

На правах рукописи

Даниленко Дмитрий Владимирович

УПРАВЛЕНИЕ УТЕЧКОЙ В НАДБАНДАЖНОМ СОТОВОМ УПЛОТНЕНИИ
РАБОЧЕГО КОЛЕСА ОСЕВОЙ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТУРБИНЫ С
ПОМОЩЬЮ ВДУВА ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

Специальность: 05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Санкт-Петербург 2005

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Главные задачи газотурбостроения на современном этапе развития – повышение экономичности и надежности газотурбинных установок (ГТУ) всех типов. Повышение эффективности работы ГТУ достигается увеличением начальных параметров рабочего тела при одновременном совершенствовании аэродинамики всех элементов проточной части. Для современных конструктивных жаропрочных сплавов диапазон допустимых рабочих температур ограничен значениями 1100...1200 К, а начальная температура газа в осевых газовых турбинах (ГТ) пятого поколения может превышать 1700 К. Поэтому очевидна необходимость введения принудительного охлаждения особо теплонапряженных деталей проточной части ГТ, в частности таких, как бандажные полки рабочих лопаток первых ступеней ГТ, испытывающих одновременно тепловые и динамические нагрузки.

В высокотемпературных ГТ вследствие неравномерного поля температур возможно коробление корпусных деталей и задевание ротора за элементы статора в радиальных уплотнениях, где устанавливаются регламентированные величины зазоров.

Наиболее распространенными способами охлаждения теплонапряженных элементов проточной части ГТ можно считать внутренний конвективный, а также завесный и комбинированный. Наиболее эффективный среди них способ – способ комбинированного охлаждения. Его недостатки проявляются в увеличении затрат энергии на охлаждение и в усложнении конструкции охлаждаемых деталей. Конвективное охлаждение экономически выгодно при начальной температуре газа перед турбиной не свыше 1450...1500 К. Завесное охлаждение характеризуется высокой эффективностью при умеренных расходах воздуха на охлаждение. Но существующие схемы организации завесного охлаждения экономически целесообразны лишь при значениях начальных температур газа перед турбиной до 1600...1650 К.

Для уменьшения потерь от утечки рабочего тела через радиальные зазоры в проточной части осевых ГТ часто используются различные конструкции лабиринтных уплотнений. Снижению потерь энергии в турбинной ступени, в том числе и потерь от утечек рабочего тела через радиальные зазоры, способствует применение бандажей рабочих лопаток с уплотнительными гребнями. Конструкции уплотнений с сотовыми стенками, применяющиеся в авиационных ГТ, позволяют уменьшить зазоры в уплотнении без снижения надежности работы двигателя, поскольку сотовая структура допускает приработку, то есть допускает задевание.

Указанные проблемы тесно взаимосвязаны. Обечайки и тонкостенные элементы лабиринтных уплотнений при высоких температурах рабочего тела могут испытывать значительные термические напряжения, подвергаться короблению и выгоранию. Поток утечки рабочего тела может существенно препятствовать образованию стабильной охлаждающей пелены на защищаемой поверхности, что снижает эффективность охлаждения. Поэтому создание конструкции сотового надбандажного уплотнения, позволяющей организовать эффективное охлаждение элементов уплотнения и бандажных полок рабочих лопаток и минимизировать потери от утечки рабочего тела за счет уменьшения величины радиального зазора и использования энергии хладагента для «запирания» зазора при умеренных расходах воздуха для охлаждения, является актуальной задачей.

Цель работы состоит в минимизации утечки рабочего тела через радиальный зазор высокотемпературной осевой турбинной ступени с обандаженным рабочим колесом, снабженной сотовым уплотнением, за счет вдува охлаждающего воздуха в тракт уплотнения. Целью работы являлся также поиск схемы вдува, обеспечивающей максимальное снижение температуры бандажной полки.

Задачи исследований:

- получение экспериментальных данных о газодинамических особенностях течения в трактах сотовых уплотнений различного конструктивного исполнения;
- анализ влияния вдува охлаждающего воздуха при разных конструктивных схемах на аэродинамическую структуру потока в тракте уплотнения;
- оценка эффективности охлаждения бандажа при различных конструктивных схемах вдува по характеристике глубины охлаждения;
- анализ влияния наиболее эффективной конструктивной схемы организации вдува охлаждающего воздуха на к.п.д. турбинной ступени при различных режимах ее работы и величинах радиальных зазоров в уплотнении.

Научная новизна:

- экспериментально выявлено влияние геометрического фактора ячеистой структуры $h_{я}/d_{я}$ на расходные характеристики каналов сотовых уплотнений;
- изучена степень влияния вдува охлаждающего воздуха на газодинамическую эффективность работы сотового надбандажного уплотнения рабочего колеса;
- определена сравнительная эффективность различных вариантов организации вдува охлаждающего воздуха для тепловой защиты бандажных полок от контакта с рабочим телом;

- исследовано влияние параметра вдува охлаждающего воздуха m и величины радиального зазора δ в сотовом надбандажном уплотнении на к.п.д. осевой турбинной ступени.

Достоверность результатов подтверждается: многократной отработкой методики экспериментальных исследований; оценкой погрешностей результатов опытов; удовлетворительным согласием полученных данных с сопоставимыми результатами других авторов.

