответствует количеству инжекционных горелок, которые могут располагаться в один или несколько рядов. Также в наружном корпусе камеры сгорания предусмотрено круглое отверстие 5 под установку свечи зажигания для воспламенения горючей смеси. От искры зажигания пламя

распространяется вдоль кольцевого проёма КС к рабочим инжекционным горелкам. С увеличением количества окон и с установкой дополнительных инжекционных горелок высокого давления для повышения мощности турбины увеличивается диаметр наружного корпуса камеры сгорания. Одновременно с увеличением мощности (за счет увеличения количества горелок), увеличивается и температура в камере сгорания, что влечет к снижению прочности и упругости наружного корпуса, который претерпевает одновременно разрежение изнутри за счет работающей турбины и избыточное давление снаружи, создаваемого воздухом, сжатым в компрессоре турбины. Нестабильность горения, включение и выключение инжекционных горелок, мгновенный сброс или набор мощности создают хлопки и броски пламени в обратном направлении с образованием движущихся с большой скоростью колебательных волн с фронтами высокого давления снаружи корпуса, что вызывает деформацию его внутрь КС. Коробление цилиндрического корпуса приводит к нарушению геометрических размеров камеры сгорания, выходу инжекционных горелок из сочленения с окнами КС (поз. 4), выходу свечи зажигания из полости камеры сгорания, что исключает возможность зажигания при следующем запуске турбины. При этом существует опасность возникновения зазора между сопловой решеткой и седлом выхлопного коллектора турбины, что приводит к аварии турбины. Выход инжекционных горелок из сочленения изменяет режим работы турбины, снижает ее эффективность и мощность, вызывает прогар корпуса камеры сгорания с аварийным остановом всей установки.

Для устранения указанных недостатков предлагается внутрь камеры сгорания установить полые перфорированные распорки регулируемой длины, изготовленные из жаропрочного материала. Распорка состоит из трубки 6 с наружной резьбой, перфорированной отверстиями 9, ориентированными в радиальном направлении по потоку рабочего тела, фасонной шайбы 7 с установочными штифтами 10, регулировочной резьбовой втулки 8 и контргайки 11. Изменение длины распорки производится вращением втулки 8, содержащей лыски “под ключ” с внешней стороны камеры сгорания.

Отличительными признаками предлагаемой модификации являются:

1. Применение специальных полых перфорированных регулируемых по длине цилиндрических распорок, устанавливаемых внутри камеры сгорания между внешней цилиндрической обечайкой и внутренней конической выхлопной трубой, с целью повышения прочности и устойчивости против коробления при воздействии фронтов повышенного давления извне камеры сгорания и не управляемого разряжения внутри КС.

2. Множественная подача свежего воздуха непосредственно в камеру сгорания через отверстия в полых перфорированных распорках с целью обеспечения полного сгорания топлива и снижения эмиссии NO_x за счет охлаждения продуктов сгорания дополнительным притоком свежего воздуха.

Выводы

Предлагаемый способ совершенствования кольцевых камер сгорания, включая впервые примененные технические элементы и технологические приемы с созданием нового физико-химического эффекта снижения эмиссии NO_x за счет подачи дополнительного свежего воздуха (окислителя) непосредственно в камеру сгорания, применительно к камерам сгорания газовых микротурбинных установок, не имеет мировых аналогов. Описанный конструкторский режимно-технологический подход позволит повысить эффективность и надежность камер сгорания, обеспечит полноту сгорания топлива с одновременным снижением температуры продуктов сгорания и снижением эмиссии NO_x , CO и CO_x , позволит снизить или полностью исключить коробление камер сгорания, тем самым повысив их долговечность.

Список литературы

1. Н.А. Алфутов. Основы расчета на устойчивость упругих систем. М., Машиностроение, 1978. – 312 с.
2. А.Г. Тумановский, М.Н. Гутник, В.Д. Васильев, (ОАО «ВТИ», г. Москва; e-mail: vti@snt.ru). Проблемы создания малотоксичных камер сгорания для стационарных ГТУ.
3. Е.Д. Свердлов, Г.К. Ведешкин, А.Н. Дубовицкий, Д.А. Усенко (ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», г. Москва; e-mail: gtu@ciam.ru), Разработка камеры сгорания на природном газе с уровнем эмиссии NO_x и $\text{CO} < 10\text{ppm}$.
4. В.В. Беляев, В.Н. Лавров, А.М. Постников, Н.В. Церерин, Ю.И. Цыбизов (ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова», г. Самара; e-mail: sntk@sntk.saminfo.ru) Состояние отработки малоэмиссионных камер сгорания ГТД наземного применения семейства «НК».

