На правах рукописи

КРИВОНОСОВА Виктория Владимировна

Разработка эффективной системы охлаждения энергетической газотурбинной установки среднего класса мощности с применением современных расчетно-экспериментальных методов

Специальность 05.04.12

- «Турбомашины и комбинированные турбоустановки»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Санкт - Петербург – 2013

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Научный руководитель: д.т.н., профессор Кортиков Николай Николаевич.

Официальные оппоненты:
Ануров Юрий Михайлович, д.т.н., генеральный директор ООО “Центр концептуального проектирования”, г. Санкт - Петербург.
Андреев Константин Дмитриевич, к.т.н., ФГБОУ ВПО «СПбГПУ», доцент кафедры «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели», г. Санкт - Петербург.

Ведущая организация: ОАО Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова (ОАО «НПО ЦКТИ»), г. Санкт - Петербург.

Защита состоится 10 декабря 2013г. в 16 часов на заседании диссертационного совета Д212.229.06 ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251,г. Санкт-Петербург. ул. Политехническая. д. 29, ауд._____ Главного Здания.

С диссертацией можно ознакомиться в Фундаментальной библиотеке ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Автореферат разослан “____” _____2013г.

Ученый секретарь диссертационного Совета
Д212.229.06 к.т.н., доцент Талалов Виктор Алексеевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Высокая начальная температура газа позволяет обеспечить конкурентоспособный уровень КПД цикла современных стационарных ГТУ (газотурбинная установка). Однако жаропрочность современных сплавов не обеспечивает требуемый ресурс лопаток, поэтому требуется охлаждение деталей горячего тракта турбины. Как показывает обзор конструкции современных ГТУ класса H и J, средняя глубина охлаждения турбинных лопаток, изготавливаемых из современных жаропрочных сплавов, должна составлять не менее 0.6, а локальное минимальное значение должно составлять 0.45 - 0.5. Открытая воздушная система охлаждения успешно конкурирует с паровым охлаждением благодаря эксплуатационным и технологическим преимуществам. Повышение эффективности воздушного конвективно-пленочного охлаждения, обеспечивающего заданную глубину охлаждения и минимизацию температурных градиентов, требует совершенствования методов расчета теплового состояния лопаток через уточнение эмпирических зависимостей и отработку методов численного моделирования, что является актуальной задачей.

Степень разработанности темы исследования. Для проектирования системы охлаждения, обеспечивающей современный уровень КПД ГТУ, требуется достоверные расчетные данные. Обзор литературы и сопоставление эмпирических зависимостей для расчета теплогидравлических параметров матрицы штырей показали расхождение результатов расчетов более, чем на 100%. Численное моделирование температурного поля охлаждаемых лопаток турбины внедрено в современный цикл проектирования ГТУ. При этом остро стоит вопрос о верификации результатов численных расчетов. Это позволяет сформулировать цель и ряд задач, решение которых обеспечит ее достижение.

Цель и задачи работы. Целью диссертации является разработка рациональных подходов проектирования системы охлаждения и моделирования трехмерного (3*D*) теплового состояния лопаток турбомашин с развитым конвективно-пленочным охлаждением. Для достижения поставленной цели решены следующие задачи:

1. Разработать и обосновать опытными данными конструкцию турбинной сопловой лопатки с развитой системой конвективно-пленочного охлаждения со средней глубиной охлаждения не менее 0.63 при относительном расходе воздуха на охлаждение профиля не более 7%;
2. Предложить уточненные зависимости для расчета гидравлического сопротивления и теплообмена для каналов с матрицей штырей;
3. Разработать методику определения геометрических параметров матрицы штырей по заданному приросту сопротивления или интенсификации теплообмена;

4. Создать математическую модель для расчета гидравлического сопротивления и теплообмена в вихревой матрице;
5. Провести анализ теплогидравлического качества столбиков - турбулизаторов и вихревой матрицы в диапазоне чисел Рейнольдса 1000<Re<100 000;
6. Провести экспериментальные исследования гидравлических характеристик и теплового состояния перфорированной сопловой лопатки первой ступени турбины с развитой конвективно-пленочной системы охлаждения;
7. Разработать и верифицировать трехмерную численную модель для расчета теплового состояния охлаждаемой лопатки в пакете FLUENT с включением программы Thermal&Hydraulic Analysis (с уточненными зависимостями для расчета сопротивления и теплообмена охладителя в полостях лопатки);
8. Дать рекомендации по повышению эффективности использования охлаждающего воздуха во второй полости сопловой лопатки первой ступени турбины ГТЭ - 65.

Объект исследования: направляющая лопатка с конвективно-пленочным охлаждением.

Научная новизна результатов заключается в следующем:

- Получены экспериментальные теплогидравлические характеристики направляющей лопатки первой ступени турбины с конвективно - пленочным охлаждением;
- Обобщены опытные данные и предложена новая эмпирическая зависимость для расчета сопротивления в каналах со столбиками - турбулизаторами;
- Разработана методика определения оптимальной геометрии матрицы штырей;
- Разработана расчетная модель для определения гидравлического сопротивления и теплообмена в каналах вихревой матрицы;
- Выполнено сопоставление эффективности интенсификации теплообмена и даны рекомендации по применению матрицы штырей и вихревой матрицы;
- На основе уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, разработана численная трехмерная модель для расчета температурного поля лопатки с конвективно - пленочным охлаждением.

Теоретическая и практическая значимость работы.

1. Обоснована опытными данными конструкция сопловой лопатки первой ступени газотурбинной установки среднего класса мощности с развитой системой конвективно-пленочного охлаждения со средней глубиной охлаждения не менее 0.63, при относительном расходе воздуха на охлаждения не более 7%
2. Предложена и апробирована методика определения геометрии матрицы штырей с максимальной эффективностью охлаждения при заданной

интенсификации теплообмена или при заданных потерях давления.

3. Разработана численная 3D модель с решением сопряженной задачи теплообмена для расчета температурного поля лопатки с конвективно-пленочным охлаждением
4. Результаты работы применены при проектировании охлаждаемых лопаток турбины ГТЭ-65.

Методология и методы исследования. В работе использованы эмпирические и теоретические методы исследования. Решения поставленных задач базируются на экспериментальных данных, полученных по результатам теплогидравлических стендовых испытаний охлаждаемой лопатки, а также на теоретических положениях и основополагающих закономерностях термогазодинамики, тепломассообмена, численных методах с их верификацией.

Положения, выносимые на защиту: эмпирическая зависимость для расчета коэффициента гидравлического сопротивления канала со столбиками-турбулизаторами; методика определения оптимальных геометрических параметров матрицы штырей; результаты теплогидравлических испытаний направляющей лопатки первой ступени турбины с развитой конвективно-пленочной схемой охлаждения; результаты верификационных расчетов характеристик системы охлаждения и теплового состояния направляющей лопатки первой ступени турбины.

Степень достоверности полученных результатов работы достигается использованием фундаментальных законов сохранения массы, импульса и энергии, применением современной измерительной техники, повторяемостью опытных данных, проведением оценки погрешности измерений, верификацией моделей на основе сравнения с опытными данными стендовых испытаний.

