М287728

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СС

Московское

ордена Ленина и ордена Трудового Красного знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

ПУГИН Геннадий Александрович

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХКОНТУРНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

/05.04.01 - Парогенераторостроение и парогазотурбостроение/

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1976 г.

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана.

Научный руководитель –
заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор УЗАРОВ В.В.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор КАЗАНДЖАН П.К.
кандидат технических наук, доцент КОЗИНОВ И.А.

Ведущее предприятие – ВТИ им. Ф.Э.Дзержинского.

Автореферат разослан "12" апреля 1976 года.

Защита диссертации состоится "17" мая 1976 года на заседании Совета факультета "Энергомашиностроение" МВТУ им. Н.Э.Баумана по адресу: Москва, 107005, 2-я Бауманская ул., д. 5, МВТУ им.Баумана.

Отзывы /в двух экземплярах/, заверенные печатью, просим

библиотеке Училища.

Э.А.МАНУШИН

ТУ Зак.939.Тир.100экз.

М287728

ВВЕДЕНИЕ.

I. Актуальность проблемы. Темпы научно-технического прогресса, интенсификация общественного производства, повышение его технического уровня и улучшение условий труда в значительной мере определяются состоянием энергетики.

Поскольку потребление электроэнергии зависит от сезона и времени суток, в ряде районов промышленно развитых стран все большее распространение получают пиковые энергетические установки, работающие относительно короткое время в период максимального потребления электроэнергии. В приросте энергетической нагрузки доля базовой составляет в настоящее время 60-70% с тенденцией к уменьшению; доля же пиковой, полупиковой и резервной мощности - 40-50% с тенденцией к увеличению. Создание экономичного и маневренного оборудования для тепловых электростанций превратилось в важную государственную задачу, требующую скорейшего решения.

Для большинства современных пиковых электростанций вполне приемлемыми оказываются газотурбинные установки. Наиболее полно все возможности ГТУ реализуются при увеличении степени повышения температуры цикла и при оптимальных его параметрах. При этом существенно растут экономичность и удельная мощность с одновременным уменьшением габаритов ГТУ.

Если в авиационных ГТД расширение диапазона степени повышения температуры цикла в условиях высотных полетов достигается за счет низкой температуры окружающей среды, то в земных условиях повышение эффективности ГТУ возможно лишь за счет увеличения температуры газа при входе в турбину. Это приводит к тому, что рабочие элементы турбины, в первую очередь сопловые лопатки, рабочие лопатки и ротор подвергаются действию высоких температур.

Современные жаропрочные материалы и защитные покрытия при температурах выше 1050-1100 К не могут обеспечить длительную работу элементов турбины.

Само по себе повышение температуры газа без существенного повышения к.п.д. и удельной мощности ГТУ по сравнению с существующими и перспективными, использующими более низкие температуры, не имеет смысла.

Рассмотрение в качестве перспективы освоения температуры газа $T_г$= 1900 К в установках оптимизированных схем позволяет утверждать о возможности получения к.п.д. мощных энергетических ГТУ на уровне

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана

57-60%.

К настоящему времени сложилось общее мнение о том, что ближайший прогресс в реализации ГТУ неразрывно связан с повышением температуры газа за счет эффективного охлаждения наиболее нагретых элементов турбины.

2. Цель исследования. Создание надежной двухконтурной системы охлаждения рабочих лопаток.

3. Методы исследования. Для получения поставленной цели в работе использовались наряду с анализом опубликованных по данной проблеме работ и теоретическим решением экспериментальные исследования первой модельной ступени ГТУ 4-1200.

4. Научная новизна. Впервые проведено исследование двухконтурной системы охлаждения рабочих лопаток с различными теплоносителями на вращающемся роторе. Получены обобщенные критериальные зависимости для участков перестройки потоков и с изменением сечения в условиях вращения. Расчеты и эксперименты подтвердили предположение о пренебрежимо малом термическом сопротивлении на участке с чисто торцевым теплообменом.

5. Практическая ценность. Проблемной лабораторией кафедры Э-3 МВТУ совместно с ленинградским заводом "Экономайзер" разработана и успешно применена технология заполнения рабочих лопаток жидкометаллическими теплоносителями. При создании и исследовании ступени решен ряд сопутствующих конструктивно-технологических задач. Опыт создания и доводки стенда может быть применен при проектировании высокотемпературных газовых турбин.

