

На правах рукописи

Ануров Юрий Михайлович

ЭФФЕКТИВНЫЕ МЕТОДЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В СИСТЕМАХ
ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ
ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Специальность 05.04.12 – “Турбомашины и комбинированные турбоустановки.

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Санкт-Петербург, 2005 г.

Работа выполнена в Компании «Энергомаш (ЮК) Лимитед». Филиал в Санкт-Петербурге.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,

Поляков Анатолий Фомич;

доктор технических наук, профессор,

Кириллов Александр Иванович;

доктор технических наук, профессор,

Богов Игорь Александрович.

Ведущая организация ОАО "Научно-производственное объединение "Сатурн"

Защита состоится 5 апреля 2005 года в 16-00 на заседании диссертационного совета Д 212.229.06 в ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский Государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д.29, Главное здание, аудитория 305.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ГОУ «СПбГПУ».

Автореферат разослан « 3 » марта 2005 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.229.06,
доктор технических наук, профессор

Кортиков Н.Н.

Общая характеристика работы

Актуальность проблемы

На сегодняшний день в странах с развитой промышленностью удалось достичь значительного прогресса в области газотурбостроения, обеспечивающего качественные разработки и широкое использование высокоэффективных комбинированных парогазовых установок (ПГУ), коэффициент полезного действия которых превышает 50% при начальных температурах газа в газотурбинной установке (ГТУ), входящей в состав ПГУ, на уровне $T_{Г^*} = 1250...1500^{\circ}\text{C}$. При этом рост $T_{Г^*}$ на входе в турбину, по-прежнему, остается господствующим направлением в совершенствовании показателей термической эффективности. Это порождает проблему обеспечения надежной работы горячих деталей проточной части высокотемпературной газовой турбины (ВГТ) и, в первую очередь, ее лопаток. Эта проблема решается, с одной стороны, совершенствованием материалов и технологии изготовления лопаток, а с другой стороны, разработкой и внедрением эффективных систем охлаждения. Общеизвестно, что основной вклад в обеспечение существующих темпов роста начальной температуры газа в ВГТ вносит именно охлаждение. Вместе с тем, использование охлаждения горячих деталей проточной части ВГТ значительно усложняет ее конструкцию, является источником дополнительных потерь на охлаждение термодинамического и гидравлического характера. Все это накладывает на разработку системы охлаждения требования предельной рациональности и высокой экономичности.

Достигшие к настоящему времени высокой степени теплофизического совершенства системы конвективно-пленочного охлаждения ВГТ имеют ряд существенных недостатков, заключающихся в снижении прочностных характеристик в виду большого количества отверстий малого диаметра в пере, являющихся концентраторами напряжений; в относительно больших необходимых расходах охладителя (воздуха), которые достигают 10...15 % от расхода газа через ВГТ; в больших дополнительных газодинамических потерях от смешения потока охладителя с газовым потоком; и, наконец, в известной ненадежности работы пленочного охлаждения на режимах, отличных от номинального. Вместе с тем, все чаще появляются работы, в которых указывается, что возможности конвективных систем охлаждения еще далеко не исчерпаны. Известно, что в общих потерях давления на охлаждение доля потерь на чистое трение составляет не более 10...25 %. Поэтому при надлежащей организации течения по каналам охлаждения лопаток безразмерная глубина охлаждения θ может быть повышена до 1.5 раз при сохранении располагаемого перепада давления. Этого можно достичь за счет использования таких специфических методов интенсификации теплообмена, которые характеризуются опережающим ростом теплоотдачи в сравнении с увеличением гидравлического сопротивления.

Существенную роль в освоении $T_{Г^*}$ начинают также играть керамические теплозащитные покрытия (ТЗП) на лопатках, имеющих мощную систему конвективного охлаждения. Не менее важной задачей помимо разработки технологии нанесения теплозащитных покрытий на охлаждаемые лопатки ВГТ является совершенствование методов расчета эффективности охлаждения и ресурса ТЗП охлаждаемых лопаток с ТЗП. Таким образом, выявление и всестороннее исследование методов интенсификации теплообмена в системах охлаждения лопаточных аппаратов

ВГТ с последующей разработкой на их основе новых конструкций охлаждаемых лопаток ВГТ с внутренним конвективным охлаждением, с интенсивностью, не уступающей таковой для лопаток с конвективно-пленочным охлаждением, в том числе с керамическими теплозащитными покрытиями является весьма актуальным.

Цель работы заключается в разработке и выборе эффективных методов интенсификации теплообмена, принципов конструирования, комплексном исследовании и создании на их основе конструкций цельнолитых охлаждаемых лопаток турбин с керамическим теплозащитным покрытием.

Для достижения указанной цели в работе поставлены и решены следующие **задачи**:

- применительно к охлаждению лопаток газовых турбин разработаны надежные критерии для оценок эффективности рассматриваемых методов интенсификации теплообмена и по этим критериям проведено сравнение их между собой и с другими широко используемыми в каналах трактов охлаждения лопаточных аппаратов;

- спроектировано, изготовлено и запущено в работу экспериментальное оборудование для дополнительного исследования теплогидравлических характеристик каналов тракта охлаждения лопаток ВГТ с рассматриваемыми методами интенсификации («вихревым» и «смерчевым»);

- спланированы опытные исследования, определены варьируемые в опытах параметры и диапазоны их изменения, проведена оценка погрешностей как непосредственно результатов опытных исследований, так и их аппроксимации эмпирическими критериальными соотношениями;

- разработаны и изготовлены опытные, а затем и серийные образцы лопаток с исследованными способами интенсификации теплоотдачи;

- выявлены обобщенные критерии оценки эффективности теплоотдачи в каналах охлаждения лопаточных аппаратов ВГТ, и на базе этих критериев сделано численное и экспериментальное сравнение эффективности различных способов интенсификации теплообмена в охлаждаемых лопатках;

- разработаны инженерные методики для оценок эффективности охлаждения лопаток с ТЗП и установлены количественные критерии изменения долговечности охлаждаемых рабочих лопаток ВГТ с ТЗП;

- проведены исследования по определению толщины оксидных пленок, образующихся в результате окисления металлического подслоя в условиях интенсивного коррозионно-эрозионного воздействия газового потока;

- разработаны расчетные методики для определения термических деформаций, возникающих в результате разности температур ТЗП и стенки лопатки, для определения термических напряжений отрыва ТЗП от поверхности лопатки;

- разработана методика оценки долговечности комбинированного ТЗП, как по критерию окисления жаростойкого металлического подслоя ТЗП, так и по критерию циклической долговечности его керамического слоя. С использованием этой методики и методов эквивалентного приведения всех видов эксплуатационных циклов к единому (эталонному) установлены коэффициенты запаса по циклической долговечности и по разрушающим деформациям ТЗП при работе ГТУ на всех эксплуатационных режимах.

Научная новизна работы заключается в том, что:

- установлены критерии для описания процессов трения и теплообмена при течении теплоносителя в каналах со смерчевым и вихревым методами интенсификации теплообмена;

- в результате опытных исследований тепловых и гидравлических характеристик каналов со смерчевым и вихревым способами интенсификации теплообмена выявлена степень влияния основных режимных и геометрических параметров каналов с указанными способами интенсификации теплообмена на ее уровень и получены обобщающие критериальные соотношения для определения коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи;

- обнаружен эффект интенсификации теплоотдачи на гладкой стенке канала прямоугольного поперечного сечения, расположенной напротив стенки с системой лунок, величина которой зависит от основных геометрических характеристик системы лунок. Для каналов с двухсторонним размещением лунок обнаружен эффект снижения уровня интенсификации теплоотдачи при небольших значениях относительного расстояния между стенками;

- для смерчевого метода интенсификации теплообмена выявлен эффект опережающего роста коэффициентов теплоотдачи над ростом коэффициентов гидравлических сопротивлений и найдены диапазоны изменения основных геометрических параметров системы, где этот эффект проявляется;

- предложены оригинальные критерии для количественной оценки энергетической эффективности применения рассмотренных методов интенсификации теплообмена (ИТО) в системах конвективного охлаждения лопаток газовых турбин и проведено сравнение этих методов с другими применяемыми в каналах охлаждения лопаточных аппаратов ВГТ;

- разработана методика оценки долговечности охлаждаемых лопаток ВГТ с ТЗП, в которой используются критерии исчерпания ресурса вследствие окисления жаростойкого подслоя и циклической долговечности собственно керамического слоя покрытия.

Практическая значимость работы заключается в том, что:

1. Обоснованы, разработаны, исследованы и реализованы в конкретных конструкциях «вихревой» и «смерчевой» методы интенсификации теплообмена, которые обеспечили достижение в каналах конвективного охлаждения литых лопаток максимальных, в сравнении с известными, эффектов интенсификации по показателям теплофизической эффективности и энергетической целесообразности $\bar{\Psi} = \Psi_{\lambda} / \Psi_{St}$.

2. Созданы сопловые и рабочие лопатки многорежимных газовых турбин различных типоразмеров с «вихревым» и «смерчевым» методами конвективного охлаждения оболочек профиля, выходной кромки и замковой части лопатки, которые в совокупности с ТЗП обеспечили в авиационных, судовых и энерготехнологических ГТУ последнего поколения ($T_r^* = 1700\text{K}$) увеличение долговечности лопаток в 3...9 раза при сокращении затрат охлаждающего воздуха в 1.25 раза и улучшение экономичности на 1.5...3.5%.

Достоверность и обоснованность полученных результатов обеспечена:

- проведением экспериментальных исследований по апробированным и надежным методикам на стендовом оборудовании, прошедшим всестороннюю метрологическую аттестацию, использованием современной измерительной аппаратуры, обработкой опытных данных с применением устойчивых методов

статистического оценивания и совпадением результатов квалификационных опытов с аналогичными результатами других исследований;

- опытом промышленной эксплуатации охлаждаемых лопаток газовых турбин, спроектированных с использованием выводов и рекомендаций, полученных в диссертационной работе.

На защиту выносятся:

- обобщенные критерии для однозначных количественных оценок эффективности различных методов интенсификации теплообмена и результаты сравнения по этим критериям разных методов интенсификации теплообмена;

- результаты опытных исследований тепловых и гидравлических характеристик модельных каналов с вихревым и смерчевым методами интенсификации теплообмена и полученные в результате статистической обработки опытных данных эмпирические критериальные соотношения для описания закономерностей процессов течения и теплообмена;

- методика расчета эффективности охлаждения лопатки с нанесенным на наружной поверхности керамическим ТЗП, и результаты расчетов по этой методике наиболее оптимальных условий его применения в охлаждаемом облопачивании ВГТ;

- методика оценки долговечности комбинированного теплозащитного покрытия, базирующаяся на критериях истощения ресурса в условиях многорежимного нагружения вследствие окисления жаростойкого металлического подслоя ТЗП и предела по числу циклов нагружения керамического слоя ТЗП в условиях интенсивного коррозионно-эрозионного воздействия газового потока.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на конференциях и симпозиумах:

- Минском международном форуме по тепло - массообмену; МММ-3, 1988г.

- XXVI международном научно - техническом совещании по динамике и прочности авиадвигателей; Самара 1996г.

- Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжье»; Самара 1997г.

- Twelfth International Heat Transfer Conference, Grenoble, August 18-23, 2002г.

- 4th Baltic Heat Transfer Conference, 25-27 August 2003, Kaunas, Lithuania.

- 12-я Всероссийская межвузовская конференция «Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели», 24-26 ноября, 2004, Москва.

Публикации. Основные материалы диссертации опубликованы в 11 печатных научных трудах, одном учебном пособии и 8 а.с. и патентах.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, шести разделов и списка литературы. Она изложена на 333 страницах текста и содержит 7 рисунков, 7 таблиц и список литературы из 154 наименований.

Работа выполнялась автором при создании ГТД семейства НК в ОКБ СНТК им. Н.Д. Кузнецова и при создании стационарных газовых турбин ГТ-009, ГТ-006, ГТ-030 Компании «Энергомаш (ЮК)».

Автор выражает искреннюю благодарность Г.П. Нагоге, В.Н. Чуйкину, И.С. Копылову, Б.И. Мамаеву, Д.Г. Федорченко, Ю.А. Ножницкому, В.М. Ширманову, В.А. Рассохину, В.Г. Полищуку за совместную деятельность и поддержку в выполнении настоящей работы.

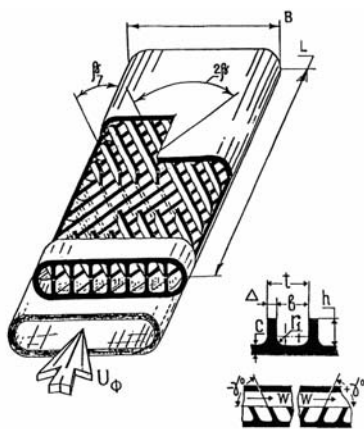
Содержание работы

Во введении обоснованы актуальность, практическая значимость и специфика развиваемого направления, сформулированы цели и задачи исследований.

В разделе 1 Выполнен обзор работ с результатами исследования и представлено описание геометрических характеристик каналов охлаждения лопаточных аппаратов ВГТ с ограниченными вихревыми трактами (ОВТ), образованными компланарно скрещивающимися каналами, и смерчевыми трактами, сформированными упорядоченными рельефами сферических углублений (УРСУ), поставлены задачи настоящего исследования. «Вихревой» способ реализуется в щелевых трактах из компланарно скрещивающихся каналов, образованных параллельными ребрами на внутренних сторонах противоположных базовых оболочек (БО) тракта, сопряженных по вершинам этих ребер без внедрения друг в друга. В поперечном направлении эти тракты боковыми границами (БГ).