Апробация работы. Основные материалы диссертации доложены и положительно оценены на секции ПТ, ГТ и ПГ установок НТС ОАО «НПО ЦКТИ» (СПб, 2007), на международной научно - практической конференции «Авиадвигатели XXI века» (Москва, 2005, 2010) , на международной конференции «ASME» (Ванкувер, 2011), на конференции «ANSYS в энергетике» (СПб, 2012), на объединенном семинаре кафедр "Турбины, гидромашины и авиационные двигатели" и “Теоретические основы теплотехники” СПбГПУ (СПб, 2013).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 15 работ, из них 4 работы в изданиях, рекомендованных ВАК.

Личный вклад диссертанта состоит: в постановке задач исследования, в разработке расчетных моделей и проведении расчетов гидравлики и теплового состояния, в разработке программы экспериментальных исследований, в анализе полученных экспериментальных и расчетных данных, в обобщении опытных данных и разработке уточненной эмпирической зависимости для расчета гидравлического

сопротивления каналов со столбиками-турбулизаторами, в разработке методики определения оптимальных геометрических параметров матрицы штырей.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка обозначений и списка использованной литературы из 105 наименований. Работа изложена на 160 страницах машинописного текста, имеет 30 таблиц и 67 рисунков.

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Во **введении** обосновывается актуальность выбранной темы исследования, ее научное и практическое значение, сформулированы основные задачи работы.

В **главе 1** диссертации на основе анализа технико-экономических параметров и методов охлаждения элементов горячего тракта современных стационарных высокотемпературных ГТУ сделан вывод о перспективности развития воздушно-конвективного охлаждения турбинных лопаток и обоснована необходимость совершенствования расчетных методов определения теплового состояния охлаждаемых лопаток. Численное моделирование температурного поля охлаждаемой лопатки турбины является одним из методов совершенствования системы охлаждения. Современным направлением является моделирование температурного поля лопатки в результате одновременного решения в рамках одного пакета (ANSYS (Fluent, CFX), Numeca и др.) задачи течения газа и охладителя и теплопроводности с сопряжением условий теплообмена на стенках. Однако решение задачи в "полностью сопряженной" постановке требует больших расчетных и временных ресурсов. Поэтому на практике моделирование температурного поля лопатки выполняется в "полусопряженной" постановке с привлечением методов одномерного моделирования течения и теплообмена в полости лопатки (гидравлического расчета). Для математического описания одномерной модели течения используются законы сохранения массы и энергии, аналогичные по своей математической формулировке первому и второму закону Кирхгофа для электрической цепи, а также дополнительные замыкающие соотношения. В качестве замыкающих соотношений применяются зависимости, характеризующие взаимосвязь между падением давления, гидравлическим сопротивлением и расходом, полученные экспериментальным путем. При моделировании сложной системы каналов, состоящей из большого числа элементов, используется математический аппарат, разработанный в теории графов. Данная задача реализована в компьютерных программах “Gydraul” (разработка ХПИ), "Gidra" (ЦИАМ), "COLD", (ПИМаш), коммерческих кодах "Flowmaster" и “Thermal&Hydraulic Analysis” (THA).

Для интенсификации теплообмена в зоне выходной кромки лопатки высокотемпературных газовых турбин традиционно используются столбики-турбулизаторы (матрица штырей) и/или вихревая матрица. В разделе 1.4 диссертации

представлен обзор литературы, в котором указаны шесть зависимостей для расчета гидравлического сопротивления и девять зависимостей для расчета критерия Нуссельта в канале со столбиками - турбулизаторами. В разделе 1.5 дается обзор исследований, посвященных изучению механизма интенсификации теплообмена и гидравлического сопротивления в канале с вихревой матрицей. Представлены две эмпирические зависимости для расчета гидравлического сопротивления и три зависимости для расчета критерия Нуссельта в каналах с вихревыми матрицами.

В **главе 2** выполнено сопоставление эмпирических зависимостей (ЦИАМ, НЗЛ, Мецгера и др.) с опытными данными ЦИАМ, которое показало, что расхождение результатов расчета гидравлических потерь в канале с шахматным расположением столбиков–турбулизаторов составляет более 100%. В работе предложена новая эмпирическая зависимость (1), учитывающая влияние основных геометрических и режимных параметров матрицы штырей в широком диапазоне (S_1/d=1,043–4.0; S_2/d=1,25-4.0; H/d=0,6-8; Re=1000-60000). В формуле (1) $\zeta = \frac{2\Delta P}{\rho W^2} \cdot \frac{D}{L}$ - коэффициент гидравлического сопротивления, эквивалентный диаметр $D = 2H$, W – скорость на входе в свободный канал. Обозначения геометрических параметров матрицы штырей показаны на рисунке 1.

$$\zeta = 0.07 \cdot \mathrm{Re}^{-0.07 k_{\mathrm{Re}}} \cdot k_{S_2} \cdot k_H \cdot k_{S_1}, \qquad (1)$$

$$k_H = \left(\ln\left(e + \frac{H}{d}\right)\right), \quad k_{S_1} = \left[\left(\frac{4d}{S_1}\right)^{\left(\frac{4d}{S_1}\right)^{0.65}}\right], \quad k_{S_2} = \left[1 - e^{-\left(0.092\frac{S_2}{12.7d}\right)}\right]^{-1} \left(\frac{S_2}{d}\right)^{0.55},$$

$$k_H = 1.05 + \arctan\left(\frac{H}{d} - 1\right) \cdot 1.05$$

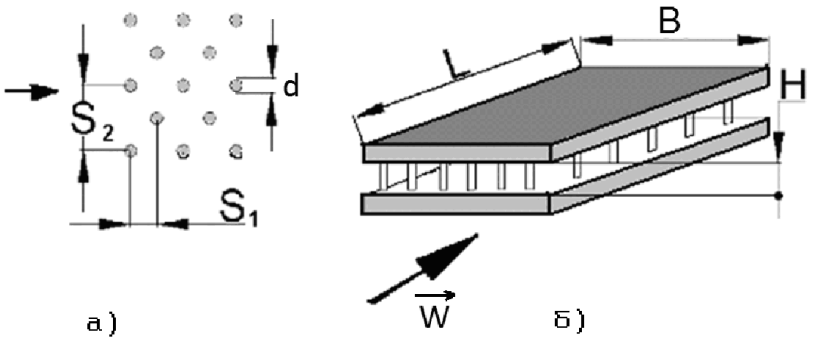


Рисунок 1. Геометрия канала со столбиками - турбулизаторами

Как видно из графиков, приведенных на рисунке 2, новая зависимость имеет лучшее соответствие с опытными данными ЦИАМ в широком диапазоне геометрических параметров. Хорошее соответствие эмпирической зависимости (1) с опытными данными подтверждается значениями коэффициентов несовпадения Тейла - *S* (формула 2), приведенными в таблице 1.