ВОЗМОЖНОСТИ, ОПЫТ И КОМПЕТЕНЦИИ «НПО «ЭЛСИБ» ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ И ПРОИЗВОДСТВУ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ДЛЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

А.В. АРТЕМОВ (ПАО НПО «ЭЛСИБ», г. Новосибирск)

НПО «ЭЛСИБ» ПАО (ранее «Новосибирский турбогенераторный завод», ПО «СИБЭЛЕКТРОТЯЖМАШ») в 2018г. исполняется 65 лет. Это одно из крупнейших электромашиностроительных предприятий России в области проектирования и производства турбогенераторов, гидрогенераторов, асинхронных и синхронных высоковольтных электродвигателей, систем возбуждения генераторов.

Приоритетным направлением предприятия с момента основания и в настоящее время остается проектирование и производство турбогенераторов для выработки электроэнергии на теплоэлектростанциях. В основном это генераторы, работающие на городских теплоцентралях, ТЭЦ крупных промышленных предприятий.

В советский период основную часть номенклатуры НПО «ЭЛСИБ» составляли турбогенераторы серии ТВФ с форсированной водородной системой охлаждения номинальной мощностью 60 и 100 МВт.

Суммарная установленная мощность поставленных на теплоэлектростанции турбогенераторов серии ТВФ составляет более 63 ГВт, установленный парк свыше 800 шт.

Для современных маневренных энергетических установок с приводом, как от газовых, так и паровых турбин, в большинстве случаев применяются турбогенераторы с воздушным охлаждением, которое упрощает конструкцию турбогенератора, что в определенной мере повышает надежность, снижает затраты на эксплуатацию и ремонт, а также сокращает сроки монтажа, уменьшает номенклатуру необходимых запчастей.

Для удовлетворения нужд энергетики для паровых и газовых турбин на НПО «ЭЛСИБ» был освоен выпуск турбогенераторов серии ТФ с воздушным охлаждением: косвенное охлаждение обмотки статора и непосредственное охлаждение обмотки ротора. Их параметры и показатели приведены в таблице.

Таблица 1

Основные параметры и показатели турбогенераторов серии ТФ

Параметр	Т-6	Т-12	Т-16	ТФ-32	ТФ-45	ТФ-50	ТФ-63	ТФ-65	ТФ-70Н	ТФ-80	ТФ-90	ТФ-110	ТФ-125	ТФ-130	ТФ-160	ТФ-220
1. Активная мощность, МВт	6	12	16	32	45	50	63	65	70	80	90	110	125	130	160	220
2. Полная мощность, МВА	7,5	15	20	40	56,25	62,5	78,75	81,25	87,5	100	112,5	137,5	156,3	152,9	188,2	258,8
3. Коэф. мощности	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,85	0,85	0,85
4. Напряжение, кВ	10,5/ 6,3	10,5	10,5/ 6,3	10,5/ 6,3	10,5/ 6,3	10,5/ 6,3	10,5/ 6,3	10,5/ 6,3	6,3	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5	15,75	15,75
5. Ток статора, А	687/ 412	825	1100/ 1833	2200/ 3670	3093/ 5155	3437/ 5728	4330/ 7220	4468/ 7446	8019	5500	6186	7560	8590	8410	6900	9488
6. Схема соедин-я обмотки статора	Y	Y	Y/∇	Y/∇	Y/∇	Y/∇	YY/ ∇∇	YY/ ∇∇	YY	YY	YY	YY	YY	YY	YY	YY
7. КПД, %	97,7	97,6	97,9	98,2	98,2	98,2	98,2	98,2	98,3	98,3	98,3	98,4	98,4	98,4	98,5	98,6
8. Система возбуждения	БСВ	БСВ	БСВ	БСВ/ СТС	СТС	СТС	СТС/ БСВ	СТС/ БСВ	СТС	СТС	СТС	СТС	СТС	СТС	СТС	СТС
9. Год освоения	2018	2018	2005	2003	2012	1996	1998	2010	2017	2009	2016	2003	2005	проект	2010	проект