Геометрию «вихревых» трактов характеризуют параметры (рис. 1):

β - угол пересечения каналов; φ_1 – угол между продольной осью симметрии тракта и биссектрисой угла 2β ; f , p , d – площадь, периметр и гидравлический диаметр поперечного сечения канала; $\chi = h/b$, $\bar{t} = t/b$ - относительная глубина и шаг каналов; $\bar{l} = S/d \cdot \sin\beta$ – протяженность единичного канала между боковыми границами тракта шириной S , отнесенная к d ; m – число поворотов потока на боковых границах; $\bar{L} = L/S$ - относительная длина тракта плоской прямоугольной ОВТ; $z = 2S \cos\beta / t$ – суммарное число каналов во фронтальном сечении тракта; F_k , F_ϕ , \bar{F} - фактическая суммарная площадь потока в каналах, фронтальная площадь и относительное сужение потока в ОВТ; V_f , F_f , D – объем каналов, площадь теплопередающей поверхности и гидравлический диаметр потока $D = 4V_f / F_f$; \bar{D} - относительный диаметр кривизны средней линии тока теплоносителя в зоне поворота у боковой полуцилиндрической поверхности радиуса R ; $\bar{F}_{кд}$ - симплекс, характеризующий конфузорность-диффузорность течения теплоносителя в зоне боковой поверхности, равный отношению площади для поворота потока в единичном канале у боковой поверхности (БП) к площади поперечного сечения единичного канала; \bar{F}_c - симплекс, характеризующий массообмен потока в канале через межреберные окна, равный отношению площади взаимодействия потоков на середине единичного канала к площади для поворота потока у БП.



Диапазон исследования

β , рад	0.....1,22	
	0 / 0,26 / 0,523 / 0,785 / 1,05 / 1,22	
h/b	0,25.....2,00	r/b 0,00.....0,50
L/S	1,01.....5,41	x/d 12,30.....66,70
канальный – d , мм	1,50.....5,00	y , рад -0,785 / 0 / 0,785
фронтальный – D , мм	2,00 6,61	
число каналов – z	8,93.....38,0	Re_d $2 \cdot 10^3$ $4 \cdot 10^4$
число поворотов – m	0,00.....7,00	Re_x $1 \cdot 10^4$ $7 \cdot 10^5$
l/b	1,25.....2,00	$T_w/T_f \leq 2,2$

Рис.1 Схема щелевого канала с «вихревым» охлаждением

Обзор опубликованных исследований теплоотдачи базовых оболочек и боковых поверхностей ОВТ позволил сделать следующий вывод: установлен факт значительной (в 1.5...4 раза) интенсификации конвективного теплообмена, как на базовых оболочках, так и на боковых поверхностях ограниченных по бокам вихревых трактов по сравнению с обычными гладкими каналами, при этом определяющее влияние на теплообмен оказывают угол скрещивания единичных каналов смежных базовых оболочек 2β и относительная ширина тракта z . Однако, отсутствуют данные о влиянии на теплообмен таких практически важных для конструктора геометрических параметров ОВТ, как относительный шаг единичных каналов \bar{t} , их относительная протяженность между боковыми границами \bar{l} , относительная глубина χ в области $\chi < 1$, гидравлический диаметр каналов d , радиус R цилиндрической поверхности БП; данные о распределении локальной теплоотдачи по поверхности оболочек тракта и изменение интенсивности теплоотдачи по периметру поперечного сечения вогнутой поверхности БП. Используемые модели течения теплоносителя в трактах ОВТ, принятые априорно, не получили экспериментального подтверждения, гидродинамическая структура потока не исследована; не установлен механизм интенсификации теплообмена в каналах ОВТ.

Обзор опубликованных исследований гидравлики позволил сделать следующий вывод: установлен факт значительного, опережающего теплообмен, роста гидравлического сопротивления ξ_{Σ} «вихревых» трактов и получены эмпирические зависимости коэффициента суммарных гидравлических потерь ξ_{Σ} в ОВТ от угла скрещивания каналов 2β и относительной ширины тракта z . Вместе с тем, отсутствуют данные о влиянии на гидравлическое сопротивление ОВТ ряда конструктивных параметров, таких, как относительная протяженность тракта L/S , относительная протяженность каналов между БП - \bar{l} , их относительная глубина χ (при $\chi < 1$) и гидравлический диаметр d , форма ребер и форма поперечных сечений каналов; из суммарных гидравлических потерь ξ_{Σ} не выделены потери трения $\xi_{тр}$ в каналах базовых оболочек и местные гидравлические потери $\xi_{пов}$ у боковых поверхностей «вихревых» трактов; не исследованы причины роста гидравлического сопротивления в трактах ОВТ.

«Смерчевой» способ интенсификации теплообмена был разработан в Институте Атомной Энергетики и реализуется в трактах, теплоотдающая поверхность которых формована упорядоченными рельефами сферических лунок (рис. 2). Сферическую лунку характеризуют радиус сферы R лунки, диаметр D ее отпечатка на поверхности, глубина Δ внедрения в стенку и радиус r сопряжения лунки с гладкой поверхностью канала. Эти геометрические параметры связаны между собой соотношением: $D/R=8 \bar{\Delta}(1+4 \bar{\Delta}^2)^{-1}$, $\bar{\Delta}=\Delta/D$

УРСУ характеризуют продольный t_1 и поперечный t_2 шаги шахматного (ш) или коридорного (к) расположения лунок и плотность $f=\pi D^2/4t_1t_2$ их размещения на теплоотдающей поверхности. Основной вывод по результатам анализа опубликованных работ: УРСУ на стенках проточных каналов интенсифицируют теплообмен на обтекаемых поверхностях независимо от режима Re_d течения и конфигурации поперечного сечения канала и, как правило, без опережающего роста

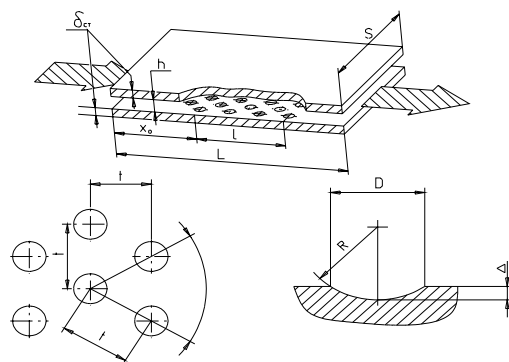


Рис.2 Схема щелевого канала со «смерчевым» охлаждением

трения и без заметного увеличения поверхности теплообмена и объема канала. Однако в проведенных исследованиях не охвачен весь диапазон геометрических параметров самих лунок, тип их размещения на поверхности и тип канала, а также режимов течения хладагента применительно к размерности охлаждаемых лопаток ВГТ, обусловленными технологией изготовления (литье), а также газодинамическими параметрами проточной части.

В соответствии со сделанными при исследовании состояния вопроса выводами были поставлены следующие задачи:

1. В натурном для лопаток ГТД диапазоне изменения $Re_d = 10^4 \dots 6 \cdot 10^4$ исследовать влияние доступных конструктору геометрических параметров на локальный и осредненный теплообмен и гидравлическое сопротивление трения в каналах базовых оболочек «смерчевых» и «вихревых» ограниченных систем – аналогах профильных поверхностей спинки и корытца «вихревых» лопаток.

2. В натурном для лопаток ГТД диапазоне изменения критерия Re исследовать влияние доступных конструктору параметров «вихревых» трактов на местные гидравлические потери и теплоотдачу на боковых поверхностях – аналогах входных кромок «вихревых» лопаток.

3. Исследовать гидродинамику потока (распределение осредненных во времени скоростей и давлений в каналах ОВТ), изучить реальную модель течения теплоносителя и обобщить результаты исследования в виде, удобном для применения в практике проектирования систем охлаждения лопаток ГТД.

5. Исследовать на стандартных образцах влияние на статическую и динамическую прочность системы сферических лунок в геометрических параметрах (глубина и шаг) применительно к щелевым каналам в зоне выходных кромок и центральной части пера.

6. Выполнить интегральную оценку применения «смерчевого» и «вихревого» способов охлаждения на параметры надежности (долговечности) рабочих лопаток.

7. Выполнить экспериментальную проверку на натуральных образцах «вихревых» и «смерчевых» лопаток (в модельных и натуральных условиях) результатов прогнозов их теплового состояния, а также характеристик статической и динамической прочности.

В разделе 2 приведено описание методики экспериментального исследования характеристик модельных каналов с вихревым и смерчевым методами интенсификации теплоотдачи, состава экспериментального оборудования и аппаратуры, способов обработки, обобщения результатов опытного исследования, оценки погрешностей полученных результатов.

Исследование теплообмена в модельных каналах выполнялось способом их калориметрирования в жидкометаллическом термостате. Способ основан на измерении средних тепловых потоков по массе и локальных тепловых потоков по толщине цинковой корки, намороженной на наружной горячей поверхности F_T объекта исследования при продувке его воздухом в расплаве кристаллизующегося чистого цинка. Базовые оболочки ОВТ были изготовлены фрезерованием из стали. Смежные оболочки для «вихревых» матриц сваривались точечной сваркой по местам контакта скрещивающихся ребер.

В исследованных ОВТ варьировались: угол 2β от 0 до 2.44 рад, гидравлический диаметр единичных каналов d от $1.5 \cdot 10^{-3}$ м до $5 \cdot 10^{-3}$ м, их относительная глубина χ от 1 до 0.5 и длина \bar{l} от 12.3 до 67, относительная протяженность тракта \bar{L} от 0.95 до 5.2, число поворотов потока у боковых поверхностей m от 0 до 7, относительный шаг каналов \bar{t} от 1.05 до 2, форма поперечных сечений единичных каналов и ребер, R от $1.5 \cdot 10^{-3}$ м до $6 \cdot 10^{-3}$ м, \bar{D} от 1 до 6.8, $\bar{F}_{\text{кд}}$ от 0.5 до 3.18, \bar{F}_c от 1 до 30.

В эксперименте определялись коэффициенты теплоотдачи: осредненные по теплопередающей поверхности базовой оболочки F , осредненные по ширине S фронтальных сечений тракта, местные (x) в пределах шага t поперечного сечения единичных каналов. По измеренным коэффициентам теплоотдачи и массовым секундным расходам воздуха определялись критерии Нуссельта и Рейнольдса: построенные по гидравлическому диаметру d и плотности тока $(\rho W)_d = G \cdot F_k^{-1}$ теплоносителя через суммарную площадь сечений F_k

$Nu_d^F = \alpha^F \cdot d / \lambda^F$, $Nu_d^S = \alpha^S \cdot d / \lambda^S$, $Re_d^F = (\rho W)_d \cdot d / \mu^F$, $Re_d^S = (\rho W)_d \cdot d / \mu^S$; построенные по x – текущему расстоянию контрольного сечения единичного канала от боковой поверхности (взятому вдоль его оси) и $(\rho W)_d = G \cdot (z \cdot f)^{-1}$ плотности тока теплоносителя через площадь поперечного сечения канала $Nu_x = \alpha^x \cdot x / \lambda^x$; $Re_x = Re_d^x \cdot x / d$.

В экспериментах по теплообмену на радиусных боковых поверхностях ОВТ (БП) определялись коэффициенты теплоотдачи на расстоянии $y \geq S \cdot \text{tg}^{-1} \beta$ от входного торца тракта ОВТ между двумя образующими цилиндрической боковой поверхности, отстоящими от плоскости сопряжения противоположных оболочек тракта (лобовой образующей) на центральные углы $\varphi_2 = \pm 0.33 \cdot \pi$: местные вдоль линии, равноудаленной от линий пересечений двух соседних ребер с БП - α_i ; осредненные по длине S_T этой линии - α_{ST} ; осредненные по площади $f_T = 0,67 \pi R b / \sin \beta$ участка внутренней поверхности БП - α_r . По измеренным коэффициентам теплоотдачи и расходам, по гидравлическому диаметру единичного канала d и плотности тока теплоносителя $(\rho W)_d = G / F_k$ теплоносителя рассчитывались критерии Нуссельта и Рейнольдса: $Nu_T = \alpha_T \cdot d / \lambda$, $Nu_{ST} = \alpha_{ST} \cdot d / \lambda$, $Nu_i = \alpha_i \cdot d / \lambda$, $Re_d = (\rho W)_d \cdot d / \mu$.

Для измерения в каналах ОВТ местных гидравлических потерь, сопротивления трения, эпюр скоростей и давлений в поперечных сечениях единичных каналов были изготовлены из органического стекла специальные модели – увеличенные в масштабе 13:1 аналоги некоторых моделей для исследования теплообмена. Воздушный поток в трактах ОВТ зондировался пневмометрическим двухканальным зондом, позволившим выполнять измерение полного и статического давления. В экспериментах определялись коэффициенты: суммарного гидравлического сопротивления «вихревого» тракта между его входными и выходными фронтальными сечениями ξ_Σ ; гидравлического трения в единичных каналах λ ; местных потерь у боковых поверхностей - $\xi_{\text{пов}}$. Коэффициенты местных гидравлических сопротивлений

у боковых поверхностей ОВТ $\xi_{\text{пов}}$ находились по результатам измерений полных давлений воздуха в единичных каналах, подводящих поток к боковой поверхности и отводящих поток от нее на противоположной оболочке

$$\xi_{\text{пов}} = \frac{P_{\text{подв}}^* - P_{\text{отв}}^*}{0.5 \cdot \rho W_x^2} = \frac{h^{-2} \cdot \left[\int_0^h (P^*)_{\text{подв}} dh - \int_0^h (P^*)_{\text{отв}} dh \right] \cdot \int_0^h (P)_{\text{под}} dh}{0.5 \cdot R \cdot T \cdot G^2 \cdot F_k^{-2}}$$

Для исследования интенсивности теплообмена (α , St) на поверхностях, формованных регулярными рельефами из сферических лунок, были изготовлены и испытаны 35 моделей. Модели представляли собой плоские щелевые каналы одинаковой ширины $S=5 \cdot 10^{-2}$ м, протяженности $L_{\Sigma}=0,12$ м, но различные по высоте h щели (от $0,5 \cdot 10^{-3}$ м до $3 \cdot 10^{-3}$ м). Для формирования рельефов использовались лунки с различными величинами радиуса сферы R (от $0,8 \cdot 10^{-3}$ м до $11,5 \cdot 10^{-3}$ м), диаметра отпечатка D (от $1,4 \cdot 10^{-3}$ м до $6 \cdot 10^{-3}$ м), глубины Δ (от $0,3 \cdot 10^{-3}$ м до $1,5 \cdot 10^{-3}$ м) и продольного шага t их размещения (от $2,2 \cdot 10^{-3}$ м до $9,6 \cdot 10^{-3}$ м), которые практически не отличались от тех, что использовались в моделях для исследования теплообмена. Совокупность изготовленных пластин обеспечила выполнение исследований трения во всем диапазоне величин определяющих факторов: плотность размещения лунок f до 0,67; относительная глубина лунок Δ от 0,07 до 1,0; относительная высота канала $\bar{h}=h/d$ от 0,33 до 2,1.