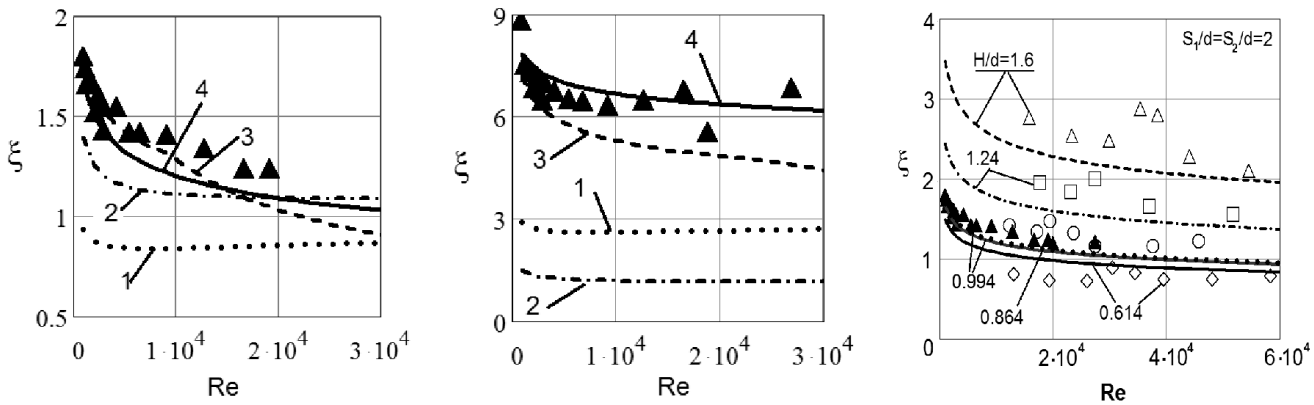
$$S = \frac{\left[\sum_{i=1}^{n}\left[y_i^{(э)} - y_i^{(м)}\right]^2\right]^{0.5}}{\left[\sum_{i=1}^{n}\left[y_i^{(э)}\right]^2\right]^{0.5} + \left[\sum_{i=1}^{n}\left[y_i^{(м)}\right]^2\right]^{0.5}}. \qquad (2)$$

где $y_i^{(Э)}$ - экспериментальное значение, $y_i^{(М)}$ - значение, рассчитанное по функциональной модели, n - число экспериментальных значений.

Значения коэффициента несовпадения Тейла находятся в диапазоне от 0 до 1, причем S = 0 − полное совпадение; при S = 1 − отсутствие совпадения. По критерию Тейла выполнен анализ девяти эмпирических зависимостей для расчета теплообмена в канале со столбиками – турбулизаторами (таблица 1), который показал, что наиболее адекватной для расчета теплообмена в канале со столбиками-турбулизаторами является эмпирическая зависимость Мецгера (3), диапазон применимости которой может быть расширен:

$$\mathrm{Nu} = \mathrm{C}\,\mathrm{Re}^{\mathrm{n}}\,\varepsilon_{\mathrm{T}} \qquad (3)$$

где параметры C= 0.135, n= 0.69 и $\varepsilon_T = \left(\frac{S_1}{D}\right)^{-0.34} f_{Nu}$,. $f_{Nu} = \left(\frac{2H}{d}\right)^{0.31} \cdot \left(1 - \frac{d}{S_2}\right)^{-0.69}$



(а) (б) (в)

Рисунок 2. Сопоставление эмпирических зависимостей с опытными данными (черные треугольники – данные А. Ф. Савостина, А. М. Тихонова, пустые значки – данные А. Т. Тришкина): 1 – формула ЦИАМ; 2 – НЗЛ; 3 – Мецгер (Metzger); 4 – формула (1), (а) $S_1/d=2$, $S_2/d=2.145$, (б) $S_1/d=4$, $S_2/d=1.25$, (в) $S_1/d=S_2/d=2$ и формула(1).

Таблица 1 - Коэффициенты несовпадения Тейла для расчета сопротивления и теплообмена в канале со столбиками – турбулизаторами

Рис. 1	Гидродинамическое сопротивление				Теплообмен			
	ЦИАМ	НЗЛ	Мецгер	формула (1)	ЦИАМ	Савостин	НЗЛ	Мецгер
	1	2	3	4				
(а)	0,213	0,199	0,120	0,051	0,087	0,013	0,143	0,066
(б)	0,442	0,676	0,062	0.040	0,411	0,101	0,128	0,068

Влияние геометрических и режимных параметров матрицы штырей на эффективность интенсификации теплообмена (рисунок 3) проанализировано на основе эмпирических зависимостей (1) и (3). Анализ показал, что при снижении плотности матрицы штырей в продольном и поперечном направлениях уменьшение гидравлического сопротивления происходит быстрее, чем снижение интенсификации теплообмена, что приводит к повышению эффективности интенсификации теплообмена. Рост относительной высоты канала приводит к снижению эффективности интенсификации теплообмена. Параметры $E = \frac{Nu/Nu_{ГЛ}}{\xi/\xi_{ГЛ}} = \frac{\psi}{\varphi}$ - эффективность интенсификации теплообмена, $\varphi = \xi/\xi_{ГЛ}$ - коэффициент роста гидравлических потерь в канале, $\psi = Nu/Nu_{ГЛ}$ - коэффициент интенсификации теплообмена (нижний индекс “гл” относится к параметрам для канала с гладкими стенками) на рисунке 3 приведены относительно их значений (φ_2, ψ_2, E_2) для матрицей штырей со следующей геометрией: $S_1/d=S_2/d=H/d=2$.

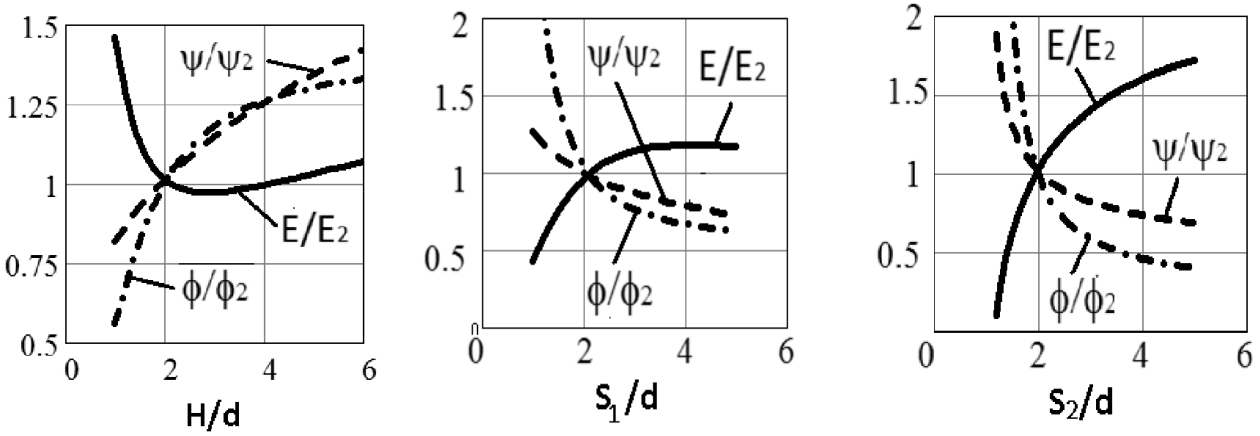


Рисунок 3. Влияние геометрических параметров матрицы штырей на гидравлическое сопротивление, интенсификацию теплообмена и её эффективность

По результатам анализа построены системы уравнений (4) и (5), связывающие между собой геометрические параметры матрицы штырей и приведенные значения гидравлического сопротивления и интенсификации теплообмена. На рисунке 4 приведены номограммы, которые позволяют определить геометрические параметры

матрицы штырей с максимальной эффективностью интенсификации теплообмена при заданных значениях φ (прирост сопротивления) или ψ (прирост интенсификации теплообмена). На основе данных зависимостей разработан алгоритм расчета оптимальных геометрических параметров матрицы штырей.