Турбогенераторы серии ТФ имеют закрытое исполнение, охлаждение воздухом осуществляется по замкнутому контуру

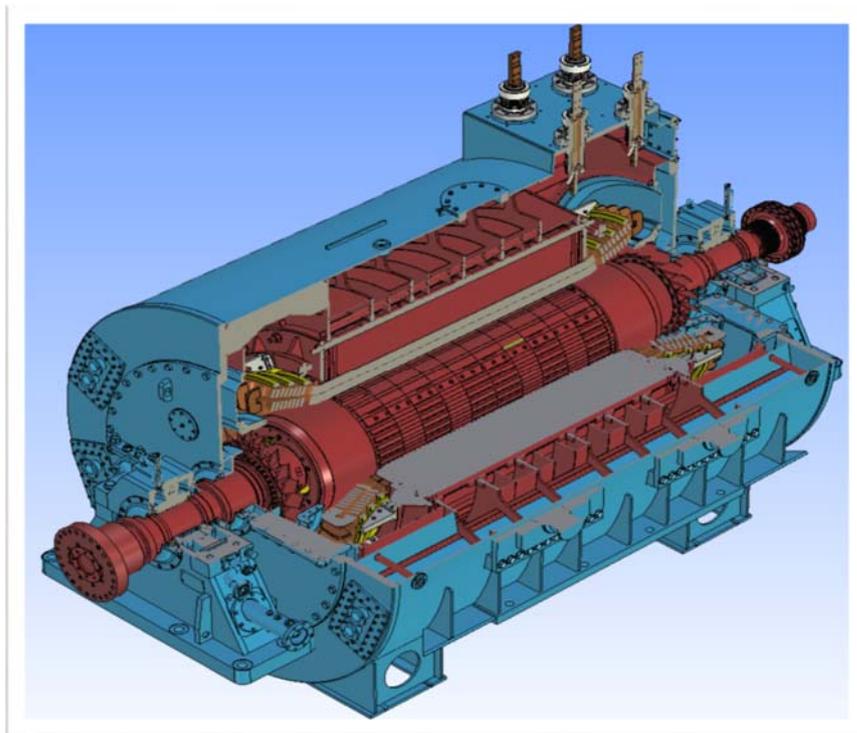


Рис. 1. Конструкция турбогенератора серии ТФ с воздушным охлаждением

Основные технические решения, реализованные при проектировании турбогенераторов серии ТФ:

- ✓ Корпус - жесткий, прочный, герметичный, цилиндрической формы;
- ✓ Расположение воздухоохлаждателей горизонтальное;
- ✓ Система охлаждения сердечника статора – многоструйная, наиболее простая и эффективная, мало подверженная процессу засорения.
- ✓ Изоляция обмотки статора изготавливается на основе современных лент с улучшенными диэлектрическими и теплофизическими свойствами.
- ✓ Изоляция стержней терморезистивная типа "Монолит" класса нагревостойкости "F", допустимые превышения температур по классу нагревостойкости "B" по ГОСТ 533-2000.
- ✓ Циркуляция воздуха в корпусе турбогенератора осуществляется вентиляторами, установленными на валу с двух сторон бочки ротора.
- ✓ Циркуляция воды в воздухоохлаждателях осуществляется насосами, расположенными вне турбогенератора.
- ✓ В камерах уплотнения вала обеспечивается избыточное давление для предотвращения попадания загрязненного воздуха извне внутрь корпуса генератора. Восполнение утечек воздуха из турбогенератора осуществляется с помощью системы наддува, оснащенной специальными фильтрами.
- ✓ Опорные подшипники выносные стоякового типа, маслоснабжение от системы смазки турбины. При сопряжении турбогенераторов с

паровыми турбинами подшипник со стороны турбины поставляется турбинным заводом. При сопряжении турбогенераторов с газовыми турбинами подшипник изготавливается НПО «ЭЛСИБ».