6. Апробация работы. Содержание диссертации докладывалось на XXIУ Всесоюзной научно-технической сессии АН СССР по проблемам газовых турбин, на Всесоюзных межвузовских конференциях по газотурбинным и комбинированным установкам в 1970 и в 1974 гг.

7. Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав и выводов.

ГЛАВА I. ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ДВУХКОНТУРНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ В ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГТУ.

По способам подвода хладагента и конструктивным особенностям различают три основные группы систем охлаждения: открытые, полузамкнутые и замкнутые.

При охлаждении ГТУ определение оптимальной температуры ее

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ
МВТУ
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

важнейших элементов является технико-экономической задачей, ибо с одной стороны, охлаждение позволяет поднять $T_г$ и повысить к.п.д. установки, с другой стороны, на охлаждение необходимо отобрать сжатый воздух после компрессора, что, в общем случае, понижает экономичность установки. При решении этой задачи следует учитывать и сочетание свойств материала, идущего на изготовление ротора.

Выбор рационального способа отбора и использования хладагента позволяет свести к минимуму затраты энергии на систему охлаждения и достичь высокой эффективности ГТУ, несмотря на значительный расход охлаждающего воздуха.

Температура газа свыше 1800 К по мнению ряда авторов /Локай В.И., Шувалов Г.И., Мариев Д.И., Балашов Ю.А., Попов К.М. и др./ потребует перехода к более интенсивным, но в то же время и более сложным системам охлаждения: пленочному, жидкостному, двухконтурному, испарительно-конденсатному с использованием эффекта тепловых трубок.

В любом случае критерием целесообразности применения той или иной системы охлаждения является обеспечение заданного ресурса ГТУ при минимальных затратах энергии на систему охлаждения. Наибольшее повышение температуры газа перед турбиной – практически до максимальных температур горения жидких топлив – способно обеспечить жидкостное охлаждение лопаток, так как при таком охлаждении коэффициенты теплоотдачи от стенки лопатки к охлаждающей жидкости могут достигать величин порядка десятков тысяч вт/м^{2}гр. Воздушное и пористое охлаждение, несмотря на относительную простоту, имеет меньшие потенциальные возможности из-за теплофизических недостатков теплоносителя в отношении максимально возможной температуры газа, эффективной и удельной мощности ГТУ.

Достаточно эффективным способом охлаждения рабочих лопаток газовых турбин является двухконтурное, свободное от недостатков чисто жидкостного охлаждения и позволяющее применять любое сочетание теплоносителя и хладагента. Режимы работы дисков современных ГТД являются не менее напряженными, чем режимы рабочих лопаток. В этом случае простое конструктивное решение, обеспечивающее отсечение горячего газа от диска, можно получить с помощью рабочих лопаток двухконтурного охлаждения.

По конструкции рабочая лопатка с двухконтурным охлаждением,

где в качестве хладагента используется воздух, близка к чисто воздушной. В ней проблема герметизации каналов для прохода хладагента не сложнее, чем в чисто воздушной схеме охлаждения.

В отличие от чисто воздушных и некоторых жидкостных систем охлаждения, лопатки в такой конструкции являются автономными, то-есть разгерметизация одной из лопаток не нарушает работу всей системы охлаждения.

Наиболее перспективной и доведенной конструктивно и технологически рабочей лопаткой с двухконтурным охлаждением является лопатка с нижним расположением радиатора, где каналы пера выходят в общую полость в зоне замка. Их можно расположить так, чтобы получить на наружной поверхности пера равномерное температурное поле. В отличии от рабочей лопатки с верхним расположением радиатора, здесь радиатор не является несущим элементом. Его стенки можно сделать достаточно тонкими, чтобы значительно (по сравнению с рабочей лопаткой с верхним расположением радиатора) уменьшить их термическое сопротивление.

Перспективным высокотемпературным теплоносителем для рабочих лопаток газовых турбин является натрий. По сравнению с другими жидкометаллическими теплоносителями он обладает большим коэффициентом теплопроводности и удельной теплоемкостью, сравнительно высокой температурой кипения и температурой плавления.

Имеющиеся экспериментальные данные позволяют сделать вывод о том, что хромоникелевые стали при температурах до 973 К являются коррозионностойкими материалами по отношению к натрию.