В выполненных экспериментальных исследованиях искомый коэффициент гидравлического трения λ и эффект интенсификации трения непосредственно на поверхности с регулярными рельефами из сферических углублений ψ_{λ} определялся по результатам выполненных измерений коэффициента суммарного гидравлического сопротивления λ_{Σ} как $\lambda = \lambda_0 + (\lambda_{\Sigma} - \lambda_0) / \Pi$, $\psi_{\lambda} = 1 - (1 - \lambda_{\Sigma} / \lambda_0)$. Допустимость предположения о независимом влиянии λ и λ_0 на λ_{Σ} , с достаточной для инженерной практики точностью была подтверждена сравнительными испытаниями пар моделей с односторонним и двусторонним расположением лунок.

Отладка стенда, технологии испытаний, методики измерений были завершены квалификационными опытами с гладкими короткими каналами. Удовлетворительное совпадение результатов квалификационных опытов с известными из литературы данными подтвердило: правильность оценки погрешностей определения α , G , Re , Nu и пригодность стенда для выполнения программы исследования.

В разделе 3 отражены результаты опытного исследования теплогидравлических характеристик моделей с вихревыми трактами, проведено обобщение полученных опытных данных по коэффициентам теплоотдачи и гидравлического сопротивления эмпирическими критериальными соотношениями, раскрыты механизмы данного способа интенсификации теплоотдачи в каналах. Визуализацией потока установлено, что в ограниченных по бокам «вихревых» трактах реализуется «канальная» модель течения хладагента: поток движется по единичным каналам с перетеканием из каналов одной базовой оболочки в каналы противоположной вблизи боковых границ ОВТ. Обнаружено два участка ОВТ, отличающихся законами теплообмена в каналах: «начальный» – из каналов, начинающихся от входного фронтального сечения ОВТ и заканчивающихся у их первого поворота на боковой границе тракта или в выходном торце ОВТ, если $L/S < \text{ctg}\beta$; «основной» – из каналов, начинающихся от боковых границ ОВТ.

В каналах «начального» участка ОВТ локальный и осредненный по длине до контрольного сечения x/d теплообмен не отличается от аналогичного в прямых ($\beta=0$) гладких каналах той же относительной протяженности x/d и конфигурации (χ , γ и др.) и подчиняется известным закономерностям $Nu_x=0,0289Re_x^{0,8}Pr^{0,4}\bar{T}_w^{-0,55}$; для осредненного теплообмена $Nu_{x(l)}=0,0361Re_x^{0,8}Pr^{0,4}\bar{T}_w^{-0,55}$. В каналах «основного» участка ОВТ локальный и осредненный по длине от боковой границы ОВТ до контрольного сечения x/d теплообмен превышает аналогичный в прямых гладких каналах той же относительной протяженности и конфигурации, подчиняется закономерностям $Nu_x=nARe_x^nPr^{0,4}\bar{T}_w^{-0,55}$, где $n=0,8$ ($0,207\cdot a+1$), $a=(1,274\beta-1)^2-1$, $A=0,0361[1+12,77(\sin 2\beta)^2]$ и характеризуется следующими особенностями:

1. Локальный Nu_x и осредненный $\bar{Nu}_{x(l)}$ по длине каналов теплообмен в определяющей степени зависит от угла β пересечения с боковой границей ОВТ и достигает максимального уровня при $\beta=0,785$ рад.

2. Осредненный теплообмен Nu_l по всей длине l единичного канала между боковыми границами ОВТ уменьшается при увеличении их относительной протяженности $\bar{l}=l/d$. Например, при увеличении \bar{l} вдвое величина теплоотдачи сокращается в 1.15...1.25 раза в зависимости от угла β .

3. Локальный теплообмен Nu_x в единичных каналах максимален сразу за поворотом у боковой границы ОВТ и уменьшается по мере удаления от этой боковой границы вниз по потоку, приближаясь по уровню к теплообмену в обычных гладких каналах на расстоянии $x=x/d\geq 30$ от БГ ОВТ.

4. Относительная глубина каналов χ , их шаг \bar{t} и форма поперечных сечений, тип оформления поверхности боковых границ ОВТ (плоская, вогнутая, со смещением противоположных ребер $\Delta t^*\neq 0$) не влияют на локальный и осредненный теплообмен в диапазоне, применяемом в лопатках турбин.

5. Применение «вихревого» способа интенсификации теплообмена, реализуемого в трактах из компланарно скрещивающихся каналов, позволяет при одинаковых расходах хладагента значительно увеличить теплосъем с базовых оболочек по сравнению с трактами из параллельных ($\beta=0$) каналов. Например, тракты ОВТ с $\beta=0,785$ рад, $S/d=3...7$ позволяют увеличить суммарный теплосъем в 2.1...3.0 раза в зависимости от величины $L/S=3...10$.

Интенсификация локального и осредненного теплообмена (Ψ_{st} , $\bar{\Psi}_{st}$) в каналах основного участка ОВТ с полным учетом всех определяющих режимных и геометрических параметров потока и ОВТ определяется: для локального теплообмена $\psi_{st}=(1+a\cdot 0,207)\cdot [1+12,77(\sin 2\beta)^2]Re_x^{a\cdot 0,163}$, где $a=(1,274\beta-1)^2-1$; для осредненного теплообмена (на длине x канала) $\bar{\psi}_{st}=[1+12,77(\sin 2\beta)^2]Re_x^{a\cdot 0,163}$.

Выполнено исследование закономерностей локального и осредненного теплообмена на вогнутой поверхности радиусных оболочек боковых границ (БГ) «вихревых» трактов, которое показало, что осреднённая на участке вогнутой поверхности БГ между двумя её образующими, отстоящими от центральной в плоскости сопряжения противоположных оболочек ОВТ на угол $\varphi_2 = \pm \pi/3$ рад, в условиях $Re_d=2\cdot 10^4$ теплоотдача превышает теплообмен в прямых гладких каналах в 3.1 раза и в змеевиках при турбулентном режиме в 1.43 раза и в условиях $Re_d=7\cdot 10^4$ в 2.4 и в 1.15 раза соответственно. При этом теплообмен на вогнутой поверхности радиусной оболочки боковой границы ОВТ при заданном режиме течения Re_d в

определяющей степени зависит от: - относительной кривизны $\bar{D}^{-0,21}$ радиусной оболочки, обуславливающей возникновение массовых центробежных сил в потоке, в условиях $Re_d = idem$; - симплекса $\bar{F}_c = 2S \cos \beta / t$, характеризующего интенсивность массообменных процессов потока в единичном канале с потоками в противоположных компланарно пересекающихся каналах и определяющего долю от исходного расхода хладагента через единичный канал, поступающего в радиусный разворот у боковой границы ОВТ к крайней межрёберной ячейке $f_a = 0.5b^2 / \sin 2\beta$ в плоскости сопряжения противоположных оболочек, экспериментальные данные о влиянии которого на теплообмен в диапазоне \bar{F}_c от 1 до 30 аппроксимируются зависимостью $\Psi_1 = Nu_{\bar{F}_c} / Nu_{\bar{F}_c=1} = \bar{F}_c^{-0,11}$; - симплекса $\bar{F}_{кд} = f_a / f$, характеризующего конфузорность-диффузорность потока на вогнутой поверхности поворота от входа до выхода из него и определяющего закон изменения массовой скорости G/f_1 на вогнутой поверхности в направлении её векторной кривизны \bar{D} , экспериментальные данные о влиянии которого на теплообмен в диапазоне $\bar{F}_{кд}$ от 0.38 до 3.18 аппроксимируются эмпирической зависимостью $\Psi_2 = Nu_{\bar{F}_{кд}} / Nu_{\bar{F}_{кд}=1} = \bar{F}_{кд}^{-0,4}$. Результаты исследования осреднённого вдоль векторной кривизны \bar{D} теплообмена Nu_{ST} на вогнутой поверхности радиусного поворота у боковой границы всех испытанных моделей трактов ОВТ обобщаются зависимостью $Nu_{ST} = 0.165 Re_d^{0,715} Pr^{0,4} T_w^{-0,55} \Psi_1 \Psi_2 \bar{D}^{-0,21}$.

Закон изменения $\bar{\alpha}_i = \alpha_i / \alpha_{ST}$ локального теплообмена вдоль линии S_T векторной кривизны вогнутой поверхности радиусной оболочки БГ ОВТ консервативен к изменению режимных Re_d и геометрических $\bar{F}_{кд}$, \bar{F}_c , \bar{D} и β параметров. Теплообмен $\bar{\alpha}_i$ нарастает в направлении движения хладагента в повороте у БГ, достигая максимума на образующей оболочки в плоскости сопряжения противоположных базовых оболочек ОВТ (при $\varphi_2 \approx 1.5$ рад).

Установлено, что в каналах «начального» участка «вихревого» тракта коэффициенты гидравлического трения λ не зависят от угла компланарного пересечения ребер, при $Re_d = idem$ определяются только относительной протяжённостью x каналов, не отличаются от аналогичных в прямых гладких не пересекающихся компланарно ($\beta = 0$) каналах и подчиняются закону $\lambda_n = 0.43 \cdot Re_x^{-0,2}$.

В каналах «основного» участка коэффициенты λ зависят от режима течения хладагента Re_d и относительной протяжённости x каналов, и подчиняются закону $\lambda_{0y} = 0,43 \cdot c \cdot Re^{n-1} \cdot (x/d)^{n-1}$, где: $c = 1 + 28(\sin 2\beta)^3$, $n = 0.8 + a \cdot 0.163$. Интенсификация трения $\psi = \lambda_{\beta} / \lambda_{\beta=0}$ в каналах «основного» участка ОВТ может определяться соотношением $\psi_{\lambda} = c \cdot Re_x^{a \cdot 0.163}$ и при $Re_x = idem$ зависит только от угла 2β , достигая максимума при $2\beta = 1.57$. Уравнения для ψ_{λ} и ψ_{St} позволяют получить выражение для оценки показателя $\psi = \psi_{\lambda} / \psi_{St}$ энергетической эффективности осреднённого теплообмена по длине каналов «основного» участка ОВТ в виде $\psi = [1 + 28(\sin 2\beta)^3] / [1 + 12,8(\sin 2\beta)^2]$, из которого следует, что энергетическая эффективность «вихревой» интенсификации теплообмена зависит только от угла β компланарного пересечения противоположных каналов в «вихревом» тракте и достигает максимальной ущербности ($\psi = \text{макс}$) при угле $2\beta = 1.57$ рад.

В разделе 4 отражены результаты опытного исследования теплогидравлических характеристик модельных каналов с УРСУ, проведено обобщение полученных опытных данных по коэффициентам теплоотдачи и гидравлического сопротивления эмпирическими критерияльными соотношениями,

выполнены оценки энергетической эффективности теплоотдачи, в том числе, с аналогичными оценками других способов. Набор изготовленных объектов исследования обуславливал возможность экспериментального изучения независимого влияния на теплообмен каждого из определяющих геометрических показателей рельефов и лунок. Измеренные в моделях с коридорным размещением лунок в УРСУ величины коэффициентов теплоотдачи удовлетворительно и без значительных отклонений согласуются с установленными для рельефов с шахматным размещением лунок законами. Интенсификация теплообмена ψ_{St} на поверхности с УРСУ в диапазоне чисел $Re_d = 10^4 \dots 2 \cdot 10^5$ в щелевом канале с воздухом возрастает: с увеличением относительной глубины $\bar{\Delta}$, например, с 1,5 раза при $\bar{\Delta}=0,13$ до 2,3 раз при $\bar{\Delta}=0,28$ ($f=0,35$, $\bar{h}=0,33$); с уменьшением относительной высоты \bar{h} , например, с $\psi_{St}=1,63$ при $\bar{h}=1$ до $\psi_{St}=2,7$ при $\bar{h}=0,17$ ($\bar{\Delta}=0,13$, $f=0,67$); с увеличением плотности размещения f , например, с $\psi_{St}=1,5$ при $f=0,13$, до $\psi_{St}=2,2$ при $f=0,35$ и $\psi_{St}=2,75$ при $f=0,67$ ($\bar{\Delta}=0,13$, $\bar{h}=0,7$). В результате проведенных исследований установлено, что рельефы из сферических углублений, размещенные на одной из трактовых поверхностей щелевого канала, способны значительно (в 2 раза) интенсифицировать теплообмен и на противоположной гладкой поверхности тракта. Уровень интенсификации на гладкой поверхности тракта зависит, прежде всего, от ее относительной удаленности \bar{h} от противоположной поверхности тракта с УРСУ и от плотности размещения f . Установленные эмпирические законы индивидуального влияния каждого из определяющих геометрических показателей рельефов УРСУ позволили обобщить результаты измерений теплообмена на поверхностях всех исследованных рельефов из сферических углублений единой зависимостью величины избыточного теплообмена от комплекса геометрических показателей самого рельефа из щелевого тракта $\psi_{St}=1+4,4 \cdot (\bar{\Delta} \cdot f)^{0,8} / \bar{h}^{0,6}$. Это обобщение в совокупности с известными данными для теплообмена в гладкостенных плоских, коаксиальных или круглых каналах позволили сформулировать закон теплообмена на поверхности регулярных рельефов из сферических углублений в щелевых трактах в виде

$$Nu_x = 0,0289 [1 + 4,4 \cdot (\bar{\Delta} \cdot f)^{0,8} / \bar{h}^{0,6}] Re_x^{0,8} Pr^{0,4} \bar{T}_w^{-0,55},$$

$$Nu_d = 0,022 [1 + 4,4 \cdot (\bar{\Delta} \cdot f)^{0,8} / \bar{h}^{0,6}] Re_d^{0,8} Pr^{0,4} \bar{T}_w^{-0,55}, \text{ для } x/d \geq 10.$$