- ✓ Щеточно-контактный аппарат для подвода тока возбуждения к контактному кольцу ротора размещается за подшипником на стороне выводов статора.
- ✓ При сопряжении с газовыми турбинами турбогенераторы допускают работу в режиме двигателя для разворота газовой турбины от тиристорного пускового устройства.
- ✓ Система возбуждения турбогенераторов, на выбор заказчика – статическая, тиристорная, выполненная по схеме самовозбуждения или бесщеточная.

При производстве турбогенераторов с воздушным охлаждением применяется классическая технология вакуумно-нагнетательной пропитки изоляции, запечка стержней обмотки статора с последующей укладкой в пазы статора. Именно технология отдельной подготовки и монтажа стержней обмотки статора обеспечивает высокую ремонтпригодность турбогенератора в условиях станции.

За период с 1996г. НПО «ЭЛСИБ» изготовлено и поставлено на теплоэлектростанции 71 турбогенератор с воздушным охлаждением. Головные образцы турбогенераторов ТФ были подвергнуты стендовым испытаниям по расширенным программам. Полученные результаты испытаний подтвердили полное соответствие параметров техническим заданиям, нормативно-техническим и регламентирующим документам.

НПО «ЭЛСИБ» участвует в программе локализации производства и импортозамещения совместно с ООО «Русские газовые турбины» (ООО «РГТ») и ООО «ИНТЕР РАО-Инжиниринг».

ООО «РГТ» в период 2014-2015гг. провело оценку возможностей российских поставщиков по комплектации газовых турбин 6F.03(6FA) турбогенераторами отечественного производства. С этой целью ООО «РГТ», совместно с представителями GE, проведено несколько аудитов российских предприятий на предмет выявления оптимального российского поставщика для комплектации газовых турбин 6F.03. В итоге, ООО «РГТ» и НПО «ЭЛСИБ» подписали меморандум о взаимопонимании о проведении квалификации и организации поставок генераторов мощностью 90 МВт для турбин 6F.03, локализованных в Рыбинске. В состав поставки 1-го комплекта генерирующего оборудования входит: турбогенератор, статическая система возбуждения, трубная обвязка, шумозащитный кожух и оборудование для монтажа на площадке электростанции.

Основные технические параметры турбогенератора ТФ-90Г-2УЗ для газовой турбины 6FA приведены в табл.2 и рис. 2.

Основные технические характеристики ТФ-90Г-2У3

Параметры	Номинальный режим	Длительно-допустимый режим
Полная мощность, МВА	112,5	117,7
Активная мощность, МВт	90	100
Номинальное напряжение, В	10500	
Ток, А	6186	6469
Коэффициент мощности	0,8	0,85
Частота вращения, об./мин	3000	
Частота, Гц	50	
Соединение фаз обмотки статора	УУ	
Отношение короткого замыкания, о.е., не менее	0,5	не нормируется
Переходное индуктивное сопротивление, X_d' , не более, о.е.	0,35	не нормируется
Статическая перегружаемость, о.е. не менее	1,7	не нормируется
Коэффициент полезного действия, %	98,3	не нормируется
Номинальный ток возбуждения (расчетное значение), А	1345	1350
Номинальное напряжение возбуждения при 100°C (расчетное значение), В	220	221