Расчетные материалы и косвенные эксперименты показывают, что и вода в закритическом состоянии обладает высокими теплопередающими свойствами, причем ее давление соизмеримо с давлением в лопатках с "чисто" жидкостным охлаждением, а по технологическим качествам и доступности превосходит все другие теплоносители. Вопрос использования воды в качестве теплоносителя требует дополнительной экспериментальной проверки.

ГЛАВА II. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВУХКОНТУРНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН.

В общем случае тепловой поток, передаваемый от газа к хладагенту может быть предоставлен в виде:

$$q = \frac{t_г - t_х}{\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 + \tau_5 + \tau_6}$$

Термические сопротивления пограничного слоя при конвективном теплообмене между газом и стенкой лопатки, такие как между стенкой теплообменника и хладагентом (τ_1) достаточно хорошо изучены. Имеются вполне определенные рекомендации для их расчета (Голубева О.И., Эккерт Е., Зысина-Моложен А.М., Ковалевская А.Е. и др.).

Постоянство температуры по высоте лопатки (радиатора) позволяет свести трехмерную задачу теплопроводности к двухмерной, методы решения которой в настоящее время также хорошо изучены (УваровВ.В., Голубева О.И., Зысина-Моложен Л.М., Иванов В.Л., Окуньков Г.А. и др.) и имеются вполне определенные рекомендации по подсчету термического сопротивления стенок пера (радиатора)- τ_2.

Теоретические и экспериментальные исследования закономерностей теплообмена при боковом подводе (отводе) тепла (τ_3) позволили получить Романову А.Г. критериальную зависимость хорошо согласующуюся с результатами исследований других авторов.

Закономерности теплопередачи на участке с чисто торцевым теплообменом (τ_4) рассмотрены наиболее полно в работах Иванова В.Л., Лапина Ю.Д. Полученная ими критериальная зависимость хорошо согласуется с экспериментальными данными других авторов (Хомяков М.И., Ткаченко Г.М., Усков И.Б. и др.).

Однако следует сказать, что падение температуры теплоносителя на этих двух участках не превышает 10% от общего падения температуры теплоносителя и не оказывает существенного влияния на точность расчета системы охлаждения(τ_3, τ_4)

Основное падение температуры теплоносителя происходит на участках перестройки потоков (τ_5) и изменения сечения (τ_6).

Сложный характер процессов, происходящих в зоне перестройки, не позволил до настоящего времени подобрать приемлемую математическую модель для расчета теплообмена в этой зоне. Однако, удовлетворительно согласующиеся между собой экспериментальные данные многих авторов (Иванов В.Л., Лапин Ю.Д., Лавров Н.В., Лебедев П.Д. J. Fraser, D. Ackley и др.) позволяют получить обобщенную критериальную зависимость на участке перестройки потоков (τ_5) в виде:

$$Nu = \frac{432 P_r^{0,332}}{(l/d)^{0,5}} (Gr P_r^2)^{0,5}$$

Исследование термического сопротивления теплоносителя на участках с изменением сечения (ϑ_6), где падение температуры составляет около половины общего падения температуры теплоносителя, позволило получить В.Л.Иванову и Ю.Д.Лапину критериальное уравнение, характеризующее теплообмен на этом участке для широкого диапазона отношения площадей. Но критериальная зависимость была получена на неподвижной модели и в сравнительно узком диапазоне изменения ($Gr P_r^2$).

Отсутствие достаточного количества надежных экспериментальных данных, полученных на вращающихся рабочих лопатках газовых турбин с двухконтурным охлаждением, потребовало в дополнение к известным работам выполнить ряд исследований натурного ротора с двухконтурным охлаждением. В первую очередь были уточнены закономерности теплообмена на участках перестройки потоков и изменения сечения в рабочей лопатке; исследовались возможности применения воды в качестве первичного теплоносителя и, наконец, выяснились возможности расчета термического сопротивления реальной рабочей лопатки по зависимостям, полученным ранее в МВТУ.

При исследовании теплообмена на участке с изменением сечения принималось:

1. Жидкость несжимаема;

2. Течение установившееся, турбулентное;

3. Вид течения не изменяется вдоль оси на рассматриваемом участке;

4. Касательные напряжения по всей длине поверхности раздела постоянны;

5. Физические константы теплоносителя (λ, c_p, ν) не зависят от температуры и давления;

6. Часть механической энергии, переходящая при движении жидкости в теплоту, из-за ее малости в уравнениях не учитывается;

7. Жидкость однородна.