Личный вклад автора состоит в разработке и выполнении программы исследований, в создании экспериментального стенда и опытных моделей, в проведении опытов, в обработке, анализе и обобщении полученных данных.

Автор защищает:

- экспериментальные данные по газодинамическим особенностям течения в сотовых уплотнениях;
- эффективные схемы организации вдува охлаждающего воздуха в надбандажные сотовые уплотнения рабочего колеса газовой турбины;
- результаты экспериментальных исследований по глубине охлаждения бандажа для различных вариантов схем вдува охлаждающего воздуха через сотовую структуру уплотнительной вставки;
- результаты опытов по выявлению влияния вдува охлаждающего воздуха в надбандажное сотовое уплотнение рабочего колеса на эффективность работы турбинной ступени.

Практическая ценность работы:

- показана целесообразность применения сотовых уплотнений с вдувом и без вдува охлаждающего воздуха для уменьшения утечки рабочего тела через надбандажное уплотнение рабочего колеса и повышения к.п.д. турбинной ступени;
- предложены схемы вдува охлаждающего воздуха в сотовые надбандажные уплотнения, обеспечивающие снижение температуры бандажной полки.

Апробация работы. Основные материалы диссертации доложены на IV Школе-семинаре молодых ученых и специалистов по проблемам тепломассообмена и гидродинамики в энергомашиностроении (Казань, 2004) и на XV Школе-семинаре молодых ученых и специалистов по проблемам газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках (Калуга, 2005).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 работ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, приложений, списка использованной литературы. Работа содержит _____ страниц текста, _____ рисунков, _____ таблицы и список литературы из _____ наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В главе 1 выполнен аналитический обзор работ, посвященных исследованиям аэродинамических характеристик уплотнительных устройств и теплообменных процессов в них, в том числе при организации охлаждения теплонапряженных элементов в проточной части высокотемпературных ГТ. Приведены данные аэродинамической эффективности различных типов уплотнений и схем охлаждения, полученные А.Я. Речкоблитом, В.Д. Венедиктовым, В.Т. Буглаевым, О.В. Авдеенко, R. Goldstein`ом и др. Рассмотрены работы Е.Н. Богомолова, Н.Н. Кортикова, А.А. Халатова, Ю.Г. Горелова, В.В. Лебедева и др., посвященные исследованию теплообмена на торцевых поверхностях межлопаточных каналов. По результатам обзора представлен сравнительный анализ различных типов уплотнений в сопоставлении с сотовыми. Проанализированы основные варианты организации охлаждения теплонагруженных элементов и характер происходящих процессов теплообмена в различных типах уплотнений проточной части ГТ.

Согласно результатам выполненного по материалам рассмотренных работ анализа сравнительной эффективности и надежности работы уплотнений проточной части ГТ установлено, что сотовые уплотнения, допускающие контакт и приработку сопряженных поверхностей ротора и статора, обладают преимуществом в сравнении с классическими лабиринтными. Этим определяется перспективность их использования как альтернативы классическим лабиринтным уплотнениям. Однако анализ опубликованных работ по сотовым уплотнениям обнаруживает противоречивость части результатов их исследований. Это обстоятельство, а также недостаток данных о физической сути процессов, протекающих в каналах с сотовыми стенками, указывают на необходимость дальнейших исследований особенностей течения газа в таких каналах.

В упомянутых выше работах по теплообмену главное внимание уделено охлаждению торцевых поверхностей межлопаточных каналов. Сведения же по

охлаждению бандажной полки единичны. Недостаточно выявлено влияние вдува охладителя на аэродинамические характеристики ступени.

На основании проведенного анализа состояния указанных проблем определены цели и задачи для проведения дополнительных исследований, которые составляют основу предлагаемой работы.

В главе 2 представлено описание экспериментальных стендов и испытанных моделей, приведены методики исследований, обработки опытных результатов и оценки их погрешностей.

Исследования статических моделей уплотнений выполнялись на экспериментальном стенде (рис.1), в рабочем участке которого монтировались испытываемые модели.

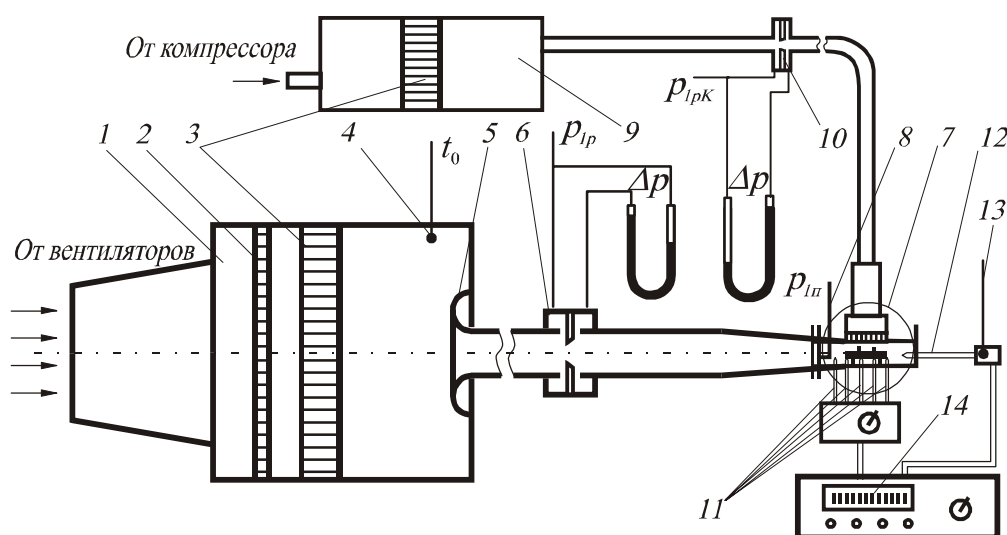


Рис.1. Схема экспериментальной установки для испытаний на статических моделях:

1 - ресивер; 2 - сетка; 3 - стабилизаторы потока; 4 и 13 - термометры; 5 - обтекатель; 6 и 10 - расходомерные устройства; 7 - рабочий участок; 8 - измерительная трубка полного и статического давления; 9 - ресивер компрессора; 11 и 12 - термодпары; 14 - милливольтметр

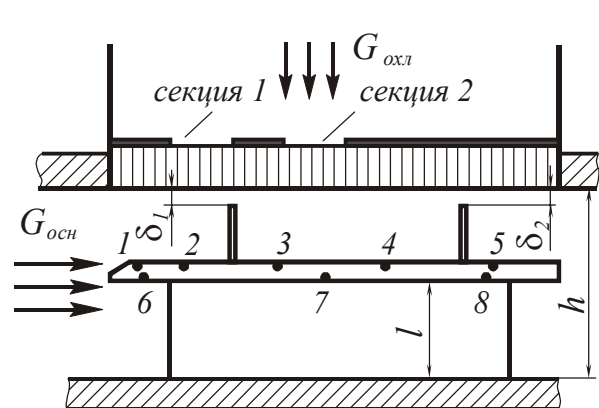
Цель первого этапа исследований – изучение влияния сотовой стенки уплотнения на движущийся в канале поток. Экспериментальный канал сотового уплотнения представлял собой пакет сотовых ячеек переменной глубины (при $h_{я} = var$), изготовленных пайкой из штампованной ленты, и съемных уплотнительных гребней, установленных на противоположной сотам стенке. Изменение глубины ячеек производилось одновременным перемещением дна каждой ячейки, выполненного в виде подвижного поршня. Относительная глубина ячеек из-

менялась в пределах $h_y / d_y = 0 \dots 2$, где d_y – диаметр описанной вокруг ячейки окружности. При выдвигании поршней в крайнее нижнее положение сотовая стенка уплотнения представляла собой практически гладкую поверхность. Величина зазора δ в уплотнении устанавливалась при помощи специальных калиброванных пластин. Значения относительного зазора назначались в пределах $\delta / d_y = 0,1 \dots 0,5$. Отношение давлений на входе/выходе составляли: для основного теплоносителя $p_{ex} / B = 1,04 \dots 1,2$; для охлаждающего теплоносителя $p_{ex} / B = 1,07 \dots 1,14$. Здесь B – атмосферное (барометрическое) давление.

Программа испытаний экспериментального сотового уплотнения включала опытное определение расходных характеристик уплотнения и изучение влияния сот на структуру течения в канале в зависимости от вариантов конструктивного исполнения и геометрических характеристик уплотнения. Определялась взаимосвязь между потоками в сотовых ячейках и канале уплотнения.

На втором этапе исследовалась аэродинамическая структура потока утечки при вдуве охлаждающего воздуха через сотовую уплотнительную вставку. Исследование аэродинамической структуры потока в канале уплотнения осуществлялось траверсированием с помощью пятиканального зонда.

Третий этап исследований состоял в изучении влияния вдува охлаждающего воздуха на глубину охлаждения бандажной полки (рис.2). Изучена взаимосвязь аэродинамической структуры потока в канале уплотнения и глубины охлаждения бандажной полки для различных схем вдува при изменении радиального зазора и режимных параметров вдуваемого воздуха.



Вдув охлаждающего воздуха через сотовые ячейки осуществлялся поочередно через секции 1 и 2 (рис.2). Исследовались различные варианты конструкции надбандажного уплотнения: с одинаковыми величинами радиальных зазоров δ_1 и δ_2 над уплотнительными

Рис.2. Модель надбандажного сотового уплотнения:

1-8 - номера мест установки термодатчиков и с уменьшенной величиной $\delta_2 = 0,3$ мм (здесь $l = 20$ мм). Второй вариант призван обеспечить высокий уровень сопротивления утечке через уп-

лотнение при обеспечении условий для максимально эффективной циркуляции в канале охлаждающего теплоносителя.

Значения локальных температур на бандажной полке определялись при помощи восьми зачеканенных хромель-копелевых термопар. С помощью хромель-копелевой термопары выполнялось траверсирование температурного поля потока по высоте канала на различном осевом удалении за бандажной полкой.

Четвертый этап исследований состоял в определении влияния сотовой стенки и вдува охлаждающего теплоносителя, организованного через ее ячеистую структуру на эффективность работы турбинной ступени. Испытания проводились на динамическом стенде, представляющем собой экспериментальную одноступенчатую воздушную турбину, нагрузочным устройством которой является индукторный тормоз. Рабочее колесо воздушной турбины было снабжено бандажом с двумя уплотнительными гребнями и сотовым уплотнением, конструкция которого позволяла изменять величину радиального зазора в пределах 0,3...2,5 мм и организовать вдув охлаждающего воздуха.