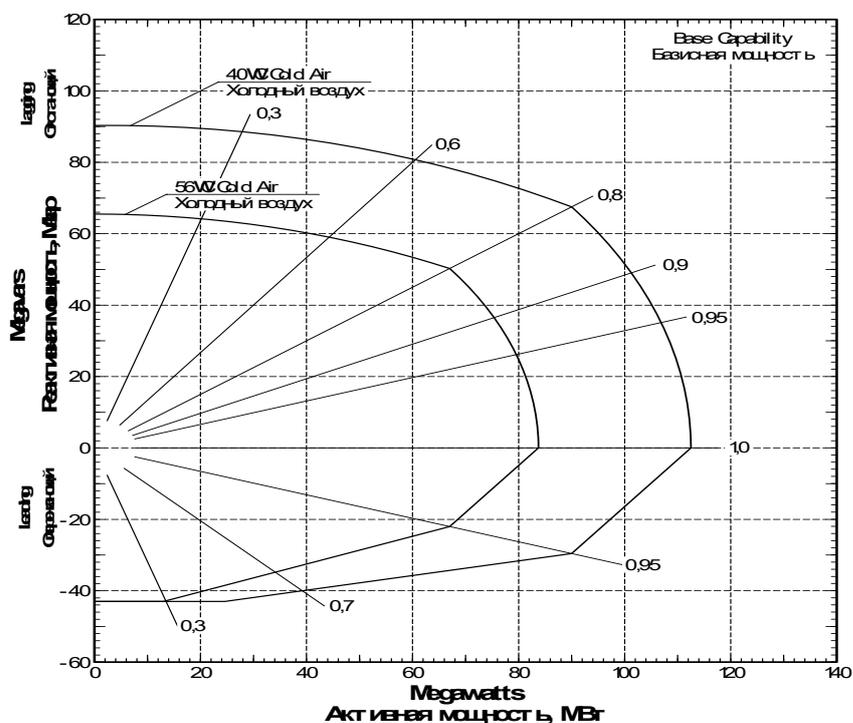


Рис. 2. Диаграмма мощности ТФ-90Г-2У3 при номинальных параметрах

2.03.2018г. в городах Гусеве и Советске Калининградской области состоялся ввод в эксплуатацию Маяковской и Талаховской ТЭС базе газотурбинных установок (ГТУ). Замечаний к турбогенераторам и системам возбуждения НПО «ЭЛСИБ» нет. Полученные результаты испытаний подтвердили соответствие параметров оборудования техническому заданию.



На фото: Маяковская ТЭС

Новые энергоблоки на базе ГТУ можно назвать демонстрационными площадками для российских энергетиков в части ознакомления и применения в перспективе аналогичных решений при модернизации и строительстве городских электростанций на базе эффективного российского оборудования.

К следующему этапу развития номенклатурного ряда турбогенераторов НПО «ЭЛСИБ» для газовых турбин можно отнести проработки технических предложений для газовых турбин 65, 115, 180 МВт. В перспективе такая номинальная мощность будет востребована на рынке, как для нового строительства, так и для реконструкции старых блоков.

Отдельно необходимо остановиться на сегменте распределенной энергетики, как новом и активном заказчике на энергетическом рынке. На предприятии формируется направление и есть первые результаты по освоению номенклатуры турбогенераторов с воздушным охлаждением в диапазоне от 6 до 25 МВт для паровых и газовых турбин.

В перспективном плане развития предприятия - расширение номенклатуры турбогенераторов - проекты по освоению производства конкурентоспособных машин мощностью 6, 8 МВт для газовых турбин.

Содержание

<i>Климов А.Н.</i> Модернизация ГТЭ-110.....	3
<i>Сулимов Д.Д.</i> АО ОДК-Авиадвигатель – 25 лет в энергетике России...	9
<i>Сальников С.Ю., Семушкин А.В., Щуровский В.А.</i> Особенности эксплуатации газотурбинных газоперекачивающих агрегатов в современных условиях.....	14
<i>Лебедев А.С., Павлов А.Ю.</i> Продуктовая линейка ООО «Сименс технологии газовых турбин». Результаты производства и локализации газотурбинных установок.....	18
<i>Мухаметов С.Ф.</i> Опыт промышленной эксплуатации энергоблоков ПГУ на объектах генерации ООО «Газпром энергохолдинг».....	22
<i>Мясников Н.И.</i> Опыт применения газотурбинных и парогазовых установок в ПАО «Мосэнерго».....	25
<i>Липатов Т.В.</i> Масштабы и опыт применения ГТУ и ПГУ в АО «Интер РАО – Электрогенерация».....	33
<i>Филиппов С.П., Дильман М.Д.</i> Технологическое обновление ТЭЦ России на базе газотурбинных технологий.....	37
<i>Тихонов А.С., Тамм А.Ю., Пивоварска А.В.</i> Внедрение технологии «цифрового двойника» применительно к оптимизации состояния и повышению ресурса охлаждаемых лопаток промышленных газовых турбин.....	44
<i>Мамаев Б.И., Стародумов А.В., Полубояринова С.А.</i> Аэродинамическое улучшение соплового аппарата турбины с резким раскрытием проточной части на периферии.....	50
<i>Сердюков С.И., Самохвалов Н.Ю., Бажан С.В.</i> Совершенствование систем охлаждения сопловых лопаток высокотемпературных турбин..	58
<i>Мураева М.А.</i> Моделирование параметров потока на входе в турбину при автономных испытаниях.....	65

