

Чупин Павел Владимирович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА ВНЕШНЕГО
ТЕПЛООБМЕНА ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН,
ОСНОВАННОГО НА РЕШЕНИИ ОСРЕДНЕННЫХ
УРАВНЕНИЙ НАВЬЕ-СТОКСА И МОДЕЛИ ЛАМИНАРНО-
ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ ГАЗА**

05.07.05 – Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки
летательных аппаратов

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Государственном общеобразовательном учреждении высшего профессионального образования «Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева».

Научный руководитель кандидат технических наук
Шмотин Юрий Николаевич

Официальные оппоненты доктор технических наук
Богомолов Евгений Николаевич
кандидат технических наук
Харьковский Сергей Валентинович

Ведущая организация ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь

Защита состоится «06» мая 2010 г. в 12⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.210.01 в Государственном общеобразовательном учреждении высшего профессионального образования «Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева» по адресу: 152934, г. Рыбинск, Ярославская область, ул. Пушкина, 53.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Государственного общеобразовательного учреждения высшего профессионального образования «Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева».

Автореферат разослан «29» марта 2010 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета

Б.М. Конюхов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Основными показателями, характеризующими совершенство авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), являются удельная тяга, удельный расход топлива и удельная масса. С ростом температуры газа перед турбиной и при соответствующем повышении давления в компрессоре удельные параметры ГТД улучшаются.

С повышением температуры газа снижается надежность ряда элементов газовой турбины: сопловых и рабочих лопаток, дисков и др. Наибольшую трудность представляет обеспечение надежной работы рабочих лопаток, которые, работая при высоких температурах подвержены термической усталости, вибрациям, газовой коррозии и эрозии, а также воздействию центробежных сил.

Одной из наиболее сложных задач при проектировании газовых турбин является задача точного определения тепловых потоков от газа к лопаткам. Процессы теплообмена в пристенных областях сопловых и рабочих лопаток характеризуются комплексным воздействием ряда факторов: турбулентностью, отрывом пограничного слоя, переходными режимами течения от ламинарного к турбулентному, реламинаризацией, неизотермичностью, градиентностью течения, сжимаемостью, шероховатостью поверхности; влиянием сил инерции, пространственности течения, угла атаки, локального и распределенного вдува охладителя.

Одновременный учет многих из указанных выше факторов при расчетах внешнего теплообмена практически невозможен. Вместе с тем определение коэффициента теплоотдачи α от газа к стенке лопатки должно выполняться максимально точно. Погрешность в 20 % при задании коэффициента теплоотдачи в качестве граничного условия внешнего теплообмена может приводить к ошибке в определении температуры лопатки в 40..60 К.

В процессе изучения внешнего теплообмена на основе натурального эксперимента создана большая база знаний, позволяющая делать значимые для практики оценки разрабатываемых конструкций турбомашин. Однако, сегодня лопатки современных газовых турбин работают в более неблагоприятных условиях, что требует проведения все новых уточняющих экспериментов. Процесс натурального эксперимента очень дорог, а решать задачу об определении условий теплообмена необходимо еще на этапе проектирования.

Таким образом, основным путем решения проблемы проектирования высокотемпературных лопаток газовой турбины является разработка эффективных математических моделей.

Из сказанного следует, что для решения задачи проектирования лопаток высокотемпературных турбин необходимо в первую очередь определить условия внешнего теплообмена. Существующие в настоящее время методы не

обеспечивают необходимую точность расчетов. В связи с этим является актуальной тема диссертационной работы, посвященная разработке нового, более точного метода расчета внешнего теплообмена лопаток газовых турбин.

Работа выполнена на кафедре «Общая и техническая физика» ГОУ ВПО «Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева» и в ОАО «НПО «Сатурн».

Цель диссертационной работы. Разработка метода расчета внешнего теплообмена лопаток газовых турбин на основе решения системы осредненных уравнений Навье-Стокса и модели ламинарно-турбулентного течения газа, его верификация на основе доступных в открытой литературе экспериментальных данных и апробация на лопатках турбин современных ГТД.

Задачи исследования. Для достижения поставленной цели в работе решены следующие задачи:

1. Проанализировано современное состояние вопроса по методам определения параметров внешнего теплообмена на лопатках турбины, подобраны достоверные экспериментальные данные по исследованию газодинамических и тепловых характеристик в межлопаточных каналах.

2. Сформирована физико-математическая модель описания внешнего теплообмена на лопатках турбины на основе решения системы осредненных уравнений Навье-Стокса, выполнена ее верификация.

3. Разработан метод расчета граничных условий внешнего теплообмена лопаток газовых турбин.

4. Проведена апробация метода на примере оценки теплового состояния рабочих лопаток турбин современных ГТД, спроектированных в ОАО «НПО «Сатурн».

Метод исследования. Поставленные в диссертационной работе задачи решены с использованием метода «контрольного» объема – метода прямого численного интегрирования уравнений движения сплошной среды.

Достоверность и обоснованность результатов работы достигается:

1. Использованием фундаментальных законов сохранения массы, импульса и энергии;

2. Применением программного комплекса, верифицированного на основе экспериментальных данных и апробированного в ОКБ-1 ОАО «НПО «Сатурн» в процессе проектирования турбин ГТД различного назначения;

3. Согласованием расчетных данных с результатами натуральных экспериментов, полученных при испытании плоских решеток и полноразмерных ГТД.