$$\begin{cases} k_{S1} = 0.377 \cdot \mathrm{Re}^{-0.07\left(\frac{4d}{S_1}-2\right)} \cdot \left[\left(\frac{4d}{S_1} \right)^{\left(\frac{4d}{S_1}\right)^{0.65}} \right] \\ k_{S2} = 0.043 \cdot \left[1 - e^{-\left(\frac{S_2}{12.7d}-0.092\right)} \right]^{-1} \left(\frac{S_2}{d} \right)^{0.55} \\ \frac{\varphi}{\varphi_2} = \frac{\zeta}{\zeta_{H/d=2,S1/d=2,S2/d=2}} = k = k_{S1} \cdot k_{S2} \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} n_{S1} = \frac{\psi}{\psi_{S1/d=2}} = 1.26 \left(\frac{S_1}{d} \right)^{-0.34} \\ n_{S2} = \frac{\psi}{\psi_{S2/d=2}} = 10^{-0.20 \cdot \ln\left(\log\left(\frac{S_2}{d}\right)\right) - 0.234} \\ \frac{\psi}{\psi_2} = \frac{Nu}{Nu_{H/d=2,S1/d=2,S2/d=2}} = n = n_{S1} \cdot n_{S2} \end{cases} \quad (5)$$

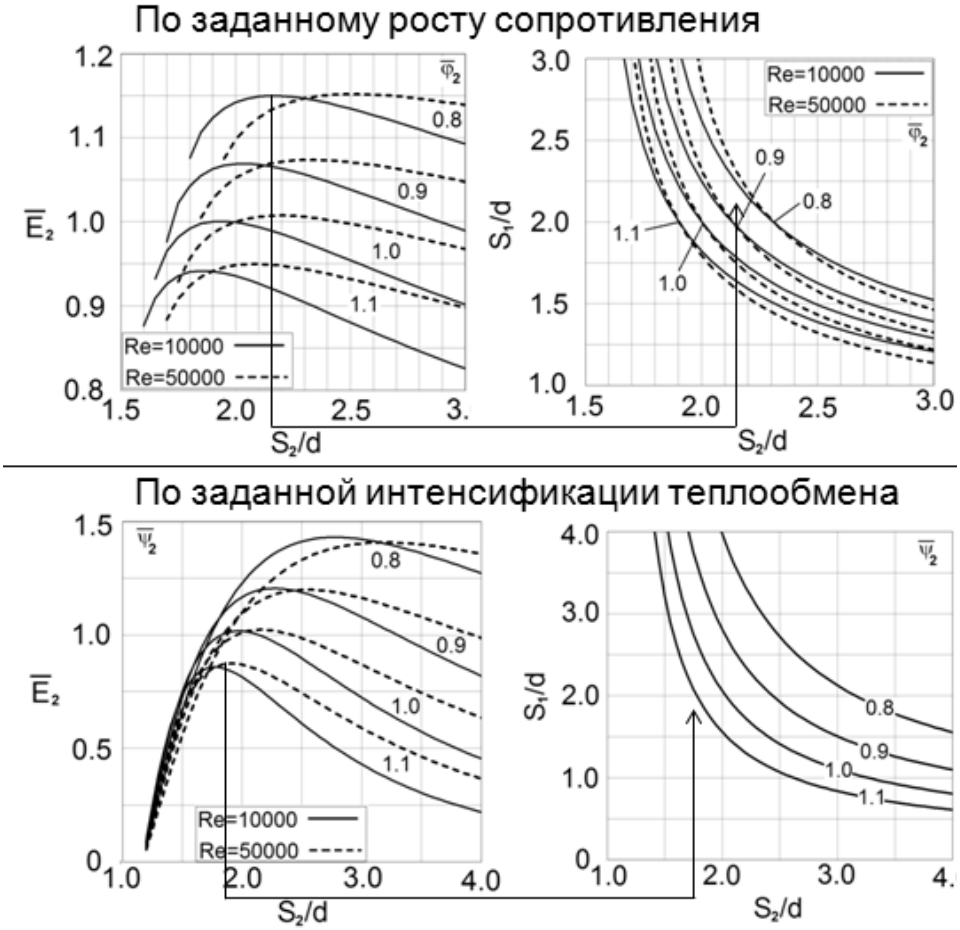


Рисунок 4. Номограммы для расчета эффективности интенсификации теплообмена в канале с матрицей штырей

Стрелки на рисунке 4 указывают направления поиска геометрии матрицы штырей с максимальным значением эффективности теплообмена $\overline{E_2}$ по заданному

значению прироста сопротивления $\overline{\varphi_2}$ или интенсификации теплообмена $\overline{\psi_2}$.

В главе 2 также даются расчетные модели для определения гидравлического сопротивления и теплообмена в вихревой матрице. Характерные геометрические параметры вихревой матрицы приведены на рисунке 5. Основные зависимости для расчета гидравлического сопротивления и теплообмена представлены в работах Г. П. Нагоги и Ю. М. Анурова, где расчет гидравлического сопротивления одиночного канала вихревой матрицы представлен в виде цепочки гидравлических потерь:

$$\varsigma_{уч} = \varsigma_{вх} + \varsigma_{тр} + k\varsigma_{пов} + \varsigma_{т} + \varsigma_{вых} \qquad (6)$$

где $\varsigma_{вх}$ - потери входа, $\varsigma_{вх}$ - потери выхода, $\varsigma_{тр}$ - гидравлическое сопротивление трения в одиночных каналах, $\varsigma_{пов}$ - потери на повороте, $\varsigma_{т}$ - влияние подогрева, k - количество поворотов у боковой границы.

На рисунке 6 показано, что расчетные модели для определения гидравлического сопротивления и теплообмена имеют удовлетворительное совпадение с эмпирическими зависимостями А. С. Лебедева, ЛПИ, МАТИ, полученными на основе экспериментальных исследований вихревых матриц (расхождение не превышает 15 %).

