

Национальная академия наук Украины
Институт технической теплофизики

На правах рукописи

ПЕТЕЛЬЧИЦ ВИКТОРИЯ ЮРЬЕВНА

УДК 621.438-226.2:536.24

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
ВХОДНЫХ КРОМОК ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН**

05.14.06 – техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
Халатов Артем Артемович
доктор технических наук, профессор,
академик НАН Украины

Киев – 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ИНДЕКСОВ И СОКРАЩЕНИЙ	4
ВВЕДЕНИЕ	7
РАЗДЕЛ 1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	15
1.1 Тенденции роста температуры газа перед турбиной ГТД и развитие систем охлаждения лопаток.....	15
1.2 Перспективные системы охлаждения	18
1.3 Применение пленочного охлаждения	20
1.3.1 Механизм пленочного охлаждения.....	20
1.3.2 Пленочное охлаждение охлаждаемых лопаток	23
1.3.3 Методы повышения эффективности пленочного охлаждения	26
1.3.4 Особенности пленочного охлаждения входной кромки	34
1.4 Цель и задачи исследования.....	43
1.5 Основные выводы по разделу 1	48
РАЗДЕЛ 2 МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	49
2.1 Применяемое программное обеспечение	49
2.2 Теоретические основы CFD-моделирования	51
2.2.1 Модели турбулентности	56
2.3 Тестовые расчеты	61
2.3.1 Эффективность пленочного охлаждения при выдуве охлаждителя на плоскую поверхность	62
2.3.2 Эффективность пленочного охлаждения при выдуве охлаждителя на цилиндрическую поверхность	71
2.4 Методика выполнения расчета	75
2.4.1 Геометрическая модель	75
2.4.2 Расчетная сетка.....	77

	3
2.4.3 Расчетная модель.....	77
2.4.4 Процесс расчета.....	79
2.4.5 Обработка результатов расчета	79
2.5 Основные выводы по разделу 2	80
РАЗДЕЛ 3 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ.....	82
3.1 Исследуемые конфигурации отверстий пленочного охлаждения	82
3.1.1 Система радиальных цилиндрических отверстий. Влияние угла отклонения ряда боковых отверстий	84
3.1.2 Система параллельных отверстий	93
3.1.3 Радиальная система веерных отверстий	95
3.1.4 Цилиндрические отверстия в полусферических углублениях	99
3.1.5 Система цилиндрических отверстий в траншеях	102
3.2 Сравнение эффективности пленочного охлаждения при использовании веерных отверстий и отверстий в углублениях.....	106
3.3 Влияние условий межлопаточного канала	115
3.4 Основные выводы по разделу 3	124
ВЫВОДЫ.....	127
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	130
ПРИЛОЖЕНИЕ А	141

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ИНДЕКСОВ И СОКРАЩЕНИЙ

c_p – удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг К);

D – диаметр полусферических углублений, м;

d – диаметр отверстия вдува, м;

F – площадь поперечного сечения отверстия вдува, м²;

G – массовый расход, кг/с;

h – глубина траншеи, полусферического углубления, м;

L – длина отверстия вдува, м;

m – параметр вдува;

n – количество отверстий пленочного охлаждения;

P – давление, Па;

Pr – число Прандтля;

Pr_t – турбулентное число Прандтля;

Re – число Рейнольдса;

s – ширина траншеи, м;

T – температура, К;

t – шаг расположения отверстий, м;

Tu – интенсивность турбулентности, %;

U – скорость, м/с;

x – продольная координата, м;

y^+ – безразмерное расстояние от первого вневязочного узла до стенки;

z – поперечная координата, м.

Греческие символы:

α – угол отклонения бокового отверстия от центральной линии, град;

γ – угол расширения веерной части отверстия в боковом направлении, град;

β – угол наклона отверстия в поперечном направлении, град;

β^* – константа модели турбулентности, определяет диссипацию кинетической энергии;

δ – толщина пограничного слоя, м;

η – эффективность пленочного охлаждения;

ρ – плотность, кг/м³;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м К);

μ – коэффициент динамической вязкости, Н с/м²;

ν – кинематическая вязкость, м²/с.

Индексы:

СТ – адиабатная стенка;

ОТВ – параметры отверстий пленочного охлаждения;

B – параметры вдуваемого потока (воздуха);

Г – параметры основного потока (газа).

Сокращения:

BSL RS – Baseline Reynolds Stress;

CFD – вычислительная гидрогазодинамика (Computational Fluid Dynamics);

DNS – прямое численное моделирование (Direct Numerical Simulation);

DES – моделирование отсоединенных вихрей (Detached Eddy Simulation);

LES – моделирования крупных вихрей (Large Eddy Simulation);

LRR RS – модель Лаундера, Рииса и Роди (Launder, Reece and Rodi Isotropization of Production model);

RANS – моделирование на базе осредненных уравнений Навье-Стокса (Reynolds Averaged Navier-Stokes equations);

RSM – модель рейнольдсовых напряжений (Reynolds Stress Model);

RMS – среднеквадратичная величина невязки;

SSG – модель Специале, Саркара, Гатски (Speziale, Sarkar, Gatski);

SSG RS – модель Специале, Саркара и Гатски (Speziale, Sarkar and Gatski Reynolds Stress);

SST – перенос сдвиговых напряжений (Shear Stress Transport);

ГТД – газотурбинный двигатель;

ГТУ – газотурбинная установка;

РЛ – рабочая лопатка;

СЛ – сопловая лопатка.

ВВЕДЕНИЕ

Газотурбинные двигатели (ГТД) широко применяются в авиации, энергетике, корабельных силовых установках, в качестве привода нагнетателей газотранспортных систем, а так же в технологических циклах некоторых химических производств.

Основными требованиями ко всем ГТД, независимо от их назначения, является высокая экономичность, эксплуатационная надежность и длительный ресурс. Основным способом повышения экономичности ГТД было и остается увеличение температуры газа перед турбиной, которая в современных ГТД достигает 1500...1600 °С, что значительно превышает допустимый уровень температур для современных жаропрочных сплавов, используемых для изготовления сопловых и рабочих лопаток. В связи с этим, для обеспечения их работоспособности используются высокоэффективные системы воздушного охлаждения.

Как показывает опыт проектирования ГТД, несмотря на развитие внутренних (конвективных) систем охлаждения, обеспечить необходимую глубину охлаждения лопаток первых ступеней турбины невозможно без применения внешнего (пленочного) охлаждения, которое заключается в выпуске охладителя на защищаемые поверхности с целью оттеснения от них горячего газа. Применение пленочного охлаждения приводит к дополнительным термодинамическим и газодинамическим потерям, поэтому вопрос достижения его максимальной эффективности при минимальных затратах охладителя стоит очень остро.

В области пленочного охлаждения проведен очень большой объем исследований, из которых следует выделить работы Гольдштейна Р.Дж., Дитмара Дж., Себана Р.А., Богарда Д.Дж, Эккерта Е.Р., Банкера Р.С., Лиграни П.М. (США), Балдауфа С., Видхарда К., Шульца А. (Германия). В странах бывшего СССР основные работы по исследованию пленочного охлаждения выполнены в Институте теплофизики СО РАН (Волчков Э.П.,

Кутетеладзе С.С., Леонтьев А.И.). В Украине исследования пленочного охлаждения проводились в Институте технической теплофизики НАН Украины (Дыбан Е.П., Репухов В.М., Халатов А.А.), Киевском ВВАИУ, Национальном техническом университете «ХПИ» (г. Харьков), ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев), ГП «Ивченко-Прогресс» (г. Запорожье).

Основная часть этих работ посвящена исследованию закономерностей пленочного охлаждения на плоской поверхности с учетом влияния различных факторов. Ряд исследований направлен на поиск более эффективных систем пленочного охлаждения. Были предложены и исследованы несколько альтернативных конфигураций пленочного охлаждения, направленных на подавление вихреобразования в зоне выдува и исключение отрыва струи охладителя от защищаемой поверхности. К ним относятся:

- выдув охладителя на защищаемую поверхность через отверстия сложной формы (веерные, консольные и т.д.);

- выдув охладителя через системы скрещивающихся (парных) отверстий;

- выдув охладителя через цилиндрические отверстия в полусферических углублениях.

- выдув охладителя через ряды цилиндрических отверстий, помещенных в траншеях;

Выполненные исследования показали принципиальную возможность существенного повышения эффективности пленочного охлаждения за счет применения альтернативных конфигураций по сравнению с эффективностью традиционной системы цилиндрических наклонных отверстий при идентичных условиях. Однако имеющиеся в настоящее время результаты исследования альтернативных систем пока ограничены плоской стенкой.

Наиболее термически нагруженным элементом профиля лопатки турбины является участок входной кромки, что обусловлено, с одной

стороны, высокой интенсивностью теплообмена со стороны газа в районе точки торможения потока, а с другой – меньшей площадью теплообменной поверхности со стороны охладителя. Применение пленочного охлаждения для этой области особенно актуально. Структура потока при выдуве охладителя на входной кромке существенно отличается от структуры, формирующейся около плоской поверхности, что вызвано наличием точки торможения потока и существенными градиентами скорости и статического давления. По этой причине использование данных, полученных на плоской поверхности, для расчета пленочного охлаждения на цилиндрической поверхности является некорректным. К сожалению, в открытой литературе недостаточно работ, посвященных предпочтительному расположению рядов отверстий пленочного охлаждения на входной кромке, использованию поверхностных углублений и эффективности пленочного охлаждения на криволинейных поверхностях на удалении от сечений вдува. Таким образом, вопросы дальнейшего совершенствования систем пленочного охлаждения входных кромок лопаток газовых турбин, изучение структуры потока и получение обобщающих зависимостей является актуальным научным направлением, имеющим большое значение для газотурбостроения и других высокотемпературных энергетических систем.

В связи с этим дальнейшее исследование альтернативных систем пленочного охлаждения на участке входной кромки в широком диапазоне влияющих факторов и получение на этой основе обобщающих зависимостей и рекомендаций *является актуальным* научным направлением и представляет большой научный и практический интерес для газотурбостроения и других высокотемпературных энергетических систем.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Работа соответствует перечню приоритетных тематических направлений научных исследований и научно-технических разработок по направлению «Энергетика и энергоэффективность. Технологии энергетического машиностроения», утвержденных Постановлением Кабинета Министров

Украины №942 от 7 сентября 2011 г. Научные результаты, представленные в диссертации, использованы в госбюджетной НИР № 1.7.1.853 «Исследование поверхностно-вихревых систем для интенсификации теплообмена и повышения эффективности охлаждения поверхностей в перспективных ГТД» (ИТТФ НАН Украины, номер государственной регистрации 0112U002042).

Цель и задачи исследования. Цель работы – совершенствование пленочного охлаждения входных кромок лопаток газовых турбин при подаче охладителя через трехрядную систему радиальных и параллельных цилиндрических отверстий, веерные отверстия, отверстия в полусферических углублениях и траншеях, определение физической структуры потока и зависимостей, характеризующих эффективность пленочного охлаждения.

Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие задачи исследования:

– для модели с цилиндрической входной кромкой и плоскими стенками за ней определить эффективность пленочного охлаждения при подаче охладителя через систему радиальных цилиндрических отверстий с углом отклонения боковых рядов отверстий от центральной линии 15, 30 и 45°, а также через систему параллельных отверстий;

– для модели с цилиндрической входной кромкой и плоскими стенками за ней определить эффективность пленочного охлаждения при использовании инновационных конфигураций пленочного охлаждения с подачей охладителя через веерные отверстия; отверстия в полусферических углублениях и в траншеях;

– для модели входной кромки реальной лопатки с профилированными (криволинейными) поверхностями определить влияние факторов, имеющих место в реальном межлопаточном канале, на распределение эффективности пленочного охлаждения при выдуве охладителя на участке входной кромки через систему радиальных цилиндрических отверстий.

Для получения общих выводов по эффективности исследуемых систем пленочного охлаждения моделирование выполнить для четырех значений параметра вдува $m = 0,5; 1,0; 1,5$ и $2,0$, находящихся в важном для практического применения диапазоне.

Объект исследования – процессы теплообмена и гидродинамики при пленочном охлаждении модели входной кромки с плоскими стенками и реальной лопатки при подаче охладителя через трехрядную традиционную систему отверстий и инновационные системы пленочного охлаждения.

Предмет исследования – факторы, влияющие на эффективность пленочного охлаждения входной кромки и физическую структуру потока при подаче охладителя через трехрядную систему радиальных цилиндрических отверстий, параллельные и веерные отверстия, отверстия в полусферических углублениях и траншеях.

Методы исследования. Для достижения поставленной цели использован метод численного моделирования с использованием программного пакета ANSYS CFX 14.5.

Достоверность полученных результатов обеспечена:

– корректным применением (соответствие используемых моделей турбулентности, выполнение требований и рекомендаций моделирования) программного обеспечения, сертифицированного международными стандартами и обладающего сертификатом качества ISO 9001:2008;

– удовлетворительным согласованием результатов тестовых расчетов с апробированными экспериментальными данными, опубликованными в литературе.

Научная новизна полученных результатов:

– впервые показано, что в диапазоне изменения параметра вдува от $0,5$ до $2,0$ при подаче охладителя через систему радиальных цилиндрических отверстий на цилиндрической входной кромке модели с плоскими стенками за ней наиболее эффективным является расположение ряда боковых отверстий под углом $\alpha = 15^\circ$ от центральной линии;

– впервые в диапазоне изменения параметра вдува от 0,5 до 2,0 выполнено сравнение эффективности систем радиальных и параллельных отверстий на цилиндрической входной кромке модели с плоскими стенками за ней и показано, что система параллельных отверстий является более эффективной с точки зрения эффективности пленочного охлаждения при $m > 0,5$;

– впервые в диапазоне изменения параметра вдува от 0,5 до 2,0 исследованы инновационные системы пленочного охлаждения с подачей охладителя через веерные отверстия, отверстия в полусферических углублениях и в траншеях на входной кромке модели с цилиндрической входной кромкой и плоскими стенками за ней и получены соответствующие зависимости;

– впервые для системы радиальных цилиндрических отверстий на входной кромке модели реальной лопатки показано, что факторы, имеющие место в реальном межлопаточном канале (кривизна поверхности, градиент давления), приводят к перераспределению охладителя между рядами отверстий и изменению в распределении эффективности пленочного охлаждения на входной кромке и за ней по сравнению с моделью с плоскими стенками;

– впервые получены научные данные, характеризующие физическую структуру потока и особенности пленочного охлаждения при подаче охладителя через трехрядную систему радиальных цилиндрических отверстий, веерные отверстия, отверстия в полусферических углублениях и траншеях.

Практическое значение полученных результатов. Сформулированы рекомендации по совершенствованию существующих и применению инновационных систем пленочного охлаждения входных кромок лопаток газовых турбин. Определены наиболее эффективные способы расположения рядов отверстий в системе пленочного охлаждения входной кромки, даны рекомендации по выбору диапазона параметра вдува. Сформулированы

рекомендации по численному моделированию (использование применяемых сеток, моделей турбулентностей), что позволяет подробно определить температурное состояние лопатки на этапе ее проектирования и, тем самым, повысить надежность ее работы в условиях эксплуатации.

Полученные в диссертации результаты использованы при проектировании системы охлаждения и расчете температурного состояния сопловых лопаток (СЛ) турбины высокого давления ГТД ДА32, а также при разработке рабочей лопатки (РЛ) турбины высокого давления для двигателей типа ДН80 производства Государственного предприятия Научно-производственного комплекса газотурбостроения «Зоря»-«Машпроект» (акт внедрения от 21.06.2016).

Личный вклад соискателя. Соискателем созданы расчетные модели и выполнены численные исследования влияния конфигурации отверстий пленочного охлаждения и реальных факторов эксплуатации на эффективность пленочного охлаждения лопатки при варьировании параметра вдува. Выполнена обработка и анализ полученных результатов, получены обобщающие зависимости.

Апробация результатов диссертации. Основные результаты работы обсуждались и получили одобрение на VI и VII Международных научно-технических конференциях студентов, аспирантов, ученых и специалистов «Судовая энергетика: состояние и проблемы» (г. Николаев, 2013, 2015); на II и III Международных научно-технических конференциях студентов, аспирантов, ученых и специалистов «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» (г. Николаев, 2012, 2014); XVIII Международном конгрессе двигателестроителей (п. Рыбачье, АР Крым, 2013); V Международной научно-технической конференции «Современные технологии в газотурбостроении» (г. Алушта, АР Крым, 2013); X и XI Международных научно-технических конференциях «Проблемы энергосбережения и пути их решения» (г. Харьков, 2014, 2015); XII

Международной научно-технической конференции «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование» (г. Харьков, 2016).

Публикации. По результатам исследований опубликованы 11 научных работ: 5 статей в научных специализированных изданиях Украины, включенных в международные наукометрические базы данных (Ulrich's Periodicals Directory, Index Copernicus, Google Scholar, РИНЦ) и научную электронную библиотеку eLIBRARY.RU; 1 статья в зарубежном издании (Российская Федерация); 5 тезисов докладов в сборниках материалов конференций.

РАЗДЕЛ 1

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

В разделе представлен обзор систем охлаждения лопаток современных ГТД. Выполнен анализ применения пленочного охлаждения в лопатках газовых турбин, а так же проанализированы способы повышения его эффективности. Приведен обзор литературных данных по эффективности пленочного охлаждения. Рассмотрены особенности применение пленочного охлаждения на входных кромках лопаток ГТД. Сформулированы цель и задачи исследования.

1.1 Тенденции роста температуры газа перед турбиной ГТД и развитие систем охлаждения лопаток

Повышение температуры газа на входе в турбину было и остается одним из основных способов повышения экономичности, удельной мощности, а также улучшения массогабаритных показателей газотурбинных двигателей любого назначения.

Как показал анализ, приведенный в [1-6], несмотря на использование новых более жаропрочных материалов, внедрение технологий монокристаллического литья и литья с направленной кристаллизацией, а также применение защитных покрытий, достижение столь высоких температур газа (до 1600 °С) стало возможным в основном за счет совершенствования систем охлаждения лопаточных венцов. На рис. 1.1 [7] показано, что темп роста температуры газа, омывающего РЛ первой ступени, существенно превышает темп роста допустимой температуры для используемого материала лопатки.

В этом плане также весьма показателен рис. 1.2, построенный по данным [8, 9], из которого видно, что температура лопаток турбин поколений «G», «F» и «D» двигателей фирм «Westinghouse» и «Mitsubishi» оставалась на

неизменном уровне или даже снижалась, несмотря на весьма значительное повышение температуры газа перед турбиной.

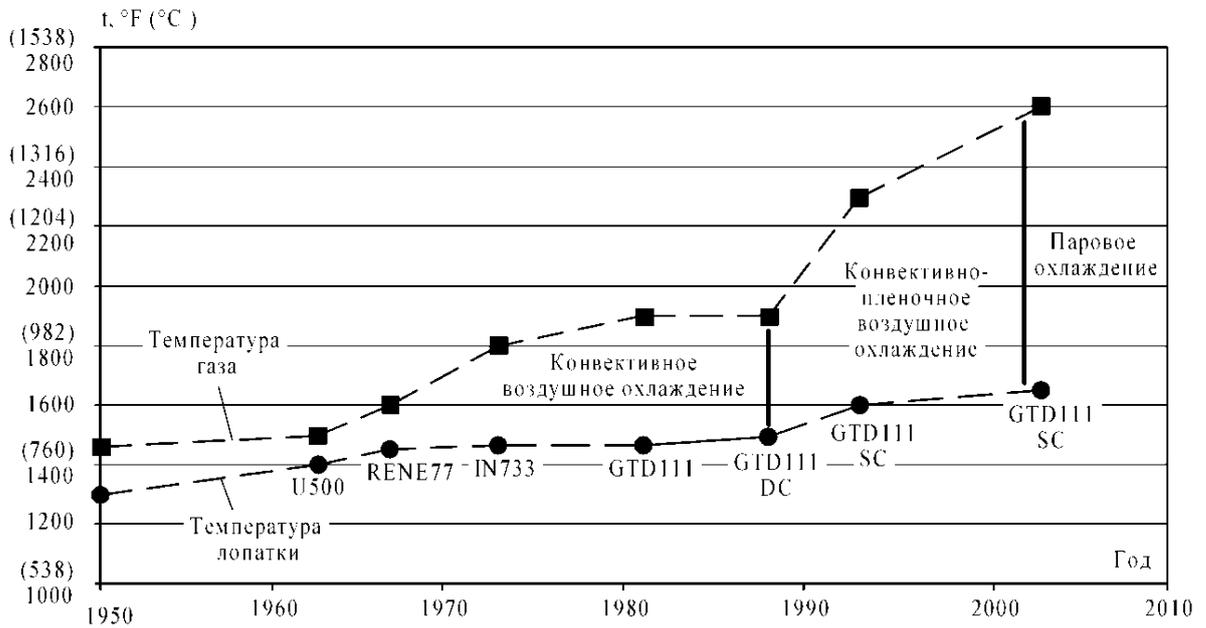


Рис. 1.1. Увеличение температуры газа перед турбиной и допустимой температуры РЛ [7]

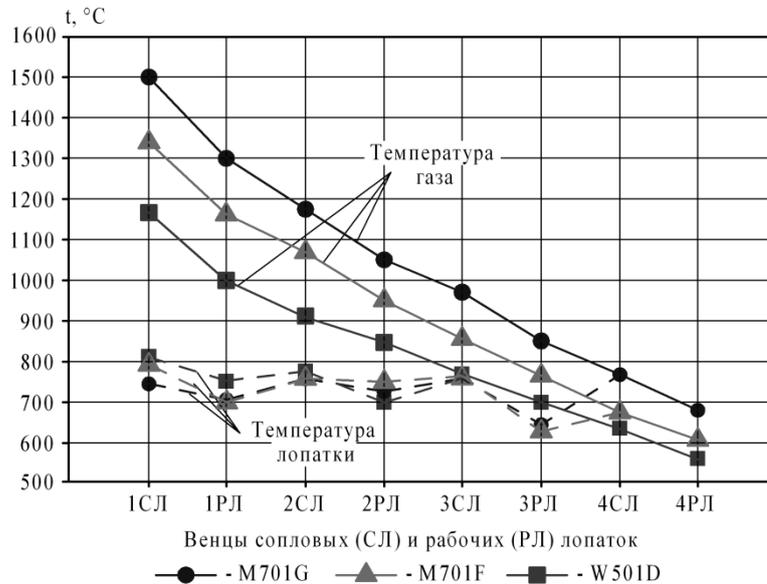


Рис. 1.2. Температуры газа перед турбиной и температура лопаток

Несмотря на разработки замкнутых и полужамкнутых систем охлаждения с альтернативными хладагентами, наиболее изученным из

которых является паровое охлаждение, их применение не нашло широкого применения на практике из-за усложнения конструкции и меньшей надежности в эксплуатации. В связи с этим, в абсолютном большинстве современных ГТД для охлаждения сопловых и рабочих лопаток применяется воздушная открытая система охлаждения. Эта система сравнительно проста по конструкции и надежна в эксплуатации, она является по существу единственной практически применяемой для охлаждения лопаток газовых турбин. На рис. 1.3 представлены охлаждаемые лопатки с различными схемами течения охладителя.

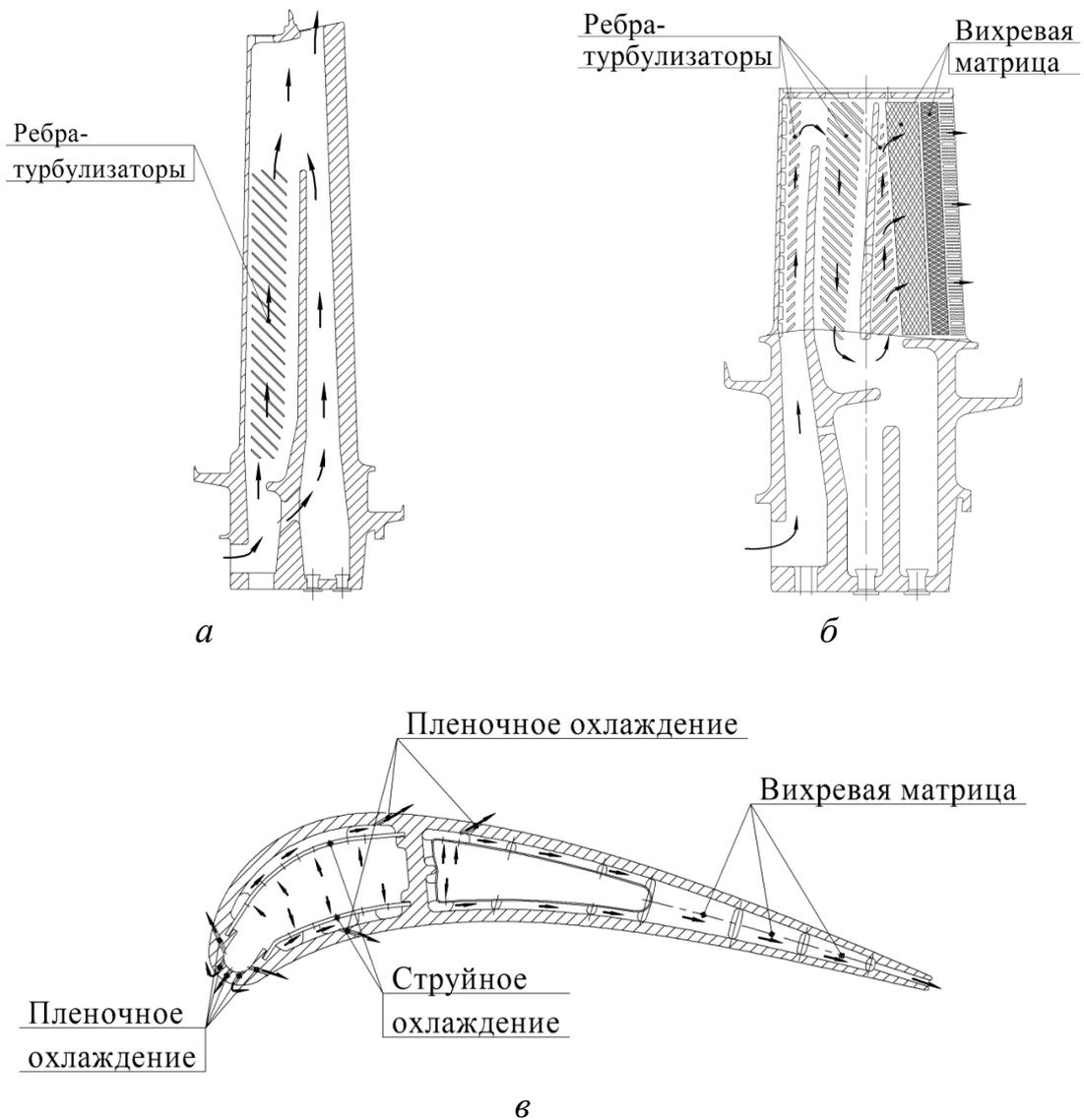


Рис. 1.3. Схемы лопаток с разными схемами течения охлаждающего воздуха: продольная (радиальная) [10] (а), радиально-поперечная (комбинированная) [11] (б) и поперечная (в)

Развитие схем охлаждения СЛ первой ступени двигателей фирмы «Westinghouse» при увеличении температуры газа на входе в турбину продемонстрировано на рис. 1.4.

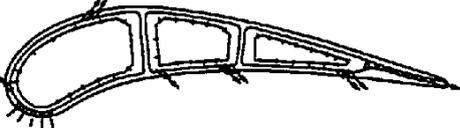
		Температура °С	
W501A (1968)		температура газа	888
		ср. температура металла	878
		макс. температура поверхности	926
W501B (1973)		температура газа	993
		ср. температура металла	789
		макс. температура поверхности	899
W501DS (1980)		температура газа	1107
		ср. температура металла	754
		макс. температура поверхности	879
501F (1990)		температура газа	1260
		ср. температура металла	760
		макс. температура поверхности	871

Рис. 1.4. Развитие схем охлаждения СЛ первой ступени двигателей фирмы «Westinghouse»

1.2 Перспективные системы охлаждения

Рассматривая системы охлаждения лопаток современных ГТД, можно отметить общие конструктивные решения, позволившие обеспечить допустимые температуры лопаток при достигнутых температурах газа перед турбиной.

На рис. 1.5 показана представленная в [12] конструкция СЛ первой ступени, характерная для большинства двигателей большой мощности. Внутренняя полость состоит из трех отдельных полостей, в каждой из которых установлен перфорированный дефлектор. Конвективное охлаждение большей части профиля лопатки обеспечивается струйным обдувом внутренних поверхностей стенок через отверстия в дефлекторах. При этом в районе входной кромки участок струйного охлаждения отсутствует из-за

наиболее высокого противодавления со стороны газа. Для охлаждения лопатки в районе выходной кромки (в узкой части профиля) используются столбики-турбулизаторы. Практически по всему профилю лопатки конвективное охлаждение комбинируется с развитым пленочным охлаждением.

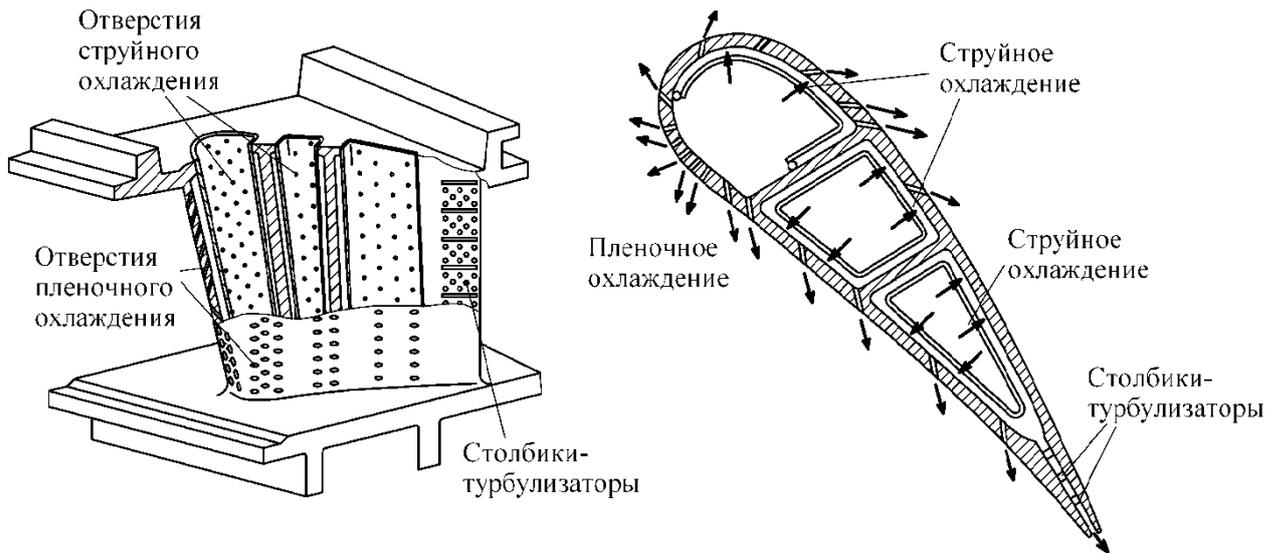


Рис. 1.5. Типичная система охлаждения СЛ первой ступени

Обзор конструкций охлаждаемых РЛ современных ГТД показал, что, независимо от мощности, абсолютное большинство из них имеет петлевую схему течения охладителя в каналах с микрооребрением, как правило, в комбинации с пленочным охлаждением.

Из выполненного анализа следует, что для достижения необходимой глубины охлаждения в конвективных схемах используются дополнительные турбулизаторы потока (микрооребрение, столбики-турбулизаторы) и струйное охлаждение. Интенсификация теплообмена при этом достигается за счет постоянного разрушения пограничного слоя при отрыве потока и дополнительной турбулизации потока у теплообменной поверхности за счет создания вихревых структур. Так же ведется разработка новых схем, например, циклонного охлаждения, исследованного в работах [13, 14],

основным принципом которого является тангенциальный подвод охлаждающего воздуха в канал через дискретные отверстия или щели.