Система уравнений, описывающая естественное конвективное плоское течение несжимаемой жидкости, когда главное направление течения совпадает с осью ординат, имеет вид:

$$\rho\left(\bar{u}_x \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial y}\right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + g\rho\beta\bar{\vartheta} + \mu\left(\frac{\partial^2 \bar{u}_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_x}{\partial y^2}\right) + \frac{\partial \bar{\tau}_{xy}}{\partial y}$$

$$\rho(\bar{u}_x\frac{\partial\bar{u}_y}{\partial x}+\bar{u}_y\frac{\partial\bar{u}_y}{\partial y})=-\frac{\partial\bar{p}}{\partial y}+\mu\left(\frac{\partial^2\bar{u}_y}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\bar{u}_y}{\partial y^2}\right);$$

$$\frac{\partial\bar{u}_x}{\partial x}+\frac{\partial\bar{u}_y}{\partial y}=0;$$

$$\rho c_p\left(\bar{u}_x\frac{\partial\bar{\vartheta}}{\partial x}+\bar{u}_y\frac{\partial\bar{\vartheta}}{\partial y}\right)=\lambda\left(\frac{\partial^2\bar{\vartheta}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\bar{\vartheta}}{\partial y^2}\right)+\mu\Phi;$$

$$\tau=\rho l^2\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2;\quad \mu\bar{\Phi}=\left(\mu\frac{\partial\bar{u}_x}{\partial y}+\tau_{xy}\right)\frac{\partial\bar{u}_x}{\partial y}$$

Поскольку выделение тепла вследствие трения и сжатия существенно для температурного поля только в случае, когда скорость набегающего потока столь велика, что повышение температуры, вызываемое адиабатическим сжатием, по своей величине одного порядка с наперёд заданной разностью температур или когда скорость потока и скорость звука сравнимы по своей величине, то в нашем случае можно пренебречь последним членом в уравнении энергии.

Кроме того, в случае развитой турбулентности, чему соответствует большое число Re, целиком отбрасывается второе уравнение движения.

После введения безразмерных величин, система уравнений принимает вид:

$$\frac{f_\rho f_u}{f_d}\rho\left(u_x'\frac{\partial u_x'}{\partial x'}+u_y'\frac{\partial u_x'}{\partial y'}\right)=-\frac{f_p}{f_d}\frac{dp'}{dx'}+f_\mu\frac{f_u}{f_d^2}\mu'\frac{\partial^2 u_x'}{\partial y'^2}+$$

$$+f_g f_\rho f_\beta f_\vartheta g'\rho'\beta'\vartheta';$$

$$\frac{f_u}{f_d}\left(\frac{\partial u_x'}{\partial x'}+\frac{\partial u_y'}{\partial y'}\right)=0;$$

$$\frac{f_u f_\vartheta}{f_d}\left(u_x'\frac{\partial\vartheta'}{\partial x'}+u_y'\frac{\partial\vartheta'}{\partial y'}\right)=f_a\frac{f_\vartheta}{f_d^2}a\frac{\partial^2\vartheta'}{\partial y'^2}.$$

Уравнение, определяющее передаваемый тепловой поток:

$$\frac{\partial \bar{Q}}{\partial y} = \rho C_p \bar{\vartheta} d^2 \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} .$$

Таким образом, с учетом масштабных факторов система уравнений принимает вид:

$$\frac{f_\rho f_u^2}{f_d} = f_\delta f_\rho f_\beta f_\vartheta = f_\mu \frac{f_u}{f_d^2} ;$$

$$\frac{f_u f_\vartheta}{f_d} = f_a \frac{f_\vartheta}{f_d^2} ;$$

$$\frac{f_Q}{f_d} = f_\rho f_c f_d^2 f_\vartheta \frac{f_u}{f_d} ;$$

Совместное решение этой системы дает следующую связь безразмерных критериев:

$$Nu = \varkappa (Gr Pr^2)^{0,5}$$

где: $Nu = \frac{Q}{\lambda d \vartheta}$; $Gr = \delta \beta \frac{\vartheta d^3}{\nu^2}$; $Pr = \rho \frac{c_p \nu}{\lambda}$

Согласно π -теореме, функция, связывающая 10 безразмерных величин, выраженных в системе единиц измерения, содержащей 5 основных единиц, приводится к зависимости между безразмерными переменными общим числом 5. Полученная критериальная зависимость содержит только 3 безразмерные величины. На рассматриваемом участке имеет место развитая форма турбулентности, когда свойства течения определяются только значением критерия Re . Кроме того, для начального участка существенным является отношение площадей при входе в канал. Обе безразмерные величины входят в коэффициент " $\varkappa$ ", достоверное значение которого можно получить только на реальной рабочей лопатке в условиях вращения.