На защиту выносятся:

1. Физико-математическая модель описания внешнего теплообмена на лопатках турбины.

2. Метод расчета параметров внешнего теплообмена, позволяющий

прогнозировать тепловое состояние современных лопаток высокотемпературных газовых турбин.

Научная новизна результатов заключается в следующем:

1. На основе осредненных уравнений Навье-Стокса разработана физико-математическая модель расчета теплообмена между газовым потоком и лопаткой турбины ГТД, позволяющая прогнозировать тепловые характеристики при ламинарном, переходном и турбулентном состоянии пограничного слоя.

2. Исследованы основные факторы и закономерности, влияющие на достоверность расчета внешнего теплообмена лопаток, проведено их обобщение, сформулированы критерии, обеспечивающие требуемую точность моделирования.

3. Предложенная физико-математическая модель расширяет возможный диапазон применимости расчетных методов определения внешнего теплообмена по сравнению с существующими подходами на основе критериальных зависимостей и уравнений пограничного слоя.

Практическая ценность состоит в разработке метода расчета внешнего теплообмена, повышающего точность прогнозирования теплового состояния лопаток турбин и позволяющего минимизировать объем дорогостоящих экспериментальных исследований, необходимых для подтверждения работоспособности турбины. Метод не требует больших вычислительных ресурсов и используется в опытно-конструкторском бюро ОАО «НПО «Сатурн» при проектировании современных газовых турбин.

Реализация результатов. Метод реализован в составе программного комплекса и применяется в ОАО «НПО «Сатурн» в процессе проектирования для определения внешнего теплообмена на лопатках турбины.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались и обсуждались на международной научно-технической конференции «Рабочие процессы и технология двигателей» (г. Казань, 2005 г.), всероссийской научно-технической конференции молодых ученых и специалистов «Проблемы создания перспективных авиационных двигателей» (г. Москва, 2005 г.), Зимней школе по механике сплошных сред (г. Пермь, 2005 г.), международной научно-технической конференции «Авиадвигатели XXI века» (г. Москва, 2005 г.), Четвертой Российской национальной конференции по теплообмену (г. Москва, 2006 г.), международной школе-конференции молодых ученых, аспирантов и студентов им. П.А. Соловьева и В.Н. Кондратьева «Авиационная и ракетно-космическая техника с использованием новых технических решений» (г. Рыбинск, 2006 г.), международной конференции, посвященной 70-летию основателя Рыбинской школы теплофизиков д.т.н., профессора Ш.А. Пиралишвили (г. Рыбинск, 2009 г.).

Публикации. Основное содержание работы отражено в 8^{шт} печатных

работах, в том числе в статье, опубликованной в издании, входящем в перечень ВАК.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, изложенных на 141 листе машинописного текста и списка использованных источников из 115 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность проблемы, определены цели исследования, приведены основные научные положения и результаты, вынесенные на защиту.

В первой главе раскрыты проблемы определения граничных условий внешнего теплообмена в лопатках турбомашин и сделан обзор работ, посвященных исследованию методов решения по определению параметров теплового состояния.

Ввиду сложности аналитического описания явлений, определяющих закономерности теплообмена в сложных пространственных течениях сжимаемой среды, средние и местные значения коэффициентов теплоотдачи α_t от газа к лопаткам часто определяют из экспериментов на моделях и пакетах лопаток. Результаты таких экспериментов, обработанные согласно теории подобия и размерности, представляют в виде критериальных уравнений.

Средний по обводу профиля коэффициент теплоотдачи или число Нуссельта обычно определяют из соотношения:

$$Nu_{cp} = A Re^n. \quad (1)$$

Влияние основных геометрических параметров решетки на теплообмен может быть учтено предложенным В.И. Локаем числом подобия S_r :

$$S_r = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \sqrt{\frac{2\bar{s}}{\bar{t} \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2) \cos^2\left(\frac{\beta_1 - \beta_2}{2}\right)}}. \quad (2)$$

В действительности коэффициент теплоотдачи не остается постоянным, поэтому фактически определяется для ряда характерных участков профиля лопатки: входная кромка, выходная кромка, спинка (выпуклая часть) и корыто.

Основным достоинством критериальных соотношений является простота определения условий внешнего теплообмена и их применение на характерных участках лопатки турбины позволяет на ранних этапах проектирования обеспечить надежную инженерную точность прогноза теплового состояния. К недостаткам такого метода относится ограниченный диапазон применения критериальных зависимостей.

Интегральные методы расчета являются полуэмпирическими и строятся на основе обыкновенных дифференциальных уравнений. По сравнению с

критериальными соотношениями, они позволяют получать данные о непрерывном распределении по поверхности коэффициентов теплоотдачи.

По сравнению с дифференциальными методами интегральные относительно просты, требуют меньшего времени счета и проще реализуются на ЭВМ, но позволяют получать данные не о детальной структуре пограничного слоя, а только о распределении параметров по поверхности. В основе таких методов лежит использование интегральных соотношений импульса и энергии. При этом необходимо заранее определить каким-либо известным методом распределение скоростей и температуры в пределах ПС. Основное достоинство данного метода состоит в том, что он позволяет рассчитывать теплообмен при ламинарном, переходном и турбулентном состоянии пограничного слоя.