В тоже время, несмотря на развитие конвективных схем:

– применение пленочного охлаждения является безальтернативной составляющей систем охлаждения лопаток первых ступеней турбины и применяется, как для охлаждения профильной части лопатки (входная кромка, спинка, корыто), так и для охлаждения торцевых поверхностей;

– пленочное охлаждение сочетается с большинством применяемых способов конвективного охлаждения;

– развитие пленочного охлаждения определяет рост эффективности системы охлаждения лопатки в целом.

В связи с этим, именно пленочное охлаждение выбрано для дальнейшего исследования.

1.3 Применение пленочного охлаждения

1.3.1 Механизм пленочного охлаждения

Пленочное (заградительное) охлаждение предусматривает создание на охлаждаемой поверхности лопаток защитной прослойки охлаждающего воздуха (рис. 1.6 *a*), увеличивающей термическое сопротивление между газом и стенкой лопатки, и тем самым уменьшающей тепловой поток в лопатку. Уменьшение теплового потока позволяет избегать, возникающего при конвективном охлаждении, роста градиента температур в стенке лопатки, приводящего к повышению термических напряжений.

Перемешивание выдуваемого воздуха с основным потоком вызывает неравномерность температуры защитной прослойки в продольном направлении (рис. 1.6 *б*), что приводит к необходимости использования нескольких точек выпуска охладителя на защищаемую поверхность по ходу основного потока (потока газа).

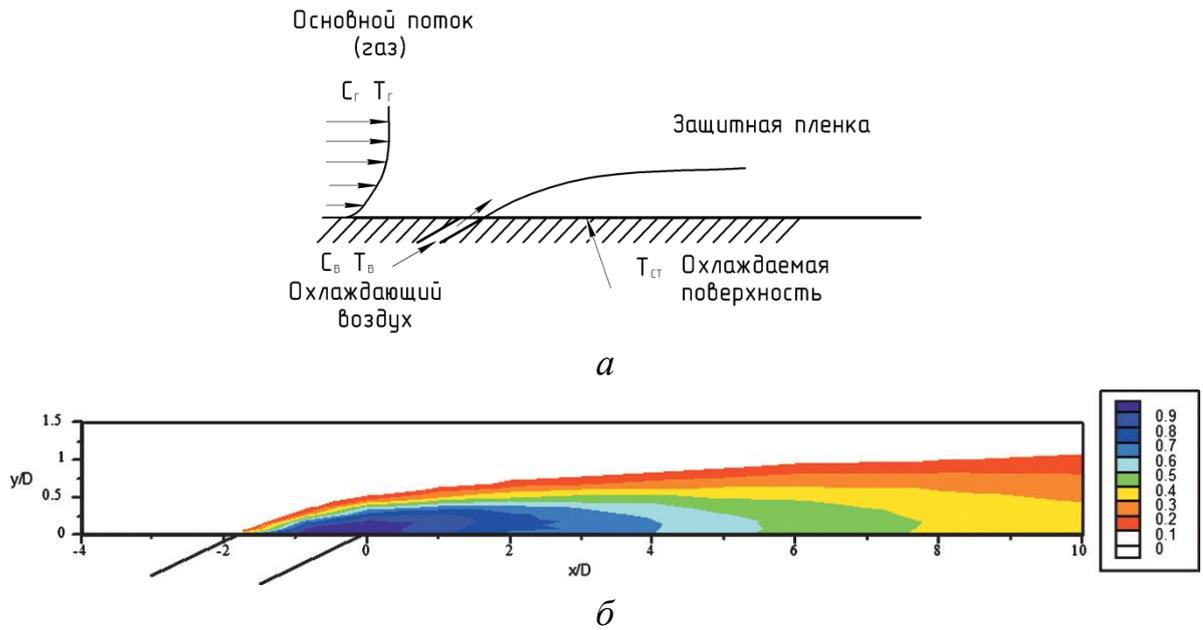


Рис. 1.6. Принципиальная схема пленочного охлаждения (а) и типичное распределение температуры прослойки охладителя (б)

На рис. 1.7 [15] представлена идеализированная расчетная схема пленочного охлаждения, где 1 – начальный участок (с поверхностью контактирует только охлаждающий воздух); 2 – переходный участок (перемешивание воздуха с охлаждающим воздухом); 3 – основной поток (быстрое затухание эффективности пленочного охлаждения).

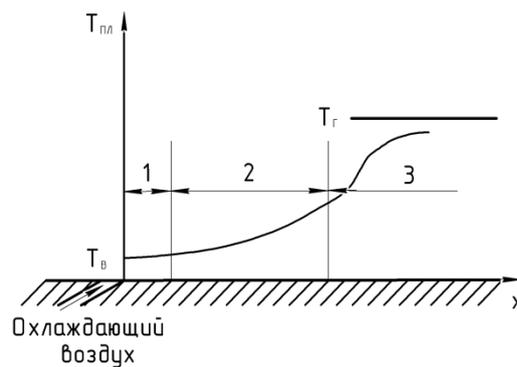


Рис. 1.7. Расчетная схема пленочного охлаждения

Пленочное охлаждение характеризуется адиабатической эффективностью пленочного охлаждения (далее по тексту «эффективность пленочного охлаждения»), которая определяется по формуле:

$$\eta = \frac{T_G - T_{CT}}{T_G - T_B}, \quad (1.1)$$

где T_G – полная температура основного потока (газа) с учетом коэффициента восстановления;

T_{CT} – адиабатическая температура стенки (защищаемой поверхности);

T_B – полная температура выдуваемого (охлаждающего) воздуха.

Одним из основных параметров, влияющих на характеристики пленочного охлаждения, является параметр вдува, определяемый как отношение массовых скоростей охлаждающего и основного потоков:

$$m = \frac{\rho_B U_B}{\rho_G U_G}, \quad (1.2)$$

где ρ_B, ρ_G – плотности, соответственно, воздуха и газа;

U_B, U_G – скорости, соответственно, воздуха и газа.

Основной вклад в развитие теории пленочного охлаждения и решение проблем, связанных с трудностями его применения внесли ученые Украины (Дыбан Е.П., Репухов В.М., Халатов А.А.), других стран бывшего СССР (Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И., Волчков Э.П. Локай В.И., Терехов В.И., Щукин В.К. и др), США (Гольдштейн Р.Дж., Эккерт Е.Р., Богард Д.Дж., Банкер Р.С., Себан Р.А.), Германии (Вигхардт К., Балдауф С., Дитмар Дж., Шульц А.).

1.3.2 Пленочное охлаждение охлаждаемых лопаток

Применительно к системам охлаждения лопаток, при пленочном охлаждении охлаждающий воздух подается на поверхность лопатки через ряд дискретно расположенных отверстий, из-за чего величина эффективности пленочного охлаждения становится существенно не равномерной как в продольном, так и в поперечном направлении. В связи с этим, эффективность пленочного охлаждения определяется локально для каждой точки стенки, а для анализа используются осредненные в поперечном направлении значения.

Эффективность пленочного охлаждения зависит от многих факторов геометрического и газодинамического характера, которые могут быть систематизированы в виде, представленном в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Факторы, влияющие на эффективность пленочного охлаждения

Параметры основного и охлаждающего потоков	Геометрические параметры и конфигурация отверстий
Отношение массовых скоростей охлаждающего и основного потоков (m)	Форма отверстий
Отношение потоков импульса охлаждающего и основного потоков	Угол наклона оси отверстия к стенке (α)
Турбулентность основного потока (Tu)	Угол наклона оси отверстия к направлению основного потока (β)
Отношение плотностей охлаждающего и основного потоков	Расстояние между отверстиями, относительный шаг отверстий (p/d)
Число Маха основного потока	Относительная длина отверстия (l/d)
Нестационарность основного потока	Расстояние между рядами отверстий и число рядов
Конфузорность / диффузорность канала	Кривизна поверхности
Вращение лопатки	Шероховатость поверхности

Большое количество опубликованных работ [16-21] посвящено экспериментальному исследованию эффективности пленочного охлаждения, на основании которых получены обобщенные зависимости для расчета эффективности пленочного охлаждения, а также разработаны методики, в которых учитывается влияние различных факторов, таких как турбулентность, ускорение внешнего потока, закрутка потока и кривизна поверхности.

Результаты многочисленных исследований, например [22-24], показывают, что реально достигаемая эффективность пленочного охлаждения лопаток при использовании цилиндрических отверстий невысока. В [24] получено, что даже непосредственно в зоне выдува охладителя проблематично обеспечить эффективность пленочного охлаждения для одного ряда дискретных отверстий на уровне $\eta \approx 0,3$, а на расстоянии 20 диаметров отверстий ($x/d = 20$) ее величина, как правило, не превышает 0,15. Повышение эффективности пленочного охлаждения за счет увеличения числа рядов перфорации приводит к увеличению расхода охлаждающего воздуха и к снижению эффективности, как турбины, так и двигателя в целом. Рядом исследований было установлено, что причина низкой эффективности пленочного охлаждения, во многом, обусловлена взаимодействием струй охладителя с основным потоком, которое имеет сложный характер и сопровождается сильным вихреобразованием. В работе [25] была предложена следующая классификация основных вихревых структур, вызванных выпуском охладителя при пленочном охлаждении плоской поверхности:

- почкообразный вихрь (kidney shaped vortex) – вихрь, состоящий из системы двух вихрей противоположного вращения в ядре струи;
- подковообразный вихрь (horseshoe vortex) – вихрь, вызванный внезапным торможением пограничного слоя перед передней кромкой струи;
- пара половинных вихрей зоны возмущения (half wake vortex pair) в зоне пониженного давления за струей;

- пара половинных пристенных вихрей (half wall vortex pair), вызываемых почкообразным вихрем;
- кромочный вихрь (lip vortex), вызванный взаимодействием основного потока с передней кромкой струи охладителя.

Наличие всех перечисленных вихрей подтверждено экспериментами по визуализации течения. Было установлено, что наибольшее влияние на эффективность пленочного охлаждения оказывает формирование «почкообразного» вихря в струе (рис. 1.8), интенсивность которого резко увеличивается с повышением параметра вдува m . Это вызвано наличием «подсоса» газа из основного потока к защищаемой поверхности непосредственно под струей охладителя.

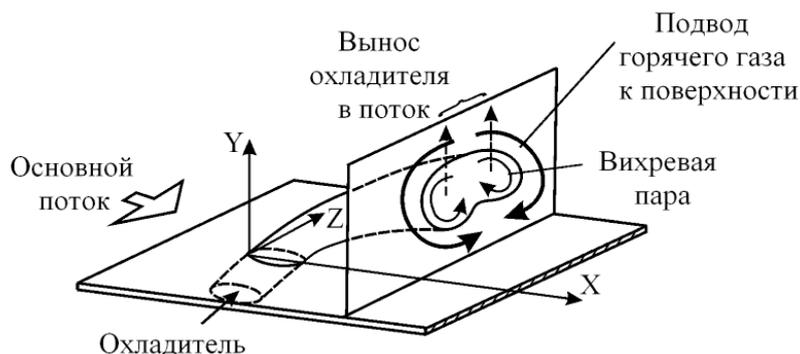


Рис. 1.8. Принципиальная схема формирования «почкообразного» вихря

Поэтому именно на предотвращение формирования почкообразного вихря и устранение отрыва струи в настоящее время направлен большой ряд исследований, которые имеют следующих направления:

- применение веерных отверстий, расширяющихся к выходу на защищаемую поверхность;
- применение парных отверстий, оси которых являются скрещивающимися прямыми;
- применение поверхностных углубления, в том числе пазов, расположенных на охлаждаемой поверхности на выходе из отверстия;

Ниже рассмотрены особенности указанных методов повышения эффективности пленочного охлаждения.

1.3.3 Методы повышения эффективности пленочного охлаждения

Веерные отверстия пленочного охлаждения. В качестве примера, на рис. 1.9 показана геометрия веерных отверстий, исследованных в работах [26, 27], а на рис. 1.10 – некоторые результаты экспериментов по определению эффективности пленочного охлаждения.

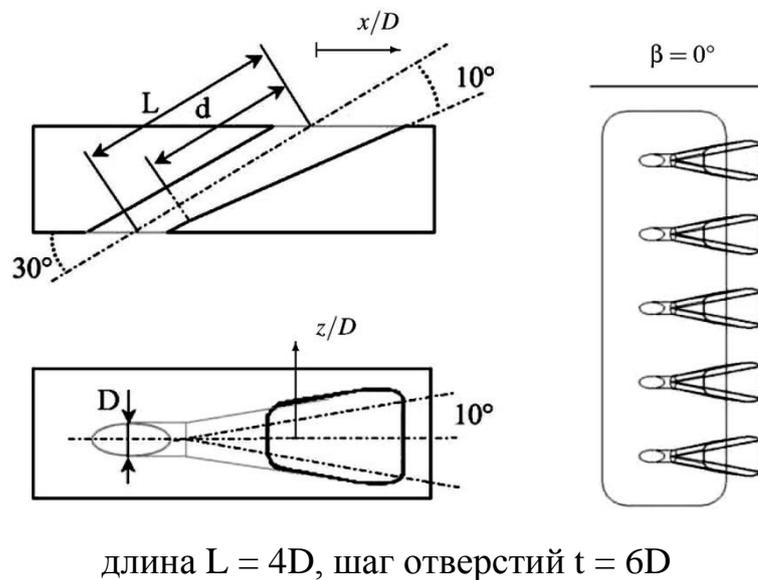


Рис. 1.9. Пример геометрии веерных отверстий

Как видно из рис. 1.10, с ростом параметра вдува наблюдается повышение эффективности пленочного охлаждения, причем, в отличие от цилиндрических отверстий, даже при $m = 2$ в зоне вдува эффективность пленочного охлаждения не снижается.

В работе [28] было рассмотрено применение веерных отверстий более сложных конфигураций, представленных на рисунке 1.11.

цилиндрических отверстий (рис. 1.12). Наибольшие значения эффективности пленочного охлаждения достигнуты в варианте *a*, для которого, в отличие от других вариантов, эффективность пленочного охлаждения продолжает увеличиваться даже при значениях $m > 2,0$.

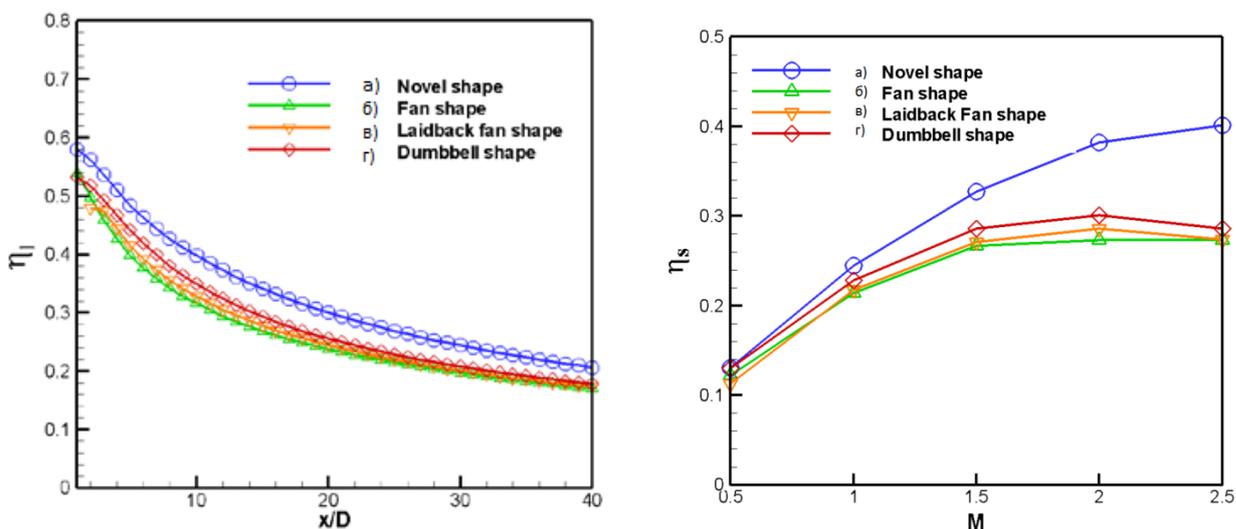


Рис. 1.12. Распределение эффективности пленочного охлаждения для различных конфигураций веерных отверстий, исследуемых в [28]

Проведенные исследования [29-31] свидетельствуют об увеличении эффективности пленочного охлаждения при применении веерных отверстий вместо цилиндрических при сохранении расхода охладителя. Также очень важно, что ни в одних исследованиях не зафиксировано снижения эффективности пленочного охлаждения в зоне вдува даже при $m > 2$. В качестве недостатка таких систем пленочного охлаждения необходимо отметить, что технология их изготовления гораздо сложнее и дороже, чем цилиндрических. Тем не менее, есть данные о том, что в последних разработках охлаждаемых лопаток зарубежных высокотемпературных ГТД веерные отверстия применяются, как на профильных частях лопаток, так и на торцевых поверхностях.

Применение веерных отверстий в настоящее время уже получило широкое применение на практике. Как пример, на рис. 1.13 представлена СЛ

первой ступени ГТД большой мощности производства General Electric Frame 9E.

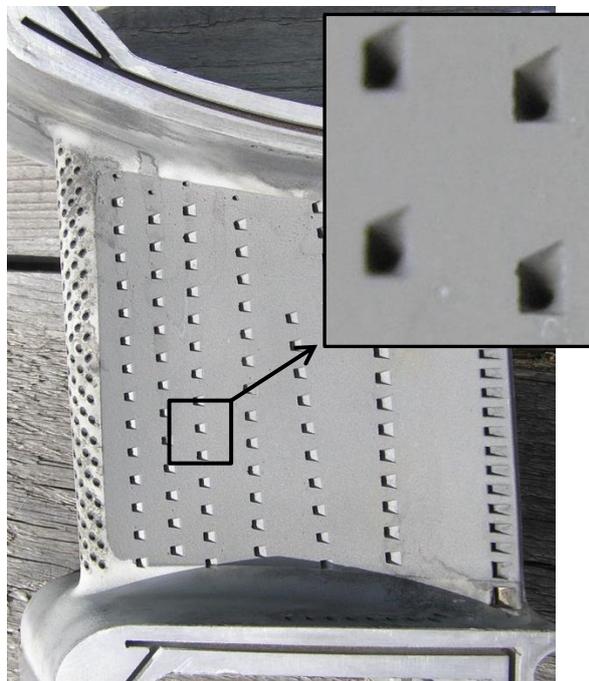


Рисунок 1.13. Применение веерных отверстий на СИ первой ступени ГТД Frame 9E

Парные отверстия. В случае применения парных отверстий [32–34], оси каждого из них развернуты под определенным углом к направлению основного потока. При разработке системы охлаждения с помощью парных отверстий учитывалось, что при выпуске воздуха под углом к направлению основного потока газа при высоких параметрах вдува несколько уменьшается отрыв потока от поверхности. Основной смысл данного метода заключается в том, что парные струи позволяют сформировать над защищаемой поверхностью новую вихревую систему – «антипочкообразную» пару вихрей, условно показанную на рис. 1.14 [35]. Метод охлаждения с помощью парных отверстий предусматривает некоторое смещение второго отверстия в направлении основного потока относительно первого. Второе отверстие создает вторую струю с доминирующим вихрем, вращающимся в противоположном направлении по отношению к первому, затем обе струи

объединяются в пару, формируя более-менее симметричную «антипочкообразную» пару вихрей. Это предотвращает отрыв струй от защищаемой поверхности и «подсос» газа под струи, а также способствует растеканию холодного воздуха в поперечном направлении. Несомненным преимуществом системы парных цилиндрических отверстий по сравнению с веерными отверстиями является технологичность.

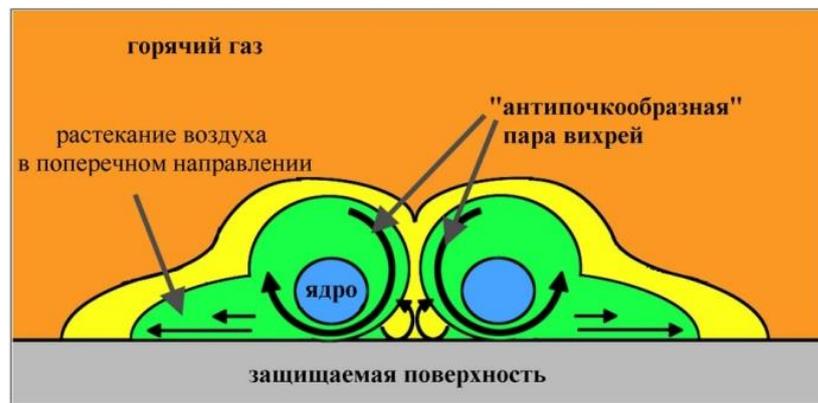


Рис. 1.14. Идеализированная схема симметричной пары «антипочкообразных» вихрей

На рис. 1.15 представлены результаты исследования [35] для разных вариантов взаимного расположения парных отверстий. Согласно результатам этой работы, при всех параметрах вдува наиболее высокие значения эффективности пленочного охлаждения получены при смещении отверстий в поперечном направлении на один диаметр.

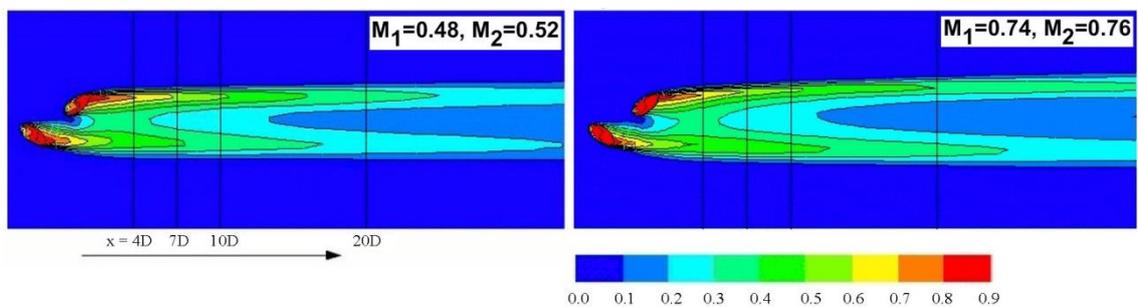


Рис. 1.15. Распределение эффективности пленочного охлаждения системы парных отверстий

Поверхностные углубления на выходе из отверстий. В работе [36] в сравнении с базовой конфигурацией (ряд цилиндрических отверстий без углублений), рассмотрены углубления эллиптической и круглой формы (рис. 1.16 *a*) на поверхности модели лопатки со стороны разряжения (на спинке). Частично результаты этих исследований приведены на рис. 1.16 *б*. Как видно из рисунка, использование углублений на выходе из отверстий позволяет поднять уровень эффективности почти в 2 раза. Наилучшие показатели эффективности получены для углублений круглой формы (вар. 3).

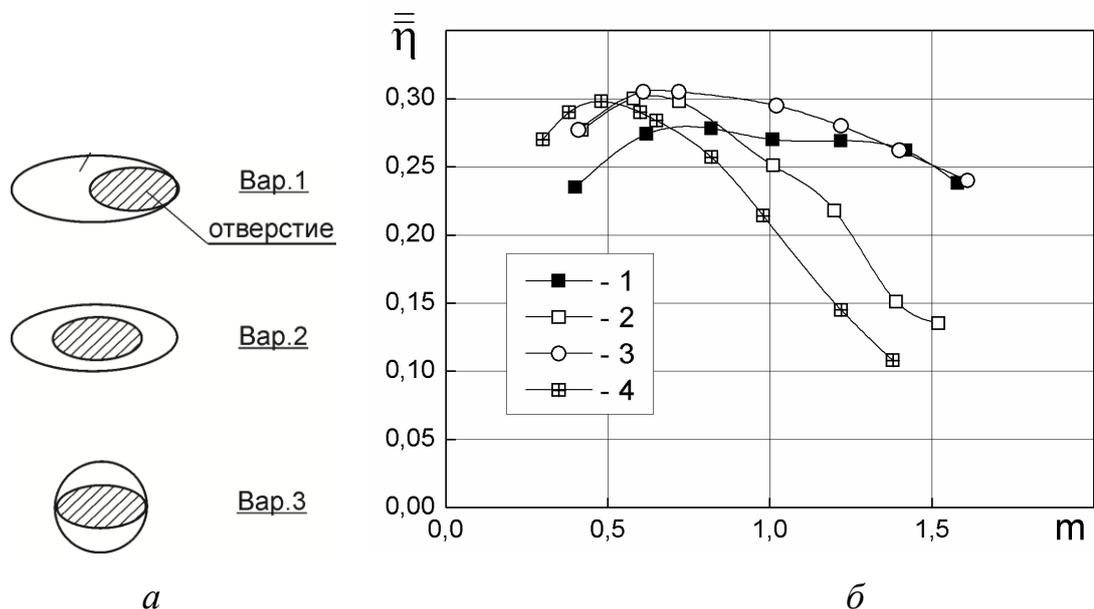


Рис. 1.16. Варианты углублений (*a*) и зависимость средней по поверхности ($0 < x/d < 22$) эффективности пленочного охлаждения от параметра вдува (*б*): 1-3 – углубления в вариантах 1-3, 4 – базовая конфигурация

В работе [37] представлены результаты экспериментального исследования эффективности пленочного охлаждения с помощью двух рядов отверстий, расположенных в полусферических углублениях, как показано на рис. 1.17. Получено, что эффективность охлаждения для системы отверстиями в полусферических углублениях существенно (при больших

параметрах вдува на начальном участке в 2 раза) превышает эффективность для системы наклонных отверстий без углублений (рис. 1.18).

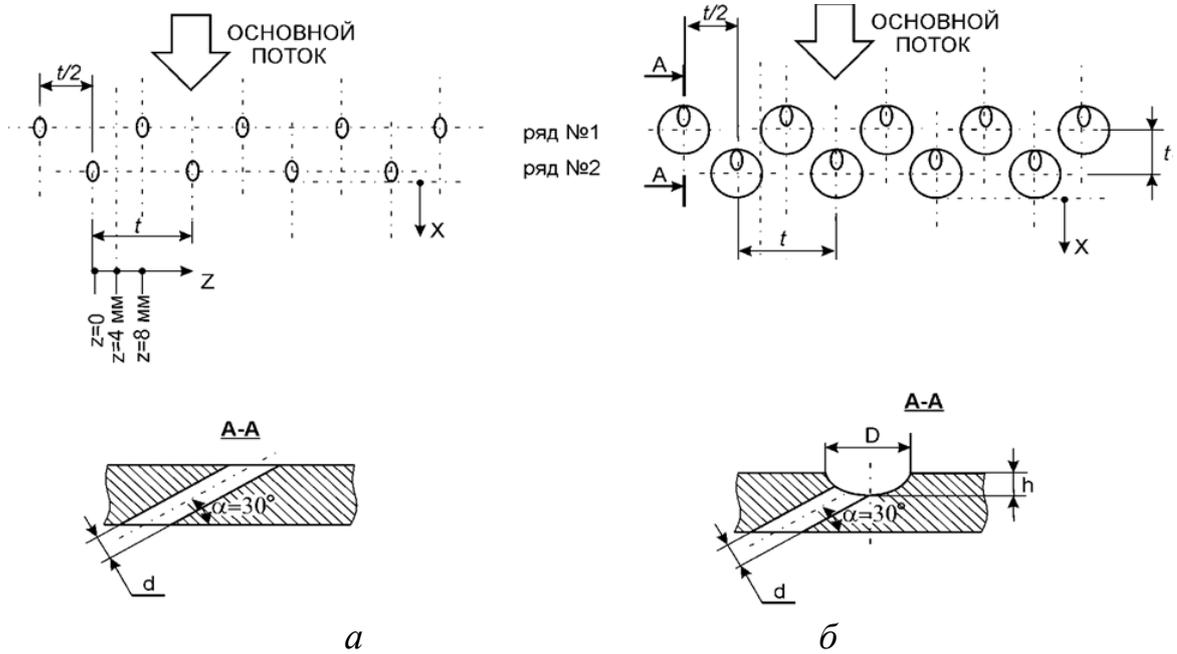
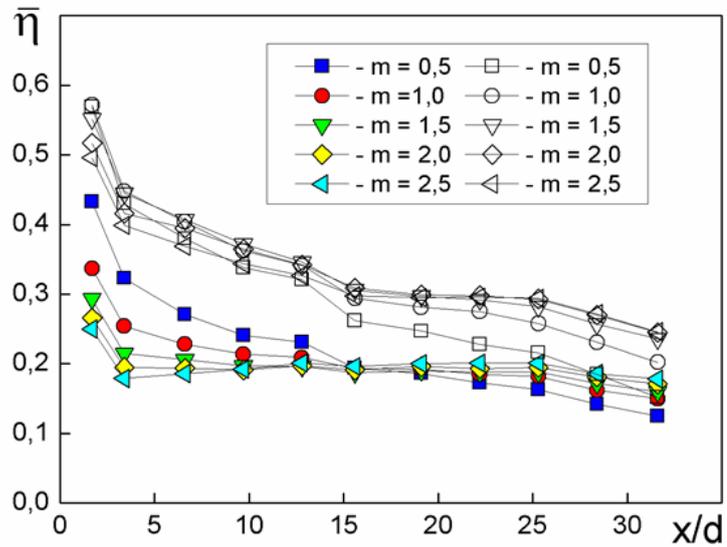


Рис.1.17. Схема пленочного охлаждения двухрядной системы цилиндрических отверстий (а) и отверстия в полусферических углублениях (б)



залитые символы – система отверстий,
пустые – система отверстий в лунках

Рис. 1.18. Сравнение эффективности охлаждения в случае применения отверстий в полусферических углублениях

В [38] показано, что при определенных числах Рейнольдса в полусферических углублениях возникает нестационарный пульсирующий вихрь, осциллирующий в угловом и продольном направлении (рис. 1.19). Вихрь периодически сбрасывается в основной поток, создавая за углублением широкий след, что положено в основу осциллирующего пленочного охлаждения. Однако, осциллирующий вихрь в углублениях устойчив лишь при низких числах Рейнольдса.

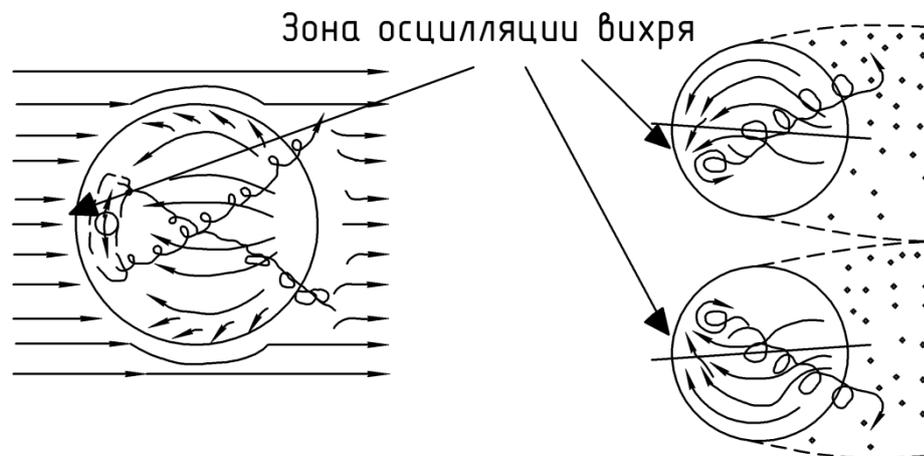


Рис. 1.19. Осцилляция вихря в полусферическом углублении

Более подробно, подобная конфигурация системы отверстий в полусферических углублениях исследовалась в работах [39, 40]. Выполненные исследования показали, что подача охладителя через отверстия в полусферических углублениях позволяет увеличить эффективность охлаждения до 120 %, и получить более равномерную пленку охладителя по сравнению с традиционной системой. Основной причиной повышения эффективности является существенное снижение отрыва охладителя от поверхности охлаждения и уменьшение интенсивности «почечного» вихря в зоне выдува охлаждающего воздуха. Размещение отверстий в полусферическом углублении защищено патентом [41].