Результаты аэродинамических исследований сотового уплотнения представлены в виде зависимостей приведенного расхода $\bar{G} = G\sqrt{T}/p^*$ при изменении δ , $h_{я}/d_{я}$, $h_{я}/\delta$; здесь G – расход теплоносителя, кг/с; T – температура потока, К; p^* – полное давление потока, Па. Результаты исследований глубины охлаждения бандажа рабочего колеса при вдуве охлаждающего воздуха через ячеистую структуру уплотнительной сотовой вставки даны в виде зависимости глубины охлаждения бандажной полки $\Theta = (T_{осн} - T_{б}) / (T_{осн} - T_{охл})$ от коэффициента вдува охлаждающего воздуха $m = \bar{G}_{охл} / \bar{G}_{осн}$. Здесь индексы «охл» и «осн» указывают на принадлежность показателя соответственно к охлаждающему и основному теплоносителю, $T_{б}$ – температура бандажной полки.

При обработке экспериментальных данных оценивался диапазон неисключенных систематических погрешностей. Эти погрешности включают в себя методические, инструментальные и субъективные составляющие. Определено, что относительная погрешность при определении значения расхода теплоносителей находится в пределах 2 %, при определении величины коэффициента вдува она на уровне 3...4 %, а при определении значения безразмерной эффективности охлаждения – в границах 5...6 %.

В главе 3 представлены результаты экспериментальных исследований газодинамической эффективности сотовых уплотнений и охлаждения бандажной полки при вдуве охлаждающего воздуха через сотовую структуру надбандажного уплотнения.

На первом этапе исследований были определены расходные характеристики экспериментальной модели сотового уплотнения с ячейками переменной глубины (рис. 3). Обнаружена закономерность изменения расхода газа через уплотнение, связанная с величиной относительной глубины сотовых ячеек.

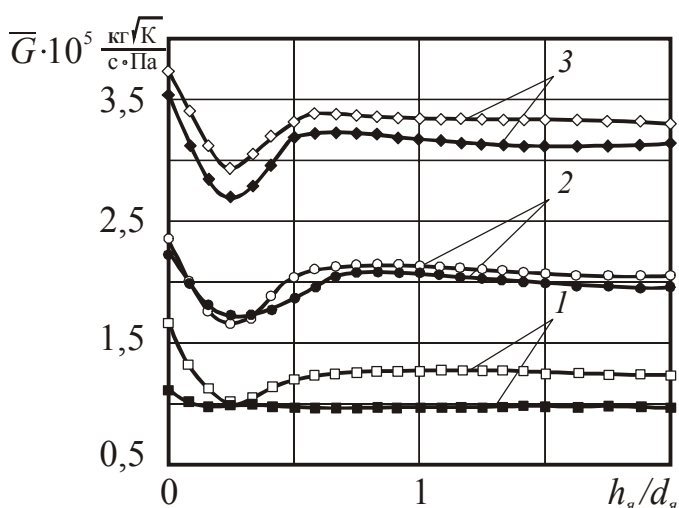


Рис.3. Расходные характеристики сотового уплотнения при изменении глубины ячеек:

- 1 - $\delta/d_{я} = 0,125$; 2 - $\delta/d_{я} = 0,25$; 3 - $\delta/d_{я} = 0,375$;
 □ ○ ◇ - гладкое уплотнение;
 ■ ● ◆ - уплотнение с гребнями

влияние последнего. Это выражается в резком изменении величин и направлений векторов скоростей потока в канале уплотнения. Наблюдалось возникновение специфического режима течения в уплотнении, названного режимом «запирания уплотнения». На этом режиме поток охлаждающего воздуха практически полностью перекрывает доступ основному рабочему телу в канал уплотнения. Растекаясь в обе стороны от места вдува, охлаждающий воздух частично попадет в осевой зазор перед рабочим колесом и далее – под бандажную полку, что защищает ее от контакта с горячим газом и повышает глубину охлаждения. Быстрее всего режим «запирания уплотнения» возникает при организации вдува перед уплотнительными гребнями (рис.4) и уменьшенным значением $\delta_2 = 0,3$ мм. Осевая составляющая скорости потока перед первым гребнем на этом режиме направлена в сторону осевого зазора

уплотнение, связанная с величиной относительной глубины сотовых ячеек. Наибольшее сопротивление протечке через уплотнение наблюдалось при значениях $h_{я}/d_{я} = 0,2 \dots 0,3$. Вариант канала уплотнения при замене сотовой стенки на гладкую (при $h_{я}/d_{я} = 0$) характеризовался максимальной величиной протечки.

Результаты исследований структуры потока утечки и влияния на нее вдува охлаждающего воздуха через сотовую стенку надбандажного уплотнения обнаружили значительное

перед рабочим колесом. Практически при всех исследованных вариантах вдува охлаждающий воздух существенно уменьшает скорости, а, следовательно, и расход потока утечки.

Вдув охлаждающего воздуха перед первым уплотнительным гребнем при прочих равных условиях эффективнее варианта вдува в камеру между гребнями уплотнения. Вдув перед гребнями уменьшает скорости истечения из зазора δ_1 на 30...60%, а, в некоторых случаях, в 7...10 раз (рис.4).