Теория пограничного слоя хорошо разработана и имеет большую предысторию практического применения в инженерных задачах. Большинство практических задач решено в постановке двумерного пограничного слоя. Для решения уравнений пограничного слоя необходимо заранее знать распределение параметров на границе пограничного слоя с основным «невязким» потоком. Для моделирования турбулентных эффектов необходимо определить механизмы образования турбулентности. Установлено, что переход ламинарной формы течения в турбулентную связан с потерей устойчивости ламинарного упорядоченного течения, которое происходит при превышении некоторого критического числа Рейнольдса. На рисунке 1 схематично представлены три характерных участка течения в пограничном слое.

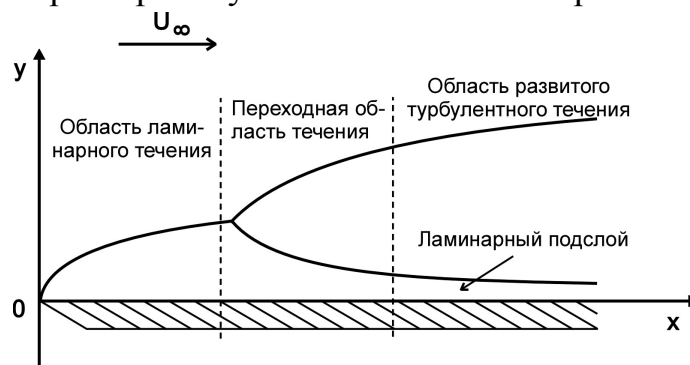


Рис. 1. Стадии развития пограничного слоя.

При различных температурах стенки и набегающего потока α_r на поверхности обтекаемого тела увеличивается в среднем в 3-5 раз при переходе в пограничном слое от ламинарной формы течения к турбулентной, поэтому для прогнозирования теплового нагружения лопаток турбины ГТД требуется знание условий возникновения турбулентного течения, начала и конца переходного участка, законов изменения сдвиговых напряжений и теплообмена в этой области, влияния на эти условия основных параметров потока. Основные факторы, влияющие на возникновение турбулентного течения: число Маха

набегающего потока, градиент давления, температурный фактор, шероховатость обтекаемой поверхности, пульсации внешнего потока, кривизна обтекаемой поверхности, перфорация на лопатках, нестационарность внешнего потока. Из перечисленных можно выделить 3-4 фактора, играющих решающую роль при возникновении турбулентности в пограничном слое. Поэтому в практике проектирования при определении зоны перехода обычно применяют критерии перехода, основанные именно на этих решающих факторах. Наибольшее отличие расчетных и опытных данных при решении уравнений пограничного слоя наблюдается при малых числах Рейнольдса, в зонах отрыва и ламинарно-турбулентного перехода.

К основным недостаткам методов расчета на основе уравнений пограничного слоя относится сложность реализации для трехмерного случая, необходимость предварительного определения граничных условий на внешней границе пограничного слоя, невозможность получения решения при наличии отрывного течения на поверхности лопатки.

Развитие вычислительной техники в конце XX- начале XXI века позволило перейти к решению более сложных уравнений – уравнений Навье-Стокса. Считается, что эти уравнения наиболее полно описывают турбулентные течения реальных жидкостей и газов. Однако для реализации таких расчетов необходимы большие вычислительные ресурсы. Это связано с тем, что временной и пространственный масштабы турбулентного движения столь малы, что требуемое количество узлов расчетной сетки и малый размер шага интегрирования по времени делают эти вычисления труднореализуемыми на практике. Общепринятым подходом к моделированию нестационарных турбулентных течений является решение осредненных по времени уравнений Навье-Стокса (уравнений Рейнольдса). При осреднении по времени в уравнениях появляются новые члены, которые интерпретируются как градиенты добавочных напряжений и тепловых потоков, вызванные турбулентным переносом. Эти новые величины связаны с характеристиками осредненного течения посредством моделей турбулентности. В этих моделях, как правило, добавочные сдвиговые турбулентные напряжения связаны со скоростью средней деформации посредством гипотезы Буссинеска. Типичными моделями турбулентности, широко используемыми для расчета трехмерных течений, являются модель Болдуина-Ломакса, $k-\epsilon$, $k-\omega$, $k-\omega$ SST и др.

Одним из важнейших условий достоверного определения условий внешнего теплообмена на основе уравнений Рейнольдса является правильное описание процессов ламинарно-турбулентного перехода. При этом нет необходимости предварительно определять граничные условия на внешней границе пограничного слоя, так как решение ищется во всей области течения.

Анализ работ по определению параметров внешнего теплообмена на основе решения уравнений Рейнольдса показывает, что основным физическим

фактором, влияющим на граничные условия внешнего теплообмена в сопловых и рабочих лопатках турбин, является ламинарно-турбулентный переход пограничного слоя. Степень его влияния на внешний теплообмен зависит, главным образом, от свободной турбулентности в потоке и режимных параметров течения в решетке (угол атаки, число Маха, число Рейнольдса).