Подобная зависимость была установлена Буссинеском для случая, когда в пограничном слое при свободном движении вязкостные члены пренебрежимо малы по сравнению с инерционными. Чами не делалось никаких предположений о соотношении этих сил. Сравнение полученных результатов говорит о том, что и здесь вязкостными членами можно пренебречь.

ГЛАВА Ш. КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТУРБИНЫ С ДВУХКОНТУРНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ РАБОЧИХ ЛОПАТОК.

Конструкторско-технологические разработки и теоретические исследования, проведенные в МВТУ, позволили смоделировать первую ступень установки ГТУ 4-1200 с двухконтурной системой охлаждения рабочих лопаток и с воздушным охлаждением сопловых на температуру газа 1473 К. Турбина экспериментального стенда рассчитана на объёмный расход, обеспечивающий относительное термодинамическое подобие режимов в экспериментальной и в натурной турбинах. При этом оказывается возможным выполнить подобное профилирование проточной части обеих турбин.

Экспериментальная турбина характеризуется следующими основными данными: расчетное число оборотов ротора n = 15000 об/мин., средний диаметр проточной части D = 0,395 м., высота рабочей лопатки ℓ = 0,04 м., число рабочих лопаток Z_p = 30, число сопловых лопаток Z_c = 17.

Корпус турбины интенсивно охлаждается для обеспечения температурного режима, заданного по условиям прочности. Конструкция, позволяющая управлять температурными деформациями, выполнена многостенной по принципу "холодного корпуса".

Рабочая лопатка состоит из 2-х частей: собственно лопатки (перо с замком) и радиатора (теплообменника). В пере лопатки (сталь ЭИ765) имеется 6 глухих каналов, выполненных сверлением. Два канала у выходной кромки овальной формы. Внутри радиатор (сталь 2Х13) имеет 15 отверстий. Снаружи радиатор имеет вертикальное оребрение. Это позволяет выполнить радиатор более компактным, легким и интенсифицировать теплообмен за счет второго начального участка. Каждый ход радиатора имеет 29 ребер. Шаг оребрения 0,4 мм.; толщина ребра - 0,4 мм.

Применительно к условиям элкосерийного производства в МВТУ им.Баумана совместно с заводом "Экономайзер" была разработана и применена на практике технология заполнения рабочих лопаток натрием и водой, обеспечивающая как высокую чистоту теплоносителя, так и его необходимое количество.

Ротор турбины консольный, состоит из диска, на котором закрепляются рабочие лопатки, и полувала. С обоих торцов диска

имеются сверления для подвода и отвода воздуха, охлаждающего радиаторы рабочих лопаток.

Основой турбины является система двух внутренних (переднего и заднего) корпусов, двух наружных, среднего корпуса и двух патрубков.

В среднем корпусе, выполненном в виде несущего кольца из стали Х23Н18, монтируется 17 сопловых лопаток. Сопловые лопатки полые, отлиты из стали ЖС 6К совместно с верхними полками, образующими очертание проточной части над рабочими лопатками. Внутри лопаток имеется дефлектор (сталь 1Х18Н9Т), который центрируется относительно пера шестью буртиками, расположенными равномерно по высоте лопатки.

Мощность, вырабатываемая турбиной, гасится гидротормозом. На стенде применена одна из камер сгорания от авиационного двигателя ВК-1А, реконструированная с целью получения более высокой, нежели в двигателе, температуры газа. Стенд оборудован следующими системами: системой смазки турбины, системой водяного охлаждения корпусов и патрубков, системой охлаждения ротора, водяной системой гидротормоза, масляной системой мессдозы, топливной системой, водяной системой охлаждения мерных устройств, системой замеров экспериментальных параметров, эксплуатационной системой замеров.

В двух мерных поясах перед и за лопаточным аппаратом турбины равномерно размещено по четыре насадка полного давления, по четыре насадка статического давления и по четыре гребенки термопар. Насадки трех- и пятипоясные, цилиндрические, охлаждаемые. В качестве вторичных приборов для замера давлений при входе в турбину применен ГРМ-2 и при выходе - водяные батарейные манометры.

Температура в мерных поясах перед и за лопаточным аппаратом замерялась платино-платинородиевыми термопарами, установленными в трехточечные гребенки.