Согласно результатам исследований вариант вдува охлаждающего теплоносителя перед уплотнительными гребнями обеспечивает более высокий уровень глубины охлаждения бандажной полки в сравнении с вариантом вдува в камеру между уплотнительными гребнями. При организации вдува охлаждающего воздуха перед уплотнительными гребнями и относительно больших значениях коэффициента вдува наиболее эффективно охлаждается средняя часть полки. Значения Θ при величинах $m = 0,06$ и $\delta_{1,2} \leq 1$ мм достигают $\Theta = 0,26...0,32$ для участка полки между гребнями и $\Theta = 0,2...0,26$ – для свесов бандажа (рис.5). При вдуве в камеру между уплотнительными гребнями значения Θ для всех участков полки, за исключением заднего свеса, в среднем на $\Delta\Theta = 0,06...0,1$ ниже. С уменьшением коэффициента вдува разница значений Θ в сравниваемых схемах охлаждения снижается. Уменьшается влияние величин δ_1 и δ_2 . При $m = 0,04$ максимальная разница значений $\Delta\Theta \leq 0,05...0,07$, тогда как при $m = 0,06$ эта разница, согласно данным опытов, может составлять $\Delta\Theta = 0,14...0,2$.

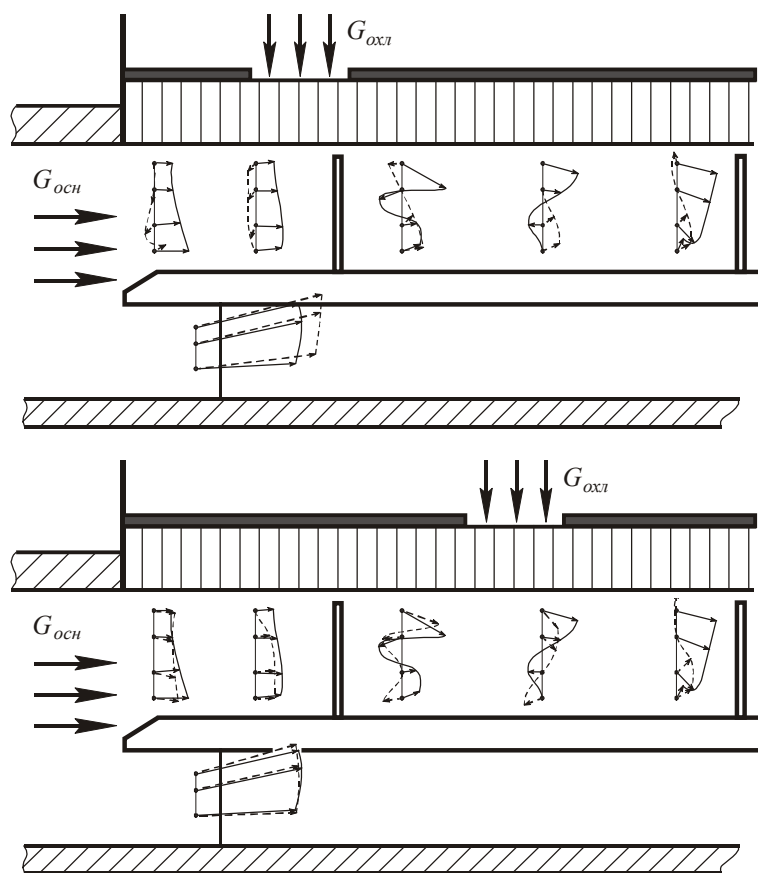


Рис.4. Влияние вдува охлаждающего воздуха на распределение скоростей потока в канале сотового уплотнения при $\delta_1 = 1$ мм, $\delta_2 = 0,3$ мм:
 — без вдува, --- со вдувом, $m = 0,06$

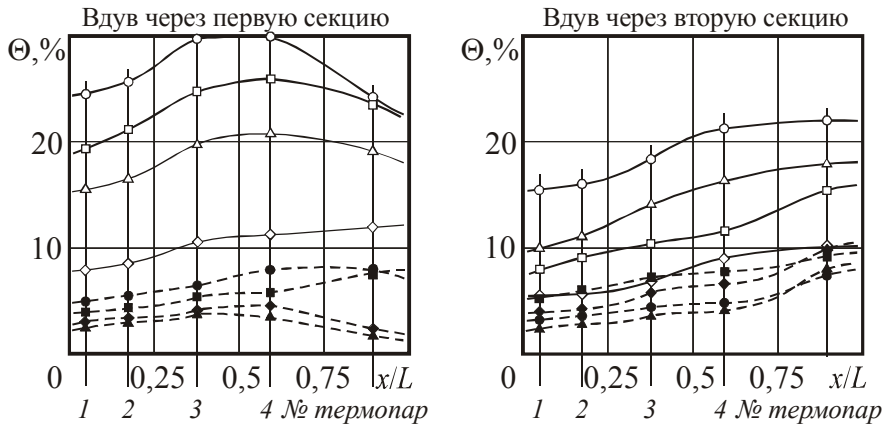


Рис.5. Изменение глубины охлаждения по длине бандажной полки L при различных величинах зазоров в уплотнении:

x - текущая координата по длине полки от переднего свеса;
 --- $m = 0,04$; — $m = 0,06$;
 ○● - $\delta_1 = 1$ мм, $\delta_2 = 0,3$ мм; □■ - $\delta_1 = \delta_2 = 1$ мм;
 ▲ - $\delta_1 = 3$ мм, $\delta_2 = 0,3$ мм; ◆ - $\delta_1 = \delta_2 = 3$ мм

Уменьшенная величина зазора $\delta_2 = 0,3$ мм способствует большей скорости роста Θ . При такой схеме подачи охлаждающего воздуха изменение величины Θ в большей степени зависит от изменения величины радиального зазора δ_1 (рис.6).