Другим направлением в применении поверхностных углублений является выпуск воздуха из цилиндрических отверстий в **пазы малой глубины – траншеи**, расположенные перпендикулярно к направлению

основного потока. В работе [42] показан механизм повышения эффективности пленочного охлаждения при применении поперечных пазов. Как видно из рис. 1.20, наличие паза предотвращает непосредственное проникновение струи охладителя в основной поток и взаимодействие с ним.

В работе [43] показано, что наличие траншеи приводит к более равномерному растеканию охлаждающего потока по охлаждаемой поверхности. В работе [44] исследованы траншеи с различной относительной глубиной h/d . Исследования показали, что наиболее высокие результаты эффективности пленочного охлаждения дает траншея с низкими значениями $h/d = 0,43$, и превышает эффективность цилиндрических отверстий в 1,5-1,7 раза [45].

Недостатком таких систем применительно к лопаткам турбины является снижение прочности из-за местного утонения стенки лопатки и возникновения концентраторов напряжений.

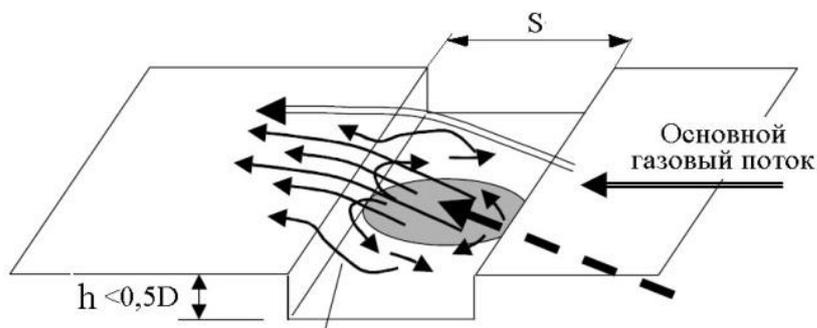


Рис. 1.20. Схема взаимодействия течения в траншее

1.3.4 Особенности пленочного охлаждения входной кромки

Все указанные ранее исследования выполнены для плоской стенки и их результаты, с учетом ряда поправок, могут быть применены для участков спинки и корыта лопатки.

В тоже время наиболее термически нагруженным элементом профиля лопатки является входная кромка. Обеспечение достаточной глубины охлаждения входной кромки представляет собой весьма сложную задачу, что

обусловлено, с одной стороны, высокой интенсивностью теплообмена со стороны газа в районе зоны торможения потока, а с другой – меньшей площадью теплообменной поверхности со стороны охлаждающего воздуха. Структура потока при пленочном охлаждении входной кромки намного сложнее, чем в случае плоской стенки, что обусловлено наличием точки торможения потока, которая приводит к появлению градиентов скоростей и давлений в этой зоне. Выпуск охлаждающего воздуха на поверхность входной кромки обеспечивает пленочное охлаждение не только входной кромки, но и значительной части профиля лопатки. В связи с этим, вопрос о повышении эффективности пленочного охлаждения входной кромки требует отдельного рассмотрения.

В работе [46] была рассмотрена структура течения струи охладителя при выдуве на входную кромку. Было определено, что течение усложнено разными направлениями скорости струи и скорости основного потока, пространственным разворотом струи охладителя и наличием высокого градиента давления в направлении движения основного потока.

При выдуве охладителя на входную кромку почкообразный вихрь (два противоположно вращающихся вихря) оказывает наибольшее влияние на эффективность пленочного охлаждения. Вихрь формируется из основной части струи охладителя. Характерной особенностью этого вихря является его высокая интенсивность. На удалении от места выдува его структура аналогична структуре вихря на плоской стенке. Вихрь «подсасывает» горячий газ под струю охладителя, отталкивая холодное ядро струи охладителя от стенки, ухудшая, таким образом, эффективность пленочного охлаждения.

Анализ конструкций реальных лопаток, показал самые разнообразные варианты схем расположения отверстий на входной кромке. Наиболее распространенными являются трехрядные системы с радиальными или параллельными рядами цилиндрических отверстий, расположенными в шахматном порядке, как в работах [47-49]. В работе [50] исследованы

варианты с углами отклонения боковых отверстий 15 и 50° от центральной линии. В работе [51] углы отклонения составляли 15 и 44°.

В то же время, большинство работ посвящены исследованию эффективности лишь на участке в непосредственной близости от отверстий ($x/d < 10$), что не позволяет определить эффективность пленочного охлаждения для остальной части профиля. Кроме этого, в литературе отсутствуют практические рекомендации по применению исследованных конфигураций.

В [52, 53] выполнено экспериментальное и численное исследование эффективности пленочного охлаждения и влияния выдуваемого воздуха на интенсивности теплоотдачи. Частично результаты этих работ представлены на рис. 1.21.

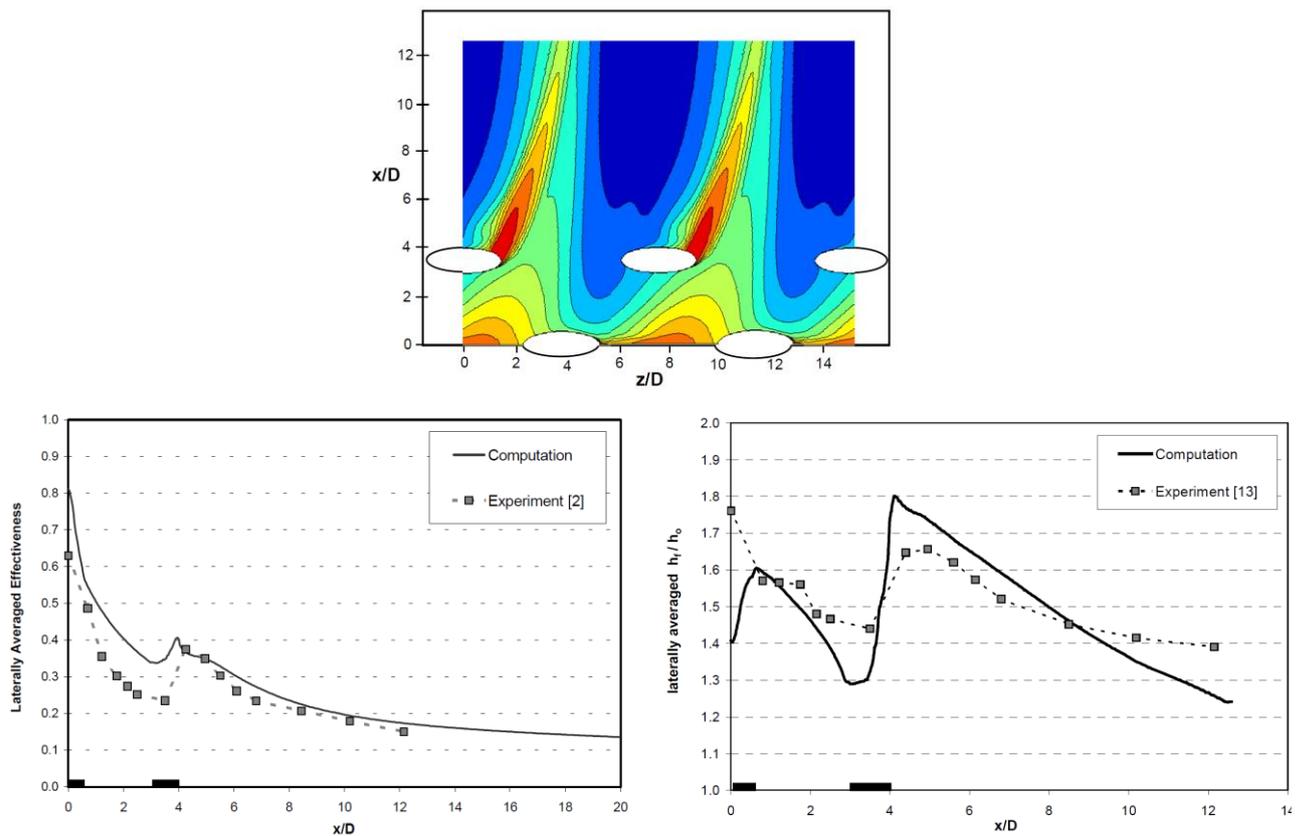


Рис. 1.21. Результаты исследования эффективности пленочного охлаждения и интенсивности теплоотдачи при $m = 2$ [52, 53]

Получено, что, несмотря на шахматное расположение отверстий, струи воздуха, выпускаемого из двух рядов отверстий практически совпадают в поперечном направлении, что приводит к существенной неравномерности эффективности пленочного охлаждения. Увеличение интенсивности теплоотдачи за отверстиями при этом достигает 60...70 %.

В экспериментах, на модели входной кромки лопатки с тремя рядами отверстий, исследовались отверстия с углом расширения веерной части в боковом направлении 5° на сторону, в продольном – 0° . Оси всех отверстий были направлены под углом 30° в направлении высоты лопатки. Отношение диаметров отверстий к диаметру входной кромки – 0,067. Отверстия среднего ряда для всех вариантов цилиндрические, оси исследованных веерных отверстий во фронтальной плоскости были развернуты на 30° и 45° от вертикальной оси лопатки, шаг отверстий в направлении высоты $t/d = 4$. Во всех экспериментах степень турбулентности основного потока (Tu) составляла 9 %.

Эти и большинство других исследований проведены для плоской стенки со скругленной кромкой в районе набегающего потока, поэтому не позволяют учесть влияние ряда факторов, характерные для течения газа в межлопаточном канале решетки профилей.

В работе [54-56] рассмотрены различные конфигурации расположения отверстий пленочного охлаждения на входной кромке и применение веерных отверстий, как показано на рисунке 1.22.

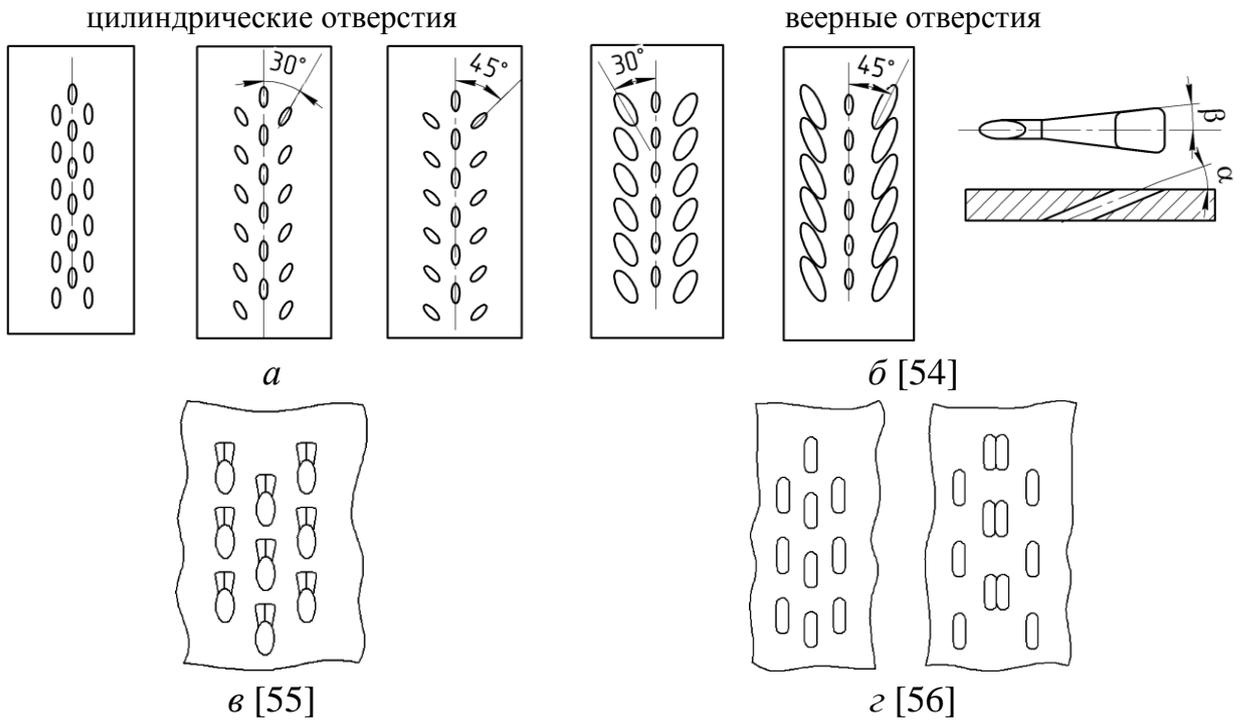


Рис. 1.22. Конфигурации отверстий пленочного охлаждения

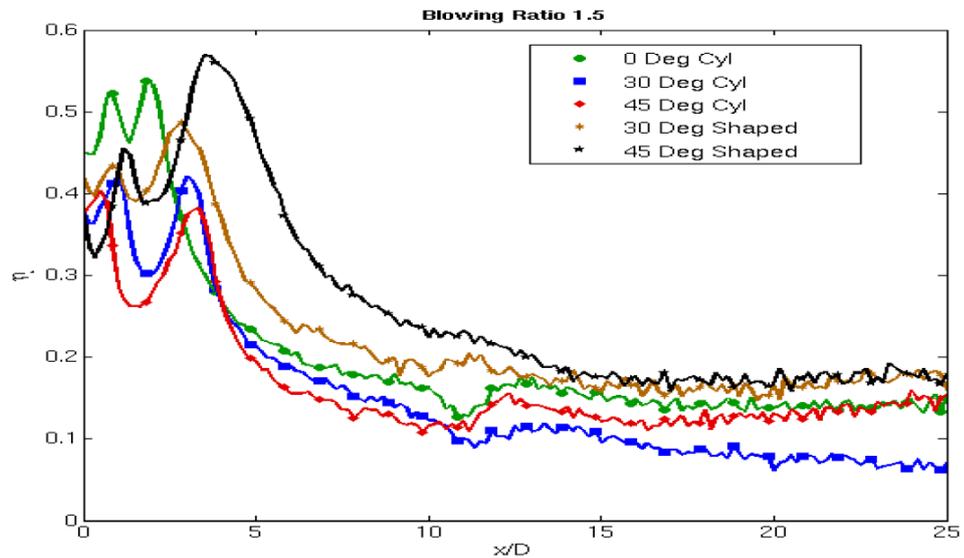


Рис. 1.23. Результаты исследований эффективности пленочного охлаждения [54]

По результатам экспериментов (рис. 1.23) было установлено, что наибольшие значения эффективности пленочного охлаждения достигнуты в варианте с веерными отверстиями, развернутыми под углом 45° от вертикальной оси лопатки. Так, в сечении вдува для ряда веерных отверстий

при $m = 1,5$ достигнуты значения $\eta \approx 0,57$, а в аналогичном по углам поворота варианте с цилиндрическими отверстиями – $\eta \approx 0,38$. В сечении $x/d = 20$ в варианте с веерными отверстиями получено $\eta \approx 0,18$, с цилиндрическими отверстиями – $\eta \approx 0,07$.

Увеличение эффективности пленочного охлаждения при применении веерных отверстий на входной кромке получено также в работе [57], где экспериментально и численно исследовался участок плоской стенки с цилиндрической входной кромкой с четырьмя рядами наклонных отверстий.

В [58] для пленочного охлаждения входной кромки выполнено исследование влияния вращения на распределение эффективности пленочного охлаждения по профилю лопатки. По результатам работы отмечено, что скорость вращения является очень важным фактором, влияющим на распределение эффективности пленочного охлаждения. При этом увеличение частоты вращения привело к снижению средней эффективности пленочного охлаждения. Большое значение в плане вращения играет угол атаки, который при этом изменяется (рис. 1.24).

Получено, что при частоте вращения 2400 об/мин при нулевом угле атаки воздух в равной степени поступал на спинку и корыто. При увеличении частоты вращения до 3000 об/мин появлялся отрицательный угол атаки, и воздух в большей степени сносило на корыто, что привело к снижению эффективности пленочного охлаждения спинки. При уменьшении частоты вращения наблюдался обратный эффект. Влияние параметра вдува при разных частотах вращения оказалось также различным.

Большинство представленных в литературе исследований проводились на участке входной кромки с последующим плоским участком. Такая конфигурация обеспечивает близкое к реальным лопаткам распределение давления и скорости воздуха вблизи входной кромки. Однако на прямом участке при релаксации потока продольные градиенты скоростей и давлений отсутствуют, что не соответствует случаю применения пленочного охлаждения на лопатке турбины. В связи с этим возникает необходимость в

проведении исследований на криволинейных (выпуклых и вогнутых) поверхностях с фактической геометрией межлопаточного канала, которые дадут возможность определить влияние градиентов скоростей и давлений на эффективность пленочного охлаждения.

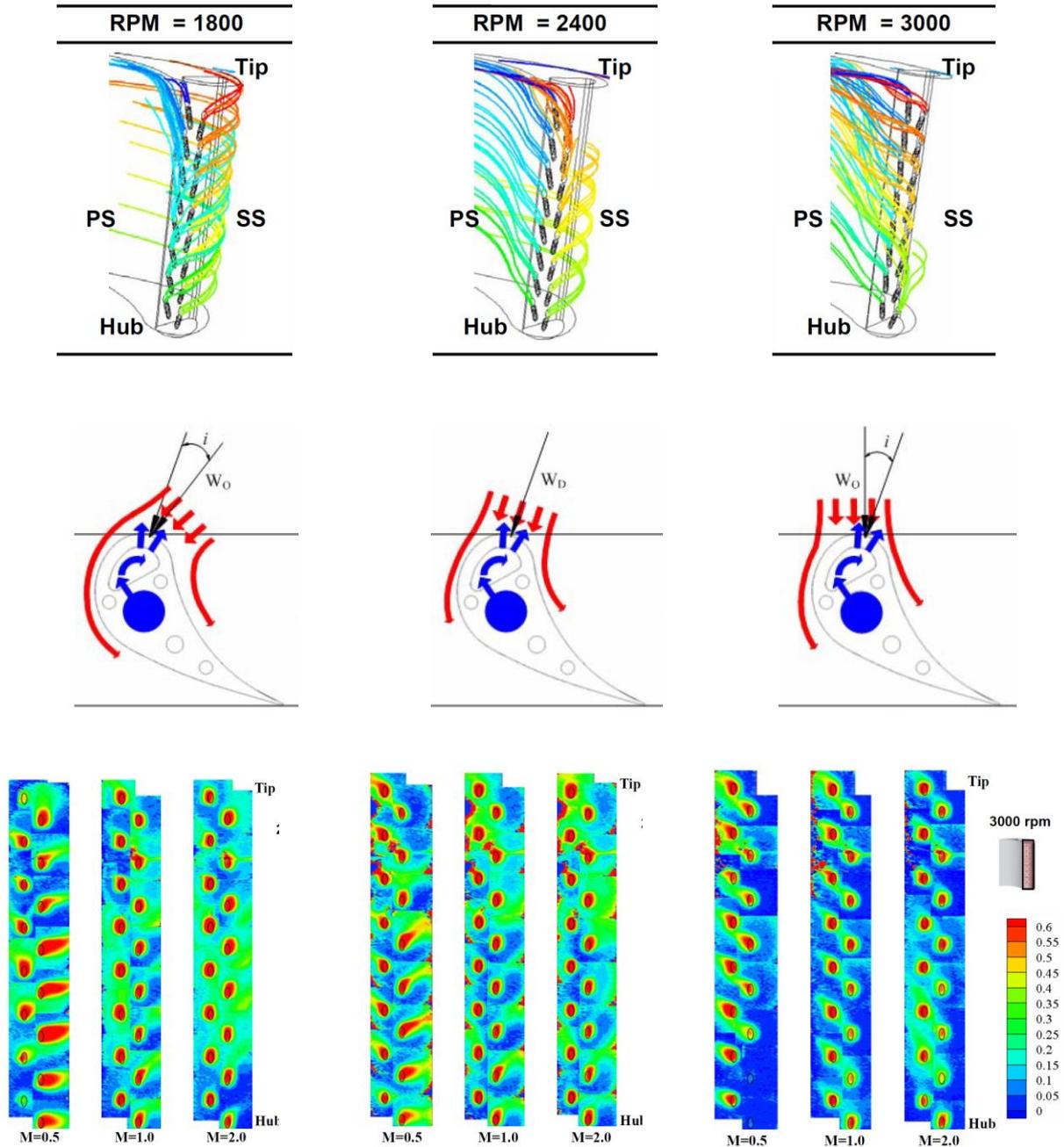


Рис. 1.24. Результаты исследования влияния вращения на эффективность пленочного охлаждения

Результаты экспериментов [59] показали, что из-за наличия продольного градиента давления при неизменном давлении охладителя параметр вдува между спинкой и корытом изменяется. Наименьшие его значение наблюдается на корыте, а наибольшее – на спинке. При низких параметрах вдува пленочное охлаждение оказывается лишь на выпуклой поверхности. С увеличением параметра вдува охлаждающий поток попадает на участок вогнутой поверхности, но неравномерность распределения охладителя сохраняется.

В работе [60] исследовано влияние степени кривизны на эффективность пленочного охлаждения в диапазоне параметра вдува от 0,3 до 2,7. Полученная эффективность пленочного охлаждения на выпуклой поверхности при низких параметрах вдува выше, чем на плоской и вогнутой. Для высоких параметров вдува справедливо обратное: на выпуклой и плоской поверхностях увеличение параметра вдува до определенной величины повышает эффективность пленочной завесы.

Ряд других исследований [61-63] так же показали существенное влияние кривизны поверхности на эффективность пленочного охлаждения.

На рисунке 1.25 представлены результаты исследования эффективности пленочного охлаждения на участках спинки и корыта, приведенный в [64]. Пленочное охлаждение входной кромки реализовано тремя рядами отверстий, наклоненных под углом 45° к направлению основного потока.

Получено, что даже на незначительном удалении от входной кромки значения эффективности пленочного охлаждения на спинке и корыте существенно различны между собой. При этом, если для участка спинки даже при $x/d > 50$ величина эффективности пленочного охлаждения сохраняется на уровне 0,06...0,09, то для корыта уже при $x/d > 10$ ее величина не превышает 0,05.

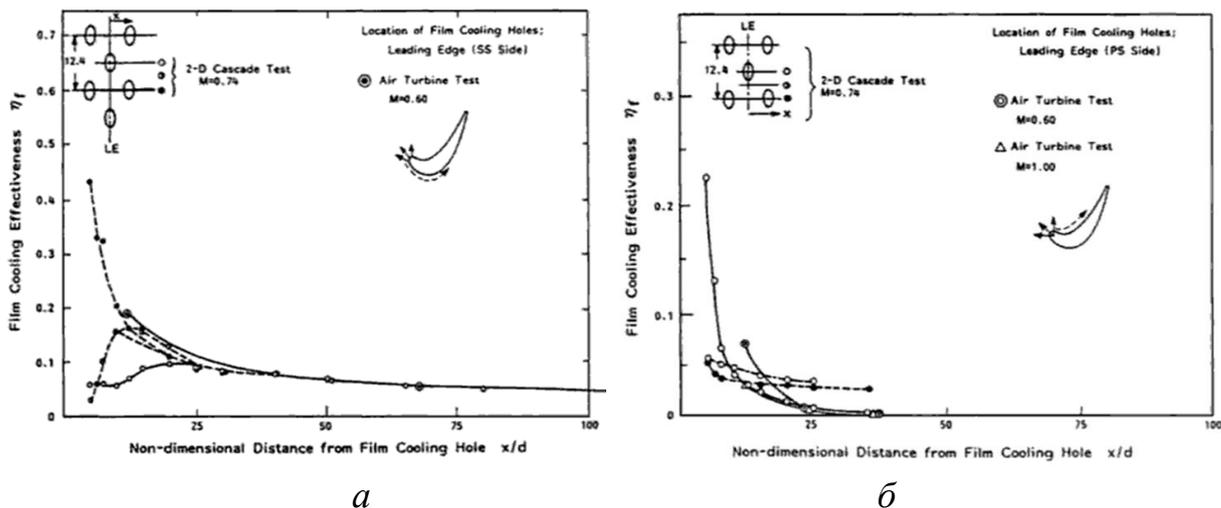


Рис. 1.25. Распределение эффективности пленочного охлаждения на участках спинки (а) и корыта (б)

По результатам обзора выполненных на настоящее время исследований можно отметить, что, несмотря на большое количество работ, посвященных пленочному охлаждению, вопрос о пленочном охлаждении входной кромки, которая является наиболее термически нагруженным элементом профиля, изучен недостаточно. Основными недостатками выполненных в этой области исследований является следующее:

- большинство работ посвящено исследованию эффективности пленочного охлаждения лишь на участке в непосредственной близости от отверстий ($x/d < 10$), что не позволяет определить эффективность пленочного охлаждения для остальной части профиля;

- в работах не приведены рекомендации по применению конфигураций и расположению отверстий пленочного охлаждения на входной кромке;

- имеющиеся методы повышения эффективности пленочного охлаждения опробованы, в основном, для случая применения на плоской стенке и их эффективность на участке входной кромки изучена недостаточно;

- большинство представленных в литературе исследований проводились на участке входной кромки с последующим плоским участком,

то есть конфигураций не достаточно корректно отражающих реальную структуру потока;

– параметры потока в выполненных исследованиях часто не соответствуют фактическим условиям эксплуатации лопаток газовых турбин.

1.4 Цель и задачи исследования

Представленный выше обзор показал актуальность и большое практическое значение дальнейшего исследования пленочного охлаждения входных кромок лопаток газовых турбин. С учетом того, что ранее найдены оптимальные значения геометрических параметров отверстий пленочного охлаждения, на которые в свою очередь накладываются технологические ограничения, дальнейшие исследования могут быть проведены при неизменных геометрических параметрах отверстий на участке входной кромки при одинаковых параметрах основного потока. Главными направлениями такого исследования являются: изучение различных конфигураций расположения отверстий на входной кромке, применение веерных отверстий пленочного охлаждения и углублений на выходе из отверстий для пленочного охлаждения входной кромки, а также определение влияния кривизны стенки, соответствующей фактическому профилю лопатки и межлопаточному каналу.

На основании этого, **целью работы** является совершенствование систем пленочного охлаждения входных кромок лопаток газовых турбин при подаче охладителя через трехрядную систему радиальных и параллельных цилиндрических отверстий, веерные отверстия, отверстия в полусферических углублениях и траншеях, определение физической структуры потока и зависимостей, характеризующих эффективность пленочного охлаждения.

С учетом необходимости исследования большого количества геометрических конфигураций отверстий, определения локальных значений эффективности охлаждения для выполнения настоящего исследования

выбран метод математического моделирования – численный метод исследования, основанный на применении вычислительной гидрогазодинамики. При выборе данного метода исследования было учтено следующее:

– численный метод исследования гидродинамики и теплообмена в настоящее время является наиболее перспективным [65]. К его достоинствам относится отсутствие необходимости упрощения геометрии и задаваемых физических условий, возможность подробного анализа результатов исследования, низкая стоимость материальных и временных затрат при возможности исследования большого числа рассмотренных вариантов;

– анализируя методологию современных исследований, применительно к системам охлаждения лопаток газовых турбин видно, что практически все экспериментальные работы предыдущих пяти лет, например [66], сопровождаются CFD-расчетами (CFD – Computational Fluid Dynamic), которые после верификации с экспериментальными данными позволяют получить дополнительный объем результатов исследования. По данным [67], применение CFD-расчетов элементов систем охлаждения лопаток в настоящее время является обязательным условием для обеспечения точности и достоверности определения температурного состояния на этапе проектирования ГТД;

– большое количество работ, в том числе диссертационные работы [68, 69], посвящены применению CFD-расчетов для моделирования пленочного охлаждения лопаток ГТД. Эти работы показали, что CFD-моделирование достигло высокой степени совершенства, позволяющего обеспечить достоверность результатов.

Для достижения указанной цели были поставлены и решены следующие **задачи исследования**:

– для модели с цилиндрической входной кромкой и плоскими стенками за ней определить эффективность пленочного охлаждения при подаче

охладителя через систему радиальных цилиндрических отверстий с углом отклонения боковых рядов отверстий от центральной линии 15, 30 и 45°, а также через систему параллельных отверстий;

– для модели с цилиндрической входной кромкой и плоскими стенками за ней определить эффективность пленочного охлаждения для инновационных конфигураций пленочного охлаждения с подачей охладителя через веерные отверстия; отверстия в полусферических углублениях и в траншеях;

– для модели входной кромки реальной лопатки с профилированными (криволинейными) поверхностями за ней определить влияние факторов, имеющих место в реальном межлопаточном канале, на распределение эффективности пленочного охлаждения при выдуве охладителя на участке входной кромки через систему радиальных цилиндрических отверстий.

Для получения общих выводов по эффективности исследуемых систем пленочного охлаждения моделирование выполнить для четырех значений параметра вдува $m = 0,5; 1,0; 1,5$ и $2,0$, находящихся в важном для практического применения диапазоне.

Геометрические размеры (рис. 1.26) и основные газодинамические параметры для исследования должны быть приняты типичными для рабочей лопатки турбины высокого давления ГТД средней мощности (25...35 МВт). Диаметр отверстий $d = 0,5$ мм, относительный шаг отверстий в поперечном направлении $t/d = 4$; угол наклона отверстий к охлаждаемой поверхности $\alpha = 30^\circ$; отношение диаметра отверстий к диаметру входной кромки $d/2R = 0,1$.

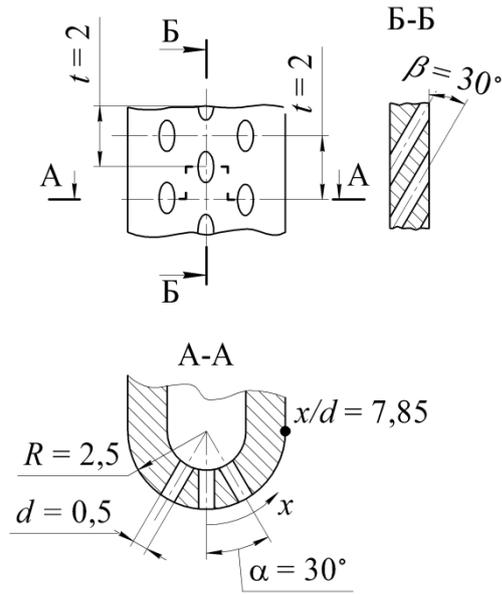


Рис. 1.26. Конфигурация отверстий

В соответствии с целью и поставленными задачами исследования составлена карта выполнения исследовательских расчетов, представленная на рис. 1.27, на которой приведены все исследуемые конфигурации и варианты.