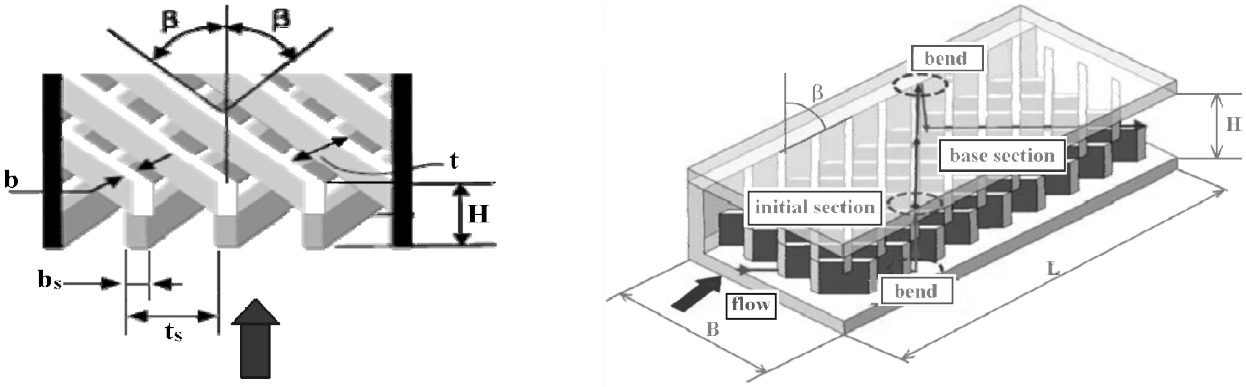
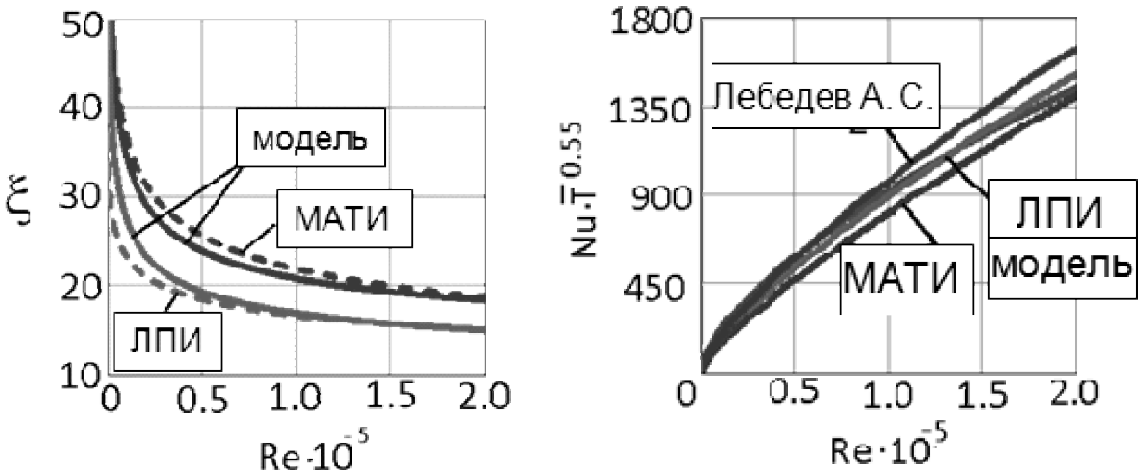


Рисунок 5 – Геометрия канала с вихревой матрицей (а), схема течения (б)



а - гидравлическое сопротивление б - теплообмен

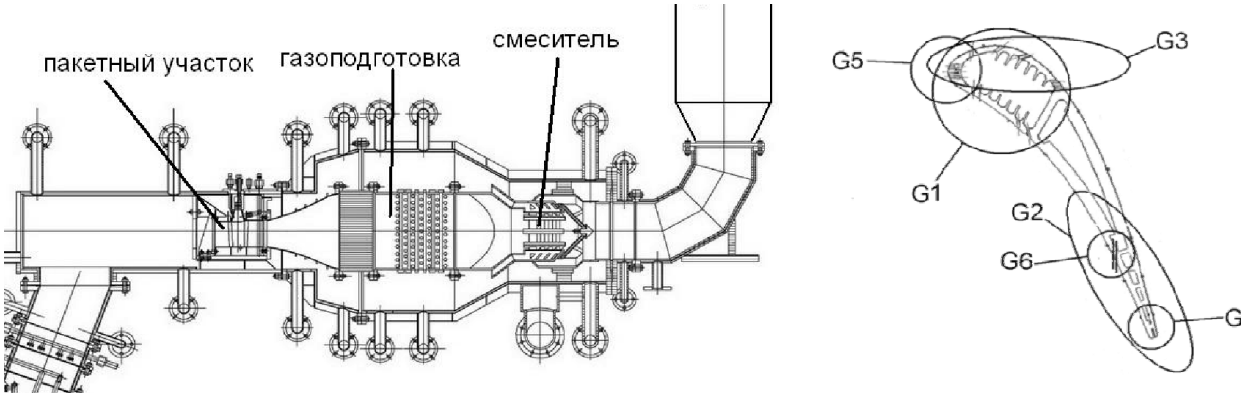
Рисунок 6 - Сопоставление расчетных моделей и эмпирических зависимостей

Здесь расчет выполнен для вихревой матрицы, у которой H/b=t/b=3.5, b=0.004м, L/B=2.3.

В **третьей главе** дается описание результатов опытного исследования эффективности охлаждения лопаток первой ступени высокотемпературной турбины в условиях стенда. Экспериментальные исследования включают определение пропускной способности внутренней системы каналов и эффективности охлаждения профиля.

Установка для испытаний охлаждаемых лопаток (рисунок 7а) состоит из центробежного компрессора, камеры сгорания, системы газоподготовки, пакета испытуемых лопаток, выхлопного тракта и системы подготовки охлаждающего воздуха. Технические параметры стенда: температура газа перед рабочим участком t_0^*=500-1000°C; давление газа перед рабочим участком P_0^*=20 – 600кПа; расход газа $G_Г$=1-6 кг/с; температура охлаждающего воздуха $t_В$=20-80°C; температура охлаждающего воздуха при электронагреве $t_В$=100-350°C.

Изотермические исследования пропускной способности лопатки выполнены с атмосферным противодавлением и в сносящем потоке. На изотермических режимах измерено распределение охлаждающего воздуха по группам отверстий перфорации (рисунок 7б). На этапе горячих испытаний на 15 режимах выполнено термометрирование лопатки в среднем сечении и измерен расход охлаждающего воздуха. Полученные в ходе экспериментов данные использованы для верификации одномерной гидравлической модели внутренних каналов и CFD модели сопряженной задачи теплообмена.



(а) схема стенда (б) зоны продувок

Рисунок 7. Схема испытательного стенда и зоны продувки на изотермическом режиме

На рисунке 8 представлены результаты теплогидравлических испытаний направляющей лопатки первой ступени турбины среднего класса мощности. Отмечено, что приведенный расход первой и второй полости лопатки соответствует проектному значению. Средняя глубина охлаждения профиля составляет 0.63, при относительном расходе воздуха на охлаждение профильной части - 7% от расхода на входе в компрессор.