Причина более высокой эффективности схемы вдува охлаждающего воздуха перед уплотнительными гребнями заключается, по-видимому, в особенностях взаимодействия теплоносителей. В данном случае охлаждающий воздух заполняет зазор над первым уплотнительным гребнем, препятствуя попаданию в него основного рабочего тела. Происходит торможение потока утечки рабочего тела в зоне его взаимодействия с потоком вдува, обладающим пониженными скоростями. Сотовая структура оказывает дополнительное тормозящее воздействие на поток, которое выявлено результатами первого этапа экспериментальных исследований. Уменьшение ра-

Режим «запирания уплотнения» характеризуется наибольшими значениями глубины охлаждения. На этом режиме для переднего свеса полки при вдуве перед уплотнительными гребнями в сравнении со вдувом между гребнями $\Delta\Theta = 0,08 \dots 0,12$. Уменьшенная величина зазора $\delta_2 = 0,3$ мм способ-

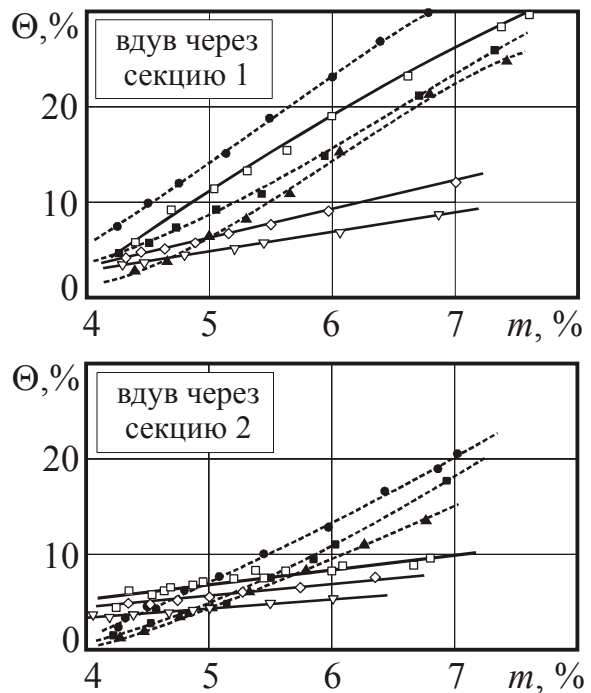


Рис.6. Зависимость глубины охлаждения Θ переднего свеса бандажа от коэффициента вдува m при различных величинах δ_1 и δ_2 :
 — $\delta_1 = \delta_2$, ---- $\delta_1 > \delta_2$;
 (□) - $\delta_1 = \delta_2 = 1$ мм, (◆) - $\delta_1 = \delta_2 = 2$ мм, (▼) - $\delta_1 = \delta_2 = 3$ мм,
 (●) - $\delta_1 = 1$ мм, $\delta_2 = 0,3$ мм, (■) - $\delta_1 = 2$ мм, $\delta_2 = 0,3$ мм,
 (▲) - $\delta_1 = 3$ мм, $\delta_2 = 0,3$ мм

диального зазора над первым гребнем ведет к снижению расхода утечки через уплотнение. При увеличении расхода вдува поток утечки через надбандажное сотовое уплотнение все в большей степени состоит из охлаждающего воздуха вследствие вытеснения рабочего тела из радиального зазора над первым гребнем.

Режим «запирания уплотнения» наступает при достаточно малой величине радиального зазора над первым уплотнительным гребнем (в нашем случае $\delta_1 = 1$ мм), когда охлаждающий воздух полностью вытесняет поток рабочего тела из зазора. В этом случае поток утечки целиком состоит из охлаждающего воздуха, что повышает глубину охлаждения бандажной полки.

В главе 4 представлены результаты исследования эффективности работы турбинной ступени при установке в ней сотового надбандажного уплотнения рабочего колеса и организации в таком уплотнении охлаждения бандажа вдувом воздуха через сотовую структуру перед уплотнительными гребнями. Высота профильной части рабочей лопатки составляла 44 мм.