**Исследование влияния угла отклонения бокового ряда отверстий
для системы радиальных отверстий**

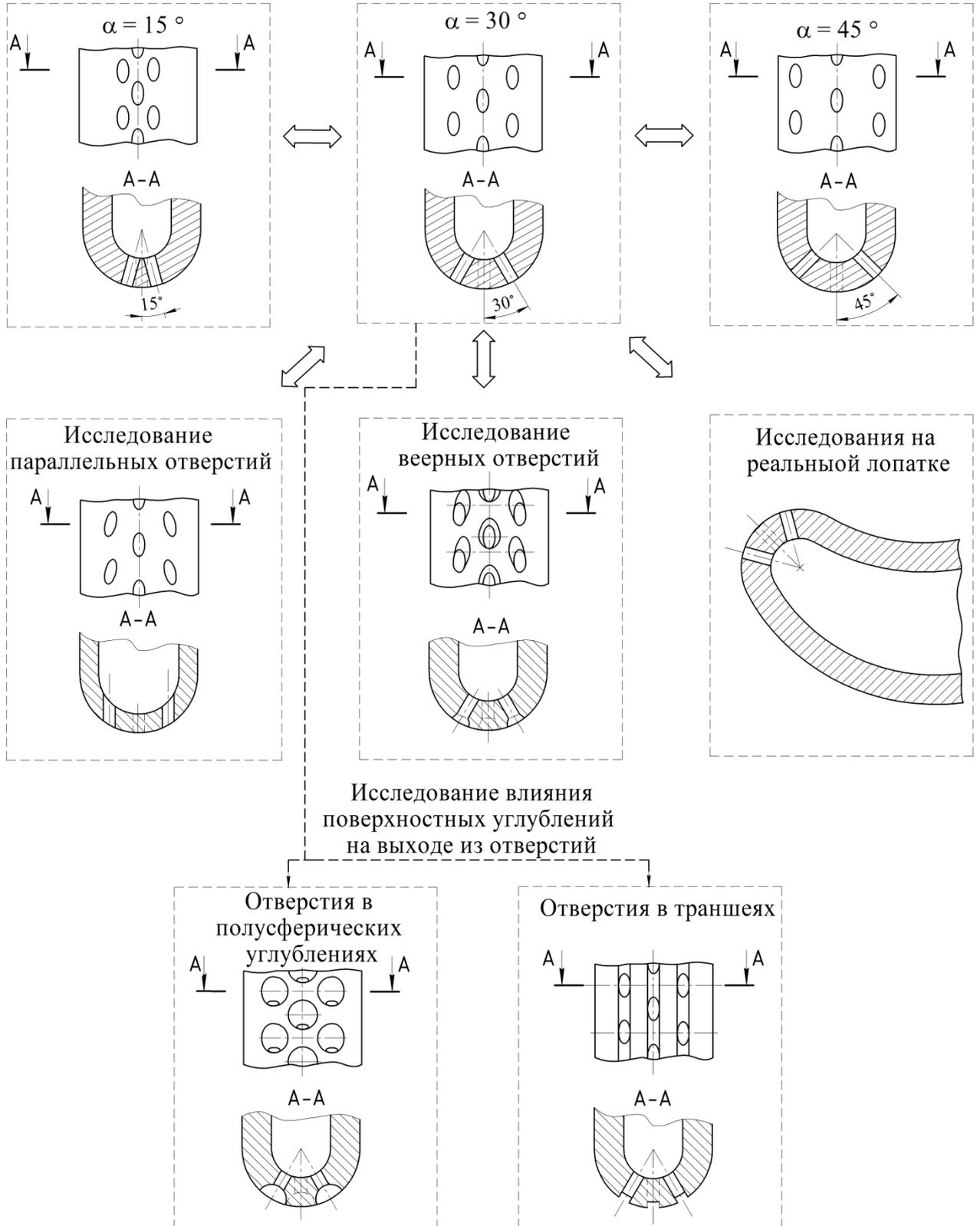


Рис. 1.27. Карта выполнения исследовательских расчетов

1.5 Основные выводы по разделу 1

1. Несмотря на развитие конвективных методов охлаждения, пленочное охлаждение профиля, особенно участка входной кромки, является безальтернативным для сопловых и рабочих лопаток первой ступени высокотемпературных газовых турбин.

2. Для пленочного охлаждения плоских поверхностей, разработан ряд конструктивных мероприятий направленных на повышение эффективности пленочного охлаждения по сравнению с цилиндрическими отверстиями, ряд из которых применим и для охлаждаемых лопаток.

3. По результатам обзора выполненных на настоящее время исследований можно отметить, что входная кромка является наиболее термически нагруженным элементом профиля, а применение различных способов повышения эффективности пленочного охлаждения к ней рассмотрено весьма ограниченно. Большинство работ по входной кромке выполнено для плоской стенки с цилиндрической входной кромкой в районе набегающего потока, что не позволяет учесть влияние ряда факторов, характерных для течения газа в решетке профилей. Таким образом, несмотря на большое количество работ, посвященных пленочному охлаждению, вопрос о пленочном охлаждении входной кромки, изучен недостаточно. Основными недостатками выполненных в этой области исследований короткий исследований участок ($x/d < 10$), несоответствие формы исследуемых каналов реальному межлопаточному каналу, апробация ряда рекомендаций по повышению эффективности пленочного охлаждения выполнен лишь для плоской стенки.

4. На основании выполненного анализа в разделе показаны актуальность, практическое значение и основные направления дальнейшего исследования по повышению эффективности пленочного охлаждения входных кромок лопаток газовых турбин. Сформулированы цель и задачи исследования.

РАЗДЕЛ 2

МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ

В разделе указано применяемое программное обеспечение, представлены теоретические основы CFD-моделирования, представлены результаты тестовых расчетов эффективности пленочного охлаждения при выдуве охладителя на плоскую и цилиндрическую поверхности. Представлена методика выполнения расчета, описаны геометрическая модель, расчетная сетка и расчетная модель. Также представлена методика обработки результатов расчета.

2.1 Применяемое программное обеспечение

Среди наиболее распространенных в настоящее время CFD-пакетов можно отметить коммерческие ANSYS CFX и ANSYS Fluent (ANSYS, Inc., США), STAR-CD (CD-adapco, США), NUMECA (NUMECA International, Бельгия), PHOENICS (CHAM Limited, Великобритания), FlowVision (ТЕСИС, Россия) и свободно распространяемый OpenFOAM (OpenCFD Limited, Великобритания).

В настоящей работе для выполнения расчетов использовалось следующее программное обеспечение:

ANSYS CFX – высокопроизводительный инструмент для вычислительной гидродинамики, обеспечивает надежное и быстрое решение широкого круга задач, связанных с течениями жидкостей и газов. ANSYS CFX благодаря своей точности, надёжности и скорости, наиболее часто применяется в турбомашиностроении: моделирование процессов, происходящих в насосах, вентиляторах, компрессорах, газовых и гидротурбинах. В последнее время комплекс ANSYS CFX получил широкое применение для расчета течения и теплообмена, позволяет выполнять газодинамические расчеты как ламинарного, так и турбулентного течения

сжимаемой и несжимаемой среды с учетом всех видов теплообмена, включая излучение, и с возможностью решения задач в сопряженной постановке.

ANSYS ICEM CFD – программный продукт, используемый для создания конечно-элементных сеток, позволяющий на основе геометрической модели создавать как структурированные, так и неструктурированные расчетные сетки, оптимально подходящие для задач газодинамики. Инструменты данного редактора позволяют добиться высокого качества расчетной сетки практически для любой формы исследуемого объекта.

КОМПАС-3D V14 – система трехмерного твердотельного моделирования, используемая для создания геометрических моделей.

В ANSYS CFX доступно большое количество моделей турбулентности, среди которых можно отметить RANS-модели турбулентной вязкости (стандартная и RNG $k-\varepsilon$ модели, стандартная и зональная $k-\omega$ модели, SST модель), Reynolds stress модели турбулентности (модели BSL RS, LRR RS) и вихревые модели (модель больших вихрей LES, модель отсоединенных вихрей DES).

Для высокорейнольдсных моделей турбулентности в ANSYS CFX реализована масштабируемая пристеночная функция (*Scalable Wall Function*), позволяющая без потери точности выполнять расчеты на сетках с высокой плотностью в пристеночной области ($y^+ < 20$). Данная опция ограничивает значение расстояния до стенки для логарифмического закона изменения скорости и игнорирует при расчете профиля скорости узлы с излишней плотностью. В то же время для низкорейнольдсных моделей турбулентности в ANSYS CFX используется автоматическая пристеночная функция, которая включается на участках с недостаточно густой сеткой в пристеночной области ($y^+ > 2$), когда используемая модель турбулентности не позволяет корректно получить профиля скорости и температуры.

При выборе данного программного обеспечения были учтены следующие факторы:

- наличие ряда сертификатов, в том числе ISO 9001:2008;
- широкий спектр возможностей расчета теплообмена, в том числе в сопряженной постановке;
- использование масштабируемых и автоматических пристеночных функций, позволяющих исключить ошибки, вызванные отступлением от рекомендаций по y^+ для применяемых моделей турбулентности;
- возможность применения пользовательского программирования, позволяющего автоматизировать процесс обработки результатов;
- наличие консалтинговых центров, проводящих обучение и консультации.

2.2 Теоретические основы CFD-моделирования

В зависимости от типа поставленной задачи и ее сложности, выбирается один из методов моделирования:

- DNS (Direct Numerical Simulation) – прямое численное моделирование;
- LES (Large Eddy Simulation) – моделирование крупных вихрей;
- DES (Detached Eddy Simulation) – моделирование отсоединенных вихрей;
- RANS– Reynolds Averaged Navier-Stokes – моделирование на основе уравнений Навье-Стокса с рейнольдсовым осреднением.

DNS-моделирование. Прямое численное моделирование предполагает непосредственное решение полных нестационарных уравнений Навье-Стокса [70 - 73] и уравнения неразрывности. Данный метод позволяет выполнить моделирование турбулентности – от вихрей сравнимых с геометрическими размерами области, занятой течением, до самых мелких (как правило, значительно меньших, чем элементы расчетной сетки). Прямое численное моделирование турбулентности с использованием этих уравнений на

сегодняшний день весьма ограничено даже с учетом современного развития вычислительной техники. По данным [74], такое ограничение вызвано необходимостью выполнения расчетов в нестационарной постановке с шагом по времени меньше величины времени турбулентных пульсаций, а также использования достаточно мелких сеток, позволяющих смоделировать все турбулентные вихри, что весьма затруднительно. В связи с этим, ключевым вопросом в данной области является поиск приемлемого компромисса между физической адекватностью модели и приемлемым для практического применения уровнем ее сложности.

В таблице 2.1 представлены оценки вычислительных ресурсов по данным [75], необходимых для расчета обтекания типичного гражданского самолета с использованием всех известных методов моделирования турбулентных течений.

Таблица 2.1. Оценки вычислительных ресурсов

Метод	Необходимое число узлов сетки	Необходимое число шагов по времени	Готовность
Steady RANS (стационарный)	10^7	10^3	1985
Unsteady RANS (нестационарный)	10^7	$10^{3,5}$	1995
DES	10^8	10^4	2000
LES	$10^{11,5}$	$10^{6,7}$	2045
DNS	10^{16}	$10^{7,71}$	2080

LES-моделирование. Метод моделирования крупных вихрей [76] является вторым по трудоемкости из существующих подходов к моделированию турбулентности. Основная доля вычислительных затрат LES связана с расчетом пристеночной части присоединенных пограничных слоев, состоящих из вихрей малых размеров.

При использовании LES-моделирования, численный расчет выполняется только для крупных вихрей, аналогично методу DNS. В этом заключается основное преимущество LES-моделирования, по сравнению с RANS, в котором упрощенно моделируются все вихри, включая крупные, не подчиняющиеся универсальным законам. LES расчеты обеспечивают гораздо более высокую точность не только осредненных, но и пульсационных характеристик турбулентности, в сравнении с широко распространенным RANS-моделированием, даже при использовании простых подсеточных моделей. Для расчетов с помощью LES-моделирования требуется на несколько порядков меньше ресурсов, чем при использовании DNS-моделирования.

Современные вычислительные ресурсы уже позволяют применять LES-моделирование для решения некоторых задач. По данным [77, 78], применение LES-моделирования рекомендовано при $Re < 5000$, а при высоких числах Рейнольдса – для отдельных случаев, например, расчета циклонных течений, разделения потоков, при ярко выраженной нестационарности.

DES-моделирование. Данный метод моделирует лишь «отсоединенные», находящиеся в отрывных зонах вихри в области пограничных слоев, которые описываются полуэмпирическими моделями турбулентности. Особенностью применения DES-моделирования является то, что для его корректной работы необходимо, чтобы весь пограничный слой находился в RANS-области, и это должно учитываться при построении расчетных сеток. В целом, требования к построению сеток в пограничном слое те же, что и для RANS-расчетов; в то время как при LES-моделировании сетка должна иметь достаточную густоту для разрешения всех крупных турбулентных структур.

Благодаря относительной простоте реализации, этот метод внедрен во многих программных комплексах, и в настоящее время используется при решении некоторых прикладных задач аэрогидромеханики. В целом, DES-

моделирование рекомендуется применять для расчета течений при наличии зон отрыва при обтекании тел сложной формы. Так же данный метод применим и для численного моделирования систем пленочного охлаждения в частности для моделирования пленочного охлаждения плоской поверхности. Результаты выполненного DES-моделирования, особенно при высоких значениях параметра вдува и наличии отрыва струи от поверхности, несущественно отличались от результатов аналогичных расчетов с применением RANS моделей. В то же время, применение DES-моделирования потребовало на порядок больших вычислительных ресурсов, чем RANS. Анализ литературы, посвященной исследованиям пленочного охлаждения, показал, что использование DES-метода в данном направлении до настоящего времени не получило сколько-нибудь заметного распространения.

RANS-моделирование. Из-за сложностей прямого моделирования турбулентного потока наиболее часто в инженерных расчетах используется RANS-моделирование, метод решения дифференциальных уравнений Навье-Стокса (RANS-Reynolds Averaged Navier-Stokes equations) [79 – 82]:

– уравнение сохранения энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_{tot}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho h_{tot} u_j) = \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i \tau_{ij} + \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}); \quad (2.1)$$

– уравнение количества движения:

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_k \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_j}; \quad (2.2)$$

– уравнение неразрывности:

$$(2.3)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0;$$

– уравнение состояния:

$$p = \rho RT, \quad (2.4)$$

где $h_{tot} = h + u_i^2/2$ – полная энтальпия, Дж;

$h = h(T, P)$ – статическая энтальпия, Дж;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

ρ – плотность потока, кг/м³;

P – давление потока, Па;

\bar{u} – скорость потока, м/с;

T – температура потока, К;

$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$ – тензор напряжений;

μ – коэффициент динамической вязкости, Н с/м²;

δ – дельта-функция Кронекера;

$R_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$ – тензор напряжений

Рейнольдса.

При этом реальное турбулентное течение условно разделяется на два: установившееся (подобное ламинарному) и пульсационное (определенное турбулентными вихрями). Газодинамические величины в любой точке пространства представляются в виде суммы осредненной во времени величины и пульсационной величины, которая подвержена случайным изменениям. Для учета дополнительного переноса импульса, связанного с турбулентным трением, и переноса тепловой энергии, связанного с турбулентной теплопроводностью, величины коэффициентов вязкости и теплопроводности определяются как суммы молекулярных, определяемых

свойством жидкости, и турбулентных составляющих. Для определения последних, используются дополнительные зависимости, именуемые моделями турбулентности [83].

В [78] приводится, что одним из наиболее существенных недостатков RANS-моделирования является некорректное моделирование течений с зонами отрыва. Тем не менее, RANS-моделирование в настоящее время широко используется для решения научных и практических задач, в особенности при высоких числах Рейнольдса.

При решении задач в нестационарной постановке этот метод часто называют URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes).

2.2.1 Модели турбулентности

В ANSYS CFX доступно большое количество моделей турбулентности, среди них можно отметить двухпараметрические RANS-модели турбулентной вязкости (стандартная и RNG k - ε модели, стандартная и зональная k - ω модели, *SST* модель), Reynolds stress модели турбулентности (модели BSL RS, LRR RS) и вихревые модели (модель больших вихрей LES, модель отсоединенных вихрей DES).

Для высокорейнольдсных моделей турбулентности в ANSYS CFX реализована масштабируемая пристеночная функция (*Scalable Wall Function*), позволяющая без потери точности выполнять расчеты на сетках с высокой плотностью в пристеночной области ($y^+ < 20$). Данная опция ограничивает значение расстояния до стенки для логарифмического закона изменения скорости и игнорирует при расчете профиля скорости узлы с излишней плотностью. В то же время для низкорейнольдсных моделей турбулентности в ANSYS CFX используется автоматическая пристеночная функция, которая включается на участках с недостаточно густой сеткой в пристеночной области ($y^+ > 2$), когда используемая модель турбулентности не позволяет корректно получить профили скорости и температуры.

Наиболее широкое распространение в задачах расчета теплообмена получили двухпараметрические дифференциальные модели турбулентности $k-\varepsilon$, $k-\omega$ и SST .

Модель турбулентности $k-\varepsilon$ основана на расчете двух параметров турбулентности: k – кинетическая энергия турбулентных пульсаций, ε – скорость диссипации кинетической энергии турбулентных пульсаций, значения которых определяются путем решения соответствующих дифференциальных уравнений переноса.

Стандартная модель турбулентности $k-\varepsilon$ построена на предположении о полностью развитом турбулентном течении. Для корректного расчета пограничного слоя, где превалируют вязкие эффекты, модель турбулентности $k-\varepsilon$ включает в себя пристеночную функцию, содержащую универсальный профиль скорости и связывающую параметры течения с расстоянием от стенки. Использование пристеночной функции позволяет избежать применения существенного сгущения сетки в районе пограничного слоя. В соответствии с [79], для стандартной пристеночной функции значение безразмерного расстояния от стенки до первого внестеночного узла y^+ должно составлять 20...100 ($y^+ = \rho u_\tau y / \mu$, где y – расстояние от первого внестеночного узла до стенки, u_τ – касательная составляющая скорости в первом внестеночном узле, ρ – плотность жидкости, μ – коэффициент динамической вязкости). Данная модель широко используется для свободных течений (струи, слоев смешения и т.п.), недостатком этой модели является применение в пристеночной функции универсального профиля скорости, который для некоторых задач приводит к существенным ошибкам моделирования. А именно низкая точность при моделировании течений с отрывом струи от поверхности. Подобные недостатки отсутствуют в модели турбулентности $k-\omega$.

Модель турбулентности $k-\omega$ в дополнение к кинетической энергии турбулентных пульсаций использует ее удельную диссипацию ω . Модель

турбулентности $k-\omega$ относится к низкорейнольдсным моделям, хорошо работает в пристеночном слое и требует существенного сгущения расчетной сетки в районе пограничного слоя ($y^+ \leq 2$), так как непосредственно выполняет расчет профиля скорости. Однако, применение ее вдали от стенки, где турбулентность возрастает, может приводить к неточности расчета.

Модель турбулентности SST объединяет достоинства указанных выше моделей для получения качественных результатов, как в ядре потока, так и вблизи стенок. Этот комбинированный метод заключается в преобразовании уравнений $k-\varepsilon$ модели к $k-\omega$ формулировке. Уравнения видоизмененной $k-\varepsilon$ модели, дополняются стыковочной функцией. Стыковая функция принимает значение 1 вблизи поверхности и обращается в ноль за пределами пограничного слоя, т.е. на линии границы пограничного слоя и за его пределами $k-\varepsilon$ модель возвращается к первоначальной, стандартной формулировке.

Уравнения сохранения кинетической энергии турбулентных пульсаций и ее удельной диссипации для модели турбулентности SST могут быть записаны в виде [84]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \min(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, c_1 \varepsilon) - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right); \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \omega)}{\partial x_i} &= \frac{\gamma}{\nu_i} \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \beta \rho \omega^2 + \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right) + (1 - F_1) 2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (2.6)$$

Reynolds stress модели турбулентности. Отличительной особенностью этих моделей по сравнению с обычными двухпараметрическими является то, что компоненты тензора напряжений

Рейнольдса в них рассчитываются непосредственно. Это приводит к необходимости решения шести дополнительных уравнений, которые можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \overline{\rho u_i u_j}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u_k \rho u_i u_j}) = \\ & = P_{ij} - \frac{2}{3} \beta' \rho \omega k \delta_{ij} + \Phi_{ij} + P_{ij,b} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \overline{\rho u_i u_j}}{\partial x_k} \right) \end{aligned} \quad (2.7)$$

Преимуществом дынных моделей является их большая универсальность, которая не всегда проявляется на практике. При расчетах течений с отрывом или с дискретными вихрями такие модели должны показывать лучшие результаты.

К наиболее распространенным моделям этого типа относятся модели BSL RS (Baseline Reynolds Stress), SSG RS (Speziale, Sarkar and Gatski Reynolds Stress), LRR RS (Launder, Reece and Rodi Isotropization of Production model).

Расчетная сетка. Для численного решения уравнений сохранения используются расчетные сетки, которые по структуре делятся на свободные (неструктурированные) и регулярные (структурированные). Регулярная сетка включает в себя ряды и слои элементов, однако ограничивает выбор формы элементов и их взаимное расположение.

Наиболее предпочтительным, с точки зрения точности расчета при тех же затратах компьютерных ресурсов, является применение структурированных гексаэдрических сеток. Однако для тел сложной формы, для которых не представляется возможным выполнить разбивку на тела регулярной формы, достаточно хорошие результаты позволяют получить тетраэдрические сетки с призматическим слоем вблизи стенки.

Метод конечных объемов. Для моделирования течения наибольшее распространение получил метод конечных объемов [70, 71, 85], который

базируется на решении уравнений сохранения в интегральной форме. Поскольку интегральная формулировка законов сохранения не накладывает ограничений на форму контрольного объема, этот метод позволяет использовать для расчета как структурированные, так и неструктурированные сетки с различной формой ячеек, что решает проблему сложной геометрии расчетной области.

При решении уравнений сохранения методом конечных объемов используется метод взвешенных невязок [70]. Невязка определяется как разность двух частей уравнений сохранения, является функцией координат и времени и стремится к нулевому значению в процессе решения. На практике в программных комплексах невязка вычисления обычно характеризуется ее максимальной (*MAX*) и среднеквадратичной величиной (*RMS*).

Точность CFD-расчетов. В отличие от экспериментального метода исследования, где точность результатов определяется погрешностью измерения, то есть разностью между измеренным и точным значением величины, для численного моделирования такой подход неприменим, поскольку нет непосредственной связи с действительными, точными величинами параметров, которые при этом неизвестны. В связи с этим неточность численного расчета характеризуется его ошибкой.

Определение ошибки моделирования возможно лишь для простых расчетов, имеющих аналитическое решение. На практике возможна лишь оценка точности выполняемых расчетов при сопоставлении их результатов с экспериментальными данными, уже включающими в себя соответствующие погрешности измерения.

В таблицу 2.2 сведены классификации ошибок численного моделирования в результате обобщения работ [86 - 88], причины их возникновения и мероприятия, позволяющие их устранить или минимизировать. Применение указанных мероприятий в настоящей работе позволило получить корректные результаты расчета и проводить численные исследования, обеспечивая достоверность полученных результатов.

Таблица 2.2 – Ошибки численного моделирования

Тип ошибок	Причина возникновения	Мероприятия по устранению или снижению
Вычислительные ошибки (ошибки решения дифференциальных уравнений, ошибки дискретизации, ошибки итерационного процесса, ошибки округления)	Разность между решением точных уравнений и решением дискретных уравнений, решаемых в программе	Выполнение расчетов на нескольких сетках (контроль сеточной сходимости). Контроль сходимости результатов расчета по локальным и интегральным физическим параметрам
Ошибки моделирования	Неточность математического описания физических процессов (например, турбулентности)	Выполнение предварительных верификационных расчетов
Пользовательские ошибки	Неправильное использование программного продукта, в частности недостаточная компетенция пользователя, невнимательность.	Прохождение специализированного обучения. Автоматизация процесса обработки результатов расчетов. Выполнение предварительных тестовых расчетов
Заложенные неточности	Недостаток знаний для проведения моделирования (например, отсутствие подробной информации о граничных условиях, геометрии)	Удаление границ расчетной области от анализируемой области
Ошибки программного обеспечения	Несоответствие документально заявленной процедуры расчета и фактической ее реализации в программном обеспечении. Как правило, являются результатом ошибок программирования	Использование лицензионного и сертифицированного и хорошо зарекомендовавшего себя программного обеспечения

2.3 Тестовые расчеты

Как было отмечено выше, для снижения ошибок CFD-расчетов, отработки методики их выполнения, перед выполнением исследовательских

расчетов необходимо выполнять тестовые расчеты, включающие процесс верификации, результаты которых при этом сравниваются с экспериментальными данными. Под процессом верификации подразумевается проверка адекватности разработанной CFD-модели путем сопоставления рассчитанных характеристик с данными из натурального эксперимента.

Тестовые расчеты должны быть выполнены для случаев, максимально приближенных к исследуемым, чтобы включать в себя все физические процессы, происходящие в исследуемых вариантах. Верификация выполняется при расчетах на разных расчетных сетках и при различных моделях турбулентности. Таким образом, определяются параметры расчетных моделей, обеспечивающих лучшее соответствие результатов расчета с экспериментальными данными, а полученная при этом разность между результатами расчетов и экспериментальными данными характеризует ожидаемую ошибку моделирования.

В настоящей работе тестовые расчеты, выполнены для двух вариантов:

- пленочное охлаждение плоской поверхности;
- пленочное охлаждение входной кромки с последующим плоским участком.

2.3.1 Эффективность пленочного охлаждения при выдуве охладителя на плоскую поверхность

В качестве экспериментальных данных в работе использованы представленные в [22] результаты исследований эффективности пленочного охлаждения на плоской поверхности за однорядной системой цилиндрических отверстий. Результаты этих исследований имеют фундаментальный характер, и на них базируется ряд расчетных методик. Из большого объема исследований [22] для моделирования выбран вариант с наиболее типичным для охлаждаемых лопаток относительным шагом отверстий $t/d = 3$, углом наклона отверстий к охлаждаемой поверхности

$\alpha = 30^\circ$, отношением плотностей вдуваемого и основного потоков $\rho_B/\rho_\infty = 1,8$, и три характерных значения параметра вдува $m = 0,5; 1,0; 1,4$.

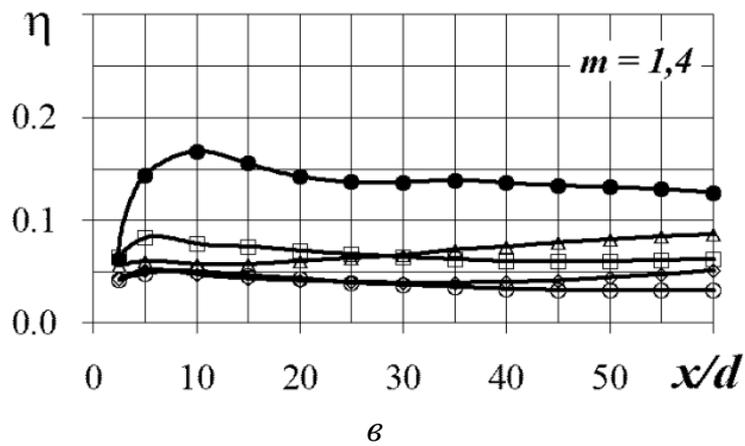
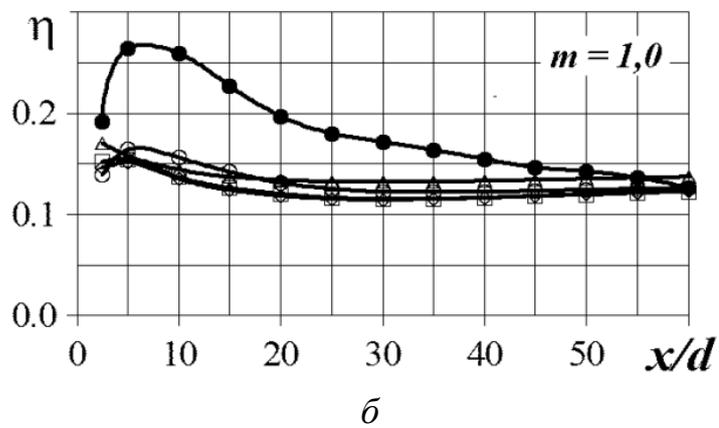
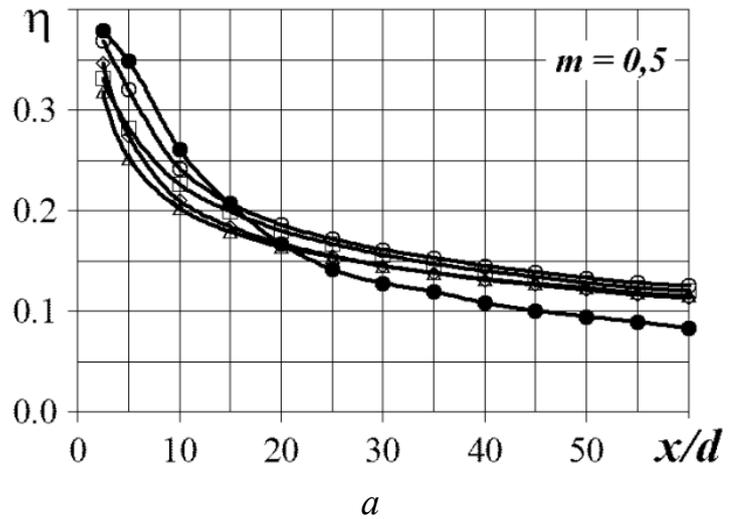
Для анализа использована осредненная в поперечном направлении эффективность пленочного охлаждения.

Более подробное описание методики выполнения этих верификационных расчетов и их результаты представлено в [89].

CFD-расчеты выполнялись на расчетных моделях, соответствующих исследуемым каналам по геометрическим размерам, конструктивному исполнению, а также по параметрам течения. Для моделирования использовалась гексагональная структурированная сетка. В качестве граничных условий заданы параметры, соответствующие условиям проведения эксперимента.

Расчет по стандартным моделям турбулентности. В работе использовались наиболее часто используемые для расчетов тепловых задач RANS модели турбулентности $k-\varepsilon$, $RNG\ k-\varepsilon$, $k-\omega$ и SST . Полученные в результате расчетов с этими моделями турбулентности со значениями констант по умолчанию (стандартными моделями турбулентности), распределения осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения в сравнении с экспериментальными данными [22] представлены на рис. 2.1.

По результатам расчета получено, что все рассмотренные модели турбулентности при параметрах вдува 0,5 и 1,0 обеспечивают достаточно близкие между собой результаты расчета. При $m = 1,4$ различия в результатах расчета по разным моделям возрастает. При этом, если при $m = 0,5$ характер результатов расчета близок к экспериментальным данным, то при $m = 1,0$ и 1,4 результаты расчета по всем моделям значительно занижены.



● – экспериментальные данные;
 результаты расчета по модели турбулентности:
 △ – $k-\varepsilon$, □ – $RNG\ k-\varepsilon$, ◇ – $k-\omega$, ○ – SST

Рис. 2.1. Сравнение результатов расчета по различным моделям турбулентности с экспериментальными данными при $m = 0,5$ (а), $1,0$ (б), $1,4$ (в)

При $m = 0,5$ расчетная эффективность пленочного охлаждения на участке x/d от 2,5 до 15 хорошо согласуется с экспериментальными данными. На большем удалении от места выпуска воздуха результаты расчета получаются завышенными, и при x/d более 30 разность между расчетом и экспериментом достигает 0,04.

При $m = 1,0$ отклонение результатов расчета от эксперимента намного больше, и при $x/d = 10$ достигает 0,1. При этом результаты расчета получаются заниженными, а максимальное отличие имеет место при малых значениях x/d (на начальном участке), в то время как при $x/d = 60$ результаты расчетов совпадают с экспериментальными данными.

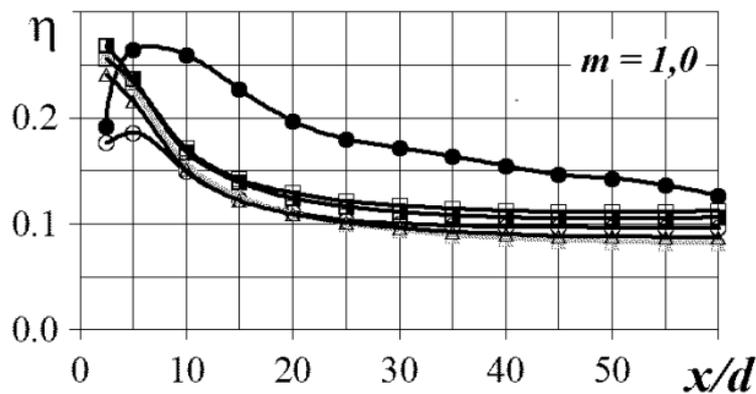
При $m = 1,4$ результаты расчета показали отрыв струи от охлаждающей поверхности (что по экспериментальным данным происходит при $m > 2,0$) и на всей рассматриваемой длине поверхности эффективность пленочного охлаждения не превышает 0,05, при том, что по экспериментальным данным эта величина при $x/d = 5...60$ составляет 0,13...0,17. Результаты расчета эффективности пленочного охлаждения, полученных при использовании других моделей турбулентности несколько выше, чем для *SST* модели, но отличие этих результатов расчета от экспериментальных данных, тем не менее, остается значительным.