Во второй главе разработана физико-математическая модель описания внешнего теплообмена на поверхности лопатки турбины ГТД. Сформулирована ее физическая основа: течение вязкого теплопроводного газа через пространственную решетку профилей при наличии неравномерности параметров потока на входе, отрывных явлений, эффектов сжимаемости, турбулентности и изменении параметров пограничного слоя на поверхности.

За основу физико-математической модели выбрана система нестационарных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) &= 0; \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) &= -\frac{\partial P^*}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \delta_{ij} \frac{\partial U_l}{\partial x_l} \right); \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j H) - \frac{\partial \bar{P}}{\partial t} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \frac{\mu_t}{\text{Pr}_t} \frac{\partial h}{\partial x_j} \right) + \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ U_i \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \delta_{ij} \frac{\partial U_l}{\partial x_l} \right] + \mu \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\}, \end{aligned} \quad (3)$$

где ρ - плотность, P - давление, U - скорость, T - температура, k - турбулентная кинетическая энергия, H - полная энтальпия, μ и μ_t - динамическая и турбулентная вязкость, $P^* = P + 2/3 \rho \delta_{ij} k$, $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$.

Для замыкания системы (4) используется уравнение состояния совершенного газа:

$$P = \rho R T, \quad (4)$$

где R - индивидуальная газовая постоянная.

Для моделирования турбулентности и корректного описания пограничного слоя на поверхности лопатки турбины применяется полуэмпирическая SST модель Ментера:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} &= P_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \\ \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} &= \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) 2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \end{aligned} \quad (5)$$

где β^* , σ_{k3} , α_3 , β_3 , $\sigma_{\omega 3}$, $\sigma_{\omega 2}$ - эмпирические коэффициенты.

Для определения протяженности переходной зоны и точки перехода из ламинарного в турбулентное состояние (или реламинаризации) решаются дифференциальные уравнения переноса для перемежаемости γ и числа

Рейнольдса (по толщине вытеснения пограничного слоя) $\overline{Re}_{\delta^*t}$:

$$\frac{\partial(\rho\gamma)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \gamma)}{\partial x_j} = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\gamma} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_j} \right], \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \overline{Re}_{\delta^*t})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \overline{Re}_{\delta^*t})}{\partial x_j} = P_{\delta^*t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\sigma_{\delta^*t} (\mu + \mu_t) \frac{\partial \overline{Re}_{\delta^*t}}{\partial x_j} \right]. \quad (7)$$

Естественный переход пограничного слоя из ламинарного в турбулентное состояние описывается эмпирическим критерием Abu-Ghannam and Shaw:

$$Re_{\delta^*t} = f(Tu, \lambda), \quad (8)$$

или Mayle:

$$Re_{\delta^*t} = 420Tu^{-0.69}, \quad (9)$$

где Tu - локальная интенсивность турбулентности, а λ - параметр, характеризующий градиент давления.

Система уравнений (3)-(7) совместно с критерием (8) или (9) определяет математическую модель описания внешнего теплообмена лопатки турбины.

Расчетные исследования, выполненные другими авторами на основе близкой к представленной физико-математической модели, были направлены на определение газодинамических параметров. Тепловые характеристики пограничного слоя не исследовались. В работах не учтен широкий диапазон рабочих условий современных турбин, а также не проведены исследования по влиянию сетки, модели турбулентности, численной схемы решения на результаты оценки теплового состояния лопаток турбин.

В третьей главе выполнена верификация физико-математической модели на примере определения газодинамических и тепловых характеристик профилей лопаток турбин (рисунок 2), а также разработан метод расчета внешнего теплообмена. Оценивалось влияние на результаты расчета типа расчетной сетки, схемы дискретизации и модели турбулентности.

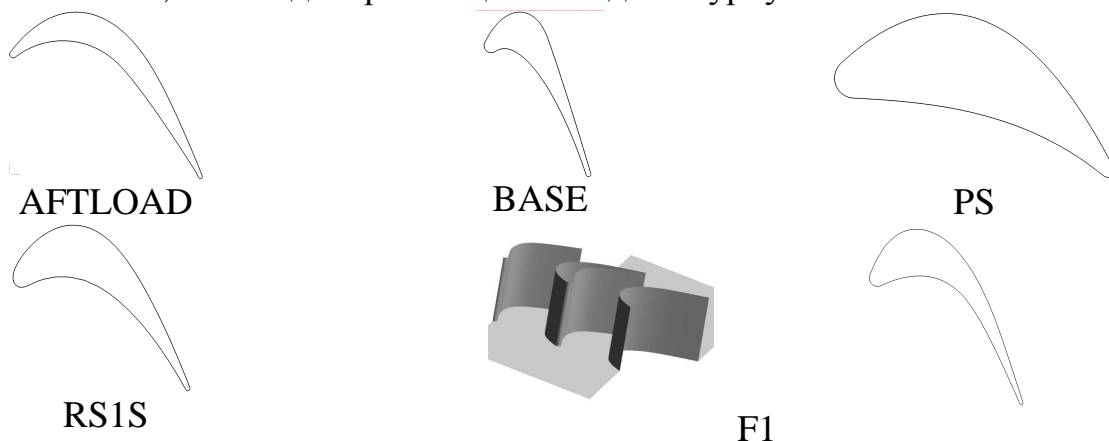
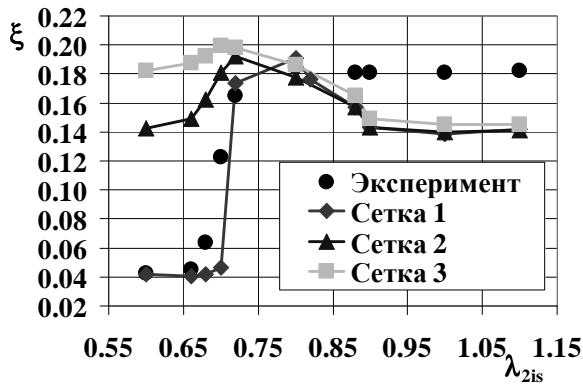