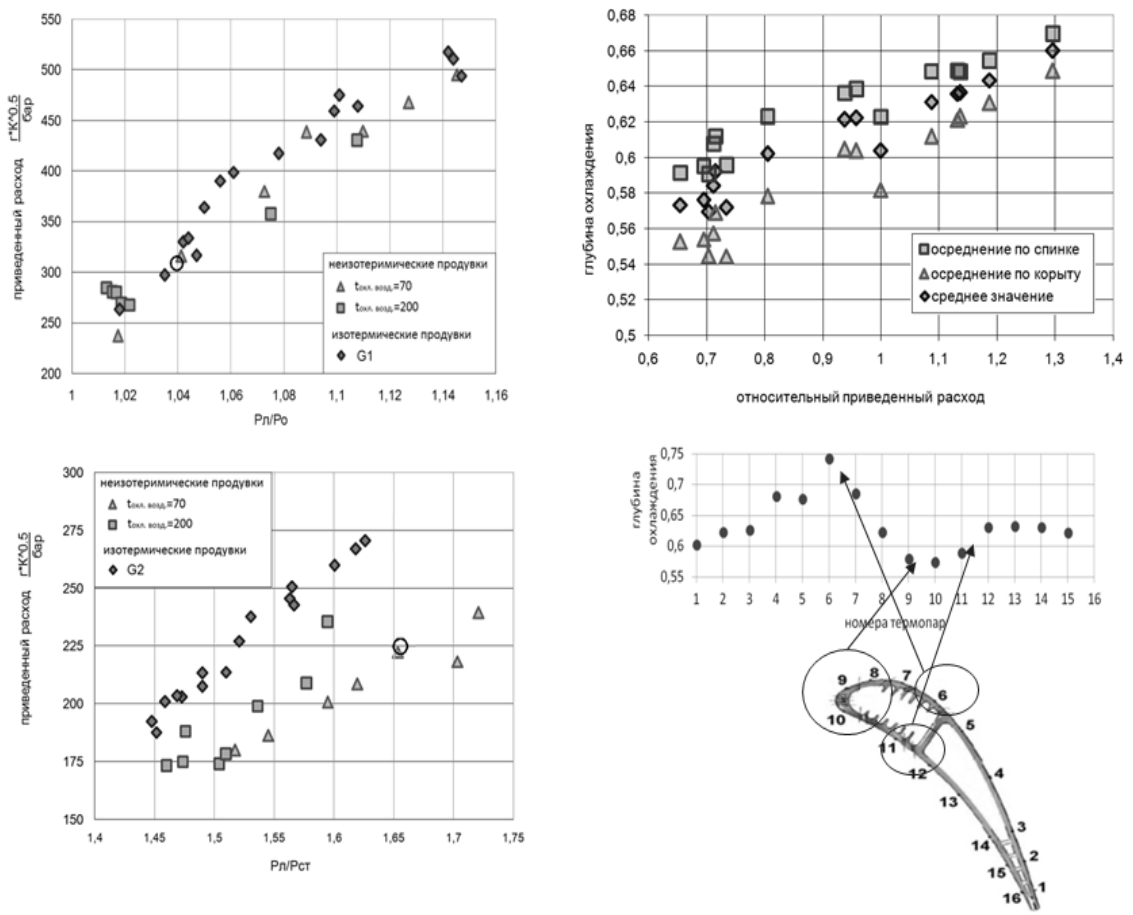


Рисунок 8. Данные теплогидравлических испытаний

В **главе 4** разработана и верифицирована трехмерная численная модель расчета теплового состояния сопловой лопатки на основе пакета FLUENT. Дискретизация расчетной области межлопаточного канала выполнена с использованием многоблочной смешанной сетки (рисунок 9).

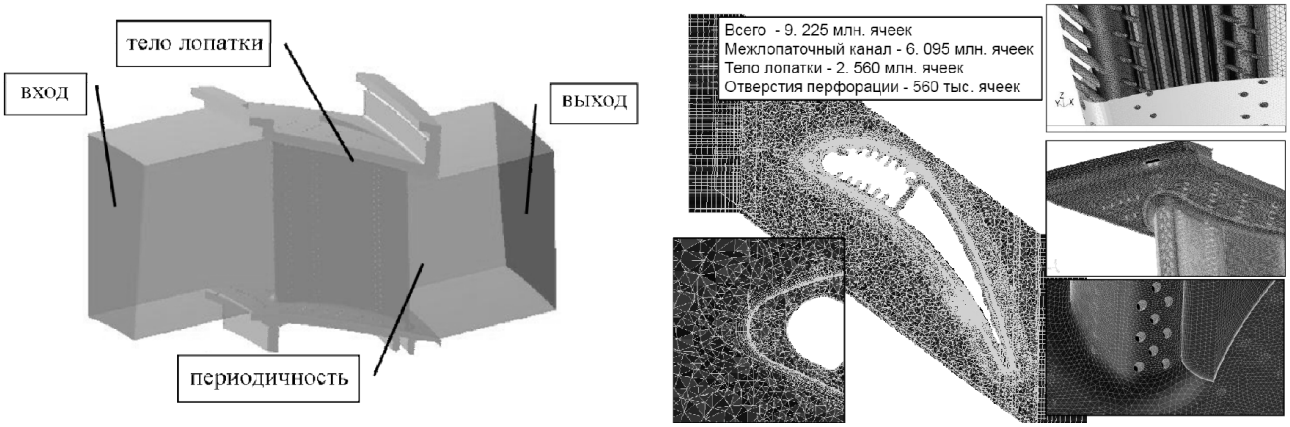


Рисунок 9. Геометрия и дискретизация расчетной области

Область межлопаточного канала содержит 6,095 млн. контрольных объемов, область пера и полок содержит 2,56 млн. контрольных объемов. Каналы перфорации – 560 тыс. контрольных объемов. Общий размер расчетной области – 9,225 млн. контрольных объемов.

В рамках коммерческого пакета Fluent для сжимаемых течений совершенного газа реализован алгоритм решения уравнений Навье-Стокса и энергии, осредненных по Рейнольдсу. В качестве модели турбулентности выбиралась модель Ментера (k-w SST). Расчет теплопереноса в потоке газа и теплопроводности в твердом теле выполнен из условия равенства температур и тепловых потоков на границе сопряжения областей газа и твердого тела.

Так как продукты сгорания имеют высокий коэффициент избытка воздуха (≈4), то физические свойства газа близки к физическим свойствам воздуха. Динамическая вязкость, а также теплопроводность воздуха и теплопроводность материала лопатки заданы в табличном виде. На входе в расчетную область заданы полные давление и температура газа, на выходе из расчетной области – статическое давление.

Для моделирования кольцевой решетки лопаточного венца в окружном направлении заданы условия периодичности. Теплообмен в полости лопатки задан граничными условиями III рода. Граничные условия теплообмена в полости лопатки, расход и параметры охлаждающего воздуха в отверстиях перфорации рассчитан по одномерной гидравлической модели в программном комплексе «Thermal&Hydraulic Analysis». Верификация гидравлической модели показана на рисунке 10.