Подобное расхождение было получено и в работах [90, 91], и вызвано недостаточным учетом турбулентного перемешивания струи охлаждающего воздуха с основным потоком (размытием струи), а также отрывом струи даже при малых параметрах вдува в результатах расчета.

Расчет по Reynolds stress моделям турбулентности. Среди причин некорректного моделирования пленочного охлаждения, при использовании рассмотренных моделей турбулентности, в литературе чаще всего отмечается, что эти модели базируются на изотропии турбулентной вязкости, что в некоторых случаях не корректно. В связи с этим в работе рассмотрено применение моделей турбулентности типа Reynolds stress (RS), учитывающих анизотропию турбулентной вязкости, также позволяющих

исключить необходимость задания турбулентного числа Прандтля, вследствие определения его при дополнительном учете анизотропии турбулентной диффузии.

На рис. 2.2 представлены результаты расчета эффективности пленочного охлаждения с использованием *BLS RS* модели турбулентности относящейся к классу *k- ω* моделей, и *SSG RS*, *LRR RS* моделей турбулентности, относящихся к классу *k- ϵ* . В дополнение к расчету по этим трем моделям приведены результаты расчета по модели турбулентности *SSG RS* и *LRR RS* с учетом анизотропии диффузии (*AD*).



● – экспериментальные данные;

результаты расчета по моделям турбулентности:

○ – *BLS RS*, △ – *SSG RS*, ▲ – *SSG RS_AD*, □ – *LRR RS*, ■ – *LRR RS_AD*

Рис. 2.2. Сравнение результатов расчета с Reynolds stress моделями турбулентности с экспериментальными данными при $m = 1,0$

Как видно из рисунка результаты расчета с использованием Reynolds stress моделей турбулентности также существенно отличаются от экспериментальных данных и близки к простым моделям турбулентности. Учет анизотропии диффузии, реализованный в этих моделях, не значительно сказывается на результатах расчетов. Таким образом, при расчете пленочного охлаждения применение этих моделей турбулентности не имеет преимуществ перед более простыми моделями, в частности *SST*.

С учетом того, что при современном уровне температуры газа погрешность определения эффективности пленочного охлаждения порядка 0,1 приводит к погрешности в определении адиабатической температуры стенки более чем на 100 °С, применение стандартных моделей турбулентности для исследования эффективности пленочного охлаждения и CFD моделирования лопаток ГТД с конвективно-пленочным охлаждением недостаточно корректно и требует их адаптации.

Для дальнейшего исследования и выполнения адаптации была выбрана *SST* модель турбулентности. Эта модель достаточно корректно отражает картину течения вблизи места выпуска охлаждающего воздуха, а также позволяет более достоверно получить осредненное в поперечном направлении значение эффективности охлаждения, имеющее большее практическое значение, в то время как, например, результаты расчета с *k-ε* моделью турбулентности ближе к экспериментальным данным вдоль центральной линии, проходящей через ось отверстия [90]. Кроме этого *SST* модель более корректно отражает распределение интенсивности теплоотдачи по контуру профиля лопатки, особенно вблизи входной кромки, что особенно важно для решения сопряженных задач.

Адаптация модели турбулентности *SST*. Обзор литературы и ряд вариантных (тестовых) расчетов показали, что наибольшее влияние на результаты расчета эффективности пленочного охлаждения имеет турбулентное число Прандтля (Pr_t) и константа модели турбулентности β^* . Константа β^* , определяет диссипацию кинетической энергии, и ее уменьшение позволяет увеличить степень турбулентности и, следовательно, турбулентное перемешивание струи. Влияние турбулентного числа Прандтля определяющего связь турбулентной теплопроводности (тепловой диффузии) с турбулентной вязкостью (μ_t) на результаты моделирования пленочного охлаждения подробно описано в [92]. Стандартной моделью турбулентности *SST* (по умолчанию) определены значения $Pr_t = 0,9$ и $\beta^* = 0,09$.

В работе выполнено моделирование пленочного охлаждения при изменении турбулентного числа Прандтля в диапазоне от 0,4 до 0,9 и константы β^* в диапазоне от 0,05 до 0,12 для всех трех параметров вдува. На основании результатов расчета была определена величина среднего квадрата отклонения расчетной эффективности пленочного охлаждения от экспериментальных данных:

$$\delta = \frac{1}{15} \sum_m \sum_{x/d} (\eta_{расч} - \eta_{эксп})^2, \quad (2.8)$$

$m = 0,5; 1,0; 1,4; x/d = 5, 10, 20, 35, 55$.

Изолинии отклонения δ при изменении Pr_t и β^* исследуемых диапазонов приведены на рис. 2.3.

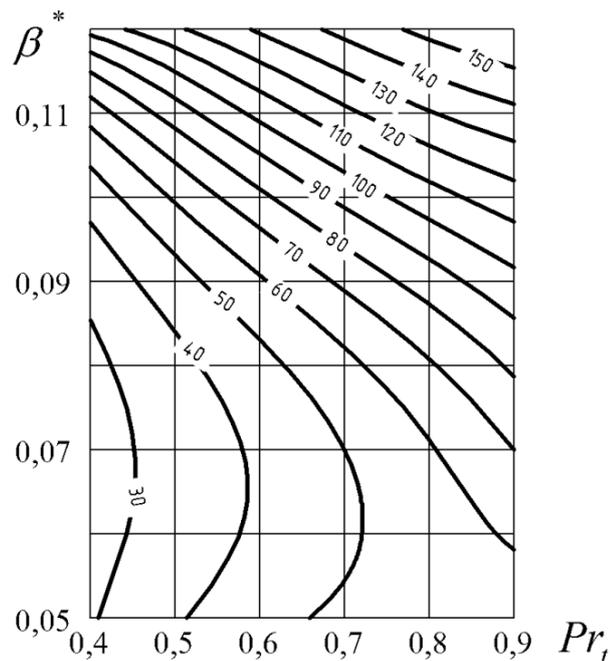


Рис. 2.3. Влияние Pr_t и β^* на средний квадрат отклонения ($\delta \cdot 10^{-4}$) результатов расчета от экспериментальных данных

Как видим из рисунка, минимальное отклонение результатов расчета от экспериментальных данных имеет место при уменьшении Pr_t до 0,4 и уменьшении β^* до 0,07. При этом изменение константы β^* при $Pr_t = 0,4$ мало влияет на среднеквадратичное отклонение, несмотря на существенное ее

влияние при $Pr_t = 0,9$, что делает ее уменьшение нецелесообразным.

Результаты расчета распределения эффективности пленочного охлаждения с использованием адаптированной модели турбулентности (при $Pr_t = 0,5$ и $\beta^* = 0,09$) в сравнении с экспериментальными данными [22] приведены на рис. 2.4.

Как видно из рис. 2.4 адаптированная *SST* модель турбулентности дает возможность получить результаты расчета близкие к экспериментальным данным при всех рассмотренных параметрах вдува. Для $m = 0,5$ максимальное расхождение результатов расчета от экспериментальных данных составляет 0,07 лишь на участке x/d от 5 до 10. Для $m = 1,0$ максимальное отклонение также имеет место на участке x/d от 5 до 10 и составляет 0,04. Для $m = 1,4$ максимальное отклонение составляет 0,03 в точке $x/d = 10$. При этом, в отличие от результатов расчета со стандартной моделью, отмеченные отличия имеют место на участках малой продолжительности, а в целом по длине результаты расчета существенно ближе к экспериментальным данным. Это свидетельствует о возможности использования такой модели для исследования эффективности пленочного охлаждения.

Необходимость уменьшения турбулентного числа Прандтля, реализованного в адаптированной *SST* модели турбулентности, для расчета пленочного охлаждения подтверждается данными [80]. Значение турбулентного числа Прандтля для слоев смешения, имеющих место в данной задаче, составляет примерно 0,5, при том, что для течения вдоль стенки его значение близко к 0,9, (заданного в модели турбулентности по умолчанию).

Подобное влияние на турбулентное число Прандтля оказывает кривизна поверхности. Так в соответствии с опытными данными [93], на выпуклой поверхности число Pr_t увеличивается по сравнению с плоской поверхностью на 40-50 % (см. рис 2.5). Для криволинейной поверхности

турбулентное число Прандтля должно составлять около 0,9, а на гладкой поверхности на существенном удалении от криволинейной – порядка 0,5.

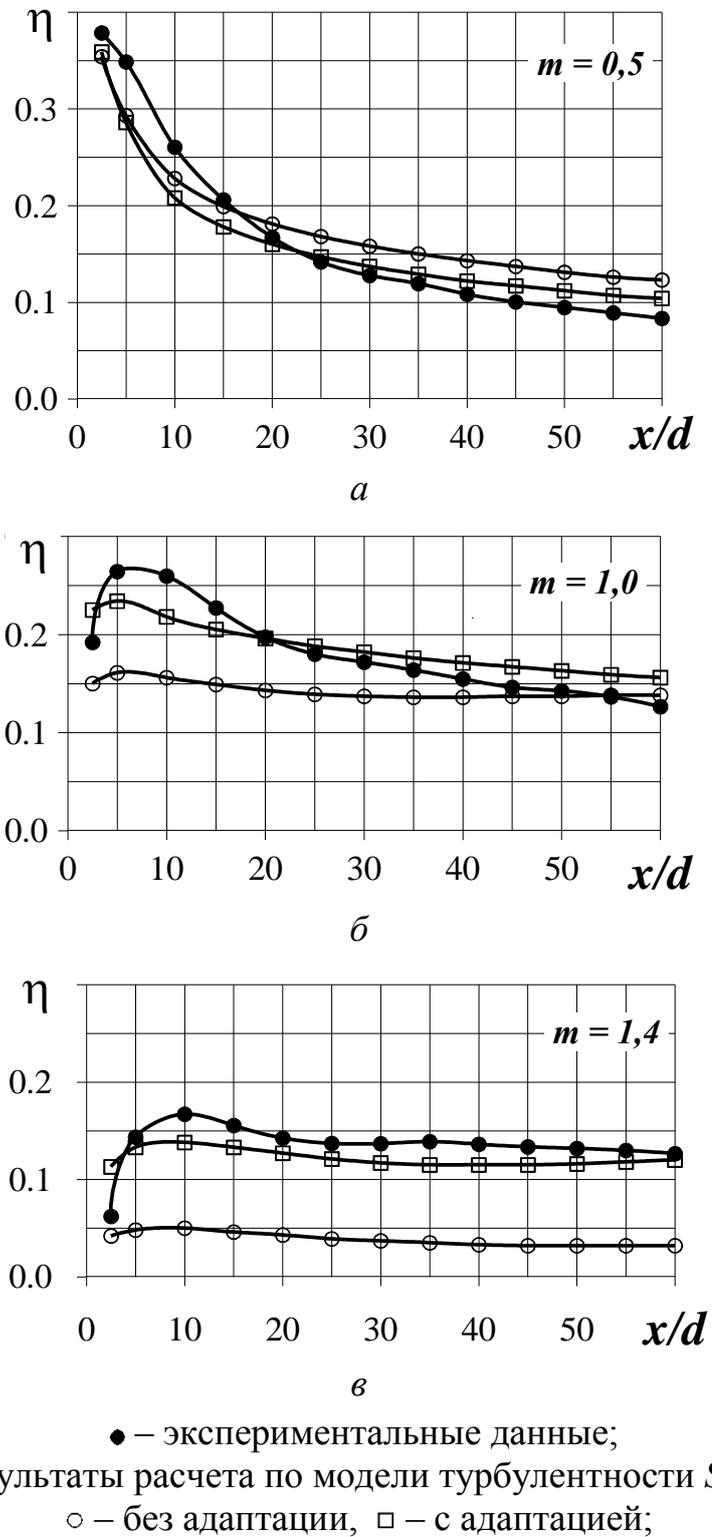


Рис. 2.4. Сравнение результатов расчета с SST моделью турбулентности с экспериментальными данными при $m = 0,5$ (а), $1,0$ (б), $1,4$ (в)

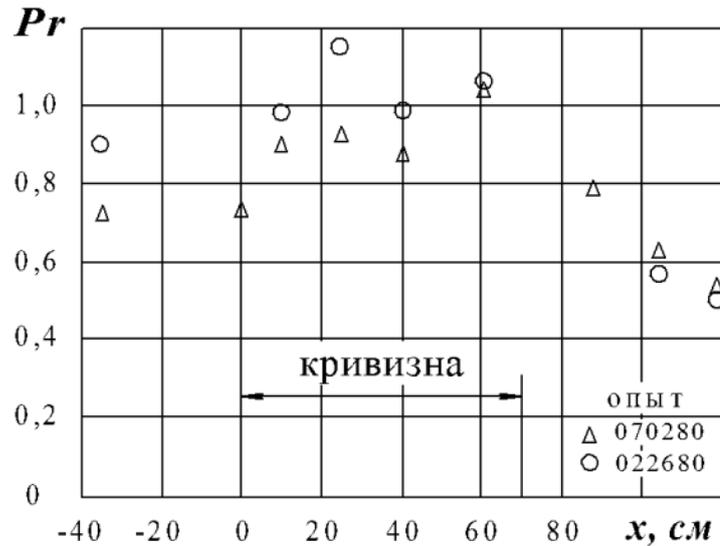


Рис. 2.5. Изменение турбулентного числа Прандтля по длине экспериментального участка в экспериментах [93]

Аналитическое выражение, описывающее влияние кривизны на турбулентное число Прандтля приведено в работе [94]:

$$Pr_t = Pr_{t_0} \frac{1 - 0.5\beta Ri \left[1 - 1/(4Pr_{t_0}^2) \right]}{1 - 0.125\beta (\sqrt{1 - 4Ri} - 1) \cdot \left(1 + 1 \frac{1}{2Pr_{t_0}} \right)} \quad (2.9)$$

где Pr_{t_0} – турбулентное число Прандтля для плоского потока.

При расчете по этой зависимости значение турбулентного числа Прандтля варьируется от 0,72 до 0,43 в зависимости от кривизны поверхности.

2.3.2 Эффективность пленочного охлаждения при выдуве охладителя на цилиндрическую поверхность

Пленочное охлаждение входной кромки имеет ряд особенностей, вызванных кривизной стенки, наличием точки торможения и высоких продольных градиентов скорости и давления. В связи с этим в работе

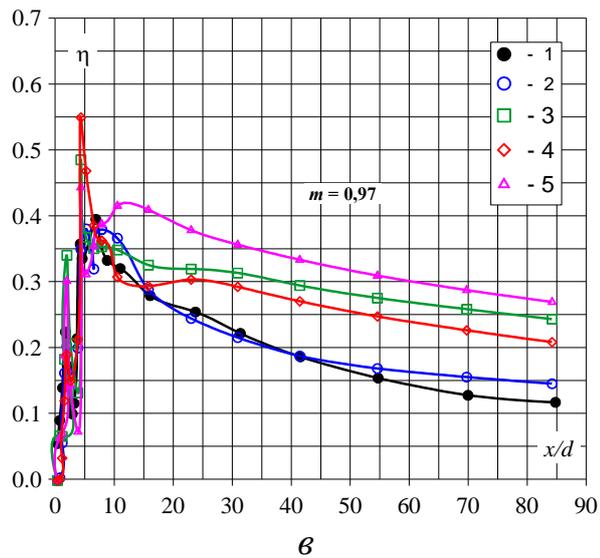
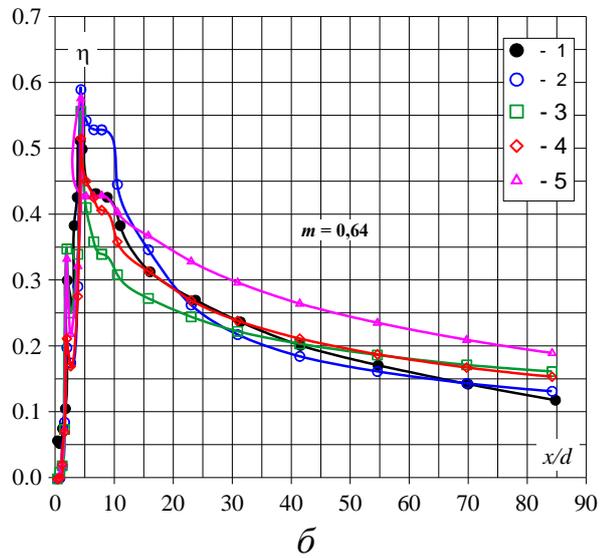
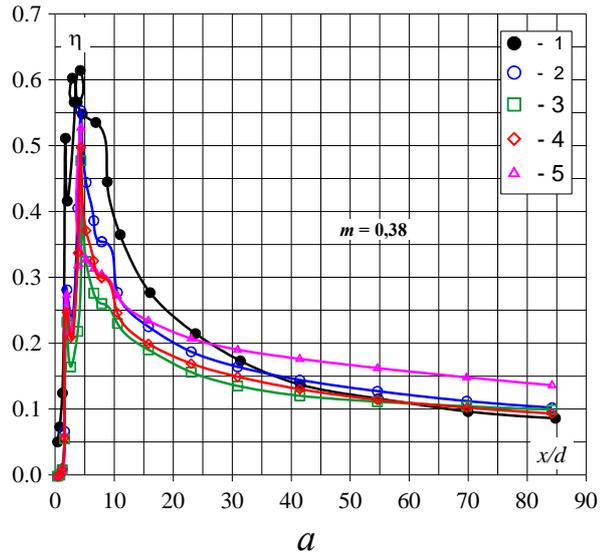
дополнительно выполнена верификация CFD-моделирования для участка входной кромки.

В качестве экспериментальных данных использованы представленные в [51] результаты исследований осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения на входном цилиндрическом участке и последующей плоской стенке за тремя рядами цилиндрических отверстий, соответствующей четырехрядной симметричной системе отверстий в районе входной кромки. Из-за сложности геометрической модели и затруднениями в разбиении ее на структурные блоки для моделирования использовалась тетраэдрическая неструктурированная сетка с призматическим подслоем в районе стенок.

Результаты расчетов по стандартным моделям турбулентности. В данных расчетах были использованы наиболее часто используемые для расчетов тепловых задач RANS модели турбулентности $k-\varepsilon$, $RNG k-\varepsilon$, BSL и SST . Полученные в результате расчетов с этими моделями турбулентности со значениями констант по умолчанию (стандартными моделями турбулентности) распределения осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения в сравнении с экспериментальными данными [51] представлены на рис. 2.6.

Более подробно методика выполнения верификационных расчетов представлена в [95].

При $m = 0,38$ все рассмотренные модели турбулентности обеспечивают достаточно близкие между собой результаты расчета. При $m = 0,64$ характер результатов расчета близок к экспериментальным данным, исключение составляет модель турбулентности $RNG k-\varepsilon$. При $m = 0,97$ результаты расчета по всем моделям завышены на участке $x/d > 20$. Исключение составляют результаты расчета при использовании модели турбулентности SST , которые хорошо совпадают с экспериментальными данными во всем исследуемом диапазоне.



1 – экспериментальные данные; результаты расчета по модели турбулентности: 2 – SST; 3 – k - ϵ ; 4 – BSL; 5 – RNG k - ϵ
 Рис. 2.6. Сравнение результатов расчета по различным моделям турбулентности с экспериментальными данными при $m = 0,38$ (а), 0,64 (б), 0,97 (в)

Максимальное расхождение результатов расчета эффективности пленочного охлаждения от экспериментальных данных при всех параметрах вдува получены при использовании модели турбулентности *RNG k-ε*, наиболее низкие – при использовании модели турбулентности *SST*.

Далее рассмотрены результаты расчета по *SST* модели турбулентности, обеспечивающей наиболее близкие к экспериментальным данным результаты расчета.

При $m = 0,38$ расчетная эффективность пленочного охлаждения на участке $15 < x/d < 85$ хорошо согласуется с экспериментальными данными, разность не превышает 0,05. На начальном участке результаты расчета получаются несколько заниженными, и при $x/d < 15$ разница в среднем составляет 0,15.

Увеличение параметра вдува с 0,38 до 0,64, как по экспериментальным данным, так и по расчетам, приводит к увеличению эффективности пленочного охлаждения по всей длине, за исключением пикового значения в районе $x/d = 4$. При $m = 0,64$, практически на всем рассматриваемом диапазоне ($5 < x/d < 80$), отклонение результатов расчета от эксперимента не превышает 0,05.

В соответствии с экспериментальными данными, при $m = 0,97$ наблюдается отрыв струй охлаждающего воздуха вблизи отверстий, что приводит к снижению эффективности пленочного охлаждения по сравнению с $m = 0,64$ по всей длине. По результатам расчета, отрыв струй не происходит, и увеличение параметра вдува сопровождается дальнейшим увеличением эффективности пленочного охлаждения. Отклонение результатов расчета от эксперимента на участке $30 < x/d < 85$ составляет 0,10...0,12.

Таким образом, модель турбулентности *SST* позволяет достаточно корректно определять распределение эффективности пленочного охлаждения для исследуемых значений параметра вдува.

2.4 Методика выполнения расчета

Настоящие исследования выполнены с целью определения эффективности пленочного охлаждения входной кромки и последующей плоской стенки при различных влияющих факторах, оговоренных в задачах исследования.

Все расчеты выполнены в стационарной постановке, решение для которой характеризует установившееся течение с наступившей тепловой и гидравлической стабилизацией. Моделирование течения в периодической постановке является типичным для пленочного охлаждения и позволяет сократить время для создания расчетной сетки и выполнения расчетов, а также снизить требования к применяемой вычислительной технике, путем уменьшения объема расчетной сетки.

Процесс CFD-расчета состоит из следующих стадий, некоторые из которых продемонстрированы на рис. 2.7:

- создание геометрической модели;
- создание расчетной сетки;
- создание расчетной модели;
- выполнение расчета;
- обработка результатов расчета.

Ниже представлены основные особенности этих процессов для выполняемых исследовательских расчетов.

2.4.1 Геометрическая модель

Создание геометрических моделей выполнялось в системе трехмерного твердотельного моделирования КОМПАС-3D V14.

Геометрическая модель включает в себя область течения основного потока (газа), элемент полости подвода охлаждающего воздуха и отверстия пленочного охлаждения.

Для моделирования были созданы 3D модели, высотой равной двум шагам отверстий (диаметр отверстий $d = 0,5$ мм, относительный шаг

отверстий $t/d = 4$). Таким образом, расчетная модель содержит по два отверстия в трех рядах. В связи с тем, что ряды отверстий смещены друг относительно друга на $\frac{1}{2} t$ центральные отверстия были рассечены по осевой плоскости, как показано на рис. 2.7 *а*. Для оценки влияния рассматриваемых факторов на эффективность пленочного охлаждения не только на входной кромке, но и на значительной части профиля, геометрическая модель выполнена с удлинённым плоским участком, обеспечивающим анализ результатов до $x/d = 100$ (x – расстояние от точки торможения).

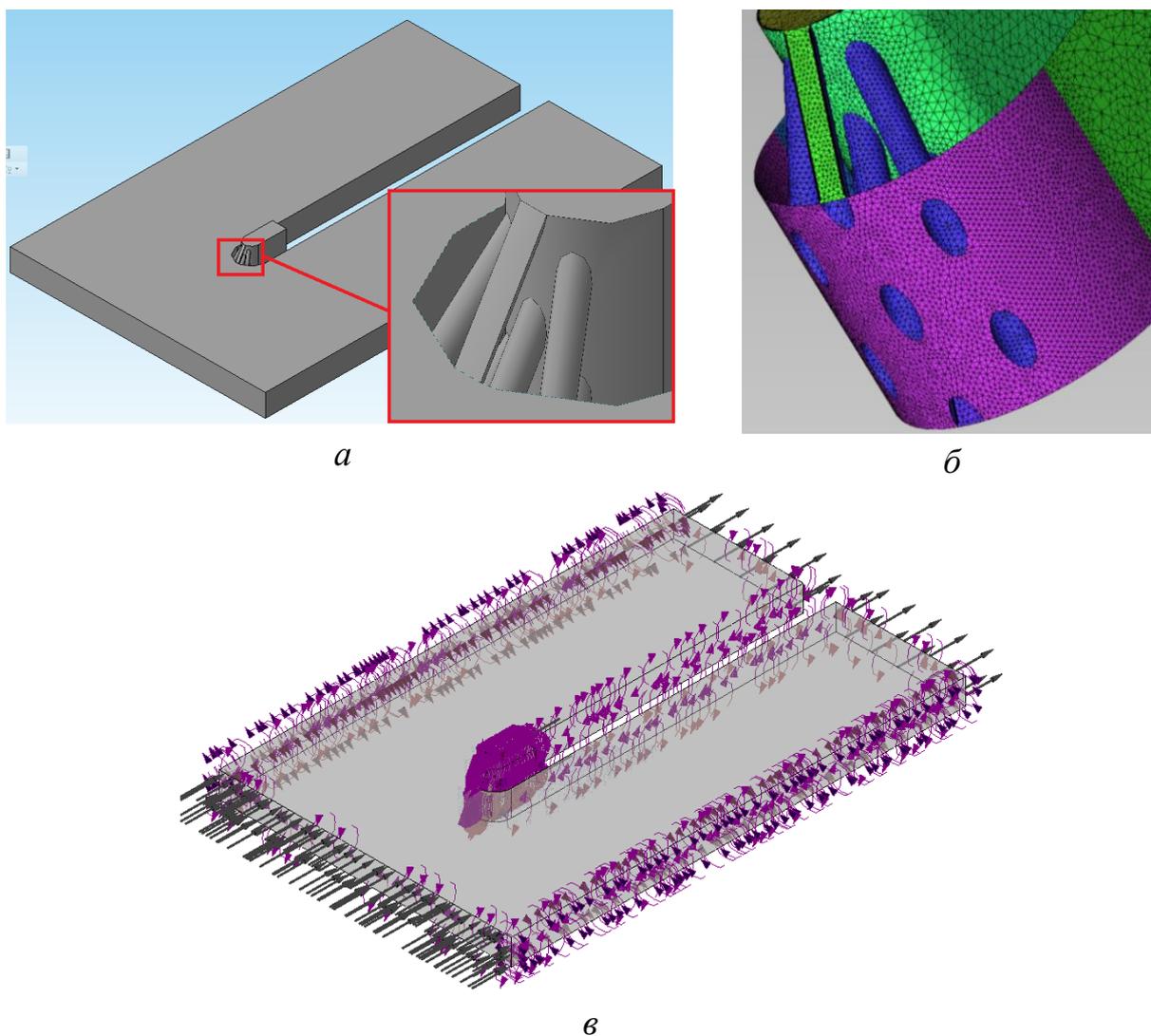


Рис. 2.7. Этапы создания расчетной модели:
геометрическая модель (*а*), расчетная сетка (*б*), расчетная модель (*в*)

2.4.2 Расчетная сетка

Для каждой геометрической модели с помощью ANSYS ICEM CFD 14.5 были созданы тетраэдрические расчетные сетки со сгущением сетки в районе отверстий пленочного охлаждения и с призматическим подслоем вблизи стенок (рис. 2.7 б).

2.4.3 Расчетная модель

Свойства воздуха. Свойства воздуха (коэффициент теплопроводности (λ), коэффициент динамической вязкости (μ) и теплоемкость (c_p)) задавались переменными от температуры по данным [97].

Граничные условия. На входе в расчетную область задано условие типа INLET. На выходе из расчетной области условие – OUTLET. На всех поверхностях, соответствующих стенке канала (*WALL*) задано условие адиабатической гладкой стенки (рис 2.8). На поверхностях, ограничивающих расчетную область по высоте и ширине канала, заданы условия периодичности.

Исходные данные для расчета приняты характерными для лопаток турбины:

- скорость основного потока на входе принята соответствующей числу Рейнольдса, определенному по диаметру входной кромки, равному 50 000;
- степень турбулентности основного потока 4 %;
- статическое давление основного потока на выходе 1,2 МПа;
- температуры основного и вдуваемого потоков 1500 и 600 °С, соответственно.

Расход вдуваемого воздуха задавался в соответствии с рассматриваемым параметром вдува:

$$G_B = m \rho_\Gamma U_\Gamma (\delta \cdot F_{OTB}), \quad (2.10)$$

где G_B – суммарный расход вдуваемого воздуха через шесть отверстий;
 $F_{отв}$ – площадь поперечного сечения одного отверстия;
 ρ_r, U_r – соответственно плотность и скорость основного потока на входе в расчетную модель.

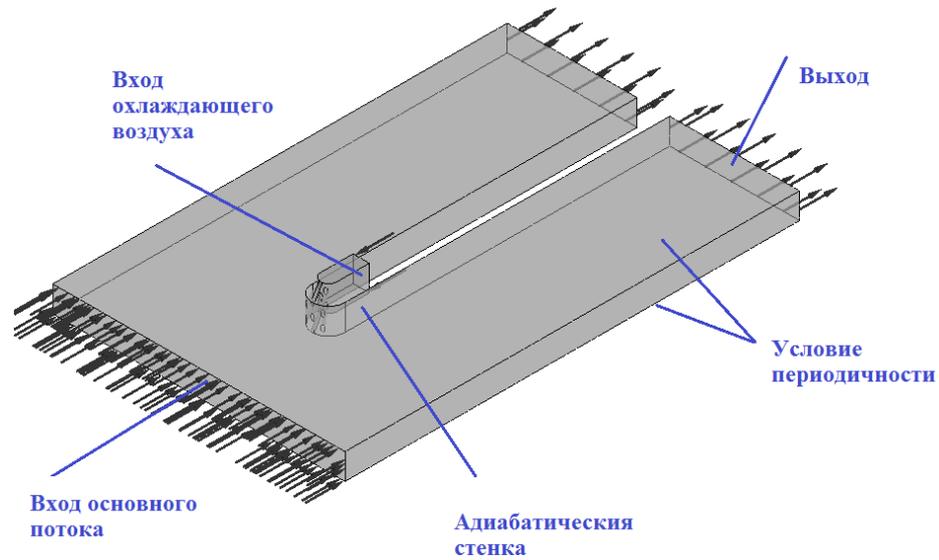


Рис. 2.8. Приложение граничных условий

Моделирование выполнялось для четырех значений параметра вдува $m = 0,5; 1,0; 1,5$ и $2,0$.

Применяемые геометрические и газодинамические параметры задавались близкими к параметрам сопловой лопатки газовой турбины двигателя мощностью 32 МВт.

Модель турбулентности. На основании предварительно выполненной верификации для исследовательских расчетов использовалась RANS двухпараметрическая SST модель турбулентности. Как показали верификационные расчеты в случае пленочного охлаждения входной кромки применение предложенной адаптации нецелесообразно.

2.4.4 Процесс расчета

Расчет выполнялся с фиксированным физическим шагом по времени, который в соответствии с рекомендациями [98] составлял 10 % от среднепролетного времени для исследуемой расчетной области, то есть 0,5 мс.

Процесс расчета выполнялся до обеспечения сходимости RMS по составляющим компонентам скорости до 10^{-6} . Кроме этого в процессе расчета контролировалась стабилизация давления основного потока на входе и температур охлаждаемой поверхности, осредненных на характерных участках.

2.4.5 Обработка результатов расчета

Для каждого варианта расчета определялась локальная эффективность пленочного охлаждения:

$$\eta' = \frac{T_G - T_{CT}}{T_G - T_B}, \quad (2.11)$$

где T_G , T_B – полные температуры основного потока (газа) и охлаждающего воздуха, соответственно;

T_{CT} – адиабатическая температура стенки.