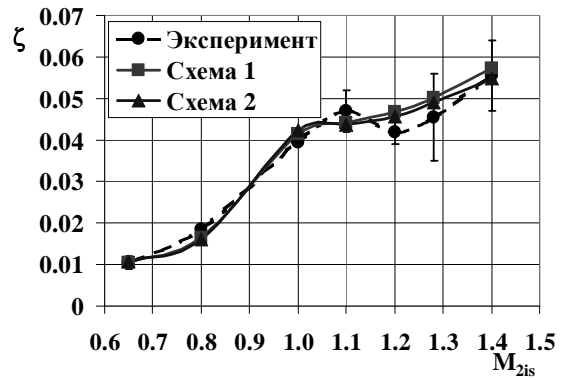
Рис. 2. Профили решеток турбин

На рисунке 3 представлена зависимость потерь в решетке от типа расчетной схемы (Схема 1 – переменный порядок точности между первым и вторым, Схема 2 – второй порядок) и размера сетки (Сетка 1- 215x87x3, Сетка 2

- 165x74x3, Сетка 3 - 130x49x3) в сравнении с экспериментом.



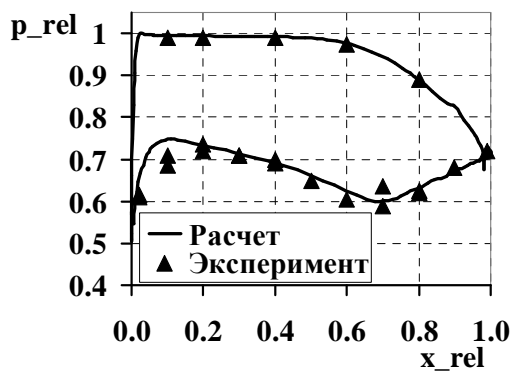
а)



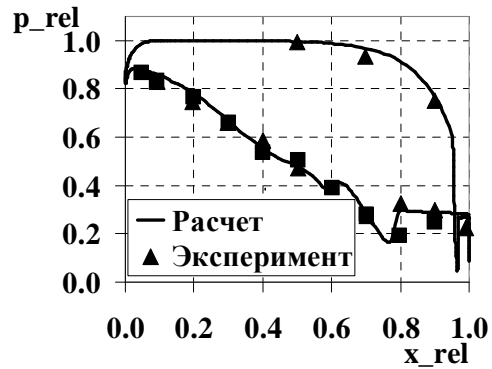
б)

Рис. 3. Потери в решетках турбин: а- решетка PS; б – решетка BASE

Сравнение расчетного и экспериментального давления на профиле решетки приведено на рисунке 4. Результаты опубликованы автором в [1, 2].



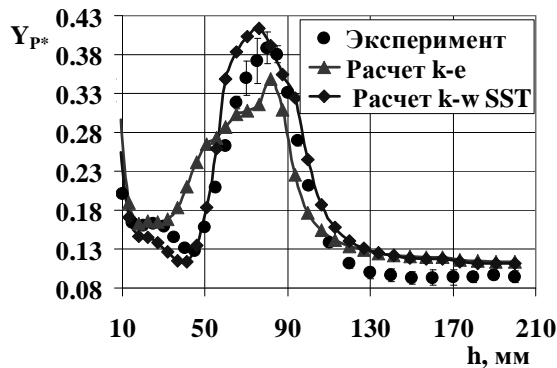
а)



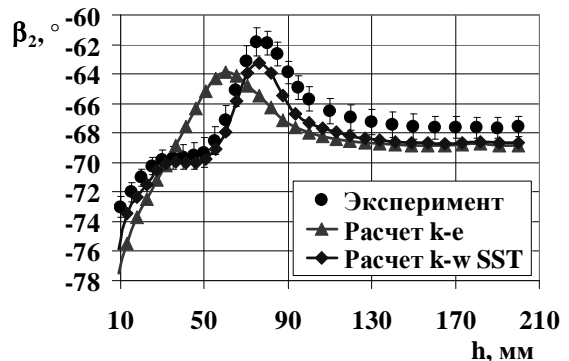
б)

Рис. 4. Распределение давления по профилю:
а- решетка AFTLOAD; б – решетка BASE

Оценка возможности предсказания вторичных течений выполнена на примере пространственной решетки F1 (рисунок 5).