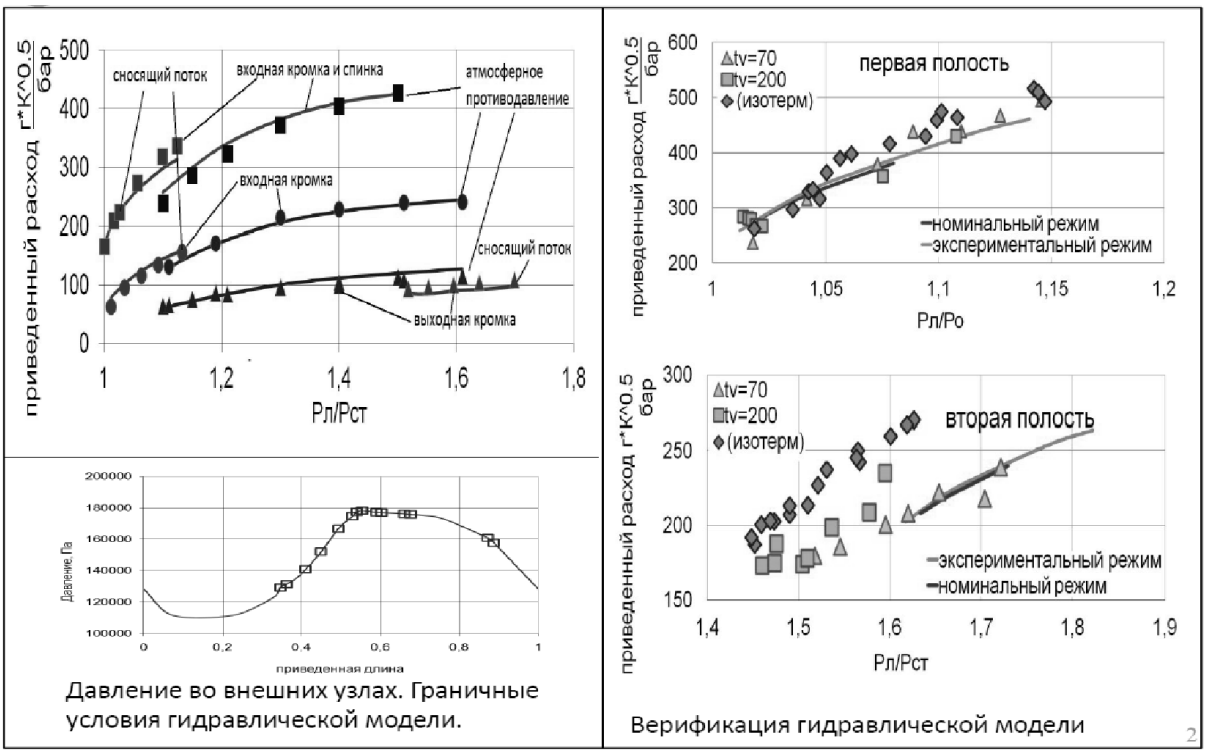


Рисунок 10. Верификация гидравлической модели

На рисунке 11 представлено сопоставление результатов расчета температурного поле охлаждаемой лопатки первой ступени турбины на экспериментальном режиме. Расхождение экспериментальных и расчетных данных составляет не более 5%. Минимальная температура профиля получена на спинке в районе 1-2 рядов перфорации, максимальная температура - на корыте в зоне

выходной кромки.

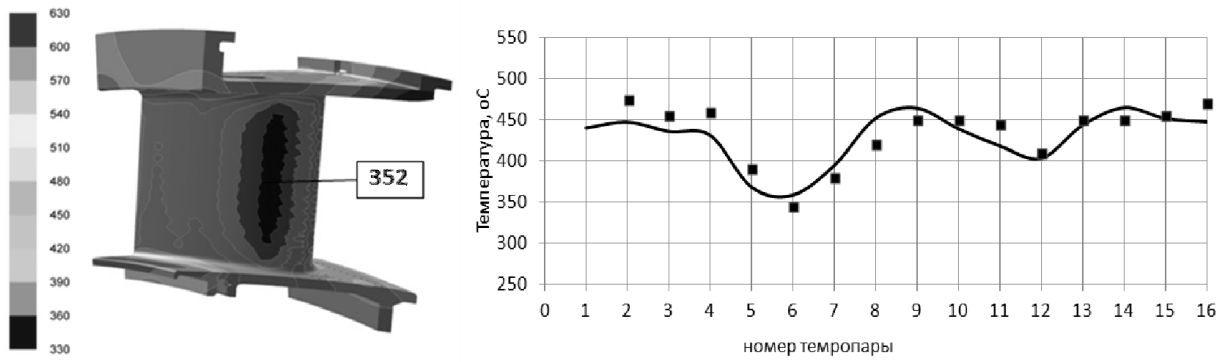


Рисунок 11. Температурное поле охлаждаемой лопатки и эпюра температур на экспериментальном режиме

В параграфе 4.4 рассмотрена возможность повышения интенсивности конвективного охлаждения выходной кромки с целью удаления двойного ряда перфорации на корыте вблизи выходной кромки, которая была введена по результатам расчета тепловых деформаций. При нагревании выходная кромка лопатки расширяется в стесненных условиях между полками, что приводит к изгибным деформациям и высоким значениям напряжений у полок, которые обеспечивают ”заделку”. Однако введение дополнительного двойного ряда перфорации привело к повышению температурного градиента, кроме того отверстия перфорации являются концентраторами напряжений.

Расчет геометрических параметров матрицы штырей выполнен при заданном числе Нуссельта по методике, изложенной в главе 2. В таблице 2 представлены параметры исходной и новой геометрии интенсификаторов в выходной кромке. Как видно из рисунка 12, после модернизации температурный градиент может быть уменьшен на 50°С. Как видно из графиков, приведенных на рисунке 13, интенсификация теплообмена матрицы штырей выше, чем для вихревой матрицы при значениях чисел Рейнольдса ниже 40 000 (режимы неполной нагрузки). Однако из-за большого гидравлического сопротивления эффективность матрицы штырей ниже, чем у вихревой матрицы. Поэтому для модернизации лопатки может быть рекомендована вихревая матрица.

Таблица 2 - Параметры матрицы штырей и вихревой матрицы

Матрица штырей						
S_1/d	S_2/d	H/d	ζ	Nu	G (кг/с)	ΔP (кПа)
2,00	2,60	2,53	1,68	400	0,075	17
1,56	2,06	2,53	2,56	690	0,129	77
Вихревая матрица						
t/b	H/b	α	ζ	Nu	G (кг/с)	ΔP (кПа)
2.38	2.53	90	2.06	720	0.130	66

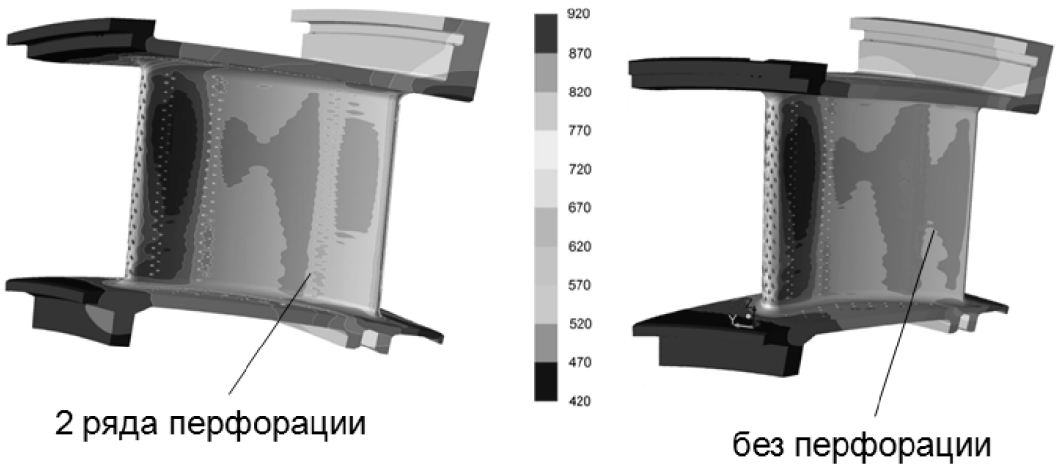


Рисунок 12. Температурное поле лопатки

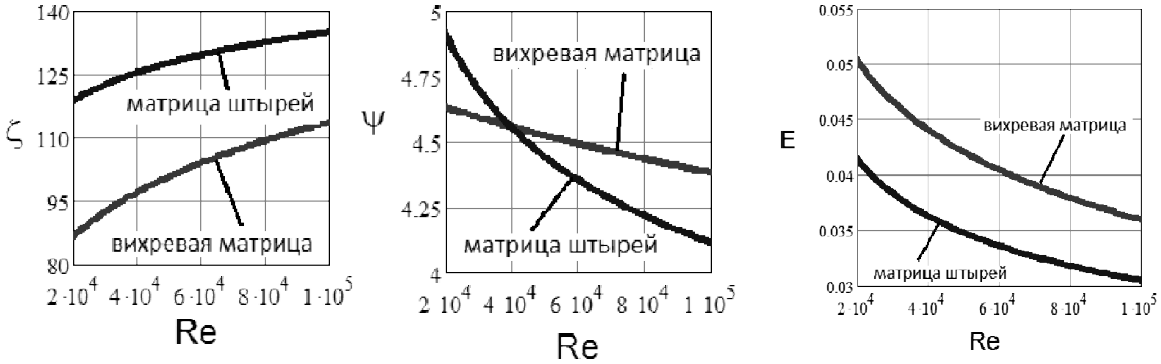


Рисунок 13. Влияние режима течения на эффективность интенсификации теплообмена в вихревой матрице и матрице штырей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана и обоснована опытными данными конструкция лопатки турбины газотурбинной установки среднего класса мощности с конвективно–пленочной системой охлаждения со средней глубиной охлаждения 0.63, при относительном расходе охлаждающего воздуха 7%.