Для получения распределения эффективности пленочного охлаждения использована осредненная в поперечном направлении эффективность пленочного охлаждения:

$$\eta = \frac{1}{2t} \int_0^{2t} \eta' dz, \quad (2.12)$$

Дополнительно определялось осредненное по характерным участкам значение эффективности пленочного охлаждения: цилиндрического и плоского участков.

Для контроля корректности задания граничных условий определялись:

– расход основного воздуха (газа) через исследуемую модель:

$$G_{\Gamma} = \rho_{\Gamma} U_{\Gamma} F_{\Gamma}, \quad (2.13)$$

где F_{Γ} – площадь поперечного сечения на входе в исследуемую модель;

– параметр вдува:

$$m = \frac{G_{\text{в}} / (6 \cdot F_{\text{отв}})}{\rho_{\Gamma} U_{\Gamma}}. \quad (2.14)$$

2.5 Основные выводы по разделу 2

1. Выполнение тестовых расчетов эффективности пленочного охлаждения показало стабильность результатов расчета при использовании применяемых сеток. Применение гексагональной сетки существенно усложняет процесс создания расчетной, но не обеспечивает преимущества в точности результатов расчета по сравнению с тетраэдрической сеткой с призматическим подслоем. В связи с этим, для дальнейших расчетов пленочного охлаждения на модели цилиндрической входной кромки с последующей плоской стенкой за ней целесообразно использовать тетраэдрическую расчетную сетку с призматическим подслоем.

2. Для варианта пленочного охлаждения плоской поверхности из всех рассмотренных моделей турбулентности наиболее близкие к экспериментальным данным получены результаты расчета эффективности пленочного охлаждения при использовании адаптированной *SST* модели турбулентности (при $Pr_t = 0,5$).

3. При выдуве охладителя на цилиндрическую поверхность наилучшее совпадение результатов расчета эффективности пленочного охлаждения с

экспериментальными данными так же обеспечивает *SST* модель турбулентности. Применение адаптации в этом случае нецелесообразно.

РАЗДЕЛ 3

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

3.1 Исследуемые конфигурации отверстий пленочного охлаждения

В работе исследованы следующие конфигурации отверстий пленочного охлаждения расположенных на участке входной кромки (рис. 3.1):

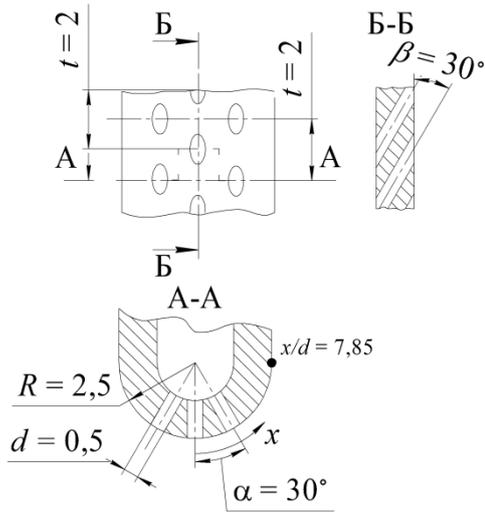
- а) система радиальных цилиндрических отверстий с углами отклонения бокового ряда отверстий $\alpha = 15, 30$ и 45° ;
- б) система параллельных цилиндрических отверстий;
- в) радиальная система веерных отверстий;
- г) система цилиндрических отверстий в полусферических углублениях;
- д) система цилиндрических отверстий в траншеях.

Исследования выполнены для четырех значений параметра вдува $m = 0,5; 1,0; 1,5$ и $2,0$.

Результаты расчета системы радиальных цилиндрических отверстий с $\alpha = 30^\circ$ использованы в качестве базовых значений для сравнения эффективности других конфигураций.

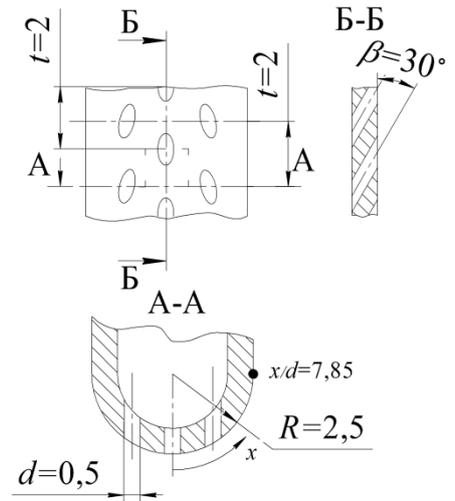
Геометрические размеры и основные газодинамические параметры для исследования были приняты характерными для рабочей лопатки первой ступени турбины. Диаметр отверстий – $d = 0,5$ мм; относительный шаг отверстий по высоте – $t/d = 4$; угол наклона отверстий к охлаждаемой поверхности в вертикальной плоскости $\alpha = 30^\circ$; отношение диаметра отверстий к наружному диаметру входной кромки $d/2R = 0,1$. Для варианта отверстий в полусферических углублениях диаметр углублений составлял $D = 1,25$ мм ($d/D = 0,4$), глубина $h = 0,625$ мм ($h/D = 0,5$). Для отверстий в траншее ее ширина равна диаметру отверстия $s = d = 0,5$ мм, а глубина $h = d/2 = 0,25$ мм.

система радиальных цилиндрических отверстий



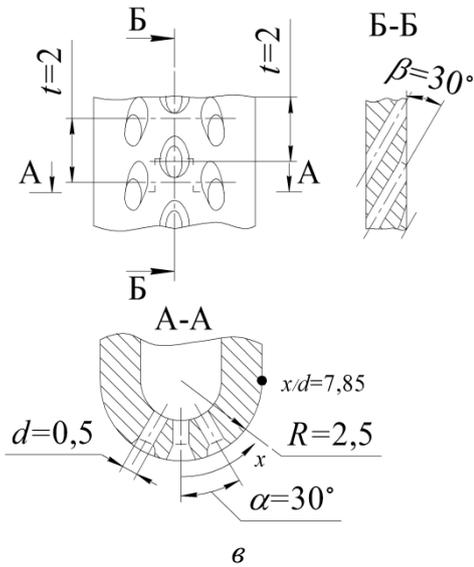
а

система параллельных цилиндрических отверстий



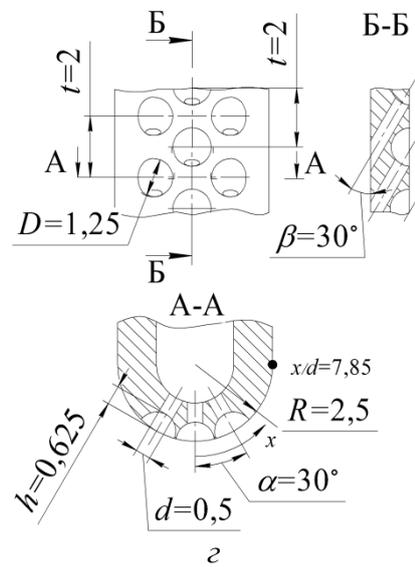
б

система радиальных веерных отверстий



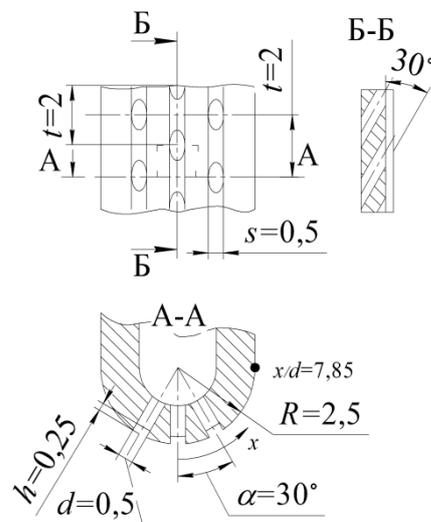
в

отверстия в полусферических углублениях



г

отверстия в траншеях



д

Рис. 3.1. Исследованные конфигурации отверстий пленочного охлаждения модели цилиндрической входной кромки с последующей плоской стенкой

3.1.1 Система радиальных цилиндрических отверстий. Влияние угла отклонения ряда боковых отверстий

В работе рассмотрено три варианта трехрядных систем радиальных цилиндрических отверстий с разными углами отклонения рядов боковых отверстий от центральной линии: $\alpha = 15^\circ$ ($x/d = 1,31$), $\alpha = 30^\circ$ ($x/d = 2,62$) и $\alpha = 45^\circ$ ($x/d = 3,93$). Центральный ряд отверстий во всех вариантах расположен на центральной линии ($x/d = 0$).

Результаты расчета распределения эффективности пленочного охлаждения осредненной в поперечном направлении для трех вариантов угла α и для четырех параметров вдува $m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$ представлены на рис. 3.2.

На рис. 3.3 рассмотрено влияние параметра вдува на эффективность пленочного охлаждения, осредненную на характерных участках расчетной модели: на участке входной кромки ($x/d \leq 7,85$) и плоской стенке ($7,85 < x/d \leq 100$), для различных углов отклонения рядов боковых отверстий.

По результатам моделирования получено, что на входной кромке для всех углов отклонения ряда боковых отверстий, увеличение параметра вдува приводит к росту эффективности пленочного охлаждения. Наибольший рост эффективности, на участке входной кромки, имеет место для $\alpha = 45^\circ$ при увеличении параметра вдува от 0,5 до 1,0 (рис. 3.3 а). Это вызвано перераспределением расхода воздуха между центральными и боковыми рядами отверстий, которое в свою очередь обусловлено различным противодавлением на выходе из отверстий пленочного охлаждения центрального и боковых рядов. На плоском участке модели (рис. 3.3 б) для всех углов интенсивность роста эффективности примерно одинакова.

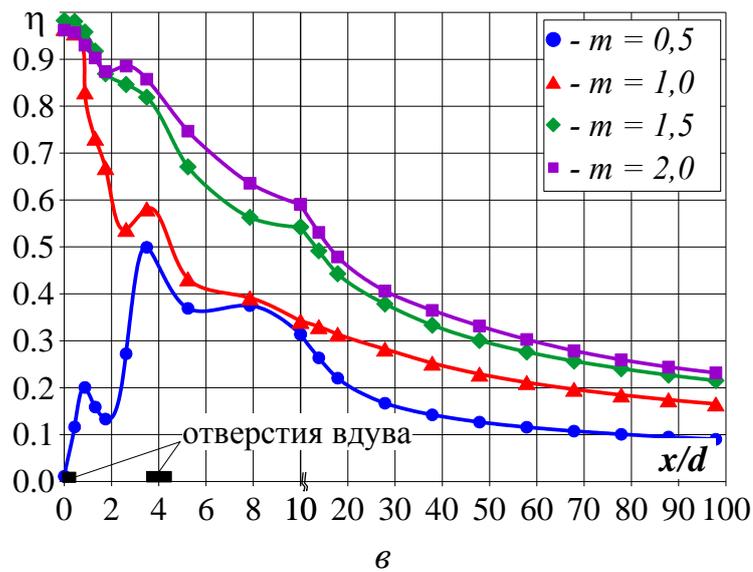
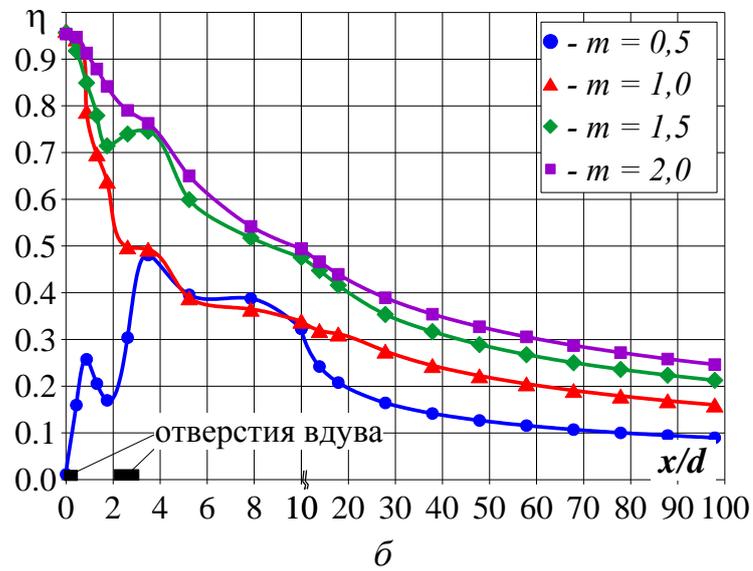
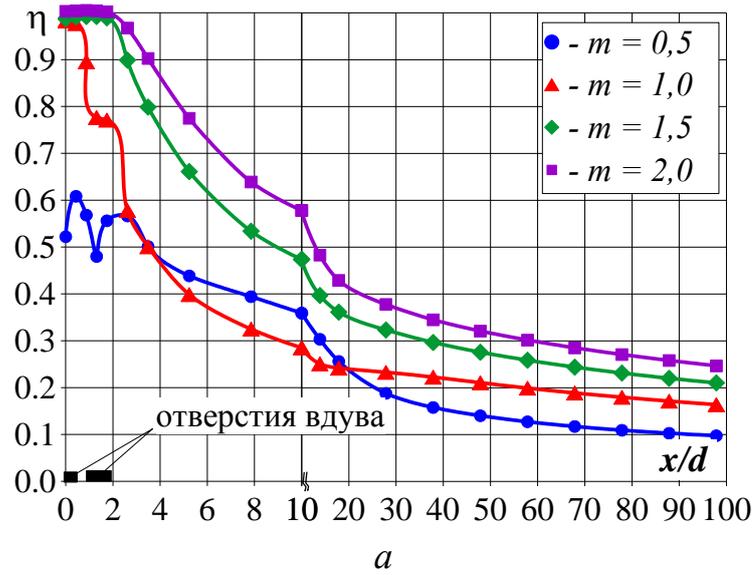


Рис. 3.2. Эффективность пленочного охлаждения системы радиальных отверстий при $\alpha = 15^\circ$ (а); $\alpha = 30^\circ$ (б); $\alpha = 45^\circ$ (в)

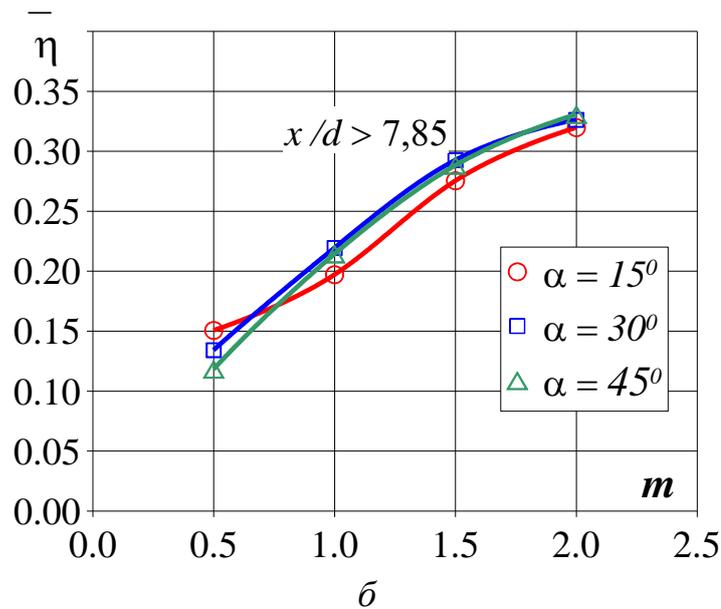
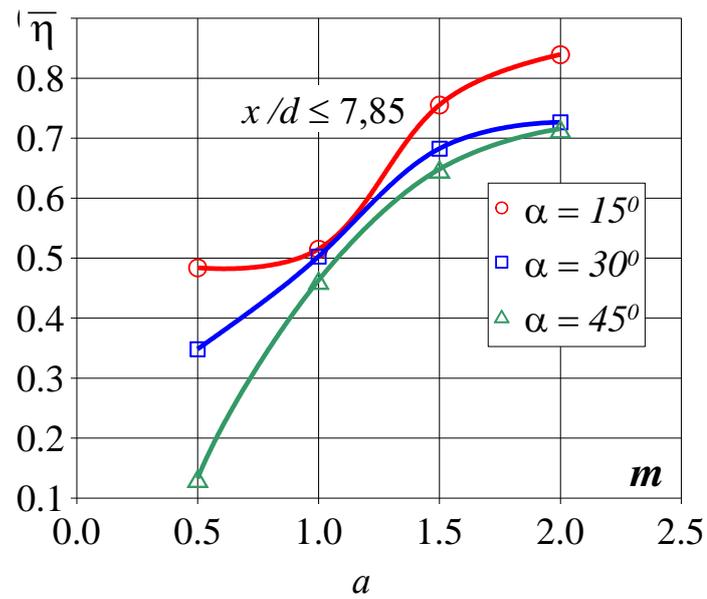


Рис. 3.3. Осредненная эффективность пленочного охлаждения для входной кромки (a) и плоского участка (b)

На рис. 3.4 представлено распределение относительного давления вдоль исследуемой поверхности, которое определяется как отношение статического давления к полному давлению на входе в расчетную модель. Как видно из рисунка, для центрального ряда отверстий ($x/d = 0$) величина относительного давления максимальная и составляет 1,0; для $\alpha = 15^\circ$ ($x/d = 1,31$) эта величина составляет 0,97, а для $\alpha = 30^\circ$ ($x/d = 2,62$) и

$\alpha = 45^\circ$ ($x/d = 3,93$) она составляет 0,98 и 0,96, соответственно. Таким образом, для $\alpha = 45^\circ$ давление на выходе из отверстий имеет минимальные значения и даже ниже, чем статическое давление на выходе из расчетной модели.

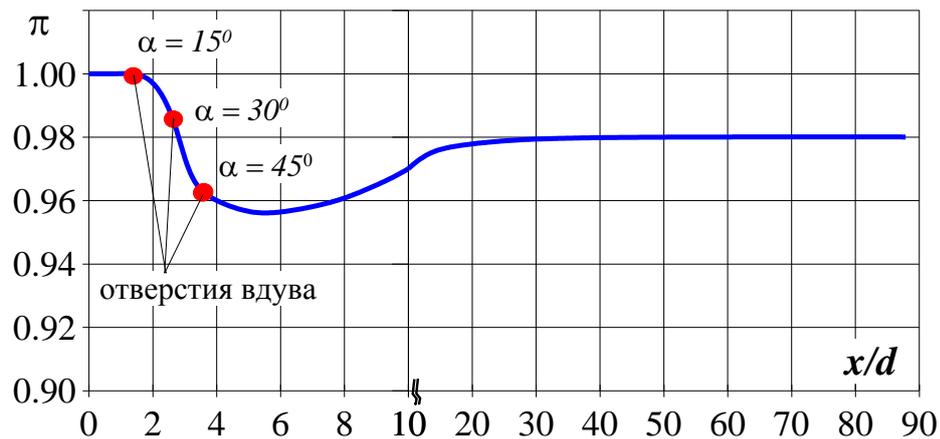


Рис. 3.4. Распределение относительного давления вдоль исследуемой поверхности

При сохранении параметра вдува, определяющего суммарный расход охлаждающего воздуха через три ряда отверстий, за счет снижения давления на выходе из отверстий бокового ряда, происходит увеличение расхода воздуха через этот ряд отверстий и снижение расхода через центральный ряд. Так, для варианта $\alpha = 45^\circ$ при $m = 0,5$, для которого давление на выходе из бокового отверстия минимальное, охлаждающий воздух выходит только через боковой ряд отверстий, а в центральный ряд отверстий втекает основной поток (газ). Для данного варианта пленочное охлаждение на участке от линии торможения ($x/d = 0$) до бокового ряда отверстий ($x/d = 3,93$) фактически отсутствует. Увеличение параметра вдува с 0,5 до 1,0 приводит к исключению «подтекания» основного потока, обеспечивает расход воздуха через отверстия центрального ряда и «провал» эффективности охлаждения вблизи точки торможения, который имел место при $m = 0,5$, отсутствует.

Для участка входной кромки ($x/d \leq 7,85$) наиболее эффективным является расположение боковых отверстий под углом $\alpha = 15^\circ$, особенно при высоких параметрах вдува. При $m = 2,0$ эффективность пленочного охлаждения для $\alpha = 15^\circ$ достигает 0,84. Для $\alpha = 15^\circ$, даже при $m = 0,5$, отсутствует «затекание» основного потока через центральный ряд, а эффективность пленочного охлаждения на участке входной кромки достигает 0,48.

На рис. 3.5 представлено изменение расхода охлаждающего воздуха через отверстия пленочного охлаждения в зависимости от параметра вдува. По данному распределению видно, что угол отклонения бокового ряда отверстий оказывает значительное влияние на распределение охлаждающего воздуха между рядами отверстий пленочного охлаждения. Для $\alpha = 15^\circ$ разница между расходами охлаждающего воздуха между центральным и боковым рядами отверстий минимальная. Дальнейшее увеличение угла отклонения бокового отверстия приводит к увеличению расхода через боковое отверстие.

В таблице 3.1 представлены значения локальных параметров вдува для центрального и бокового рядов отверстий для трех углов отклонения бокового ряда отверстий при изменении параметра вдува от 0,5 до 2,0. Из таблицы видно, что локальные значения параметра вдува распределяются аналогично расходу воздуха через отверстия пленочного охлаждения. При малом угле отклонения ряда бокового отверстия ($\alpha = 15^\circ$) локальные значения параметра вдува близки между собой, а для $\alpha = 45^\circ$ разница между значениями максимальная. Так, например, для варианта $\alpha = 45^\circ$ и $m = 1,0$ значения локального параметра вдува отличаются в два раза, и составляют 0,59 и 1,2 для центрального и бокового ряда отверстий, соответственно.

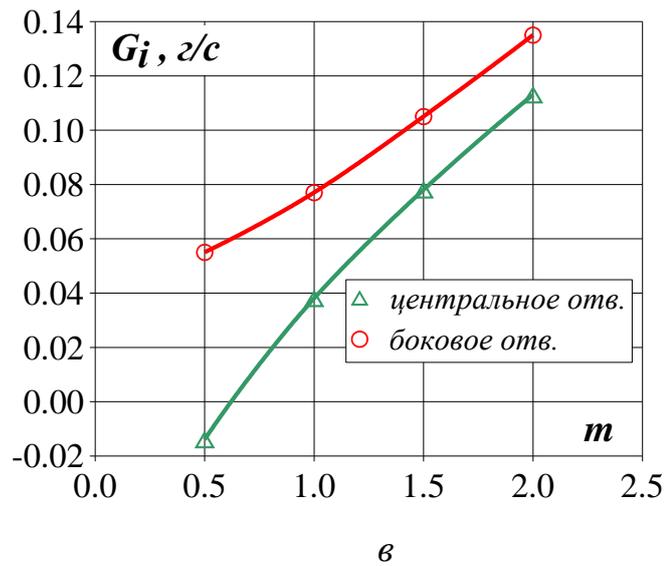
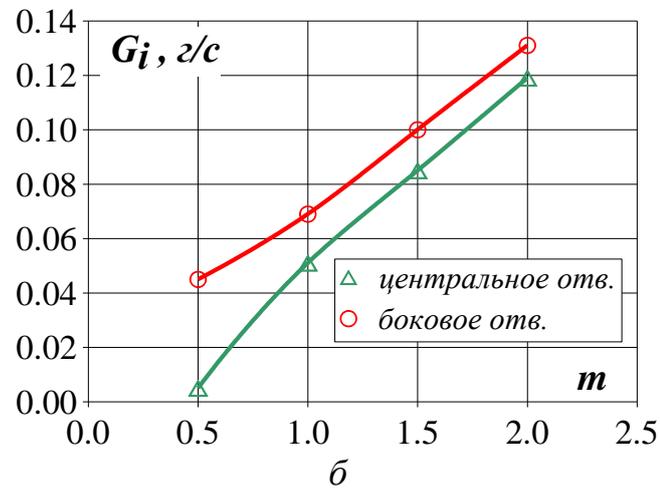
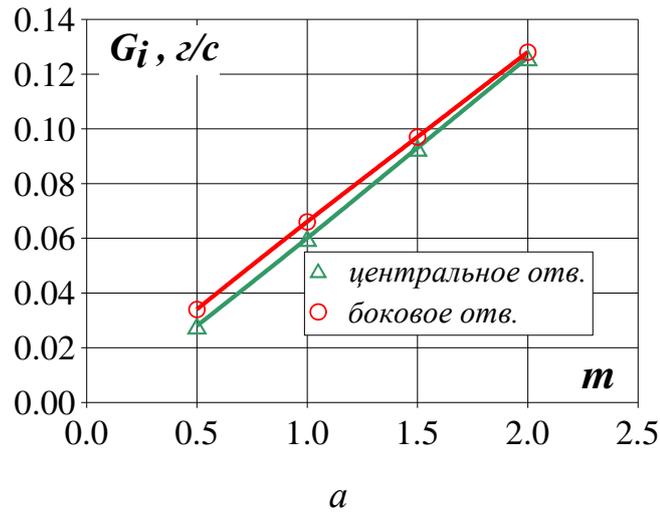


Рис. 3.5. Расход охлаждающего воздуха через отверстия пленочного охлаждения для $m = 0,5 \dots 2,0$ при $\alpha = 15^\circ$ (а); $\alpha = 30^\circ$ (б); $\alpha = 45^\circ$ (в)

Таблица 3.1. Значения локальных параметров вдува для отверстий

m	Угол отклонения бокового ряда отверстий					
	$\alpha = 15^\circ$		$\alpha = 30^\circ$		$\alpha = 45^\circ$	
	Центральный ряд	Боковой ряд	Центральный ряд	Боковой ряд	Центральный ряд	Боковой ряд
0,5	0,434	0,534	0,078	0,708	-0,15	0,88
1,0	0,940	1,034	0,801	1,095	0,59	1,20
1,5	1,461	1,526	1,339	1,573	1,22	1,64
2,0	1,985	2,014	1,866	2,061	1,77	2,11

Как видно из рис. 3.3 а, для участка входной кромки ($x/d \leq 7,85$) наиболее эффективным во всем исследуемом диапазоне является расположение ряда боковых отверстий под углом $\alpha = 15^\circ$. В этом случае даже при $m = 0,5$ осредненная эффективность пленочного охлаждения достигает 0,48, в то время как для $\alpha = 30^\circ$ и $\alpha = 45^\circ$ эта величина составляет 0,35 и 0,13 соответственно. В то же время при $m = 1,0$ влияние угла отклонения бокового отверстия на эффективность пленочного охлаждения входной кромки существенно меньше и варианты $\alpha = 30^\circ$ и $\alpha = 45^\circ$ имеют близкие результаты.

Для плоского участка (рис. 3.3 б), при параметрах вдува 1,0, 1,5 и 2,0 наибольшую эффективность пленочного охлаждения обеспечивают углы отклонения боковых отверстий 30° и 45° , а при параметре вдува 0,50 – угол 15° .

Анализируя характер влияния параметра вдува на эффективность пленочного охлаждения, следует отметить, что для участка входной кромки

модели (рис. 3.3) при $m > 1,5$ прирост эффективности пленочного охлаждения резко замедляется, несмотря на увеличение расхода охладителя. Увеличение параметра вдува выше 2,0, по всей видимости, не эффективно, т.к. при $\alpha = 30^\circ$ и увеличение параметра вдува с 1,5 до 2,0 приводит к увеличению эффективности пленочного охлаждения с 0,68 только до 0,73, а для $\alpha = 45^\circ$ – с 0,65 до 0,72.

На рис. 3.6 приведено распределение локальной эффективности пленочного охлаждения для трех углов отклонения рядов боковых отверстий и четырех параметров вдува.

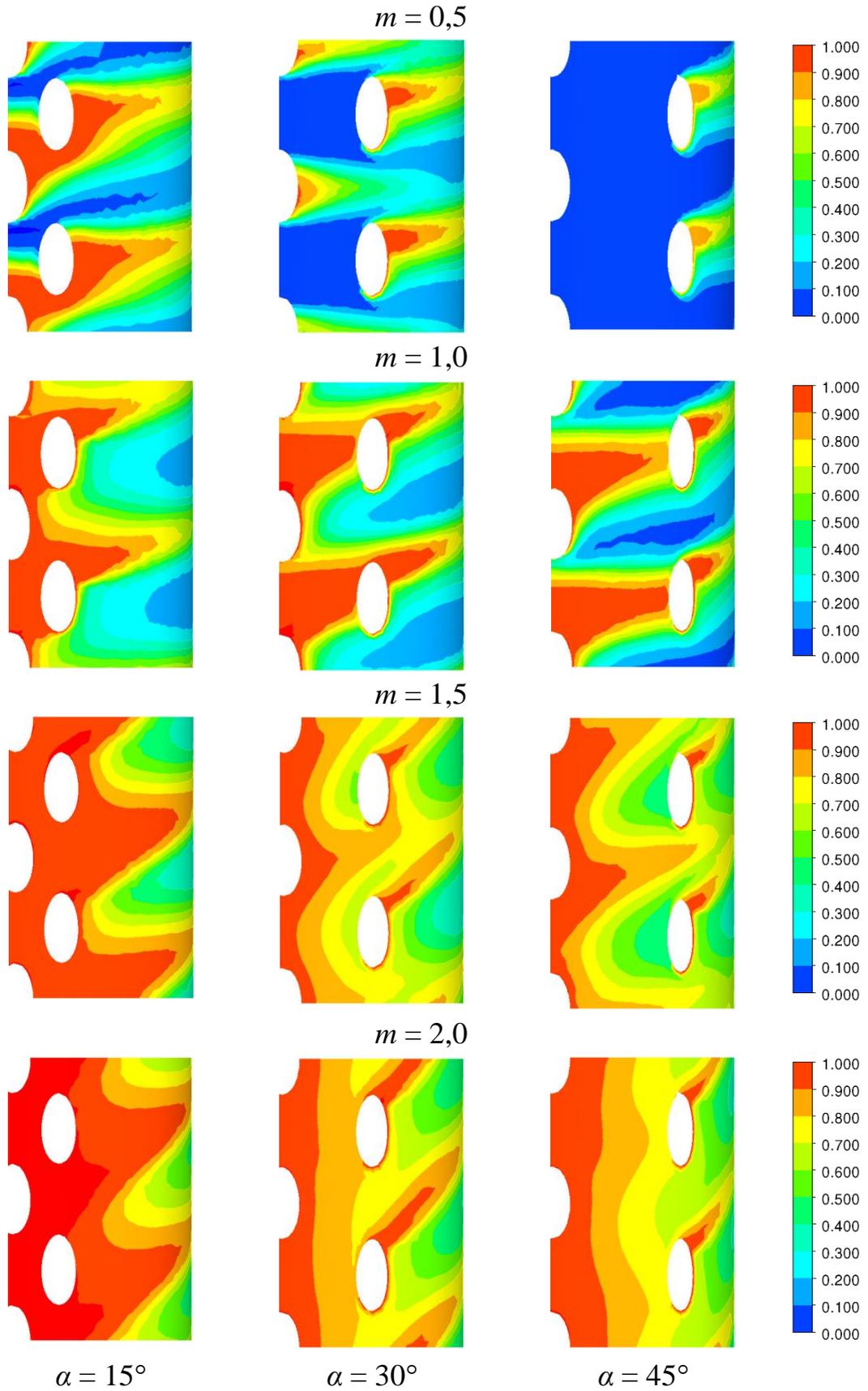


Рис. 3.6. Поля эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки для $\alpha = 15 \dots 45^\circ$ при $m = 0,5 \dots 2,0$

3.1.2 Система параллельных отверстий

Как альтернатива системе радиальных отверстий в работе рассмотрена система параллельных отверстий, которая является более технологичной (рис. 3.1 б). Шаг между рядами отверстий принят таким, чтобы расстояние на наружной поверхности между рядами параллельных отверстий соответствовало системе радиальных отверстий при $\alpha = 30^\circ$ ($x/d = 2,62$).

Результаты расчета распределения осредненной эффективности пленочного охлаждения в поперечном направлении представлены на рис. 3.7. С ростом параметра вдува локальная эффективность охлаждения на входной кромке и за ней возрастает (рис. 3.7 а). Особенно быстрый рост эффективности наблюдается при повышении параметра вдува до 1,0 как на цилиндрическом участке модели, так и за ней.