Данные измерений $\lambda = \Phi(Re_d)$ в моделях с УРСУ показывают:

1. Характер зависимости коэффициента λ на трактовой поверхности рельефов из сферических углублений от величины числа Re практически не отличается от полученной в опытах аналогичной зависимости для гладких трактовых поверхностей и также состоит из двух характерных участков – степенного (типа $\lambda = C \cdot Re^n$ с $n \neq 0$) в области $Re_d \leq Re_{кр}$ и автомодельного (типа $\lambda = \lambda_{кр} = const$) в области $Re_d \geq Re_{кр}$.
2. Критическая величина числа $Re_d = Re_{кр}$, превышение которой изменяет характер зависимости $\lambda = \Phi(Re_d)$ от степенного к автомодельному с "квадратичным" законом трения, определяется только сочетанием величин геометрических показателей f , $\bar{\Delta}$ и \bar{h} рельефа, но всегда меньше величины $Re_d = 10^5$, критической, в зависимости $\lambda_0 = \Phi(Re_d)$ для гидравлически гладкой поверхности (рис 3).
3. В области переходных режимов течения при $Re_d \leq Re_{кр}$, коэффициент λ на поверхности всех исследованных регулярных рельефов всегда пропорционален числу Re_d в той же степени $n = -0,25$, что и для гладких поверхностей в законе Блазиуса. Исключение составляет рельеф с большой относительной глубиной лунок $\bar{\Delta} = 1,0$ при

$f=0,35$. Измеренный в них коэффициент λ оказался практически независим от Re во всем исследованном диапазоне чисел $Re_d=2 \cdot 10^4 \dots 1,2 \cdot 10^5$.

4. В диапазоне $Re_d=10^4 \dots 2 \cdot 10^5$ величины коэффициента λ на трактовых поверхностях с рельефами УРСУ всегда превышают аналогичные коэффициенты трения в гладкостенных трактах. Степень этого превышения ψ_λ в условиях Re_d -idem зависит только от сочетания величин геометрических показателей рельефа f , $\bar{\Delta}$, \bar{h} и др.

Исследование трения, выполненное для каналов с относительной высотой щелевого тракта $\bar{h} \geq 0,33$, показало, что коэффициент гидравлического трения на поверхности регулярного рельефа из сферических углублений в этом диапазоне величин \bar{h} не изменяет своих значений в случае размещения такого же рельефа на противоположной стенке щелевого тракта.

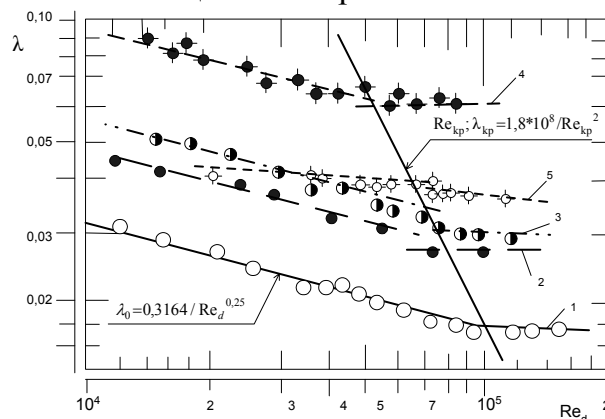


Рис. 3 Результаты измерения λ на поверхности с УРСУ с плотностью размещения $f=0,35$ сферических лунок: 1 - квалификационные гладкостенные каналы; 2 - $\bar{\Delta} = 0,07$, $D = 6 \cdot 10^{-3}$ м, $R = 11,5 \cdot 10^{-3}$ м и $\bar{h} = 0,5$; 3 - $\bar{\Delta} = 0,13$, $D = R = 3 \cdot 10^{-3}$ м и $\bar{h} = 0,66$; 4 - $\bar{\Delta} = 0,5$, $D = R = 3 \cdot 10^{-3}$ м и $\bar{h} = 0,66$; 5 - $\bar{\Delta} = 1$, $D = R = 3 \cdot 10^{-3}$ м и $\bar{h} = 0,66$.

УРСУ с показателями их геометрии $f \leq 0,7$; $\bar{\Delta} \leq 0,3$ и $\bar{h} \leq 2$ наиболее актуальны для практики охлаждения деталей газовых турбин. Установленные законы индивидуального влияния на трение каждого из определяющих показателей геометрии рельефа позволяют обобщить результаты измерений коэффициентов гидравлического трения на поверхности всех УРСУ зависимостью $\psi_\lambda = 1 + 26(\bar{\Delta} \cdot f)^{1,1}$.

Это обобщение позволяет представить законы трения и для регулярных рельефов из сферических лунок глубиной не более $\bar{\Delta} \leq 0,3$ в виде: для $Re_d \leq Re_{кр}$ $\lambda = 0,3164 [1 + 26(\bar{\Delta} \cdot f)^{1,1}] Re_d^{-0,25}$, для $Re_d \geq Re_{кр}$ $\lambda = 0,018 [1 + 26(\bar{\Delta} \cdot f)^{1,1}]$.

Обобщение конкретизирует также выражение для определения критической величины числа Re в трактах с лунками глубиной $\bar{\Delta} \leq 0,3$: $Re_{кр} = 10^5 \cdot [1 + 26(\bar{\Delta} \cdot f)^{1,1}]^{0,571}$.

Установленные законы позволяют получить соотношения для показателя энергетической эффективности $\bar{\psi} = \psi_\lambda / \psi_{St}$ способа интенсификации теплообмена при помощи регулярных рельефов из сферических углублений в виде: для $5 \cdot 10^3 \leq Re_d \leq Re_{кр}$ $\bar{\psi} = [1 + 26(\bar{\Delta} \cdot f)^{1,1}] \cdot [1 + 4 \cdot (\bar{\Delta} \cdot f)^{0,8} / \bar{h}^{0,6}]^{-1}$, для $Re_{кр} \leq Re_d \leq 2 \cdot 10^5$ $\bar{\psi}_{кр} = \bar{\psi} \psi_\lambda^{0,143}$.

Показатели ψ и $\psi_{кр}$ характеризуют энергетическую ущербность способа интенсификации, т.к. отражают соотношение между величиной интенсификации теплообмена и величиной сопутствующего роста гидравлического трения в канале. Способ интенсификации теплообмена тем эффективнее, чем меньше величина $\bar{\psi}$.

Роль каждого из этих геометрических показателей можно оценить, если рассмотреть соотношение избыточных величин интенсификации трения и

теплообмена в условиях $Re_d \leq Re_{кр}$: $(\psi_\lambda - 1)/(\psi_{st} - 1) = 5,91 \cdot f^{0,3} \bar{\Delta}^{0,3} \bar{h}^{0,6}$. В этом случае для выбранной плотности размещения лунок в рельефе энергетическую ущербность интенсификации теплообмена при помощи УРСУ можно сократить, уменьшая относительную глубину лунок и относительную высоту тракта над рельефом, например, увеличивая диаметр отпечатка сферических углублений на поверхности теплообмена. Регулярные рельефы из сферических углублений способны значительно интенсифицировать теплообмен без сопутствующего опережающего роста гидравлического трения (т.е. $\bar{\psi} \leq 1$), если при выборе величин показателей f , $\bar{\Delta}$, \bar{h} при формировании УРСУ выдержать условие $(\bar{\Delta} \cdot f)^{0,5} \bar{h} \leq 0,0518$

В настоящей работе исследуемый метод интенсификации теплообмена сравнивается по показателям ψ_λ и ψ_{st} со следующими известными и широко применяемыми в практике охлаждения газовых турбин методами: - при помощи системы кольцевых ребер высотой Δ , размещенных в цилиндрическом канале поперек потока с регулярным продольным шагом $\bar{t} = t/\Delta$ и с загромождением канала $f = 4\Delta/d_r$; - при помощи системы ребер высотой Δ , размещенных в прямоугольном канале ($h \cdot s$) поперек или под углом α к потоку на одной (s), двух противоположных ($2s$) или всех ($2s + 2h$) его поверхностях с регулярным продольным шагом $\bar{t} = t/\Delta$ и с загромождением канала $f = 4 \bar{\Pi} \Delta/d_r$ (здесь $\bar{\Pi}$ - относительная доля периметра поперечного сечения прямоугольного канала, на которой размещены интенсификаторы теплообмена); - при помощи системы компланарно пересекающихся под углом 2β каналов ("вихревой" способ интенсификации).

Сравнение упомянутых методов позволяет сделать следующий принципиальный вывод: во всем рациональном для практики диапазоне величин геометрических показателей УРСУ ($f \leq 0,75$, $\bar{\Delta} \leq 0,3$, $(\bar{\Delta} \cdot f) \leq 0,23$) "смерчевой" способ по уровню величины ψ_{st} эффектов интенсификации теплообмена не уступает, а по уровню энергетической эффективности $\bar{\psi}$ превосходит известные и широко применяемые в охлаждаемых лопатках способы интенсификации теплообмена (рис. 4).

В 5-ом разделе описывается оборудование и методики расчетно-экспериментального исследования охлаждаемых лопаток газовых турбин, и приводятся результаты таких исследований для охлаждаемых лопаток с рассмотренными (смерчевым и вихревым) способами интенсификации теплоотдачи в каналах трактов охлаждения. Выработаны критерии для оценки эффективности различных методов интенсификации теплообмена в каналах охлаждения лопаток газовых турбин и проведено сравнение по указанным критериям основных способов интенсификации теплоотдачи. Учитывая, что настоящая работа выполняется в интересах разработчиков охлаждаемых лопаток, оценка эффективности применения в каналах охлаждения лопаточных аппаратов тех или иных способов интенсификации теплоотдачи помимо проведенных выше оценок гидродинамической (энергетической) эффективности, характеризуемой зависимостью $\Psi_{st} = f(\Psi_\lambda)$, должна быть дополнена еще следующими оценками: - по относительной глубине охлаждения лопатки газовой турбины $\theta = (T_r^* - T_w)/(T_r^* - T_f^*)$ при интенсификации ее конвективного охлаждения тем или иным способом в виде зависимости $\theta = f(\bar{g})$; - по эффекту $\bar{\tau}$ увеличения долговечности рабочей лопатки турбины относительно ее уровня τ_0 в исходном гладкоканальном варианте в заданных условиях действующих ограничений по массе лопатки, растягивающим напряжениям σ от действия центробежных сил, уровню

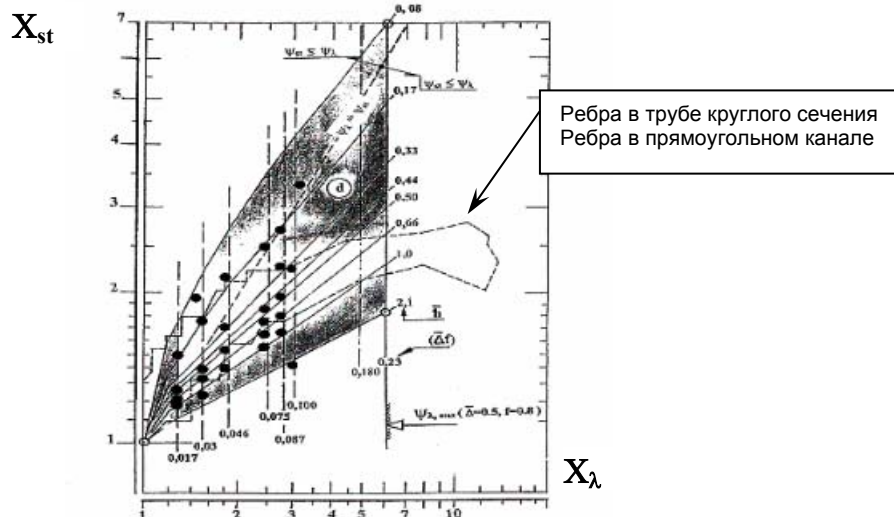


Рис. 4 Эффективность интенсификации теплообмена на поверхности в условиях $Re_{кр} \geq Red \geq 10^4$ при помощи УРСУ с показателями геометрии в диапазоне $(\Delta f) \leq 0.023$; $\Delta \leq 0.3$; $0.08 \leq \bar{h} \leq 2.1$ по данным прямых измерений (темные точки) и в соответствии с установленными эмпирическими законами для теплообмена и трения (система линий $\Delta f = \text{const}$ и $\bar{h} = \text{const}$). Очерченная пунктиром область – то же для интенсификации теплообмена в трубах и прямоугольных каналах при помощи поперечного оребрения $\Delta/d_f \leq 0.05$; $t = 8 \dots 12$, $t/d_f = 0.25 \dots 1.0$

величины давления P и располагаемого перепада $\pi = P_f^*/P_r$ давления охлаждающего воздуха в системе конвективного охлаждения лопатки. Интенсификация теплообмена в каналах лопаток газовых турбин осуществляется с целью увеличения относительной глубины θ их конвективного охлаждения без увеличения относительного расхода воздуха $\bar{g} = G_f/G_r$. Относительная глубина охлаждения θ может быть представлена в первом приближении выражением $\theta = (T_r^* - T_w) / (T_r^* - T_f^*) = [1 + \alpha_r \cdot F_r / (\alpha_f F_f \eta)]^{-1}$.