2. Предложена уточненная зависимость для расчета сопротивления матрицы штырей, применимая в диапазоне H/d=1 - 6, S1/d=1,043 - 4, S2/d=1,25 – 4. Показана целесообразность использования для расчета теплообмена зависимости Мецгера, для которой коэффициент несовпадения Тейла не превышает 0.068.

3. Разработана расчетная модель для определения сопротивления и теплообмена при течении охладителя в вихревой матрице.

4. Получены экспериментальные данные по гидравлическим характеристикам системы охлаждения и тепловому состоянию перфорированной сопловой лопатки первой ступени. Отмечено, что приведенный расход первой и второй полости соответствует проектному значению.

5. Разработана и верифицирована трехмерная численная модель расчета теплового состояния сопловой лопатки на основе пакетов Thermal&Hydraulic Analysis, FLUENT

Расхождение расчетных и опытных данных по тепловому состоянию сопловой лопатки не превышает 5%.

6. Разработана методика определения параметров матрицы штырей по заданному приросту сопротивления (или интенсификации теплообмена), обеспечивающих максимальную эффективность интенсификацию теплообмена

7. Даны рекомендации по усовершенствованию системы охлаждения в зоне выходной кромки сопловой лопатки первой ступени турбины за счет применения вихревой матрицы.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи в журналах Перечня ВАК

1. Лебедев А.С. Охлаждаемый лопаточный аппарат первых трех ступеней высокотемпературной турбины энергетической газотурбинной установки ГТЭ-65 среднего класса мощности / А.С. Лебедев, Ю.М. Сундуков, В.В. Кривоносова // Теплоэнергетика. – 2007. – № 10. – С. 57-60

2. Кривоносова В.В. Экспериментально-расчетные исследования охлаждаемых лопаток ГТЭ-65/Л.А. Хоменок, М.С Золотогоров, А.Г. Николаев, И.Н. Егоров и др.//Теплоэнергетика. – 2008. – № 1. – С. 42-46

3. Ртищев В.В. Охлаждаемые лопатки турбины энергетической газотурбинной установки ГТЭ-65 / В.В. Ртищев, В.В. Кривоносова, Ю.М. Сундуков, В.Е. Михайлов, М.С. Золотогоров // Электрические станции. – 2009. – №10. – С 2-7

4. Кортиков Н.Н. Зависимости для расчета гидравлического сопротивления и интенсификации теплообмена в каналах со столбиками -турбулизаторами и вихревой матрицей / Н.Н. Кортиков, В.В. Кривоносова // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. – 2012. – № 3-2(154). – С. 178-184.

Статьи в научных изданиях

1.Кривоносова В.В. Расчетно-экспериментальное исследование теплового состояния сопловой лопатки первой ступени турбины с конвективным охлаждением / В. В. Кривоносова, С. К. Ерохин // Аэрокосмическая техника и высокие технологии–2002. Материалы Всероссийской научно-технической конференции; под ред. Ю.В. Соколкина, А.А. Чекалкина. – Пермь: ПГТУ. – 2002. – С. 143

2.Кривоносова В.В. Расчетно-экспериментальное исследование теплового состояния сопловой лопатки первой ступени турбины с конвективно-пленочным охлаждением/ В. В. Кривоносова, А. В. Липин// Аэрокосмическая техника и высокие технологии – 2002. Материалы Всероссийской научно-технической конференции; под ред. Ю. В. Соколкина, А.А. Чекалкина. – Пермь: ПГТУ. – 2002. – С. 164.

3.Кривоносова В.В. Расчетно-экспериментальное исследование теплового состояния сопловой и рабочей лопаток первой ступени турбины с конвективным охлаждением /

В. В. Кривоносова // Тез. докл. Третьей международной научно-практической конференции молодых специалистов «Ижора-2002». – С-Петербург: ОМЗ, 2002. С. 95
4.Кривоносова В.В. Расчет граничных условий и оценка теплового состояния рабочей лопатки турбины с пленочным заграждением / В. В. Кривоносова // Тез. докл. Четвертой международной научно-практической конференции молодых специалистов «Ижора-2003» – С-Петербург: ОМЗ., 2003. С. 187
5. Лебедев А.С. Разработка и расчетно-экспериментальное исследование лопаток первых ступеней газовых турбин с конвективно-пленочным охлаждением / А.С. Лебедев, А.А. Ермолаев, Н.О. Симин, В.В. Кривоносова // доклад на коллоквиуме 36 «Kraftwerkstechnischen». – Дрезден, 2004г.
6.Кривоносова В.В. Трехмерный CFD анализ теплового состояния охлаждаемой лопатки газовой турбины в сопряженной постановке / В.В. Кривоносова// Сборник тезисов II Международной научно-технической конференции «Авиадвигатели XXI века». – ЦИАМ, 2005, декабрь
7. Ермолаев А.А. Численное моделирование и сопоставление с результатами экспериментов теплового состояния лопаток турбины ГТЭ-65 / А.А. Ермолаев, В.В. Кривоносова // Вестник двигателестроения. – 2008. – № 3. С. 4 - 8
8.Симин Н.О. Современные методы оценки ресурса и прочности охлаждаемых лопаток газовых турбин / Н.О. Симин, В.В. Кривоносова, О.В. Романова// Прочность материалов и ресурс элементов энергооборудования: сборник научных трудов. – Труды ЦКТИ, 2009, № 296 С. 177-188
9.Кривоносова В.В. Исследование эффективности конвективно-пленочной системы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин методами экспериментального и численного моделирования [Электронный ресурс]/ В. В. Кривоносова // Авиадвигатели XXI века: материалы конф. – Электрон. дан. – М.: ЦИАМ, 2010. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).
10.Кривоносова В.В. Определение теплового состояния сопловой лопатки первой ступени высокотемпературной газовой турбины с конвективно-пленочной системой охлаждения / В.В. Кривоносова, А.С.Лебедев, Н.О. Симин, М.С. Золотогоров// Газотурбинные технологии. –2011. –№1. – С.26-32
11.Krivonosova V. Experimental and Numerical Analysis of High Temperature Gas Turbine Nozzle Vane Convective and Film Cooling Effectiveness/ V. Krivonosova, A. Lebedev, N. Simin, M. Zolotogorov, N. Kortikov// Proceedings of ASME Turbo Expo. – 2011, – GT2011-45294, pp. 9