Шесть рабочих лопаток, заполненных натрием, и шесть рабочих лопаток с водой препарировались 60-ю хромель-алюмелевыми термопарами (в одних и тех же точках для лопаток с водой и натрием). По высоте пера термопары располагались в трех сечениях, по высоте радиатора - в двух сечениях в каждом ходе радиатора.

Термотоки с рабочих лопаток снимались ртутным токосъемником с непрерывным контактом в каждой точке. Эксплуатационные замеры

температур проводились на ЭПП-09, точные замеры - на ПП2, ПП63.

Результаты экспериментов охватывали область $10^{3} \leq Gr\,Pr^{2} \leq 10^{12}$. При этом максимальная относительная погрешность определения количества тепла $Q \approx 4{,}2\%$, числа $Nu \approx 12{,}4\%$, коэффициента $\alpha \approx 2\%$.

ГЛАВА IУ. РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ТУРБИНЫ.

Было испытано два ротора. При проектировании и изготовлении второго варианта были учтены недостатки первого варианта ротора и разработаны некоторые конструктивные меры для совершенствования воздушного тракта системы охлаждения.

В соответствии с задачами сравнения эффективности и установления закономерностей теплообмена различных теплоносителей часть рабочих лопаток была заполнена натрием, а другая часть - водой.

При проведении экспериментов велось три протокола (число оборотов, показания месздозы; перепады давлений на мерных шайбах, температура холодных спаев; запись термотоков, снимаемых с ротора). Величина атмосферного давления определялась по чашечному ртутному барометру. По тарировочным кривым, полученным перед началом эксперимента и проверяемым после десятичасовой работы для каждого из насадков, определялись истинные давления. Стандартными мерными диафрагмами определялись расходы охлаждающего воздуха при входе в обтекатель, ротор, средний корпус и при выходе из ротора и обтекателя.

По тарировочной кривой, построенной для топливной форсунки, и весовым способом находился расход топлива в камере сгорания. Параметры потока на среднем радиусе за сопловым аппаратом определялись из условия равенства скоростей, подсчитанных по уравнению расхода и тепловому перепаду. При определении температур газового потока непосредственно перед и за ступенью учитывалось охлаждение корпусов и подмешивание охлаждающего воздуха. По данным экспериментов для каждого из режимов строилось поле температур профильной части лопатки и радиатора. Полученные температуры осреднялись по площади.

Коэффициент теплоотдачи от газа к лопатке (для рабочей лопатки с учетом вращения) определялся по зависимости, предложенной О.И.Голубевой. Коэффициент теплоотдачи от газа в междолаточное

пространство - по критериальной зависимости, полученной В.М.Сидуном и рекомендованной ЦКТИ.

Предварительный анализ экспериментальных данных показал, что количество тепла, поступающего в торец рабочей лопатки и переднюю боковую стенку радиатора приблизительно равно количеству тепла, снимаемого с задней боковой стенки радиатора и составляет не более 3% от количества тепла, поступающего в перо. Поэтому в дальнейших расчетах это тепло не учитывалось.

Коэффициент теплоотдачи при течении охлаждающего воздуха в каналах радиатора определялся по зависимости, полученной А.Е.Ковалевской и Р.Г.Перельманом; при течении по каналам замкового соединения - Е.П.Дыбаном и И.Т.Швецом.

ГЛАВА У. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ТУРБИНЫ С ДВУХКОНТУРНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ РАБОЧИХ ЛОПАТОК.

При определении падения температуры в стенке пера рабочей лопатки ($\Delta t_п$) на ЭВМ М-222 рассчитывалось распределение температур в поперечном сечении и по обводу профиля лопатки по многократно опробированной методике О.И.Голубевой при граничных условиях третьего рода и сравнивалось с экспериментальными данными. Падение температуры в стенке радиатора рабочей лопатки ($\Delta t_р$) определялось по методике Г.А.Окунькова. На участке бокового подвода (отвода) тепла падение температуры ($\Delta t_м$) находилось для эквивалентной трубки по зависимости, предложенной А.Г.Романовым. На участке перестройки потоков ($\Delta t_{пп}$) - по полученной в МВТУ обобщенной критериальной зависимости. Падение температуры на участке с чисто торцевым теплообменом ($\Delta t_т$) определялось по критериальному уравнению, полученному В. Л. Ивановым и Б. Д. Лапиным.