На рис.7 представлена опытная зависимость $\eta_{oi} = f(u/C_o)$ при радиальном

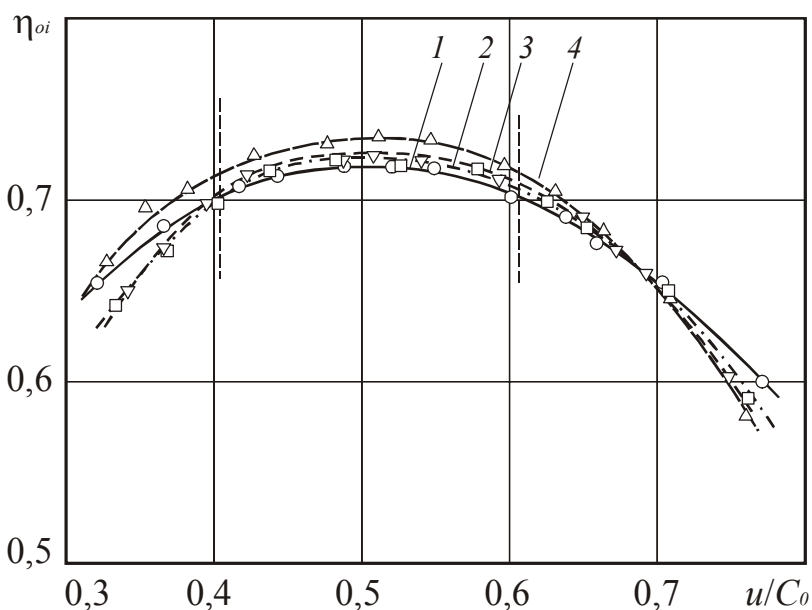


Рис.7. Зависимость η_{oi} ступени от u/C_o при величине радиального зазора в экспериментальном сотовом надбандажном уплотнении $\delta_1 = \delta_2 = 0,4$ мм: 1 - $m = 0\%$; 2 - $m = 1,2\%$; 3 - $m = 1,5\%$; 4 - $m = 1,8\%$

зазоре $\delta_1 = \delta_2 = 0,4$ мм. По мере роста параметра m к.п.д. увеличивается и при $m = 0,018$ на режимах работы ступени, близких к оптимальному по u/C_o , величина η_{oi} достигает максимального в наших опытах значения 0,73.

Эксперименты показывают, что при радиальном зазоре $\delta_1 = \delta_2 = 0,4$ мм вдув оказывает положительное влияние на к.п.д. в диапазоне $0,3 < u/C_o < 0,7$.

В этом диапазоне u/C_o кривые $\eta_{oi} = f(u/C_o)$ тем более пологи, чем меньше относительный расход вдува.

Максимальное повышение к.п.д. ступени (при $\delta_1 = \delta_2 = 0,4$ мм и коэффициенте вдува $m = 0,018$) составило около 1,3%. При этом радиальном зазоре на режиме $u/C_o \approx 0,4$ для $m = 0,018$ рост к.п.д. составил примерно 0,8%.

На рис.8 представлены кривые изменения безразмерного относительного внутреннего к.п.д. ступени $\delta\eta_{oi} = 1 - \eta_{oi(вд)} / \eta_{oi}$ в зависимости от параметра m , полученные В.Д. Венедиктовым (кривые 1 и 2). Здесь $\eta_{oi(вд)}$ и η_{oi} – соответственно значения к.п.д. при вдуве и при отсутствии вдува охлаждающего воздуха. Эти кривые получены для радиального уплотнения обандаженной турбинной ступени того же типа, что и исследованная в нашей работе, но с лабиринтным уплотнением (2 уплотнительных гребня) по бандажу и с гладкой поверхностью статора. На этом же рисунке нанесены наши кривые для сотового уплотнения. На режиме $u/C_o \approx 0,4$ при $\delta_1 = \delta_2 = 0,65$ мм сотовое уплотнение равноэффективно уплотнению с гладкой стенкой при $m \approx 0$ и $m \approx 0,02$. При $m \approx 0,01$ значение $\delta\eta_{oi}$ примерно на 1% ниже.

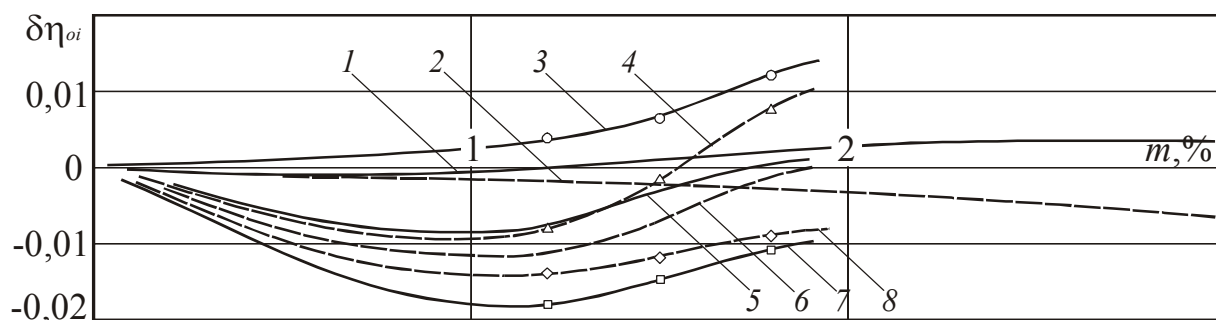


Рис.8. Зависимость $\delta\eta_{oi}$ ступени от m при вдуве охлаждающего воздуха в обандаженный радиальный зазор:

1 - $u/C_o = 0,48$, $\delta_1 = \delta_2 = 0,65$ мм, 2 - $u/C_o = 0,4$, $\delta_1 = \delta_2 = 0,65$ мм - по данным В.Д. Венедиктова;
 3 - $u/C_o = 0,5$, $\delta_1 = \delta_2 = 0,4$ мм, 4 - $u/C_o = 0,4$, $\delta_1 = \delta_2 = 0,4$ мм, 5 - $u/C_o = 0,5$, $\delta_1 = \delta_2 = 0,65$ мм,
 6 - $u/C_o = 0,4$, $\delta_1 = \delta_2 = 0,65$ мм, 7 - $u/C_o = 0,5$, $\delta_1 = \delta_2 = 0,9$ мм, 8 - $u/C_o = 0,4$, $\delta_1 = \delta_2 = 0,9$ мм - по нашим данным (вдув охлаждающего воздуха через сотовую уплотнительную вставку)