На рис. 3.7 б представлено сравнение двух исследованных вариантов – параллельных и радиальных отверстий для входной кромки и плоского участка при $\alpha = 30^\circ$. Для варианта с параллельными отверстиями при $m = 0,5$ эффективность пленочного охлаждения входной кромки составляет 0,32, что несколько ниже, чем для радиальных отверстий (0,35). Для плоского участка модели эти величины примерно одинаковы – 0,14 и 0,13, соответственно. При всех остальных параметрах вдува эффективность пленочного охлаждения для параллельных отверстий выше. При $m = 1,0$ эффективность пленочного охлаждения на участке входной кромки составляет 0,55 для параллельных отверстий и 0,50 – для радиальных. Для плоского участка при $m = 1,0$ эффективность пленочного охлаждения для параллельных отверстий составляет 0,23, а для радиальных – 0,22. При $m > 1,5$ для системы параллельных отверстий (рис. 3.7 б) увеличение параметра вдува уже не приводит к заметному росту эффективности пленочного охлаждения.

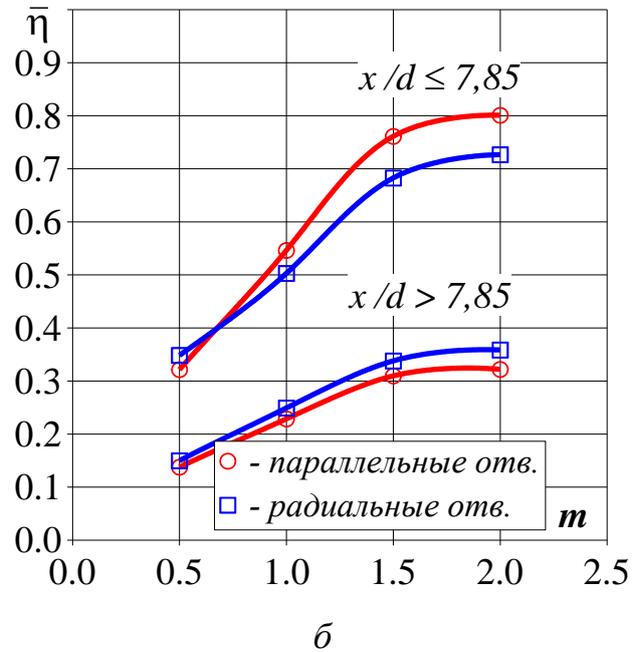
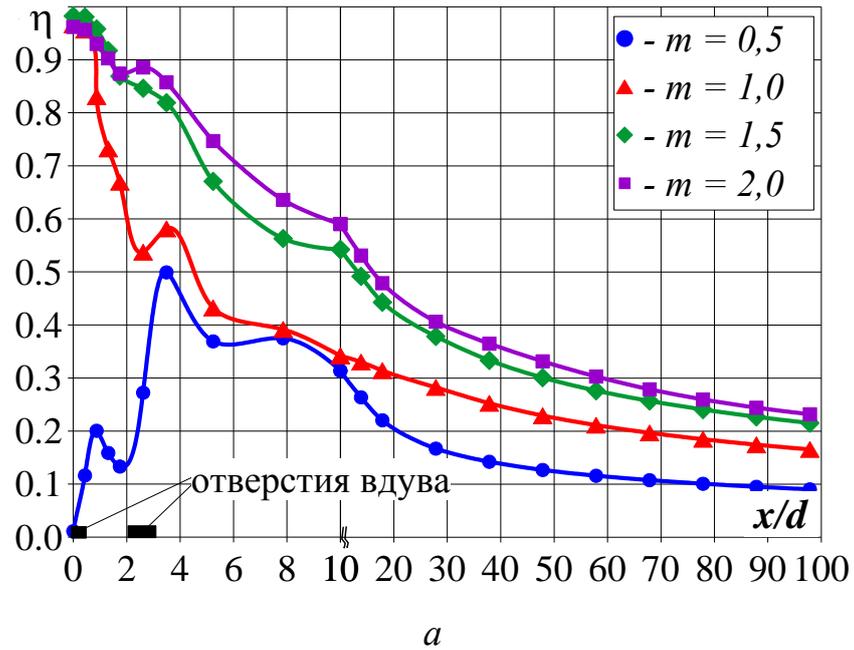


Рис. 3.7. Эффективность пленочного охлаждения для системы параллельных отверстий (а) и сравнение средней эффективности для двух вариантов отверстий (б)

На рис. 3.8 приведено распределение локальной эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки для системы параллельных отверстий для четырех параметров вдува.

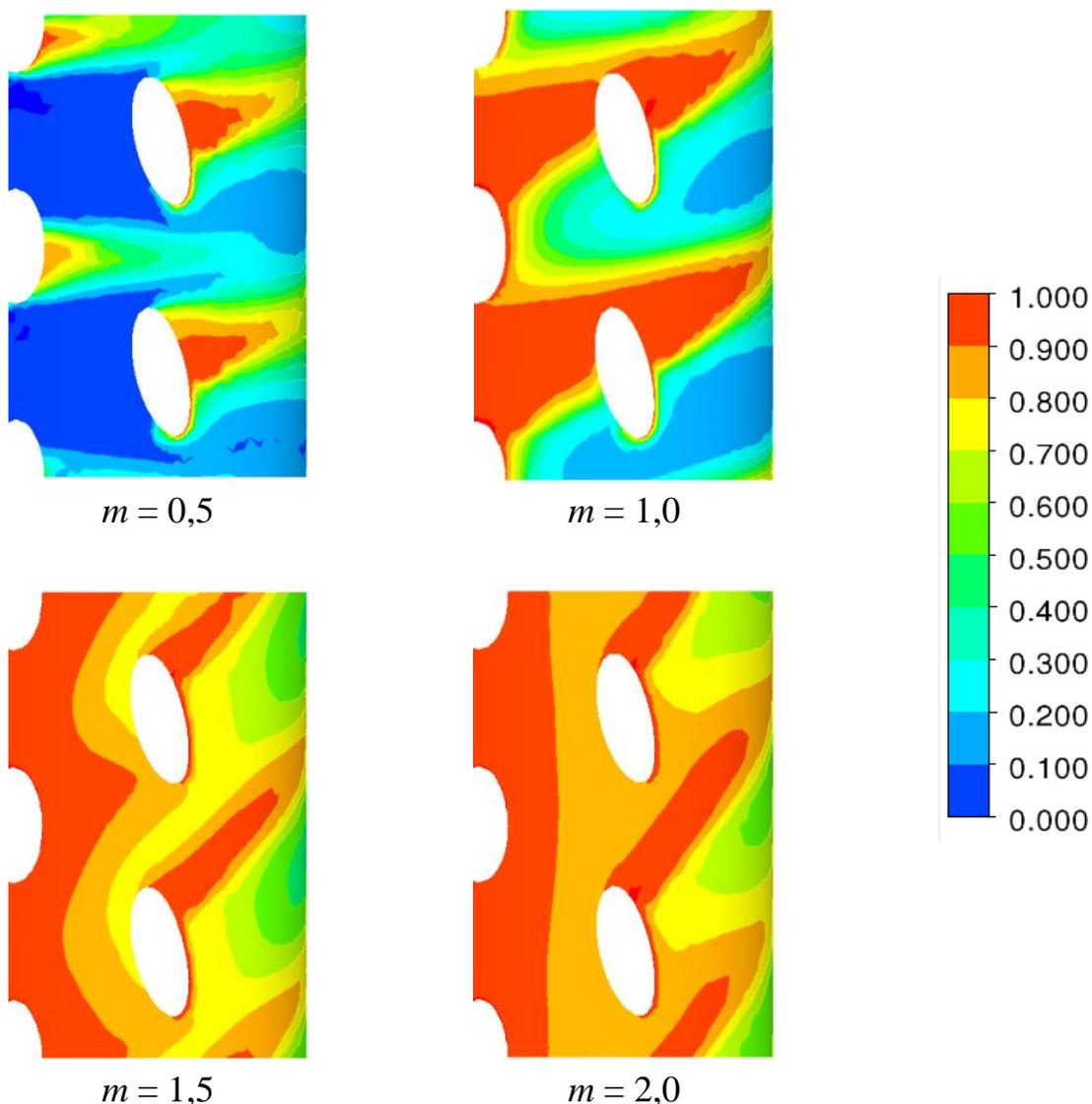


Рис. 3.8. Поля эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки для системы параллельных отверстий

3.1.3 Радиальная система веерных отверстий

В работе рассмотрено применение системы радиальных веерных отверстий на модели цилиндрической входной кромки с последующими плоскими стенками. Угол отклонения бокового ряда отверстий от центральной линии модели $\alpha = 30^\circ$.

Геометрия отверстия исследованного в работе представлена на рис. 3.9. Угол расширения веерной части отверстий в боковом направлении

составляет 14° на сторону, а угол «подрезки» - 12° . Значения этих углов близки к другим исследованиям. Например, в работах [27, 100, 101] рассматривались углы расширения в боковом направлении от 5° до 15° .

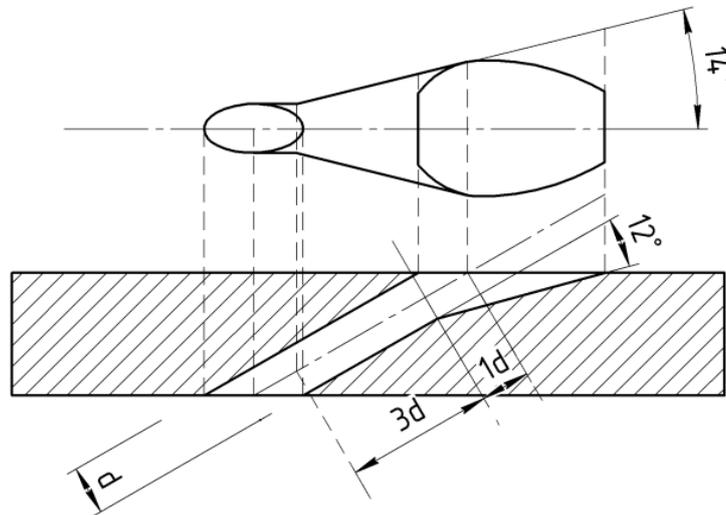


Рис. 3.9. Исследуемая геометрия веерного отверстия

Результаты расчета распределения эффективности пленочного охлаждения для четырех параметров вдува $m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$ представлены на рис. 3.10.

Анализ полученных результатов показывает, что так же, как и в предыдущем варианте увеличение параметра вдува приводит к росту эффективности охлаждения, как на цилиндрической, так и на плоской поверхности модели.

Из анализа средней эффективности следует, что применение веерных отверстий, как для участка входной кромки, так и для плоской поверхности не дает заметного увеличения эффективности пленочного охлаждения, как это отмечалось в исследованиях на плоской пластине. Осредненная по всем значениям параметра вдува величина эффективности для веерных отверстий составляет 0,60, а для цилиндрических – 0,56.

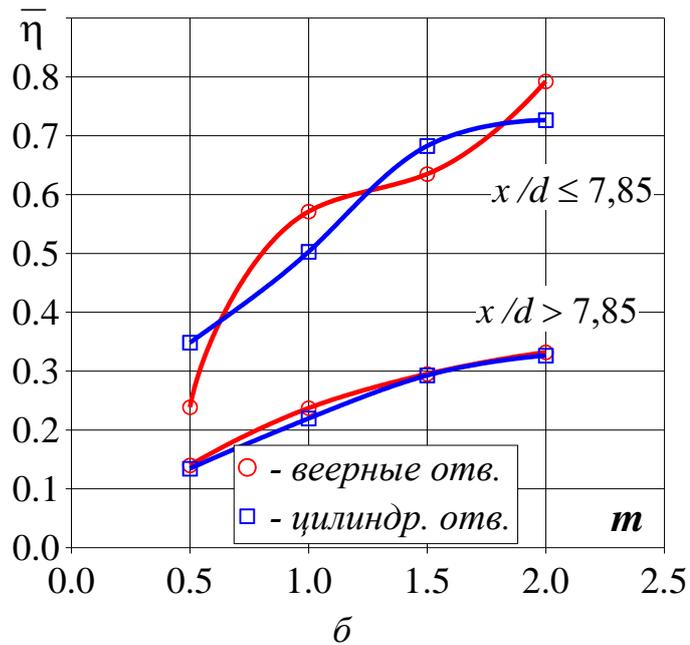
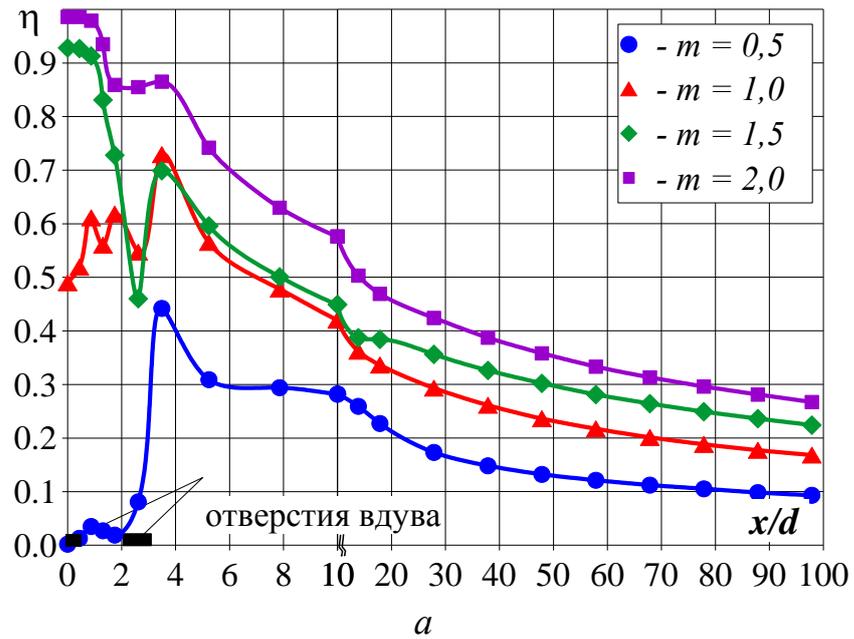


Рис. 3.10. Эффективность пленочного охлаждения для радиальных веерных отверстий (а) и сравнение двух вариантов отверстий (б)

По всей видимости, это вызвано тем, что для случая обтекания плоской поверхности [101, 102] направление потока на выходе из веерного отверстия близко к направлению основного потока. Для случая веерных отверстий на поверхности входной кромки угол между проекцией оси отверстия на

охлаждающую поверхность и вектором скорости основного потока составляет около 90° . Поэтому веерные отверстия не обеспечивают плавного растекания охлаждающего воздуха, который сносится основным потоком.

На рис. 3.11 приведено распределение локальной эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки для всех параметров вдува при использовании системы веерных отверстий.

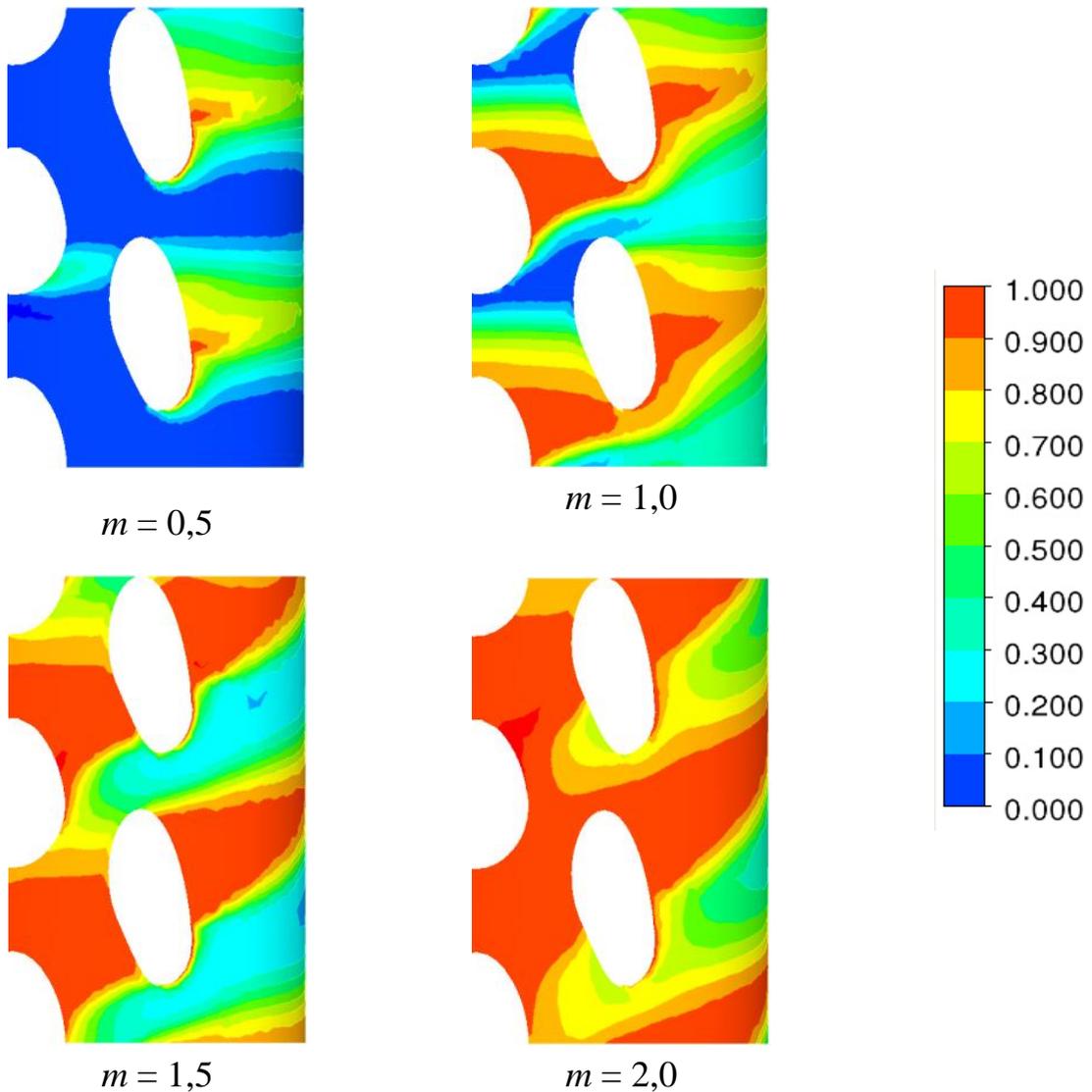


Рис. 3.11. Поля эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки для системы радиальных веерных отверстий

3.1.4 Цилиндрические отверстия в полусферических углублениях

Результаты определения эффективности пленочного охлаждения при использовании полусферических углублений для четырех параметров вдува $m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$ представлены на рис. 3.12.

В данном варианте для осреднения эффективности пленочного охлаждения учитывалась поверхность углубления, как при осреднении по поверхности, так и вдоль линии.

При $m = 0,5$ с ростом отношения x/d происходит постепенное увеличение эффективности пленочного охлаждения, как после выдува через центральный ряд отверстий, так и через боковой. Максимальное значение эффективности пленочного охлаждения достигается при $x/d = 5,2$ и составляет 0,34. На участке $x/d > 5,2$ происходит монотонное снижение эффективности пленочного охлаждения до 0,09.

Для параметра вдува $m = 1,0$ происходит очень быстрый рост эффективности пленочного охлаждения до 0,56 на участке от центральной линии до бокового ряда отверстий. Выдув воздуха через боковой ряд отверстий не приводит к увеличению эффективности пленочного охлаждения.

При $m = 1,5$ максимальное значение эффективности пленочного охлаждения (0,88) имеет место на центральной линии, но затем происходит резкое уменьшение эффективности пленочного охлаждения в области между рядами отверстий. После выдува воздуха через боковой ряд отверстий значение эффективности сохраняется примерно постоянным ($\approx 0,50$) до сечения $x/d = 10$, но затем быстро снижается до 0,18 при $x/d = 100$.

Дальнейшее повышение параметра вдува до 2,0 приводит к значительному росту эффективности пленочного охлаждения на участке $0 < x/d \leq 10$. Максимальное значение эффективности достигает 0,95 и имеет место на линии торможения. Общий характер изменения эффективности с ростом продольной координаты аналогичен параметру вдува 1,5.

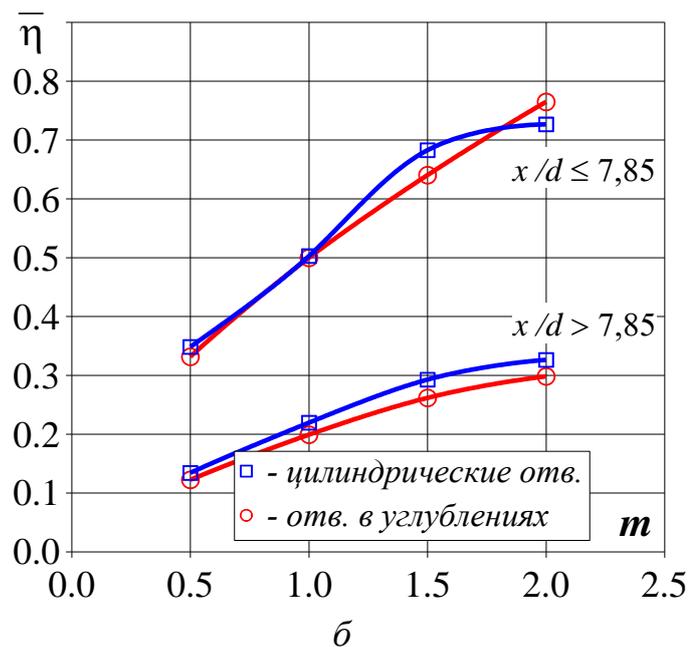
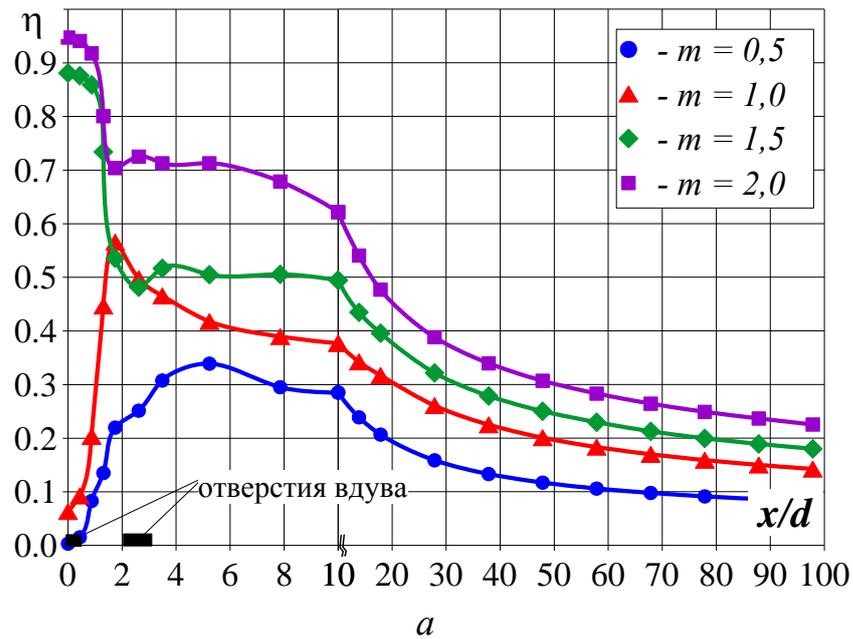


Рис. 3.12. Распределение эффективности пленочного охлаждения для радиальной системы отверстий в полусферических углублениях (а) и сравнение двух вариантов отверстий (б)

По результатам моделирования получено (рис. 3.12 б), что для системы отверстий в полусферических углублениях значения эффективности пленочного охлаждения на цилиндрическом участке практически

соответствуют данным, полученным для системы радиальных цилиндрических отверстий. Для плоского участка во всем исследуемом диапазоне эффективность отверстий в полусферических углублениях незначительно ниже, чем цилиндрических.

Для данного варианта не удалось получить устойчиво стационарного решения. В этом случае наблюдается колебание значений адиабатической эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки с периодом 25 с. По всей видимости, это вызвано возникновением в полусферических углублениях нестационарного осциллирующего вихря, (рис. 1.19), который периодически выбрасывается в основной поток. Более подробно физические особенности возникновения этого вихря описаны в [38, 103].

В связи с этим были выполнены дополнительные расчеты в два характерных момента времени, каждый из которых характеризуется несимметричными результатами относительно точки торможения. Наиболее отчетливо это явление проявляется при параметрах вдува 1,5 и 2,0. Максимальное проявление нестационарности по эффективности пленочного охлаждения получено на участке входной кромки при $x/d = 2,44$ для $m = 1,5$. Здесь максимальная разница для эффективности пленочного охлаждения достигает 0,15. Для правой стороны значения эффективности пленочного охлаждения ниже на 20 % от величины среднего значения, а левой – выше на 16 %. Для плоского участка эта разница не превышает 0,01.

В работе [40] также зафиксированы нестационарные колебания температуры поверхности, которые достигали 30 % от среднего значения в сечении $x/d = 1,7$. Вниз по потоку эта нестационарность полностью исчезала.

Распределение локальной эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки для всех параметров вдува при использовании системы отверстий в полусферических углублениях приведено на рис. 3.13.

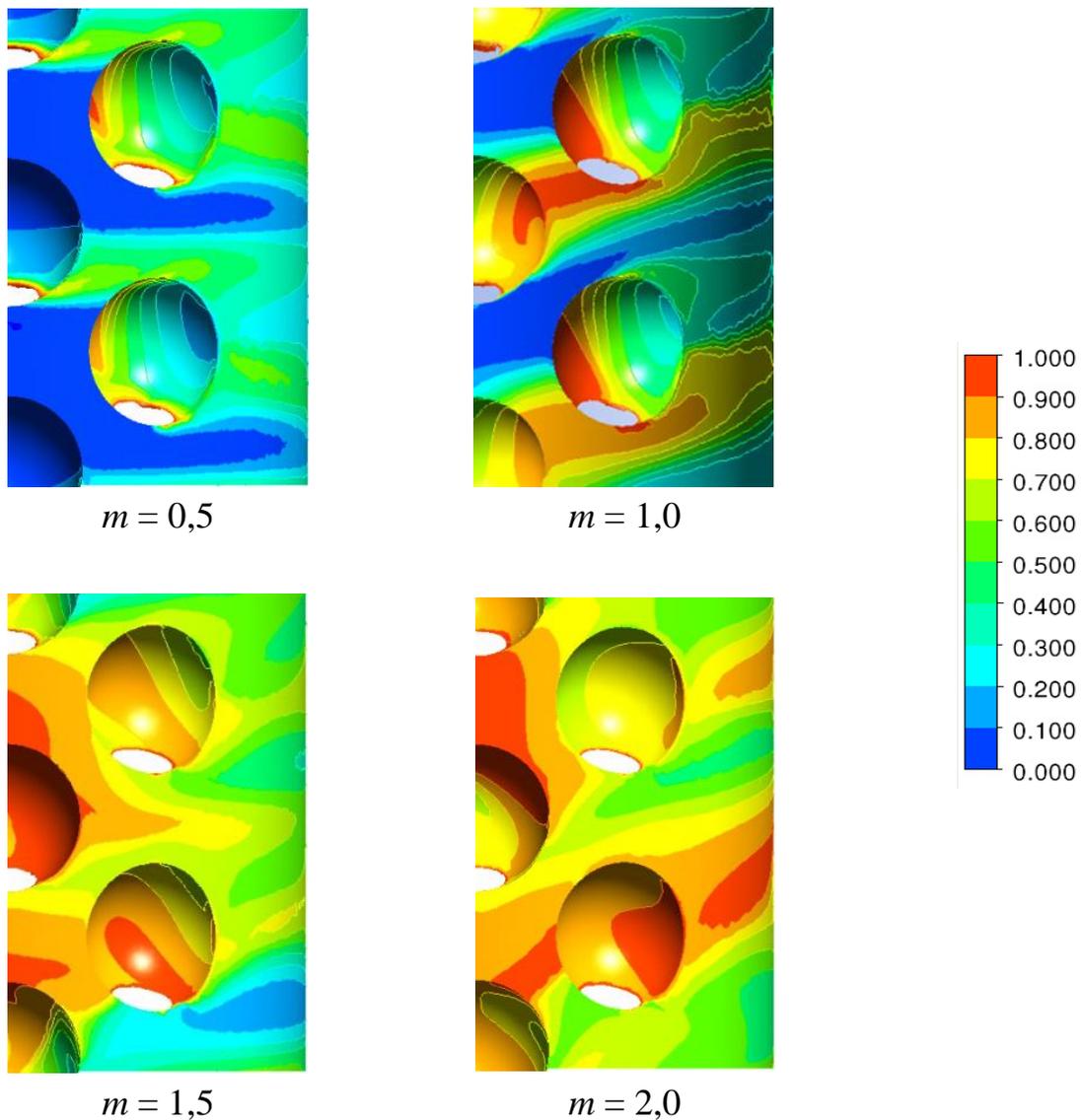


Рис. 3.13. Поля эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки для системы радиальных отверстий в полусферических углублений

3.1.5 Система цилиндрических отверстий в траншеях

Исследована система радиальных отверстий в траншеях, представленная на рис. 3.1 д. В результате расчетов получено (рис. 3.14), что для данного варианта наблюдается повышение эффективности пленочного охлаждения по сравнению с вариантом без траншей, главным образом, на участке входной кромки. С увеличением параметра вдува локальная эффективность пленочного охлаждения возрастает, как на участке входной кромки, так и за ней.

Для варианта с отверстиями в траншеях для осреднения эффективности пленочного охлаждения учитывалась поверхность траншей, как при осреднении по поверхности, так и вдоль линии.

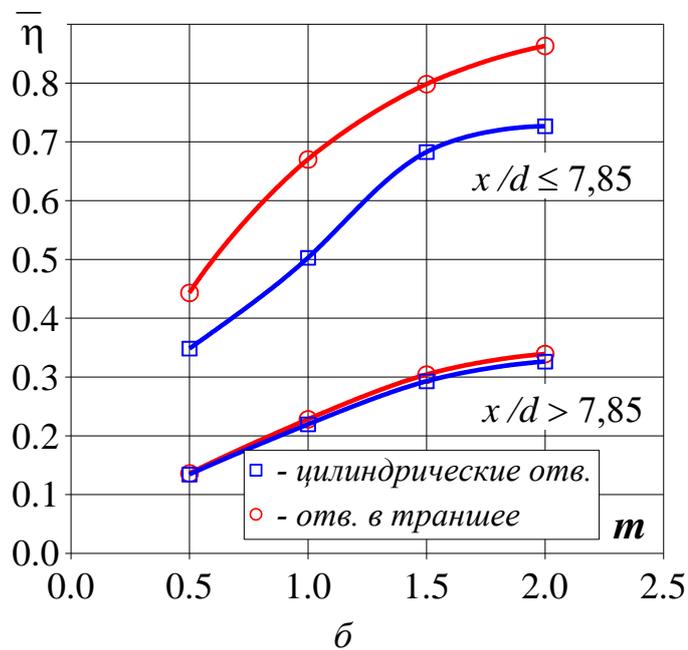
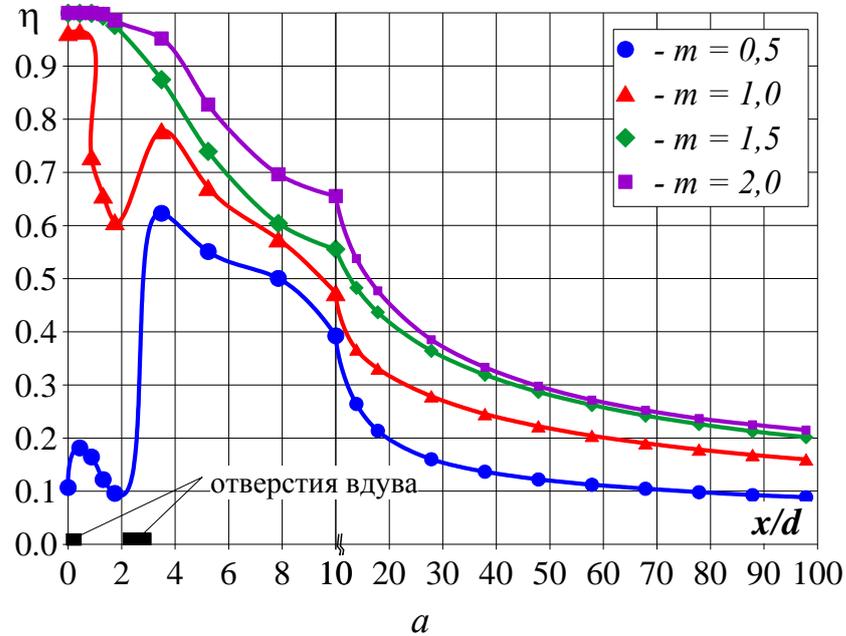


Рис. 3.14. Распределение эффективности пленочного охлаждения при $m = 0,5 \dots 2,0$ для системы радиальных отверстий в траншеях (а) и сравнение двух вариантов (б)

Для параметра вдува $m = 0,5$ на участке линии торможения эффективность пленочного охлаждения составляет 0,10 (в остальных вариантах эта величина близка к нулю). Сразу рядом боковых ряда отверстий происходит существенный рост эффективности охлаждения, которая достигает значения 0,62 при $x/d \approx 3,5$. В дальнейшем эффективность снижается до 0,50 при $x/d = 7,85$ (входная кромка) и далее до 0,09 при $x/d = 100$.