Относительные функции теплообмена Ψ_{st} и гидравлического трения Ψ_λ являются показателями собственно лишь самого процесса гидродинамической интенсификации теплообмена. Применительно к каналам конвективного охлаждения лопаток газовых турбин они в совокупности с сопутствующими изменениями площади теплопередающей поверхности F и местных гидравлических сопротивлений ξ_m определяют только эффект ΔT_w уменьшения исходной температуры оболочек лопатки, реализуемый за счет интенсификации теплообмена Ψ_{st} в условиях располагаемого перепада ΔP_f^* и уровня P_f^* давления (или предельно допустимого расхода \bar{g}) охлаждающего воздуха, назначенных для организации ресурсного охлаждения лопатки, как $\Delta T_w = \theta_0 (\theta - 1) (T_{rw}^* - T_f^*)$, в котором эффект $\theta = \theta / \theta_0$ увеличения относительной глубины конвективного охлаждения лопатки от величины θ_0 в исходном гладкоканальном варианте лопатки без интенсификации теплообмена ($\Psi_{st} = 1$) до величины θ в той же лопатке, но с интенсификацией ($\Psi_{st} > 1$) определяется как $\theta = \theta / \theta_0 = K_\theta [1 - \theta_0 (1 + K_\theta)]^{-1}$ и зависит только от величины интегрального показателя интенсификации охлаждения лопатки $K_\theta = \Psi_{st} \cdot \bar{\eta} \cdot \bar{F}_f (\Delta P_f^* \cdot P_f^* / \xi_\Sigma)$, где площади охлаждаемой поверхности и поперечного сечения каналов охлаждения отнесены к аналогичным величинам в базовом варианте.

Применительно к рабочим лопаткам, оболочки которых испытывают значительные напряжения σ растяжения от действия центробежных сил, показатели

Ψ_{st} , Ψ_λ , K_θ и $\bar{\theta}$ не в состоянии в полной мере оценить эффективность применения конкретного способа интенсификации теплообмена для достижения назначенного ресурса или сокращения затрат \bar{g} охлаждающего воздуха. Они не учитывают изменения несущей способности сечений лопатки, вызванные размещением на ее внутренней поверхности интенсификаторов (турбулизаторов) теплообмена. Размещение интенсификаторов теплообмена на оболочках в условиях строгого ограничения массы лопатки в целом (M) и над контрольными ее сечениями (M_i) заставляет уменьшать площади поперечных сечений оболочек от их исходной величины S_0 в гладкоканальном (без интенсификаторов) варианте лопатки до величины S , что, в зависимости от массы M_T и несущей способности φ_T фронтальной центробежной силе сечений S_T самих турбулизаторов, увеличивает уровень растягивающих напряжений σ в поперечных сечениях лопатки сверх исходного уровня σ_0 до величины $\sigma = \sigma / \sigma_0 = [(S/S_0) + (\varphi_T \cdot S_T / S_0)]^{-1}$. Это обстоятельство сокращает эффект увеличения долговечности τ лопатки, обусловленный только снижением температуры ее оболочек за счет интенсификации теплообмена в каналах охлаждения (в условиях $\bar{\sigma} = 1$), а нарушение условия $(\Delta T_w / \Delta T_{w,0}) \geq [\lg \bar{\sigma} / \lg (A/\sigma_0)]$ ликвидирует этот эффект полностью, и применение данного способа интенсификации теплообмена становится даже ущербным.

Поэтому в качестве критерия для оценки целесообразности применения конкретного способа интенсификации теплообмена в лопатках турбины должен использоваться только интегральный показатель достижения конечного результата – эффект $\bar{\tau}$ изменения долговечности лопатки относительно ее уровня τ_0 в исходном гладкоканальном варианте без интенсификации, который учитывает все воздействия на лопатку и в рассмотренных условиях действующих ограничений σ , ΔP , P и M определяется как $\bar{\tau} = \tau / \tau_0 = \left\{ [(S/S_0) + \varphi_T (S_T/S_0)] (A/\sigma_0)^{\Delta T_w / T_{w,0}} \right\}^{1/n} T_{w,0}^n$, где A и n – показатели жаропрочности сплава в эмпирической корреляции параметров τ , σ и T ; $T_{w,0}$ – исходная температура оболочек лопатки; ΔT_w – эффект снижения температуры оболочек лопатки за счет интенсификации теплообмена; φ_T – «несущая» способность турбулизаторов, применяемых для интенсификации охлаждения оболочек лопатки. Для проведения опытного исследования в качестве базового варианта была выбрана лопатка канально-петлевого типа с интенсификацией теплообмена в продольных радиальных каналах поперечными полуребрами на спинной и корытной оболочках и цилиндрическими штырьками поперек потока в щелевом канале выходной кромки (рис. 5). Исследуемый вариант лопатки «вихревого» типа имеет каналы охлаждения, составленные из двух «вихревых» матриц: «продольной» в передней части профиля, которая в поперечном сечении лопатки заняла область на 25 % меньшую, чем оба двухходовых петлевых канала в базовом варианте лопатки; «поперечной» в щели выходной кромки, которая в поперечном сечении лопатки заняла ту же область, что и упорядоченная система цилиндрических штырьковых турбулизаторов. По расчетному эффекту интенсификации теплообмена передняя продольная и задняя поперечная вихревые матрицы отличались друг от друга. Передняя продольная матрица ограниченного по бокам «вихревого» тракта с параметрами $\beta = 0.523$ рад, $L/S = 3.5$ и $l/d = 5 \dots 7$ обусловила дополнительную в $\psi_{St} = 1.27$ раза интенсификацию теплообмена в каналах охлаждения лопатки. Задняя поперечная матрица с параметрами $L/S = 0.2$, $\beta = 1.046$ и $l/d = 7 \dots 10$ ликвидировала вовсе интенсификацию теплообмена в щелевом канале выходной кромки ($\psi_{St} = 1$) в сравнении с $\psi_{St,0} = 1.70$ у базового варианта лопатки.

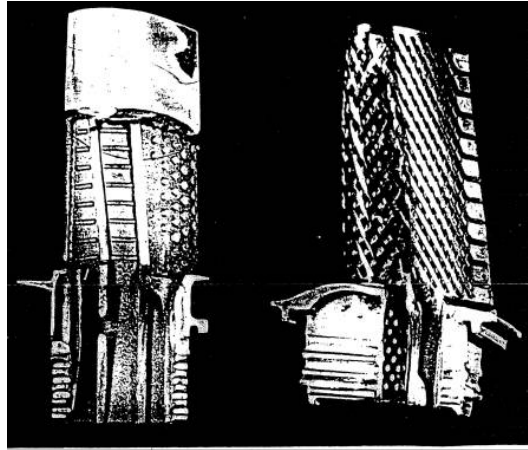


Рис. 5 Образцы рабочих охлаждаемых лопаток турбин: а – традиционного канально-петлевого типа с полуремнями в продольных каналах и цилиндрическими штырьками в канале выходной кромки; б – «вихревого» типа с интенсификацией теплообмена при помощи ограниченных вихревых трактов

Результаты расчетных оценок K_θ , $\bar{\theta}$ и θ показывают, что применение «вихревых» трактов в качестве каналов охлаждения лопаток газовых турбин:

1. Увеличивает в 1.48...1.56 раза величину K_θ интенсификации конвективного охлаждения лопатки вопреки значительному уменьшению скорости движения хладагента в каналах охлаждения передней части профиля лопатки (на 20%) и полной ликвидации интенсификации теплообмена оболочек задней части профиля.

2. Увеличивает относительную глубину конвективного охлаждения всех участков профиля лопатки в $\bar{\theta} \sim 1.25$ раза и прогнозирует возможность достижения $\theta = 0.57$ для передней и на уровне $\theta = 0.47$ для задней части профиля.

Модельные исследования выполнялись на пакетном статическом (без вращения ротора) стенде, который представлял собой сектор натурального рабочего колеса с магистралями подвода газа и охлаждающего воздуха. Сектор состоял из семи натуральных рабочих лопаток, центральная из которых являлась объектом исследования.

Температура оболочек лопатки измерялась при помощи: индикаторов максимальной температуры из предварительно облученных кристаллов алмаза или карбида кремния, максимальные размеры которых находились в диапазоне $(0.1 \dots 0.3) \cdot 10^{-3}$ м; кабельных термопар с цилиндрической оболочкой из хромоникелевого сплава диаметром $(0.4 \dots 0.6) \cdot 10^{-3}$ м и диаметром сая термопары не более $0.3 \cdot 10^{-3}$ м; фотопирометрами.

При обработке опытных данных по тепловому состоянию лопаток связь между осредненной в поперечном сечении температурой $T_{cp,w}$ металла лопатки, определяющей ее несущую способность и долговечность, и измеряемой по периметру профиля этого же сечения температурой T_w наружных слоев оболочек лопатки, определялась численно решением обратной задачи теплопроводности. Осуществлялось аэродинамическое и тепловое моделирование процесса: по режимам течения газа Re_Γ и охлаждающего воздуха Re_f ; по перепаду давления $\pi_{рк}^* = P_w^*/P_2$, приведенной скорости λ_{w1} и углу β_1 натекания на входе в лопаточный аппарат; по соотношению $\bar{T}_w = T_w^*/T_f^*$ заторможенных температур газа и охлаждающего воздуха на входе в каналы лопаток.

Натурные исследования выполнялись при стендовых испытаниях полноразмерного ТРДД и его газогенератора во всем диапазоне режимов эксплуатации с имитацией натуральных условий по P^* и T^* на входе в турбокомпрессор. В испытаниях газогенератора в диапазоне температуры газа $T_{г^*}$ до 1350К, величины температуры газа T_w в контрольных точках поверхности исследуемых лопаток определялись по измерениям температуры оболочек самих лопаток без подачи воздуха в каналы их охлаждения. Для этого в рабочее колесо турбины устанавливались одинаково препарированные лопатки с закрытыми на входе трактами охлаждения. Для объективной оценки влияния исследуемых параметров на температурное состояние оболочек лопатки в рабочее колесо турбины одновременно устанавливались лопатки различного исполнения по тракту их конвективного охлаждения. Испытано 23 экземпляра лопаток с различным размещением датчиков температуры по обводу профиля. Практическая реализация «вихревых» трактов в лопатке и выполненные при $\bar{g} = 2.8 \dots 3.0 \%$ измерения эффективности ее охлаждения показали, что для центральной части спинки лопатки удалось достичь $\theta = 0.5 \dots 0.56$ и для корыта лопатки $\theta = 0.51 \dots 0.58$; для оболочки выходной кромки спинки и корыта $\theta = 0.46 \dots 0.52$ (рис. 6). Фактически относительная глубина конвективного охлаждения оболочек выходной кромки возросла в $\bar{\theta} = 1.27 \dots 1.3$ раза или на $\Delta\theta = 0.11 \dots 0.15$. Этот факт, установленный в модельных испытаниях на пакетном стенде, подтвержден и в натуральных условиях сравнительными исследованиями обоих вариантов рабочих лопаток в одном рабочем колесе турбины ВД при стендовых испытаниях газогенератора ТРДД. Установлено, что температура оболочек выходной кромки в лопатке с «вихревым» трактом значительно меньше аналогичных в лопатке с системой штырьковых цилиндрических турбулизаторов, например, на 130К при температуре газа в относительном движении $T_{гw}^* = 1280$ К.

Для оценки эффекта применения «смерчевого» охлаждения лопаток газовых турбин проведено сравнение рабочих лопаток различных схем и способов конвективного охлаждения по величинам относительной глубины их охлаждения в среднем сечении. Исследование проводилось методом калориметрирования в жидкокристаллическом цинковом термостате прямым экспериментальным сравнением трех групп одной и той же рабочей лопатки канально-петлевой схемы второй ступени турбины, отлитых с различными керамическими стержнями, формирующими каналы ее конвективного охлаждения: первая группа – исходный гладкоканальный вариант (поз. «а» на рис. 7); вторая группа – с поперечным оребрением корытной и спинной поверхности прямоугольных каналов (поз. «b») со следующими геометрическими показателями ребер: высота $\Delta = 0.5 \cdot 10^{-3}$ м, продольный шаг $t = 6.25 \cdot 10^{-3}$ м, $t/\Delta = 12.5$ и $\Delta/d_r = 0.156$; третья группа – с размещением на корытной и спинной поверхностях прямоугольных каналов сферических лунок (поз. «с»).

По результатам опытов установлено, что (рис. 8):

1. В условиях одинакового располагаемого перепада давления $\overline{\Delta P} = \text{idem}$ пропускная способность каналов конвективного охлаждения $\overline{G} = G\sqrt{T}/P_0$ варианта лопатки с УРСУ на 5...12 % меньше, чем у исходного гладкоканального варианта «а», но на 10...15 % больше, чем у варианта лопатки «b» с поперечным оребрением каналов охлаждения.

2. В условиях одинаковой величины относительного расхода охлаждающего воздуха \bar{g} (например, $\bar{g} = 0.8 \%$), осредненная по периметру всех 5-ти контрольных

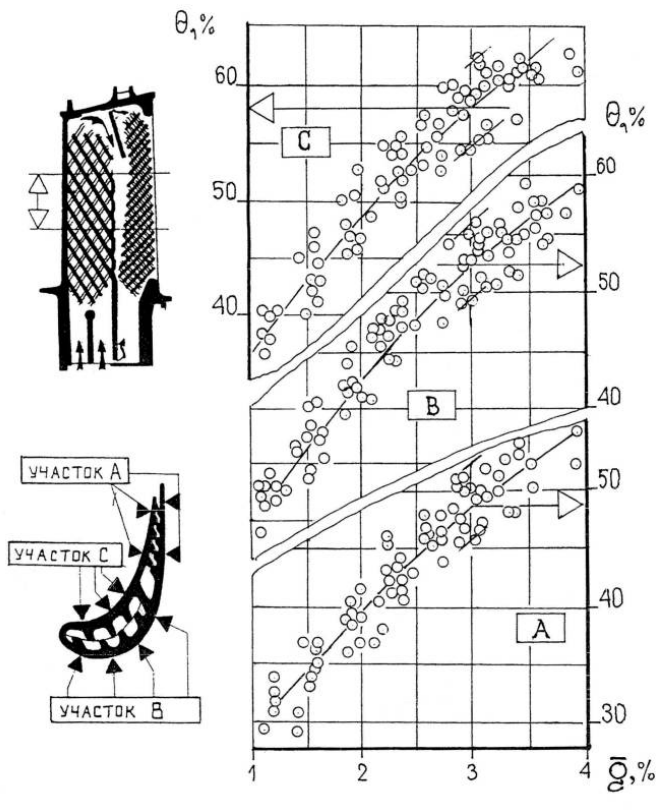


Рис. 6 Глубина конвективного охлаждения характерных участков профиля вихревой лопатки в среднем сечении в зависимости от расхода воздуха

поперечных сечений величина плотности теплового потока q в варианте «с» с рельефами из УРСУ превосходит аналогичную в исходном гладкоканальном варианте «а» в 1.5 раза и в варианте лопатки «б» с поперечным оребрением каналов охлаждения в 1.25 раза.