а)



б)

Рис. 5. Радиальная эпюра параметров на выходе из решетки:
а- потери полного давления; б – угол потока

Для решетки RS1S выполнено прогнозирование параметров внешнего

теплообмена при изменении угла атаки (рисунок 6), числа Маха, числа Рейнольдса (рисунок 7), интенсивности турбулентности на входе (рисунок 8). Результаты расчетов с использованием критерия ламинарно-турбулентного перехода Abu-Ghannam&Shaw (кривая 1) и Maule (кривая 2) сравнивались с экспериментальными данными и расчетами по критериальным зависимостям Локая (кривая 3). Предварительные результаты опубликованы автором в [3, 4, 5, 6], а окончательные – в [7, 8].

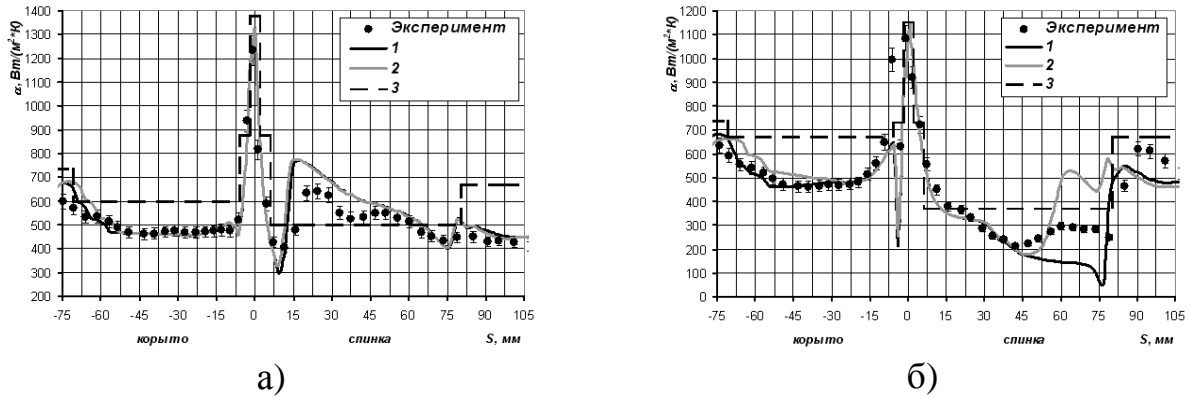


Рис. 6 Распределение коэффициентов теплоотдачи вдоль профиля при углах атаки: а – плюс 5° , б – минус 14°

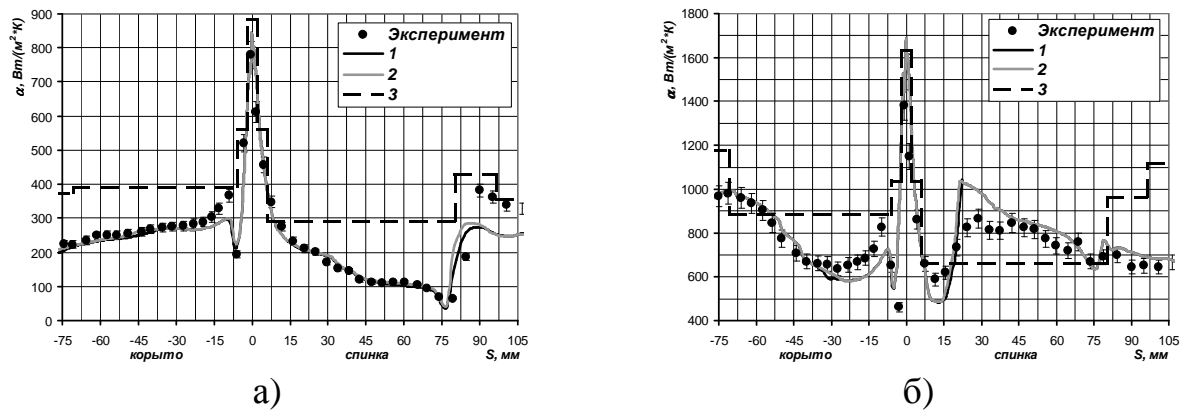


Рис. 7. Распределение коэффициентов теплоотдачи вдоль профиля:
а – $Re_2=0.54 \cdot 10^6$, б – $Re_2=1.84 \cdot 10^6$

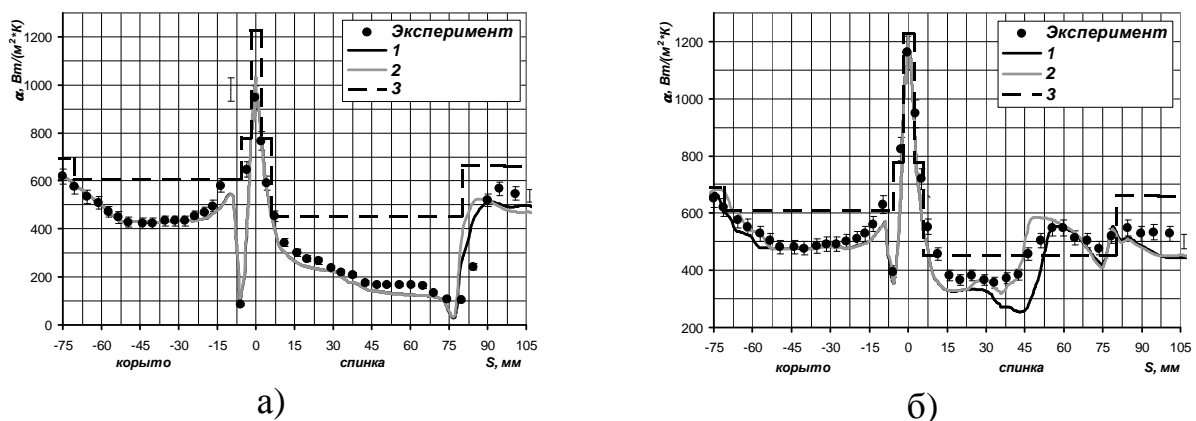


Рис. 8. Распределение коэффициентов теплоотдачи вдоль профиля:
а – $Tu=0.008$, б – $Tu=0.04$