Для параметров теплоносителя, определенных по средней температуре на участке с изменением сечения, определялись Nu, Gr, Pr, затем строился график, представляющий зависимость Nu от произведения ($Gr\ Pr^2$) в логарифмических координатах. Прямая, обобщающая имеющиеся экспериментальные данные, соответствует параметр $\mathcal{Æ} = 0{,}141$, что отвечает условиям течения, близким к осесимметричному.

Следовательно, на участке изменения сечения в реальных ра-

бочих лопатках с двухконтурным охлаждением интенсивность теплообмена характеризуется зависимостью:

$$Nu = 0{,}141\,(Gr\,Pr^2)^{0{,}5}$$

Проведенные испытания показали, что вода при закритических параметрах является лучшим теплоносителем, чем натрий. На всех режимах работы термическое сопротивление внутренних каналов, заполненных водой, оказалось меньше термического сопротивления каналов с натрием. Вследствие этого, при одинаковых расходах охлаждающего воздуха температура поверхности пера лопаток с водой была ниже, чем температура поверхности пера лопаток с натрием. Так, например, при температуре газа перед ступенью $T_г$ = 1473 К, средняя по площади температура пера лопатки с водой была равна $T_п^в$ = 830 К, а температура пера лопатки с натрием $T_п^н$ = 885 К.

ВЫВОДЫ

1. Анализ современного состояния и перспектив развития охлаждаемых газовых турбин показал, что для температур газа 1200–1600 К и более в стационарных ГТУ может быть целесообразным применение двухконтурной системы охлаждения, особенно удобное в конструктивном отношении для полузамкнутых систем охлаждения.

2. В результате испытаний рабочих лопаток с водой и с натрием в качестве теплоносителей в одинаковых условиях было обнаружено преимущество воды как теплоносителя для рабочих лопаток перед натрием: на всех режимах работы термическое сопротивление внутренних каналов, заполненных водой, оказалось меньше термического сопротивления каналов с натрием; при одинаковых расходах охлаждающего воздуха температура поверхности лопаток с водой была ниже, чем с натрием.

3. Показано, что методика расчета двухконтурной системы охлаждения, разработанная МВТУ, дает удовлетворительное совпадение расчетных и замеренных величин для системы глухих каналов, выходящих в общую полость.

4. Теоретический анализ и экспериментальные данные позволили получить критериальную зависимость на участке с изменением сечения для реальной рабочей лопатки в условиях вращения. Получена обобщенная критериальная зависимость, характеризующая теп-

лообмен на участке перестройки потоков.

5. Расчеты и эксперименты подтвердили предположение о пренебрежимо малом термическом сопротивлении на участке с торцевым теплообменом.

6. Проведенные испытания экспериментальной турбины с двухконтурным воздушно-жидкостным охлаждением ротора и воздушным охлаждением соплового аппарата показали работоспособность такой ступени, эффективность ее охлаждения и позволили проверить разработанную на заводе "Экономайзер" совместно с МВТУ технологию изготовления рабочих и сопловых лопаток, диска и технические условия на заполнение рабочих лопаток теплоносителем. При исследовании ступени высокотемпературной газовой турбины решен ряд сопутствующих конструктивно-технологических задач. Опыт создания и доводки стенда может быть применен при проектировании высокотемпературных газовых турбин.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Пугин Г.А., Манушин Э.А. К исследованию автономной системы охлаждения газовой турбины., Изв. ВУЗ-ов "Машиностроение", № 12, 1967 г.

2. Пугин Г.А., Уваров В.В., Иванов В.Л., Манушин Э.А., Горяинов А.И. "Стенд для исследования систем охлаждения высокотемпературных ГТУ", Машины, приборы, стенды МВТУ. Москва, 1968 г.

3. Пугин Г.А., Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Соснов Ю.В. Экспериментальная турбина на температуру газа 1200°С с двухконтурным воздушно-жидкостным охлаждением. Труды МВТУ, № 134, 1970 г.

4. Пугин Г.А., Уваров В.В., Манушин Э.А. Теплообмен на участке перестройки потоков в канале охлаждаемой лопатки. Изв. ВУЗ-ов "Машиностроение", № 11, 1974 г.

5. Пугин Г.А., Уваров В.В., Манушин Э.А. Исследование двухконтурного охлаждения рабочих лопаток газовой турбины с натрием и водой в качестве теплоносителей. НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 3-75-2,1975г.