3. Долговечность лопатки с УРСУ в 3 раза выше долговечности гладкоканальной лопатки, в 3,4 раза выше долговечности лопатки с полурейбрами в условиях постоянного перепада давления $\pi = P_{вх}/P_{вых} = 1,4$ и в 2 раза при $g = 0,8\%$.

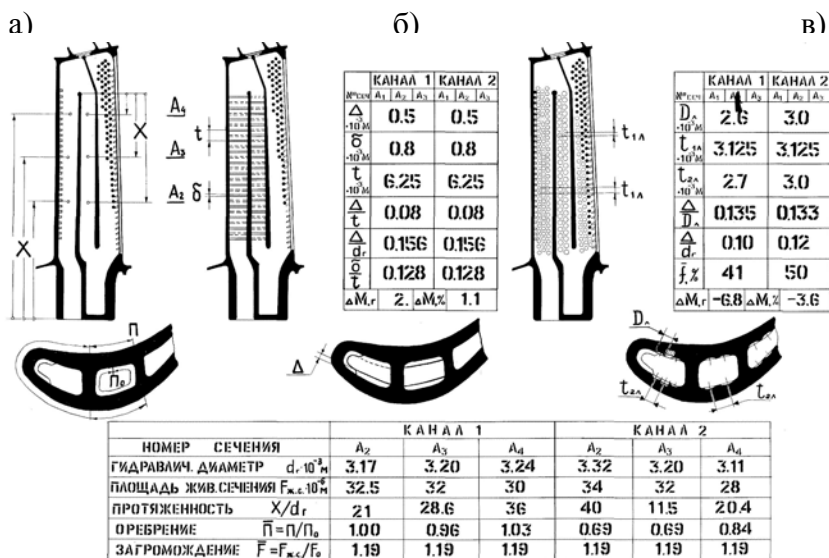


Рис. 7 Схемы охлаждения рабочей лопатки турбины: а) - гладкоканальная, б) - с поперечными полурейбрами, в) - со сферическими лунками.

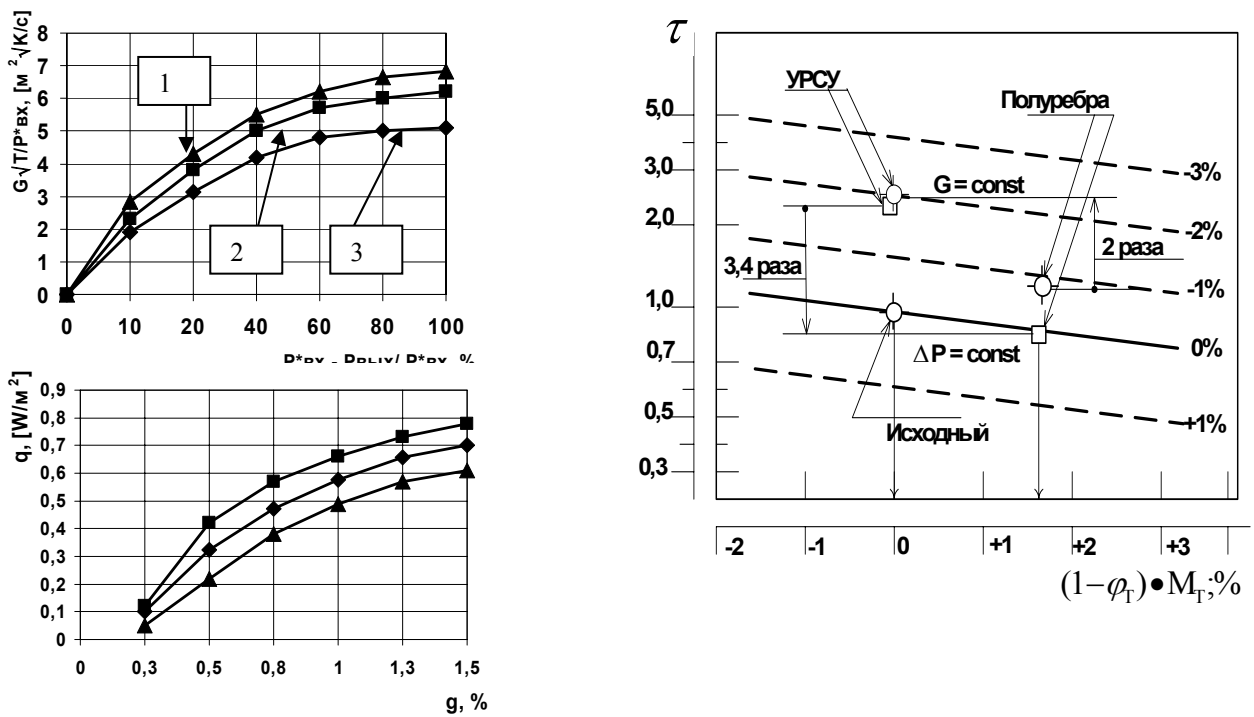


Рис. 8 Пропускная способность, осредненный по трем сечениям теплосъем, изменение долговечности рабочей лопатки: 1 - гладкоканальной; 2 - со сферическими лунками; 3 - с поперечными полурёбрами, в условиях $\Delta P = \text{const}$ и $\bar{g} = \text{const}$ и с учетом снижения температуры стенки ΔT .

Описанные опытные исследования сравнительной эффективности охлаждения лопаток с различными способами интенсификации теплоотдачи в каналах трактов охлаждения были дополнены и расчетными исследованиями. В этих исследованиях, выполненных с помощью программного комплекса, были проведены интегральные оценки увеличения долговечности охлаждаемых лопаток, в каналах которых использованы следующие основные способы интенсификации теплоотдачи (СИТ): 1) СИТ упорядоченной решеткой поперечных цилиндрических штырьковых турбулизаторов $t_x/d = 2 \dots 3$, $t_z/d = 2 \dots 3$, $h/d = 1 \dots 2.5$; 2) СИТ поперечными полурёбрами (выступами) на двух противоположных стенках (спинной и корытной) прямоугольного канала - $t_x/\Delta = 4 \dots 25$, $\Delta/h = 0.02 \dots 0.12$; 3) СИТ «смерчевой» с УРСУ: $\Delta/D = 0.3$, $h/D \leq 1$, $f = 70$ %; 4) СИТ «вихревыми» трактами: $\beta = 0.267 \dots 1.047$ рад, $\chi = 0.5 \dots 1$. Учтено, что применяемые в лопатках полурёбра и цилиндрические турбулизаторы не обладают несущей способностью ($\varphi_T = 0$), уменьшают площадь поперечных сечений оболочек лопатки и увеличивают напряжения в них в $(1 - M_T/M_n)^{-1}$ раз (M_n – масса пера лопатки). Характеристики прочности «вихревых» трактов охлаждения приняты по результатам их исследования в настоящей работе.

Результаты численных исследований эффекта увеличения долговечности исходной гладкоканальной рабочей лопатки различными способами интенсификации теплообмена в ее каналах показали, что (рис. 9): - СИТ цилиндрическими турбулизаторами (штырьками) способен увеличить долговечность лопатки в 3.7...4 раза; - СИТ полурёбрами в продольных каналах центральной части лопатки и с цилиндрическими турбулизаторами в щели выходной кромки способен увеличить долговечность лопатки в 10...12.5 раза и превзойти долговечность лопатки только со

«штырьковой» интенсификацией в 2.5...3 раза; - «смерчевой» СИТ во всех каналах способен увеличить долговечность лопатки в 20 раз и превысить долговечность лопатки со «штырьковой» интенсификацией в 5 раз и с интенсификацией полурейбрами – в 1.6 раза; - «вихревой» СИТ во всех каналах способен увеличить долговечность лопатки в 42 раза и превысить долговечность лопатки со «штырьковой» интенсификацией на порядок, с интенсификацией полурейбрами – в 3.4...4.2 раза, со «смерчевой» - вдвое.

Достоверность вывода о значительном превосходстве «вихревых» трактов по эффекту увеличения долговечности рабочих лопаток турбины над другими способами интенсификации их конвективного охлаждения, сделанного по результатам приближенных численных исследований, подтверждена экспериментально измерениями выработки исследуемых лопаток по мере увеличения их наработки при длительных ЭЦИ.

В разделе 6 представлены результаты комплексного исследования проблем применения теплозащитных покрытий (ТЗП) для лопаточных аппаратов высокотемпературных газовых турбин. Разработана методика расчета безразмерной глубины охлаждения θ стенки лопатки с ТЗП с использованием одномерной модели теплопередачи через ребренную плоскую стенку и предложены критерии для оценки изменения ресурса охлаждаемой лопатки, связанного с нанесением ТЗП. Приведены аналитические зависимости для определения толщины оксидной пленки, возникающей в результате окисления связующего металлического подслоя в условиях интенсивного многорежимного коррозионно-эрозионного воздействия высокоскоростного горячего газового потока, и с использованием этих зависимостей на базе соотношений для термоциклической прочности Мэнсона-Коффина построены критерии разрушения ТЗП. Исследовано НДС ТЗП, включающее оценку термических деформаций, возникающих в результате разности температур ТЗП и металлической поверхности стенки лопатки и оценку термических напряжений отрыва ТЗП от лопатки в направлении нормали к ее поверхности, вызываемых градиентом температур по толщине ТЗП и кривизной элемента ТЗП в направлении касательной к контуру профиля лопатки. Это дало возможность разработать методику оценки ресурса ТЗП, как по критерию окисления жаростойкого металлического подслоя, так и по критерию циклической долговечности его керамического слоя.

Обеспечиваемое ТЗП снижение температуры поверхности стенки зависит от уровня исходной без ТЗП эффективности охлаждения стенки и уровня параметра $Bi_{пл} = \alpha_r \delta_{пл} / \lambda_{пл}$, зависящего от интенсивности внешнего теплообмена и толщины покрытия. Особенностью использования ТЗП в рабочих лопатках турбины является то, что оно не является несущим. Поэтому при проектировании лопаток рабочего колеса следует учитывать, что металлические жаростойкие слои увеличивают вес лопатки на 1,5...2%, а вместе с керамическим слоем ее вес увеличивается на величину до 12...16% при толщине слоя керамики 150...200 мкм. В зависимости от уровня окружных скоростей увеличение веса рабочей лопатки может в значительной степени снизить эффект от применения ТЗП т. к. снижение температуры тела лопатки может не компенсировать увеличения напряженности от действия центробежных сил.

Критерий целесообразности применения ТЗП представляется в форме $(\Delta T/T) \geq \lg \bar{\sigma}_p / \lg (A/\sigma_p)$,

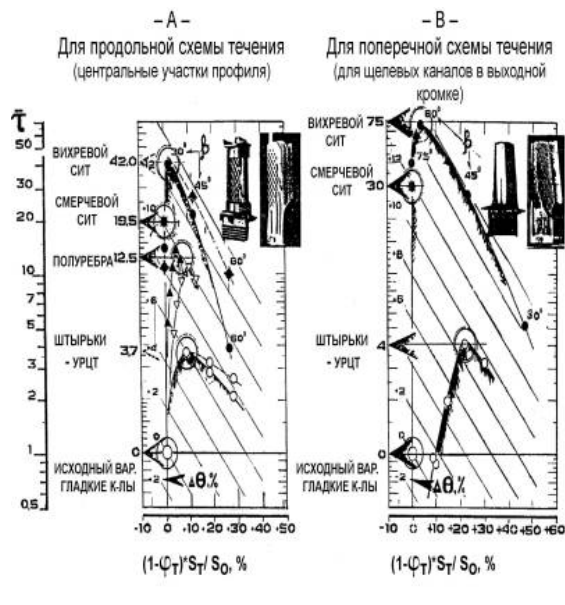


Рис. 9. Влияние способа интенсификации теплообмена в каналах конвективного охлаждения лопатки и несущей способности φ_T турбулизаторов потока на изменение долговечности рабочей лопатки турбины ВД. Условия: $\pi_T = 2,7$; $\rho_{вт} = 0,25$; $u_{ср} = 360 \text{ м/с}$; $H/D_{ср} = 0,1$; $\pi_f = 2,3$; $g_f \approx 3,5\%$; $P_2 = 0,36 P_K$

где $\bar{\sigma}_p = 1 + \bar{\varphi} \bar{m}$ - величина относительного увеличения растягивающих напряжений; $\bar{\varphi}$ - доля нагрузки на покрытие, воспринимаемая лопаткой, \bar{m} - относительное увеличение массы лопатки за счет нанесения на нее ТЗП, воспринимаемое рассматриваемым сечением лопатки. В первом приближении можно положить $\bar{m} = m_{п}/m_{л}$, где $m_{п}$ и $m_{л}$ - массы покрытия и лопатки, распределенные вдоль пера лопатки выше по радиусу, чем рассматриваемое сечение: $\lg \bar{\tau} = \{ U [1 - (1 + \bar{m} \cdot V)^{-1}] - \lg(1 + \bar{m}) \} \cdot (T \cdot \lg B)^{-1}$, где $V = R\theta / \rho \lambda$; $\rho = \rho_{п}/\rho$; $\lambda = \lambda_{п}/\lambda$; $R = Bi/(1 + Bi/2)$; $\rho_{п}$ - плотность ТЗП; $U = (1 + \bar{S} \cdot f)(1 - \bar{\theta})(C + \lg \tau) \lg B(T_r - T_b)$; $f = 1 - \eta_p \cdot [1 - \theta(1 + Bi)] [1 - \theta(1 + Bi/2)]$.