Верификация физико-математической модели показала, что погрешность определения давления на профиле составляет в среднем 2 % и не превышает 10 %, потерь – в среднем 10 % при безотрывном обтекании. Модель качественно прогнозирует возникновение отрывных явлений на профиле и образование вторичных течений. Граничные условия теплообмена на лопатках прогнозируются с погрешностью не более 10 %, что превосходит точность известных и наиболее широко применяемых методов.

Для использования физико-математической модели при проектировании разработан метод расчета внешнего теплообмена на лопатках турбины, основанный на выборе топологии расчетной области, критериях качества сетки, конечно-разностной схемы с учетом особенностей течения в турбомашинах и результатов верификации.

Топология расчетной области включает один межлопаточный канал, Для исключения влияния граничных условий на результат решения задачи граница входа относится вверх по потоку на 0.75..1 хорду лопатки от входной кромки, а выходная на 1.5..2 хорды от выходной кромки.

Оптимальный тип расчетной сетки - регулярная гексагональная с O-сеткой вокруг профиля, что позволяет добиться ортогональности сеточных линий в окрестности стенок для достоверного определения теплового потока на стенке лопатки. Выполнено параметрическое исследование по влиянию качества сеточной дискретизации (количество узлов расчетной сетки вдоль профиля и в пограничном слое, коэффициенты сгущения сетки, минимальный размер ячейки у стенки) на результаты расчета. Для описания ламинарно-турбулентного перехода и теплообмена количество узлов расчетной сетки вдоль профиля должно быть не менее 175, из которых 25 узлов приходится на входную кромку. Количество узлов по нормали к профилю составляет не менее 25..35 и зависит от ширины O-сетки и предполагаемой толщины пограничного слоя. Необходимо обеспечить сгущение узлов сетки при приближении к поверхности профиля и торцевым поверхностям. Отношение размеров ребер соседних ячеек по нормали к профилю не должно превышать 1.1, а вдоль профиля и поперек межлопаточного канала в основном потоке 1.25. Расстояние по нормали 10^{-6} м от ближайшей ячейки сетки до стенки в большинстве случаев обеспечивает безразмерный параметр качества сетки $y^+ \leq 2$, который позволяет применять низкорейнольдсовы модели турбулентности и обеспечивает достоверный прогноз коэффициента теплоотдачи.

Схема дискретизации расчетной области должна иметь близкий к второму порядок точности по пространству.

Для минимизации погрешности при определении параметров внешнего теплообмена, особенно в переходной зоне, результирующее значение локальных характеристик теплообмена следует брать как среднее арифметическое значение, полученное из расчетов по двум различным

критериям ламинарно-турбулентного перехода, в качестве которых рекомендуется использовать зависимости Abu-Ghannam&Shaw и Mayle.

В четвертой главе выполнена апробация метода расчета внешнего теплообмена лопаток газовых турбин. Решена задача об определении теплового состояния рабочих лопаток турбины высокого давления промышленного и турбины низкого давления авиационного ГТД (рисунок 9).



Рис. 9. Геометрические модели рабочих лопаток турбин:
а – высокого давления, б – низкого давления

Выполнены гидравлические расчеты течения охлаждающего воздуха во внутренних полостях лопаток и аэродинамические расчеты внешнего течения газа в межлопаточных каналах, определены температуры и коэффициенты теплоотдачи, действующие на лопатку со стороны хладагента и горячего газа. Полученные из расчетов величины температур и коэффициентов теплоотдачи прикладывались в качестве граничных условий теплообмена для решения задачи об определении теплового состояния лопаток. Расчетная температура лопаток на поверхности профиля сравнивалась с экспериментальными данными, полученными при термометрировании лопаток (рисунок 10).

Сравнение результатов показывает, что отклонение расчетной температуры не превышает 35 К от экспериментального значения, что не превышает 3 % от измеренной величины. В большинстве экспериментальных точек отклонение расчетных значений температур лопатки составляет 20..30 К.