При допустимом уменьшении радиального зазора в сотовом уплотнении до 0,4 мм и числе $u/C_o \approx 0,5$ вдув охлаждающего воздуха повышает к.п.д. ступени во всем исследованном диапазоне значений коэффициента вдува (рис.8, кривая 3). При увеличении радиального зазора в надбандажном сотовом уплотнении до 0,9 мм вдув охлаждающего воздуха приводит к снижению к.п.д. ступени при всех значениях m . Максимальное снижение $\delta\eta_{oi}$ в этом случае на режиме $u/C_o \approx 0,5$ составило около 1,9% при значении коэффициента вдува $m \approx 0,01$.

Результатами экспериментальных исследований показано, что испытанная схема организации вдува охлаждающего воздуха может оказаться экономически эффективной и целесообразной не только с позиции охлаждения бандажных полок рабочих лопаток, но и из соображений повышения эффективности работы турбинной ступени.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Исследована аэродинамическая структура течения в трактах сотовых уплотнений без вдува охлаждающего воздуха и установлены их уточненные количественные связи с основными геометрическими характеристиками сотовых ячеек. Обнаружено, что максимальное сопротивление утечке через сотовое уплотнение соответствует диапазону значений относительной глубины ячеек $h_{я}/d_{я} = 0,2 \dots 0,3$.
2. Получены экспериментальные данные по влиянию параметра вдува m и места расположения вдува охлаждающего воздуха на аэродинамическую структуру потока в канале сотового уплотнения.
3. При значении параметра вдува m около 0,06 обнаружен эффект «запирания» тракта уплотнения для утечки основного потока. При этом расход утечки рабочего тела через сотовое надбандажное уплотнение практически равнялся нулю.
4. На режимах $m \geq 0,06$ наблюдались наиболее высокие значения глубины охлаждения Θ , достигающие при вдуве перед уплотнительными гребнями значений $0,28 \dots 0,32$ ($\delta_1 = 1$ мм, $\delta_2 = 0,3$ мм), а при вдуве в камеру между гребнями – значений $0,2 \dots 0,22$ ($\delta_1 = 1$ мм, $\delta_2 = 0,3$ мм). При изменениях радиальных зазоров над первым уплотнительным гребнем от 1 до 3 мм, а над вторым гребнем от 0,3 до 3 мм приращение глубины охлаждения достигало $\Delta\Theta = 0,17 \dots 0,25$.
5. Установлено, что наиболее эффективная схема вдува охлаждающего воздуха перед уплотнительными гребнями существенно повышает к.п.д. ступени при достаточно малых значениях δ_1 и δ_2 . В процессе опытных исследований удалось добиться прироста к.п.д. $\Delta\eta_{oi} = 1 \dots 1,3\%$, что соответствовало величине радиального зазора $\delta_1 = \delta_2 = 0,4$ мм, допустимого в сотовых уплотнениях, и относительному расходу охлаждающего воздуха $m = 1,8\%$.

Публикации по теме диссертации

1. Буглаев, В.Т. Модернизация направляющих и рабочих лопаток газовых турбин с сотовыми уплотнениями/ В.Т. Буглаев, С.В. Перевезенцев, Д.В. Даниленко // Энергетика. – 2003. – №3. – С. 62-67.
2. Буглаев, В.Т. Влияние конструктивных параметров сотового уплотнения на его аэродинамические характеристики/ В.Т. Буглаев, В.Т. Перевезенцев, Д.В. Даниленко // Справочник. Инженерный журнал, – 2003. – №9. – С. 22-25.
3. Апостолов, А.А. Заградительное охлаждение периферии проточной части газовых турбин через сотовую поверхность/ А.А. Апостолов, В.Т. Буглаев, В.Т. Перевезенцев, Д.В. Даниленко // Известия академии промышленной экологии. – 2004. – №3. – С. 27-31.
4. Буглаев, В.Т. Эффективность охлаждения бандажных полок турбинных ступеней с сотовыми уплотнениями/ В.Т. Буглаев, В.Т. Перевезенцев, Д.В. Даниленко // Справочник. Инженерный журнал. Приложение. – 2004. – №10. – С. 10-13.
5. Буглаев, В.Т. Тепловое взаимодействие газовых потоков с охлаждаемыми элементами проточной части газовых турбин/ В.Т. Буглаев, В.Т. Перевезенцев, Д.В. Даниленко// Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2004. – №12. – С. 46-48.
6. Эффективность охлаждения периферийных элементов ступеней высокотемпературных ГТУ с сотовыми уплотнениями/ Д.В. Даниленко // Проблемы теплообмена и гидродинамики в энергомашиностроении: Труды IV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН В.Е. Алемасова. – Казань: Издательство КГУ, – 2004. – С. 489-497.
7. Влияние организации охлаждающей газовой завесы на аэродинамическую структуру потока в сотовом уплотнении обандаженного рабочего колеса турбинной ступени/ Д.В. Даниленко // Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках: Труды XV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. – Калуга: Издательство МЭИ, – 2005. – Т.2., С. 33-36.
8. Патент РФ № 2261994. Способ регулирования демпфирующей силы в сотовом уплотнении для ротора турбомашин.