Видно, что с увеличением параметра U растет и величина относительного увеличения долговечности лопатки. Функция $\lg \bar{\tau}$ немонотонна и характер ее изменения в диапазоне существования параметра \bar{m} , который следует ограничить величиной 0,5, зависит от соотношения параметров U и V . Из условия $\lg \tau = 0$ получаем оценку их связи для условий, когда ТЗП не увеличивает долговечность лопатки, в виде $V = 1 / \bar{m} \cdot \{ [1 - \lg(1 + \bar{m}) / U]^{-1} - 1 \}$, из которой следует, что чем больше величина относительного увеличения параметра нагружения лопатки \bar{m} , тем большим должен быть параметр V , обеспечивающий увеличение долговечности. При фиксированном значении параметра U , диапазон изменения которого для современных турбин достаточно узок, в зависимости от параметра V и диапазона параметра \bar{m} характер изменения τ различен. Увеличение параметра V может быть обеспечено уменьшением относительных плотности и теплопроводности покрытия, увеличением эффективности конвективного охлаждения и параметра R , зависящего от толщины покрытия и условий теплообмена, так как свойства ТЗП несколько зависят от его толщины.

Анализ дефектов облопачивания с ТЗП при работе в составе ГТУ позволяет предположить о следующих основных причинах его разрушения: - горячая коррозия наружного керамического слоя покрытия; - эрозия покрытия от воздействия скоростного газового потока; - повреждения от посторонних предметов;

- термомеханическое разрушение, связанное с деформированием покрытия совместно с деталью; - окисление металлического связывающего подслоя.

Исследования лопаток турбин после эксплуатации и ЭЦИ показывают, что основным видом повреждения и разрушения ТЗП является отслаивание керамического слоя в результате образования трещины на границе раздела: металл - керамика и распространение ее параллельно керамике.

Результаты проведенных испытаний однотипных рабочих лопаток турбины с жаростойким покрытием в составе установки каскада ВД, газогенератора и полноразмерного трехвального ГТД показали, что при повышении давления окисление входных кромок лопаток начинается быстрее, а процессы окисления идут интенсивнее. Условия работы лопаток во всех случаях были одинаковыми по температуре, напряженности, химическому составу и скорости омывающих продуктов сгорания топлива и отличались только давлением газа турбине. Возможность окисления металлического связывающего подслоя связана с пористостью керамического слоя и возможностью проникновения окислительной среды к металлическому подслою через керамический слой. Результаты исследования влияния давления на интенсивность окисления многокомпонентных жаростойких покрытий рабочих лопаток ГТД показаны на рис. 10.

Наработка в часах

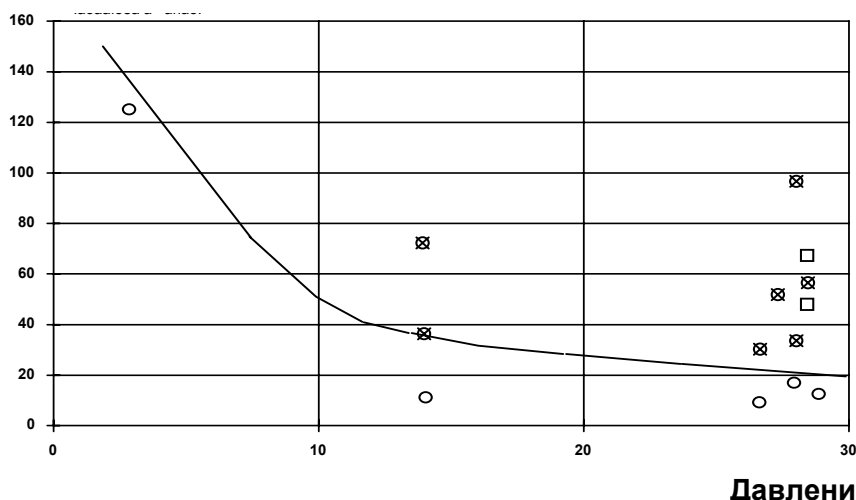


Рис. 10. Влияние давления на окисление входной кромки лопаток турбины: О – алитирование без окисления входной кромки; ⊗ – алитирование с окислением входной кромки; □ - многокомпонентное покрытие Ni–Co–Cr–Al–Y

Аналитическую зависимость между толщиной оксидной пленки - h , температурой – T , давлением P и временем окисления - τ можно записать в классической форме при многорежимном процессе окисления использованием линейной гипотезы суммирования повреждений:

$$h_{\Sigma} = \sum_{i=1}^I h_i = \sum_{i=1}^I \left(K_0 \times \exp \left[\frac{-Q_0}{RT_i} \right] \times \tau_i \times K_1 \times P^n \right)^{\frac{1}{m}}$$

Критическая толщина оксидной пленки на поверхности, при которой начинается скалывание керамического покрытия, составляет примерно 3 г/м^2 .

Указанная зависимость для определения толщины оксидных пленок, образующихся в процессе окисления связывающего металлического подслоя

композиционного ТЗП, дает возможность с использованием известной формулы Мэнсона-Коффина $N = A(\Delta\varepsilon_f)^b$, где A, b - постоянные; $\Delta\varepsilon_f$ - размах деформации, $A = 1/(\Delta\varepsilon_0)^b$, рассчитать число термомеханических циклов N до разрушения керамического слоя ТЗП, поскольку величина $\Delta\varepsilon_0$ зависит от накопленной толщины оксида - металлического подслоя под керамикой:

$$\Delta\varepsilon_0 = \Delta\varepsilon'_0 \left(1 - \frac{h}{h_0}\right)^c + \Delta\varepsilon_f \left(\frac{h}{h_0}\right)^d,$$

где $\Delta\varepsilon'_0$ - размах деформаций, вызывающий разрушение керамического слоя при отсутствии окисления металлического подслоя ($h=0$); h_0 - критическая толщина окисления жаростойкого подслоя ТЗП, которая может привести к отслаиванию керамики за один цикл нагружения; c, d - эмпирические константы. Когда толщина окисленного слоя h достигает своей "критической" толщины, т.е. ($h=h_0$) разрушение керамического слоя происходит за один цикл нагружения при размахе деформаций $\Delta\varepsilon_f$. Номинальная деформация на максимальном режиме нагружения может быть определена по формуле:

$$\Delta\varepsilon_f = (\alpha_l \times T_l - \alpha_k \times T_k) + \varepsilon_{мл},$$

где α_l, α_k - температурные коэффициенты линейного расширения, соответственно материала лопатки и керамического слоя; T_l, T_k - температуры на максимальном режиме нагружения, соответственно материала лопатки и керамического слоя; $\varepsilon_{мл}$ - составная часть деформации покрытия, определяемая деформацией лопатки от действия центробежных и газовых сил. Напряженно-деформированное состояние (НДС) керамических покрытий лопаток турбины определяется тепловым состоянием и нагрузками (центробежными и газовыми), действующими на саму лопатку с учетом нагрузок от центробежных сил самого ТЗП. Дополнительно на керамический слой ТЗП действуют напряжения отрыва покрытия от лопатки в направлении нормали к поверхности лопатки. Напряжения отрыва вызываются градиентом температур по толщине покрытия и средней напряженностью покрытия в направлении касательной к контуру поперечного сечения лопатки.

В предлагаемом методе расчета компоненты тензора напряжений и тензора деформаций в каждой точке поперечного сечения лопатки определяются с использованием МКЭ из совместного решения уравнений, описывающих условия равновесия отсеченной части стержня и решения задачи теории упругости об обобщенном плоском деформированном состоянии, при котором деформация вдоль стержня является линейной функцией координат осей, лежащих в плоскости поперечного сечения.

Расчеты напряжений отрыва, действующих на фрагмент растрескавшегося керамического слоя ТЗП, показывают, что составляющая суммарных напряжений отрыва от градиента температур по его толщине не зависит от линейных размеров фрагмента, определяется только перепадом температур и толщиной слоя и концентрируется по границе фрагмента.

Напряжения отрыва, вызванные средней напряженностью покрытия в направлении касательной к профилю, стремятся оторвать покрытие от лопатки, если они отрицательны и контур выпуклый (рис. 11, а), или, если они положительные, а контур профиля вогнутый (рис. 11, б).

В соответствии с основными повреждающими факторами, ресурс керамических покрытий может быть определен по критерию окисления металлического подслоя (по аналогии с исчерпанием длительной прочности) и по исчерпанию малоциклового долговечности самого керамического слоя (по аналогии с исчерпанием малоциклового долговечности основного материала лопатки) по соотношениям:
$$\Pi_{\tau} = \sum_{i=1}^I \frac{\tau_i}{\tau_{pi}}, \quad \Pi_z = \sum_{j=1}^J \frac{z_j}{z_{pj}},$$

где Π_{τ} , Π_z - соответственно величины накопленного статического и малоциклового повреждений; τ_i - время работы на i -ом режиме; τ_{pi} - время до разрушения при непрерывной работе на i -ом режиме; z_j - количество циклов j -го вида; z_{pj} - количество циклов до разрушения j -го вида; I, J - количество видов режимов работы ГТД (стационарных и переменных).

Ресурс ТЗП по критерию окисления жаростойкого металлического подслоя может быть определен как время до образования критической толщины окисления - когда отслаивание керамического слоя ТЗП происходит за один цикл нагружения. Для многорежимных двигателей ресурс ТЗП по критерию окисления металлического подслоя может быть определен на основании гипотезы линейного суммирования повреждений.

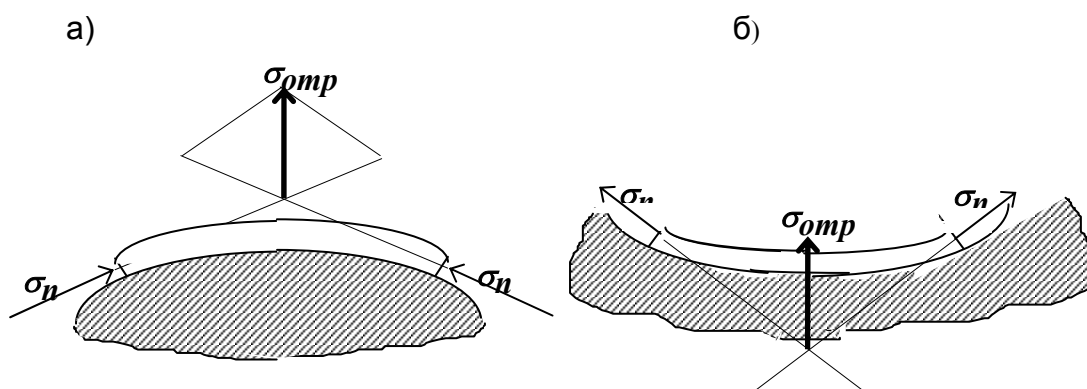


Рис. 11. Схема образования напряжений отрыва керамического слоя ТЗП: а - в покрытии напряжения сжатия, контур выпуклый; б - в покрытии напряжения растяжения, контур вогнутый

Суммарное время до образования критической величины окисления металлического подслоя ТЗП - τ_3 при работе двигателя на I режимах может быть

определено по формуле:
$$\tau_3 = \left[1 / \sum_{i=1}^I (C_i / \tau_{pi})^{1/m} \right]^m, \quad \text{где } C_i = \tau_i / \tau_3.$$

Коэффициент запаса по долговечности в часах - $K_{\tau} = \tau_3 / \tau_{\Sigma}$.

Коэффициент запаса по циклической долговечности - $K_N = N_{\Sigma} / N_{\Sigma}$,

где N_{Σ} - эксплуатационное число циклов выхода ГТУ на максимальный режим.

Коэффициент запаса по разрушающим деформациям покрытия в начале $K_{\epsilon_0} = \Delta \epsilon^1 / \Delta \epsilon_f$ и в конце ресурса изделия $K_{\epsilon} = K_{\epsilon_0} (1 - \Pi_{\tau}) + \Pi_{\tau}$.

Следует заметить, что, в данной постановке задачи об оценке ресурса покрытия, геометрия и конструкция детали может быть произвольной, может варьироваться в разумных пределах толщина покрытия и отдельных его слоев, могут быть произвольными условия нагружения, но технология нанесения покрытия, определяющая его прочностные и адгезионные свойства и, как показал опыт доводки покрытия, в значительной степени его ресурс, должна соответствовать технологии его нанесения на испытываемой детали.

Основные результаты и выводы по работе

1. Разработаны, выбраны и исследованы эффективные методы интенсификации теплообмена («вихревой» и «смерчевой») лопаток высокотемпературных газовых турбин в важном для конструктора диапазоне геометрических и режимных параметров, которыми обеспечено достижение максимальных, в сравнении с известными, эффектов интенсификации по показателям теплофизической эффективности и энергетической целесообразности $\bar{\Psi} = \Psi_{\lambda} / \Psi_{St}$. При использовании интенсификаторов, способных самостоятельно и в полной мере нести статические и циклические нагрузки без дополнительного нагружения оболочек лопатки своей массой это обеспечивает возможность использования интегрального эффекта интенсификации теплообмена в целях увеличения долговечности охлаждаемых лопаток газовых турбин в заданных условиях действующих ограничений.

2. Выбранные в качестве критериев для количественных оценок эффективности исследуемых способов интенсификации теплоотдачи коэффициенты интенсификации теплообмена $\psi_{St} = St / St_0$, коэффициенты роста гидравлического сопротивления $\psi_{\lambda} = \lambda / \lambda_0$ и коэффициенты энергетической эффективности $\bar{\psi} = \psi_{\lambda} / \psi_{St}$ представляют собой наиболее универсальные переменные для однозначных количественных оценок теплогидравлических характеристик каналов с различными способами интенсификации теплоотдачи. С использованием указанных критериев эффективности было установлено, что регулярные рельефы из сферических углублений (лунок) способны значительно интенсифицировать теплоотдачу без сопутствующего ей опережающего роста гидравлического сопротивления ($\bar{\psi} \leq 1$) при соотношении рассмотренных относительных геометрических размеров $(\Delta \cdot f)^{0,5} \cdot h \leq 0,0518$.