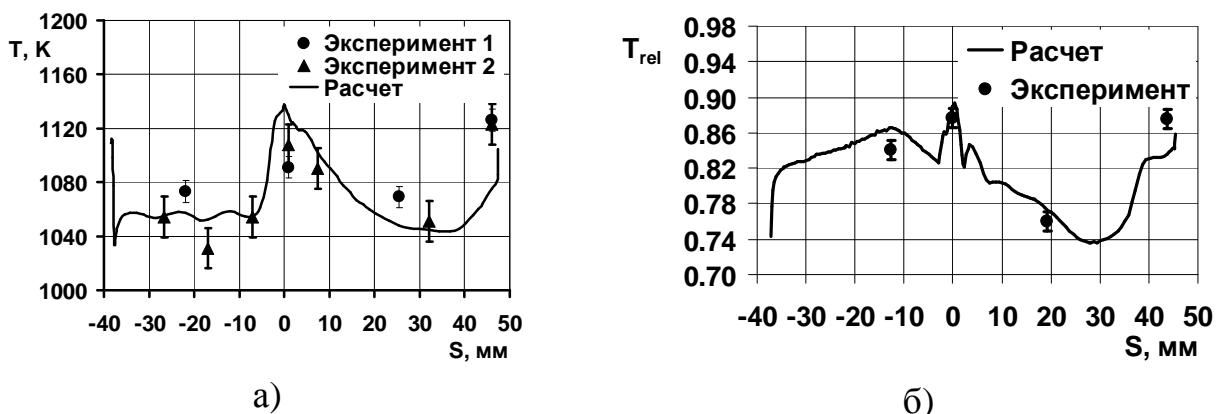


Рис. 10. Температура на поверхности лопаток турбин ($h=50\%$):
а – высокого давления, б – низкого давления

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Разработанная в диссертации физико-математическая модель описания рабочего процесса течения в межлопаточных каналах лопаток турбин позволяет на этапе проектирования рассчитать параметры теплообмена и характеристики обтекания с погрешностью, не превышающей 10 %.

2. Оценка чувствительности физико-математической модели к выбору модели турбулентности, типа и качества сетки, критерия ламинарно-турбулентного перехода пограничного слоя и схемы дискретизации расчетной области обеспечивает критерии, повышающие точность расчета в 2 раза по сравнению с подходами на основе критериальных зависимостей и уравнений пограничного слоя.

3. Физико-математическая модель и метод определения внешнего теплообмена, учитывающий наиболее значимые факторы (сжимаемость, турбулентность, неравномерность газодинамических параметров, состояние пограничного слоя), обеспечивает достоверность прогнозных расчетов теплового состояния реальных конструкций лопаток в процессе проектирования с погрешностью, не превышающей 3 %, что превосходит точность известных и широко применяемых расчетных методов.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. **Чупин, П.В.** Постановка задачи численного моделирования нестационарного газодинамического взаимодействия решеток профилей. Результаты расчетов и их сопоставление с экспериментом [Текст] / П.В. Чупин, Ю.Н. Шмотин // Международная научно-техническая конференции «Рабочие процессы и технология двигателей». Тезисы докладов. – Казань: 2005. - С. 208-209.

2. **Чупин, П.В.** Численное моделирование нестационарного «статор-ротор» взаимодействия в ступени осевой турбины [Текст] / П.В. Чупин, Д.В. Карелин, Ю.Н. Шмотин // Всероссийская научно-техническая конференция молодых ученых и специалистов. Тезисы докладов. – Москва: 2005. - С. 142-143.

3. **Чупин, П.В.** Расчетно-экспериментальное исследование теплообмена на поверхности лопатки турбины [Текст] / П.В. Чупин, Д.В. Карелин, Ю.Н. Шмотин // Зимняя школа по механике сплошных сред (четырнадцатая). Тезисы докладов. – Пермь: 2005. - С. 147.

4. **Чупин, П.В.** Расчетно-экспериментальное исследование теплообмена на поверхности лопатки турбины [Текст] / П.В. Чупин, Д.В. Карелин, Ю.Н. Шмотин // Международная научно-техническая конференция «Авиадвигатели XXI века». Тезисы докладов, том 1. – Москва: 2005. - С. 352-353.

5. **Чупин, П.В.** Выбор методики определения коэффициента теплоотдачи на поверхности лопатки турбины [Текст] / П.В. Чупин, Д.В. Карелин, Ю.Н. Шмотин// Четвертая Российская национальная конференция по теплообмену. Тезисы докладов, том 2. – Москва: 2006. - С. 132-136.

6. **Чупин, П.В.** Определение коэффициента теплоотдачи на поверхности лопатки турбины на основе различных методик [Текст] / П.В. Чупин, Д.В. Карелин, Ю.Н. Шмотин// Авиационная и ракетно-космическая техника с использованием новых технических решений: Материалы Международной школы-конференции молодых ученых, аспирантов и студентов им. П.А. Соловьева и В.Н. Кондратьева. Тезисы докладов, часть 3. – Рыбинск: 2006. - С. 111-113.

7. **Чупин, П.В.** Влияние выбора математической модели на достоверность предсказания коэффициента теплоотдачи на поверхности лопатки турбины [Текст] / П.В. Чупин, Д.В. Карелин, Д.Г. Иевлев, Ю.Н. Шмотин// Межотраслевой научно-технический журнал «Конверсия в машиностроении», №4/5 (83-84). – Москва: 2007. - С. 48-55.

8. **Чупин, П.В.** Определение граничных условий внешнего теплообмена на поверхности лопатки турбины [Текст] / П.В. Чупин, Ю.Н. Шмотин// «Энергетические установки: тепломассообмен и процессы горения»: материалы I Международной конференции, посвященной 70-летию основателя Рыбинской школы теплофизиков д.т.н., профессора Ш.А. Пиралишвили. – Рыбинск: 2009. - С. 225-227.