<i>Кистойчев А.В., Биялт М.А., Урьев Е.В.</i> Динамика роторных систем с резонансными опорами.....	69
<i>Ведешкин Г.К., Свердлов Е.Д., Дубовицкий А.Н., Коскин А.О., Сипатов А.М., Цатиашвили В.В., Нугуманов А.Д.</i> Основные результаты испытаний малоэмиссионной камеры сгорания в составе газогенератора ГПА ГТУ-16.....	77
<i>Коваль В.А., Михайлов В.Е., Романов В.В.</i> Учет вязкого торцевого течения при моделировании осевых компрессоров ГТД.....	83
<i>Пролович О.А.</i> Очистка циклового воздуха в газотурбинных установках.....	91
<i>Матвеев В.Т., Додоглонян А.В., Очеретяный В.А.</i> Гибкие регенерационные технологии на базе энергетических газотурбинных установок.....	93
<i>Дудолин А.А., Крашенинников С.М.</i> Вопросы оптимизации схем и параметров ПГУ ТЭЦ на базе ГТУ средней мощности.....	101
<i>Андропов А.С., Тихомиров Б.А.</i> Обеспечение внешнего охлаждения газотурбинного двигателя на основе моделирования теплового состояния корпуса.....	109
<i>Коваль В.А., Михайлов В.Е., Пыжов И.Н., Федорович В.А.</i> Методология компьютерного моделирования процесса алмазного выглаживания деталей ГТД.....	114
<i>Л.Б. Гецов, А.С. Семенов, Н. А. Антипин, В.Н. Шлянников, А.И. Рыбников, А.В. Мошников</i> Конечно-элементный анализ трещиностойкости колес центробежных компрессоров.....	123
<i>Гецов Л.Б., Семенов А.С., Грищенко А.И., Игнатович И.А.</i> Современные методики расчетного определения термоусталостной прочности лопаток и дисков газовых турбин.....	136
X Конкурс молодых научных работников и конструкторов	
<i>Пугач К.С.</i> Поиск расчетные исследования двухступенчатого сжигания природного газа в камере сгорания высокотемпературной энергетической ГТУ.....	141
<i>Ремизов И.А., Добровольский И.С., Виноградов К.А.</i> Верификация численных моделей обтекания лопаток ТНД в условиях низких чисел Рейнольдса.....	148

<i>Карипов Д.Р.</i> Малоэмиссионные горелки предварительного смешения и ступенчатого горения для случая газовых турбин с кольцевой камерой сгорания.....	151
--	-----

Стендовые доклады

<i>Рыбаков В.А., Тупонос Ф.В., Пачезерцев Р.В., Буров Б.А.</i> Сжигание газообразного топлива в газотурбинных установках.....	153
---	-----

<i>Темиргалеев Ш.Р., Титов А.В., Осипов Б.М., Жидков.В.К.</i> Разработка газотурбинной стационарной установки мощностью 4 МВт для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии.....	160
---	-----

<i>Бродов Ю.М., Комаров Ю.В. Блинов, Скороходов А.В., Седунин В.А.</i> Опыт выполнения НИР и ОКР в области газовых турбин.....	163
--	-----

<i>Короткий В.А, Шестаков А.Л. Карипов Р.С.</i> Малоэмиссионная кольцевая камера сгорания для газовых турбин повышенной эффективности и долговечности.....	164
--	-----

<i>Артемов А.В.</i> Возможности, опыт и компетенции НПО “ЭЛСИБ” по проектированию и производству турбогенераторов с воздушным охлаждением для газовых турбин.....	170
---	-----



Фундаментальные проблемы исследований, разработок и реализации научных достижений в области газовых турбин в российской экономике

Сборник докладов