3. Опытными исследованиями установлено, что в каналах начального участка ОВТ значения коэффициентов трения и теплоотдачи не отличаются от таковых в прямых каналах той же конфигурации с гидравлически гладкими стенками. Коэффициенты трения в каналах основного участка ОВТ зависят от угла скрещивания 2β и значительно превышают коэффициенты трения в обычных каналах с гладкими стенками. Как локальные, так и средние коэффициенты теплоотдачи также зависят от угла скрещивания 2β , изменяются по длине канала и превышают таковые в обычных коротких каналах с гладкими стенками. На боковом участке, где происходит перетекание потоков из каналов одной базовой оболочки в противоположные компланарные каналы смежной оболочки, местные коэффициенты гидравлического сопротивления зависят только от конфигурации и геометрических характеристик зоны поворота (боковой границы) ОВТ. Осредненные на участке вогнутой поверхности боковой границы средние коэффициенты теплоотдачи так же

зависят от конфигурации и геометрических характеристик зоны поворота и превышают их уровень в прямых гладких каналах до 3 раз. Статистической обработкой опытных данных для каждого из указанных участков ОВТ получены обобщающие эмпирические критериальные соотношения как по теплообмену, так и по гидравлике.

4. Установлено, что коэффициенты теплоотдачи в каналах с УРСУ возрастают: с увеличением относительной глубины $\bar{\Delta}$, например, с 1,5 раз при $\bar{\Delta}=0,13$ до 2,3 раз при $\bar{\Delta}=0,28$; с уменьшением относительной высоты \bar{h} , например, с 1,63 раз при $\bar{h}=1$ до 2,7 - $\bar{h}=0,17$; с увеличением плотности размещения лунок f , например, с 1,5 раз при $f=0,13$ до 2,75 - $f=0,67$, и при этом всегда остаются выше таковых для аналогичных каналов с гидравлически гладкими стенками. Для определенных значений величин плотности размещения лунок f и их относительной глубины $\bar{\Delta}$ определена критическая величина относительной высоты канала \bar{h} , превышение которой приводит к исчезновению интенсификации теплообмена на противоположной гладкой стенке в случае канала с односторонним расположением лунок.

Статистической обработкой опытных данных по всем исследованным в опытах каналам прямоугольного поперечного сечения с регулярными системами сферических углублений на их широких стенках получены обобщающие эмпирические критериальные соотношения, как по теплообмену, так и по гидравлике.

5. С использованием коэффициентов ψ_{St} , ψ_{λ} , $\bar{\psi}$ и с учетом несущей способности интенсификаторов выполнено численное сравнение исследованных вихревого и смерчевого способов интенсификации теплоотдачи с другими наиболее широко используемыми в практике охлаждения лопаточных аппаратов ВГТ способами: при размещении регулярного поперечного оребрения небольшой высоты на теплообменных поверхностях стенок каналов и при установке в канале прямоугольного поперечного сечения системы цилиндрических штырей-турбулизаторов. Установлено, что по сравнению с исходным (базовым) вариантом лопатки с гладкими каналами размещение в тракте охлаждения лопатки системы цилиндрических штырей-турбулизаторов способно увеличить ресурс лопатки всего в 3.5...4.0 раза; дополнительное размещение на гладких поверхностях каналов регулярного поперечного оребрения позволяет увеличить ресурс лопатки только в 10.0...12.5 раза; в то время как размещение на внутренних стенках каналов системы сферических углублений позволяет добиться увеличения долговечности лопатки не менее чем в 20 раз, а использование для интенсификации теплоотдачи вихревых матриц способно обеспечить долговечность лопатки не менее чем в 40 раз большую, чем у гладкоканального варианта лопатки.

6. В опытах, проведенных на газодинамическом стенде при температурах газового потока до 1050°C , исследовалось 3 варианта системы охлаждения одной и той же по внешним обводам рабочей лопатки: 1) базовый вариант – лопатка канального типа с петлевым течением воздуха с гладкими стенками; 2) лопатка с поперечными полурейбрами на стенках; 3) лопатка с УРСУ.

Установлено, что при относительном расходе охлаждающего воздуха на уровне 1% средняя безразмерная глубина охлаждения θ в лопатке с рельефами из сферических углублений (лунками) превосходит в 1.3 - 1.5 раза в сравнении с уровнями θ на тех же

участках профиля в базовом варианте лопатки и соответственно в 1.1...1.25, чем в лопатке с полурейбрами.

7. Предложена аналитическая зависимость для оценок долговечности охлаждаемых рабочих лопаток ВГТ с ТЗП, в которой учтено изменение несущей способности ТЗП в зависимости от его теплофизических характеристик. С использованием этой зависимости выявлены основные факторы, влияющие на ресурс лопаток с ТЗП, и установлено, что наиболее существенным из них является безразмерная глубина охлаждения, повышение которой ведет к увеличению ресурса охлаждаемых рабочих лопаток ВГТ.

8. Установлено, что основными причинами разрушения многокомпонентного ТЗП на лопаточных аппаратах ВГТ является: 1) окисление связующего металлического подслоя в условиях интенсивного коррозионно-эрозионного воздействия высокоскоростного горячего газового потока; 2) градиенты температур в условиях термомеханического деформирования ТЗП совместно с деталью, защищаемой покрытием. Выявлены основные закономерности роста толщины оксидной пленки в связующем металлическом подслое в условиях интенсивного воздействия высокоскоростного горячего газового потока на различных режимах работы охлаждаемого лопаточного аппарата. С использованием модели малоциклового разрушения Коффина установлена полуэмпирическая зависимость, связывающая размах деформаций в ТЗП, толщину оксидной пленки в связующем металлическом подслое и число циклов до разрушения (скалывания) ТЗП.

9. С использованием принципа линейного суммирования повреждений при работе деталей с ТЗП в условиях многорежимного нагружения разработана методика оценок долговечности комбинированного ТЗП, как по критерию окисления жаростойкого металлического подслоя ТЗП (по аналогии с исчерпанием ресурса по длительной прочности) так и по критерию циклической долговечности его керамического слоя (по аналогии с исчерпанием ресурса по малоцикловой усталости для основного материала лопатки). С использованием этой методики и методов эквивалентного приведения всех видов эксплуатационных циклов к единому (эталонному) установлены коэффициенты запаса по циклической долговечности и по разрушающим деформациям ТЗП при работе установки на всех эксплуатационных режимах.

10. Созданные конструкции рабочих и сопловых лопаток с «вихревым» и «смерчевым» охлаждением прошли конструкторскую, технологическую и стендовую отработку и внедрены в серийное производство и эксплуатацию с большим технико-экономическим эффектом. Например, использование вихревого способа охлаждения вместо дефлекторно-штырькового позволило: сократить в 1.3 раза расход охлаждающего воздуха, и увеличить осредненную в поперечном сечении лопатки безразмерную глубину охлаждения θ до 0.59...0.61; уменьшить температуру лопатки и отказаться от теплообменника для кондиционирования охлаждающего воздуха, сократив при этом вес установки на 0.7%; значительно сократить вытяжку лопатки и увеличить в 9 раз её наработку до достижения той же вытяжки, что и у дефлекторной лопатки. Реализация в зоне выходных кромок сопловых лопаток турбин вихревого способа охлаждения вместо штырькового позволила сократить в 1.45 раза расход охлаждающего воздуха (на 1.6 %) и устранить термоусталостные трещины на профильной части лопатки со стороны корытца. В настоящее время лопатки с

«вихревым» и «смерчевым» способами охлаждения применяются в более чем 20-ти ГТУ различного назначения.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Кикнадзе Г.И., Краснов Ю.К., Кузнецов Н.Д., Нагога Г.П., Ануров Ю.М., Попов К.М. и др. Теплообмен при самоорганизации смерчеобразных структур.// Проблемные доклады Минского международного форума. Минск, 1988.
2. Ануров Ю.М., Семенов А.П., Гаврилов Н.Г., Абраимов Н.В. Особенности конструирования рабочих лопаток турбины с теплозащитным покрытием. // Научно-методические материалы. Защитные покрытия. ВВИА им. Н.Е.Жуковского .1990.
3. Ануров Ю.М., Курганов И.В., Семенов А.П., Цыпкайкин И.Н. Расчетно-экспериментальное исследование остаточных напряжений в охлаждаемой рабочей лопатке ГТД с теплозащитным покрытием.// Сборник/ Конструкционная прочность двигателей летательных аппаратов/ Тезисы докладов XIII Всесоюзной научно-технической конференции. Самара. 1991.
4. Ануров Ю.М., Федорченко Д.Г. Оценка работоспособности теплозащитных покрытий деталей ГТД//Учебное пособие СГАУ, Самара .1994г. 51с.
5. Ануров Ю.М., Курганов И.В., Федорченко Д.Г. Современные представления о ресурсе теплозащитных покрытиях//Сборник /Динамика и прочность двигателей./ Тезисы докладов XXVI Международного научно-технического совещания по динамике и прочности . 24-27 июля 1996г., с.8, Самара, 1996г.
6. Ануров Ю.М., Нагога Г.П., Рукин М.В. Гидравлическое сопротивление в плоских каналах со сферическими углублениями. // Межвузовский сборник научных трудов/Охлаждаемые газовые турбины двигателей ЛА. Казань,1996.
7. Ануров Ю.М. Смерчевой способ охлаждения лопаток турбины // Сборник/ Динамика и прочность двигателей/ Тезисы докладов XXVI Международного научно-технического совещания посвященного 85-летию со дня рождения академика Н.Д.Кузнецова 24-27 июня 1996г., с.7., Самара.
8. Ануров Ю.М., Федорченко Д.Г. Интенсификаторы теплообмена в рабочих лопатках турбин ГТД. // Сборник/Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском Регионе/ Доклады Международной научно-технической конференции. 17-18 сентября 1997г., с.23. Самара. 1997.
9. Ануров Ю.М., Савельева О.Г., Федорченко Д.Г., Цыпкайкин И.Н. Методика расчетно-экспериментальной оценки ресурса теплозащитных покрытий рабочих лопаток турбин ГТД.//ВИНИТИ, №1921 –В97 от 10.06.97г.
10. Ножницкий Ю.А., Ануров Ю.М., Федорченко Д.Г., Семенов А.П. Особенности проектирования и ресурс рабочих лопаток турбины с теплозащитным керамическим покрытием.// Сборник/ Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе (II)/ Объединенная Международная научно-техническая конференция, посвященная памяти Генерального конструктора аэрокосмической техники академика Н.Д. Кузнецова, 23-25 июня 1999г. Самара.1999.
11. K.D.Andreev, V.G.Polishchuk, V.A.Rassochin, N.P.Sokolov, Y.M. Anurov, Y.R.Mironov, V.M.Shirmanov. Experimental study of hidraulic characteristics of nozzle blades of first stage of turbine of installation GT-009// 4th Heat Transfer Conference, Advances in heat transfer engineering. 25-27 August 2003. Kaunas.

12. Ануров Ю.М., Федорченко Д.Г. Основы обеспечения прочностной надежности авиационных двигателей и силовых установок – СПб: Издательство СПбГПУ. 2004.-389с.
13. Ануров Ю.М., Андреев К.Д., Полишук В.Г., Рассохин В.А., Соколов Н.П. «Результаты опытного исследования теплоотдачи в прямых щелевых каналах с упорядоченными системами углублений со сферической поверхностью» тезисы доклада // XII Всероссийская научно-техническая конференция «Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели», МГТУ им. Н.Э. Баумана, 24-26 ноября 2004 г., Москва, стр.121-122
14. Скворцов В.Л., Маркин М.И., Михайлов Н.И., Ануров Ю.М., Иванов В.С., Нагога Г.П. Охлаждаемая лопатка турбины, патент № 1071031 с приоритетом по заявке № 3414890/06 от 31.03.1982г.
15. Чернилевский О.С., Маркин М.И., Михайлов Н.И., Ануров Ю.М., Иванов В.С., Нагога Г.П. Охлаждаемая лопатка турбины, патент. № 1287678 с приоритетом по заявке № №3789020/06 от 11.09.1984г.
16. Ануров Ю.М., Гаврилов Н.Г., Нагога Г.П., Нетесов К.С., Кикнадзе Г.И. Охлаждаемая лопатка турбины, а.с. № 1042382 с приоритетом по заявке № 3910623 от 11.06.85г.
17. Ануров Ю.М., Гаврилов Н.Г., Бурматов Ю.М., Курганов И.В., Суханов Н.Н. Способ доводки турбины, а.с. № 1687480 с приоритетом по заявке № 4732671 от 24.08.89г.
18. Ануров Ю.М., Абраимов Н.В., Ивашко С.К., Петухов И.Г., Шерстенникова М.С. Способ получения защитного покрытия на сплавах, заявка на изобретение № 94012512/02 с приоритетом от 08.04. 1994г.
19. Ануров Ю.М., Степанов А.Ю., Сударев Б.В., Тараканов А.Б., Ширманов В.М. Газотурбинная установка, изобретение, решение о выдаче патента от 20.10. 2003г., с приоритетом по заявке № 2002114395 от 31.05. 2002г.
20. Ануров Ю.М., Степанов А.Ю., Сударев Б.В., Тараканов А.Б., Ширманов В.М. Газотурбинная установка, изобретение, решение о выдаче патента от 17.11. 2003г. с приоритетом № 2002114394 от 31.05. 2002г.
21. Ануров Ю.М., Федорченко Д.Г. Верткин М.А. Парогазовая установка контактного типа, изобретение, заявка № 2003127029 с приоритетом от 04.09. 2003г.