При повышении параметра вдува до $m = 1,50$ происходит значительный рост эффективности пленочного охлаждения. Ее максимальная величина наблюдается в районе линии торможения потока и достигает 0,99; при удалении от мест выдува воздуха на участке входной кромки значение эффективности снижается до 0,61, а на плоской поверхности – до 0,20 при $x/d = 100$. В отличие от режимов $m = 0,5$ и 1,0 в области между отверстиями снижения эффективности пленочного охлаждения не происходит.

Повышение параметра вдува до $m = 2,0$ не приводит к значительному росту эффективности пленочного охлаждения. Максимальная величина имеет место на линии торможения (0,99), а для $x/d = 7,85$ (граница входной кромки) ее величина составляет 0,70. На участке плоской поверхности величина эффективности постепенно снижается до 0,21 при $x/d = 100$. В этом случае в области между отверстиями снижения эффективности пленочного охлаждения также не происходит.

Сравнение двух вариантов (рис. 3.14 б) для исследованных параметров вдува показывает более высокое значение эффективности для радиальных отверстий, выполненных в траншеях на поверхности входной кромки. В этом случае с ростом параметра вдува средняя эффективность увеличивается от 0,44 до 0,86, в то время как для конфигурации без траншеи – от 0,35 до 0,72. За пределами входной кромки для обеих конфигураций средняя эффективность пленочного охлаждения изменяется от 0,14 до 0,32...0,33.

Повышение эффективности для отверстий в траншеях происходит благодаря предварительному растеканию охладителя по нижней (донной)

поверхности траншеи. Это приводит к более равномерному распределению охлаждающего воздуха поперек охлаждаемой поверхности и ликвидации отрыва потока. Применение траншей на входной кромке более эффективно, чем на плоской пластине, так как траншея хотя и располагается перпендикулярно основному потоку, но вдоль оси отверстия (проекция оси отверстия на охлаждающую поверхность совпадает с продольным направлением траншеи), что снижает вероятность появления подковообразного вихря.

Распределение локальной эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки для всех параметров вдува при использовании системы отверстий в траншеях приведено на рис. 3.15.

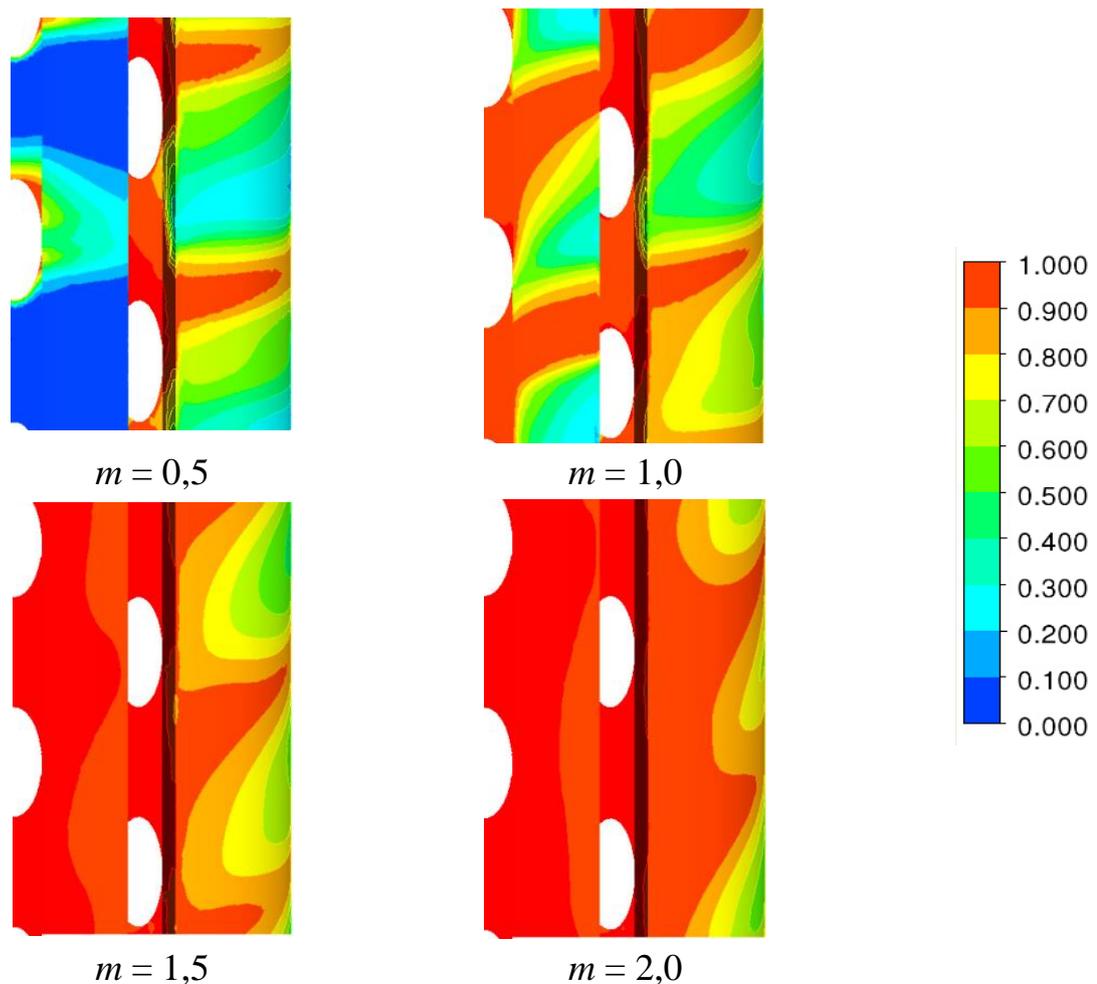


Рис. 3.15. Поля эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки для системы радиальных отверстий в траншеях

3.2 Сравнение эффективности пленочного охлаждения при использовании веерных отверстий и отверстий в углублениях

Сравнение результатов расчета распределения осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения для исследуемых вариантов конфигураций отверстий представлено на рис. 3.16 и 3.17. Результаты расчетов системы радиальных цилиндрических отверстий с $\alpha = 30^\circ$ (вариант 1) использованы в качестве базовых для оценки повышения эффективности пленочного охлаждения за счет применения инновационных систем отверстий: веерных отверстий (вариант 2); отверстий в полусферических углублениях (вариант 3) и в траншее (вариант 4).

При осреднении эффективности пленочного охлаждения учитывалась не только исходная площадь цилиндрической поверхности, но и суммарная площадь полусферических углублений (для варианта 3) и траншеи (для варианта 4).

В соответствии с результатами расчета при $m = 0,5$ (рис. 3,16 а) для участка от центральной линии до бокового ряда отверстий ($0 < x/d \leq 2,62$) наиболее высокую эффективность пленочного охлаждения обеспечивают отверстия в полусферических углублениях (вариант 3). Наименьшая эффективность пленочного охлаждения на данном участке получена при использовании веерных отверстий (вариант 2). Для вариантов 1 и 2 пленочное охлаждение на линии торможения практически отсутствует.

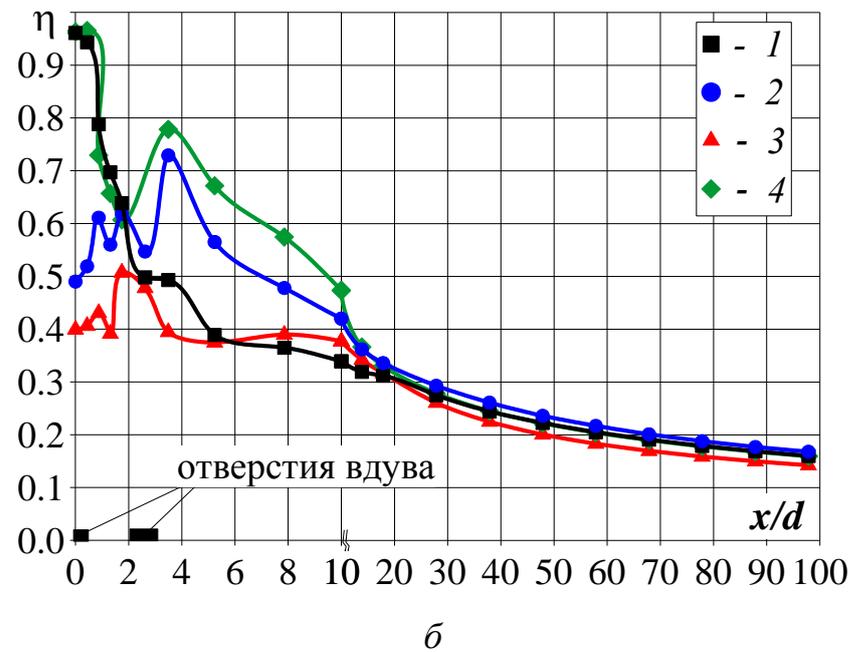
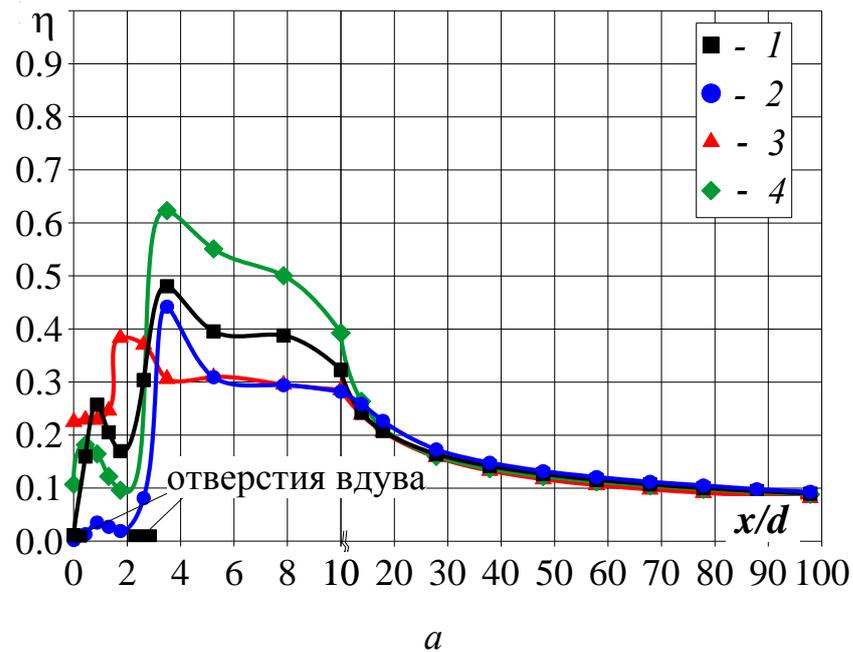


Рис. 3.16. Эффективность пленочного охлаждения инновационных систем при параметрах вдува $m = 0,5$ (а); $m = 1,0$ (б)

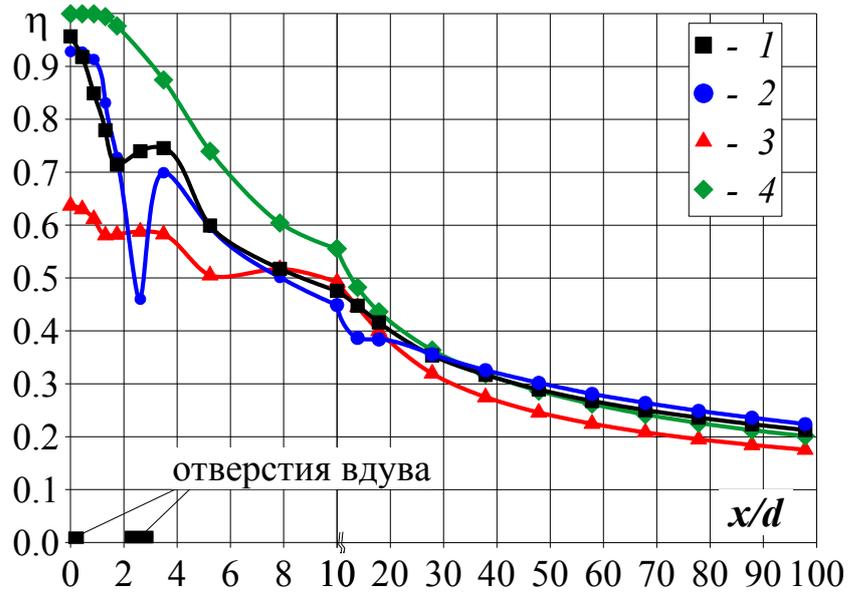
За рядом боковых отверстий наибольшая эффективность пленочного охлаждения наблюдается для отверстий в траншее (вариант 4) и достигает значения 0,62 сразу за боковыми отверстиями. Минимальные значения эффективности пленочного охлаждения в этой области получены для варианта 3 (полусферические углубления). На некотором удалении от мест

выдува охлаждающего воздуха (плоская поверхность) все варианты имеют близкие между собой значения эффективности пленочного охлаждения и постепенно снижаются до 0,08.

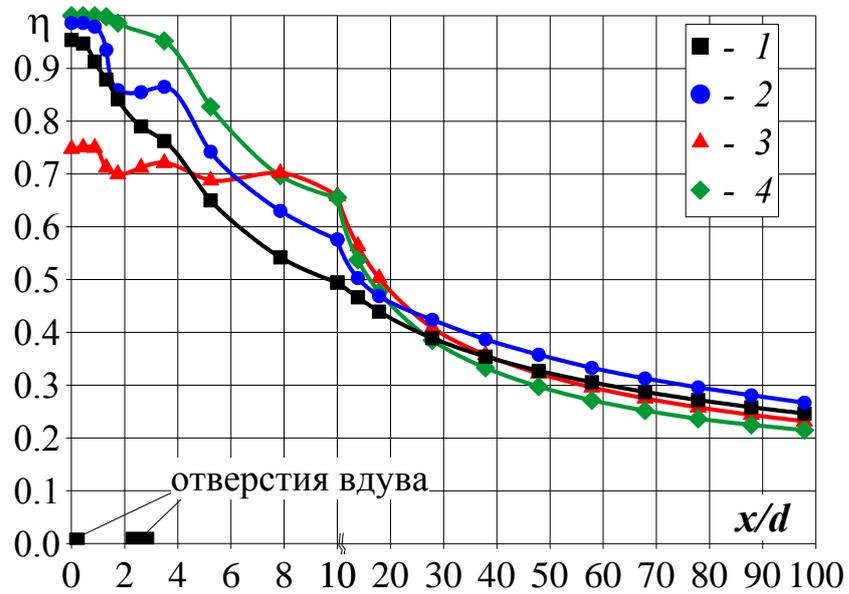
Увеличение параметра вдува с 0,5 до 1,0 (рис. 3.16 б) приводит к существенному росту эффективности пленочного охлаждения на участке от линии торможения до бокового ряда отверстий. Максимальные значения эффективности пленочного охлаждения в этой области получены для базового варианта и отверстий в траншеях (варианты 1, 4), где их значения достигают 0,96 на линии торможения ($x/d = 0$). Это вызвано увеличением расхода воздуха через центральный ряд отверстий. Сразу за боковым рядом отверстий эффективность пленочного охлаждения для траншеи (вариант 4) снижается до 0,77 (для веерных отверстий до 0,73), а для варианта 1 (базовый вариант) – она снижается до 0,49, т.е. выдув воздуха через боковой ряд отверстий вообще не приводит к повышению эффективности. Минимальные значения эффективности пленочного охлаждения получены для варианта 3 (полусферические углубления) и варианта 1 (базовый вариант). При $x/d > 20$ (плоский участок) все конфигурации имеют близкие между собой значения эффективности пленочного охлаждения получены в варианте 4 (траншея). На этом участке эффективность пленочного охлаждения изменяется от 0,99 на линии торможения до 0,61 при $x/d = 7,85$. В области $x/d > 20$ эффективность пленочного охлаждения для всех конфигураций примерно одинакова, хотя данные для полусферических углублений демонстрируют наименьшие значения.

При $m = 1,5$ (рис. 3.17 а) в области $x/d \leq 7,85$ (входная кромка) эффективность пленочного охлаждения для варианта 3 (полусферические углубления) ниже, чем в базовом варианте 1. На линии торможения эффективность пленочного охлаждения в варианте 3 составляет лишь 0,64, а в варианте 1 эта величина достигает 0,95. Наиболее высокие значения эффективности пленочного охлаждения получены в варианте 4 (траншея). На

этом участке эффективность пленочного охлаждения изменяется от 0,99 на линии торможения до 0,61 при $x/d = 7,85$. В области $x/d > 20$ эффективность пленочного охлаждения для всех конфигураций примерно одинакова, хотя данные для полусферических углублений демонстрируют наименьшие значения



а



б

Рис. 3.17. Эффективность пленочного охлаждения инновационных систем при параметрах вдува $m = 1,5$ (а); $m = 2,0$ (б)

Повышение параметра вдува до 2,0 (рис. 3.17 б) не дает значительного прироста эффективности пленочного охлаждения. При $m = 2,0$, так же как и для $m = 1,5$ наибольшие значения эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки получены в варианте 4 (траншея), где ее значения изменяются от 0,99 на линии торможения до 0,69 при $x/d = 7,85$. При удалении от мест вдува охлаждающего воздуха происходит быстрое снижение эффективности пленочного охлаждения, чем в остальных вариантах.

В варианте 2 эффективность пленочного охлаждения выше, чем для варианта 1, но ниже, чем в варианте 4. Для варианта 3 увеличение параметра вдува до 2,0 приводит к значительному росту эффективности пленочного охлаждения на участке $4,5 < x/d \leq 10$ по сравнению с вариантом 1. Вероятно, это вызвано отрывом струи воздуха, выдуваемого из бокового ряда цилиндрических отверстий в варианте 1, которое более заметно проявляется при увеличении параметра вдува. Это не наблюдается при использовании полусферических углублений. В районе линии торможения эффективность пленочного охлаждения в варианте 3 значительно ниже эффективности охлаждения для остальных вариантов. В области $x/d > 20$ эффективность пленочного охлаждения для всех конфигураций примерно одинакова.

На рис. 3.18 представлено влияние параметра вдува на эффективность пленочного охлаждения для четырех вариантов конфигураций, осредненную на характерных участках расчетной модели: на участке входной кромки и на плоском участке.

Увеличение параметра вдува от 0,5 до 2,0 приводит к росту средней эффективности пленочного охлаждения для всех исследуемых вариантов, как на участке входной кромки, так и на плоском участке за ним. При этом максимальный прирост эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки наблюдается при увеличении параметра вдува от 0,5 до 1,0. Такой характер влияния параметра вдува вызван тем, что при $m = 0,5$ из-за

разности противодавлений на выходе из центрального и бокового ряда отверстий, основная часть воздуха вытекает через боковые ряды отверстий, а участок между центральным и боковыми рядами имеет низкие значения эффективности пленочного охлаждения. При повышении параметра вдува увеличивается расход охлаждающего воздуха через центральный ряд отверстий, тем самым повышая эффективность пленочного охлаждения между рядами отверстий.

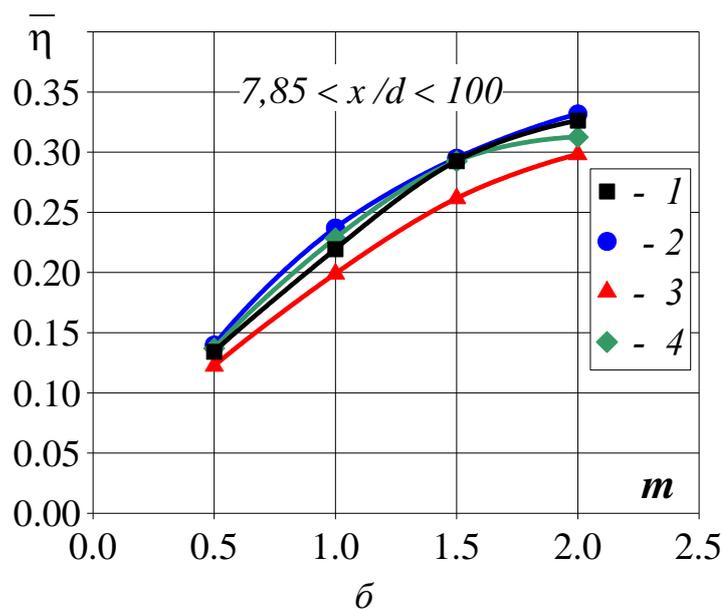
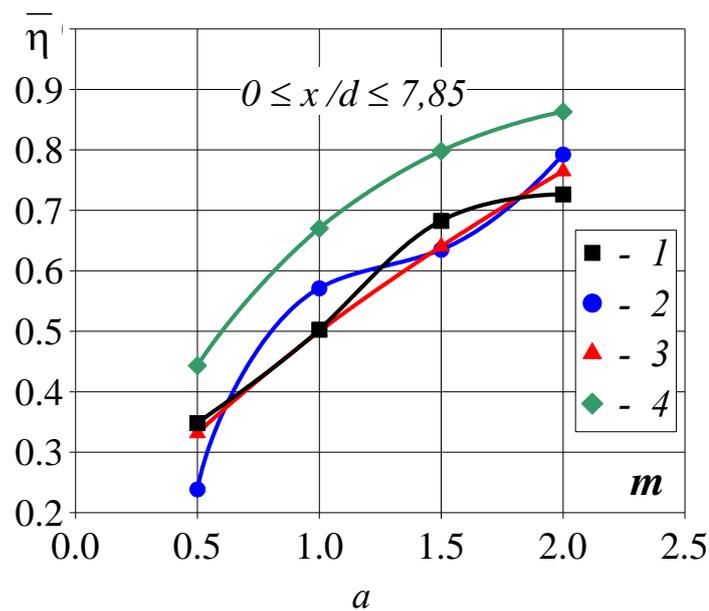


Рис. 3.18. Эффективность пленочного охлаждения на полуцилиндрическом участке входной кромки (а) и плоском участке за ней (б)

Максимальный прирост осредненной эффективности пленочного охлаждения с 0,24 до 0,57 на участке входной кромки при увеличении параметра вдува от 0,5 до 1,0 получен для варианта 2 (веерные отверстия), и превышает значения базового варианта 1 на 0,07 (14 %).

Наибольшие значения эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки для всех параметров вдува получены в варианте 4, которые существенно выше, чем в варианте 1. Осредненная величина эффективности пленочного охлаждения по всем параметрам вдува для варианта 4 достигает 0,69, что на 23 % выше, чем для варианта 1 (0,56).

Для варианта 3 (полусферические углубления) значения эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки ниже, чем для базового варианта 1, исключение составляет величина $m = 2,0$, где значения для варианта 3 незначительно выше варианта 1. Причиной снижения эффективности пленочного охлаждения является интенсивное перемешивание выдуваемого воздуха с горячим потоком в углублении.

На рис. 3.19 приведено распределение локальной эффективности пленочного охлаждения для случая $m = 1,0$ для участка входной кромки. На рис. 3.20 представлены поля температур и вихревая структура потока в виде проекций скоростей в районе входной кромки на различных расстояниях от центральной линии. Распределения приведены при $m = 1,0$ для значений $x/d = 0$ ($\alpha = 0^\circ$); 0,87 ($\alpha = 10^\circ$); 2,62 ($\alpha = 30^\circ$); 3,49 ($\alpha = 40^\circ$); 5,23 ($\alpha = 60^\circ$).

При анализе структуры течения видно, что в отличие от плоской пластины на цилиндрическом участке входной кромки отсутствует отрыв струи охлаждающего воздуха от защищаемой поверхности.

Для веерных отверстий (вариант 2) так же как и для цилиндрических (вариант 1) охлаждающий воздух не покрывает всю защищаемую поверхность, причем если для варианта 1 на участке от линии торможения до бокового ряда отверстия условия охлаждения достаточно приемлемы, то для

варианта 2 неравномерность охлаждения весьма существенная. Это также подтверждается распределением эффективности пленочного охлаждения приведенной на рис. 3.18 б. Для участка за боковым рядом отверстий вариант 2 является более эффективным, чем вариант 1.

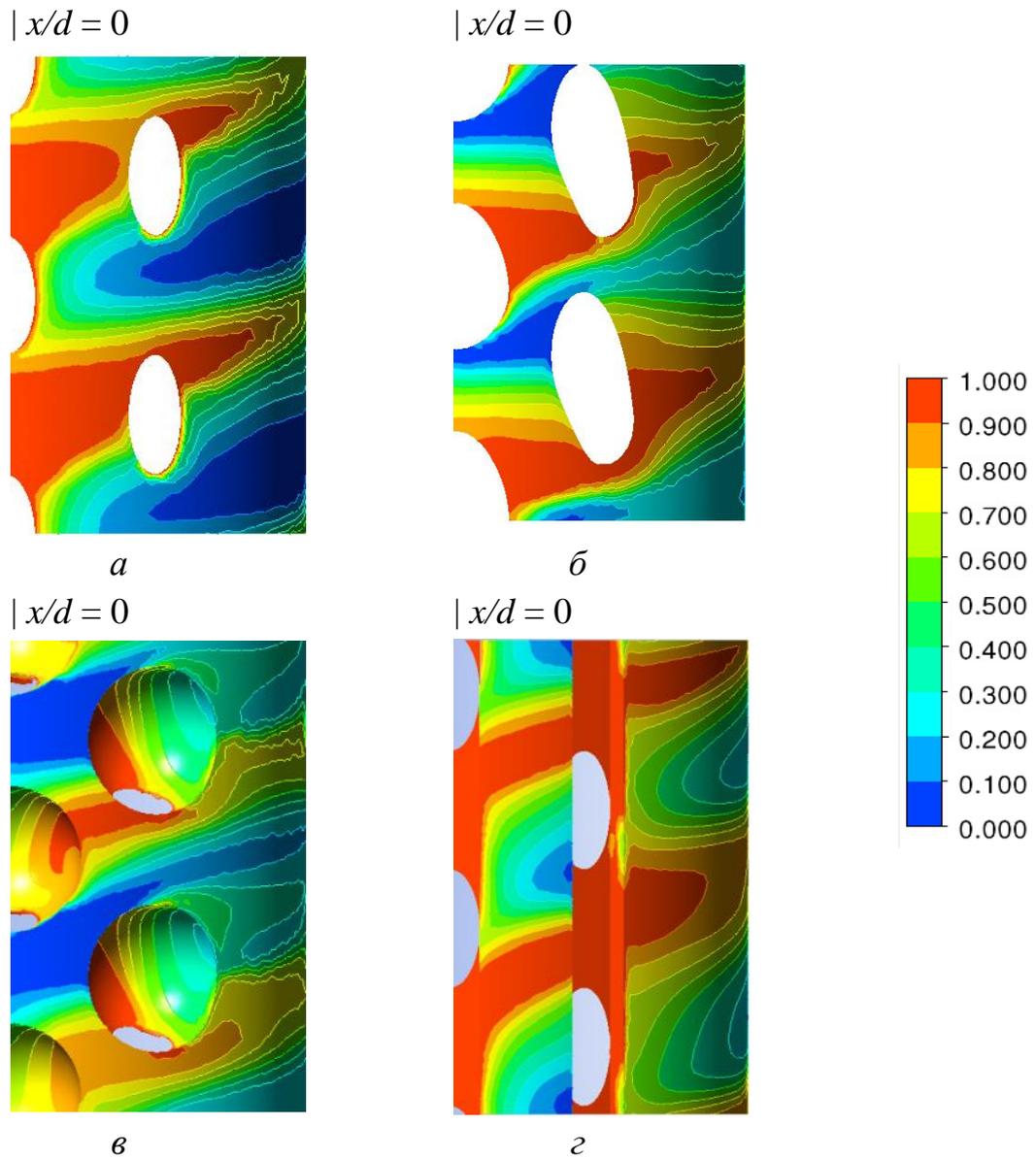
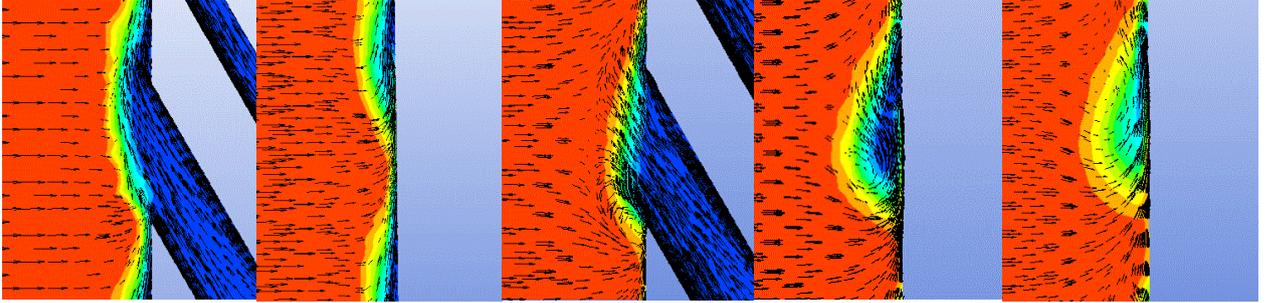
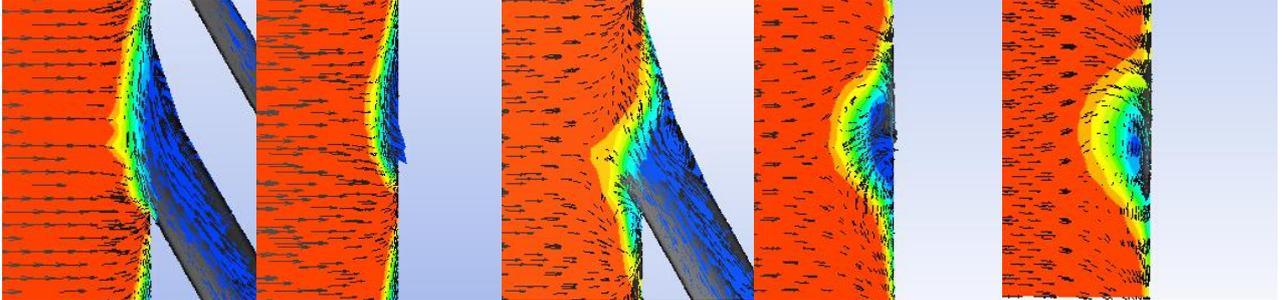


Рис. 3.19. Поля эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки для: вариантов 1 (*a*), 2 (*б*), 3 (*в*) и 4 (*г*)

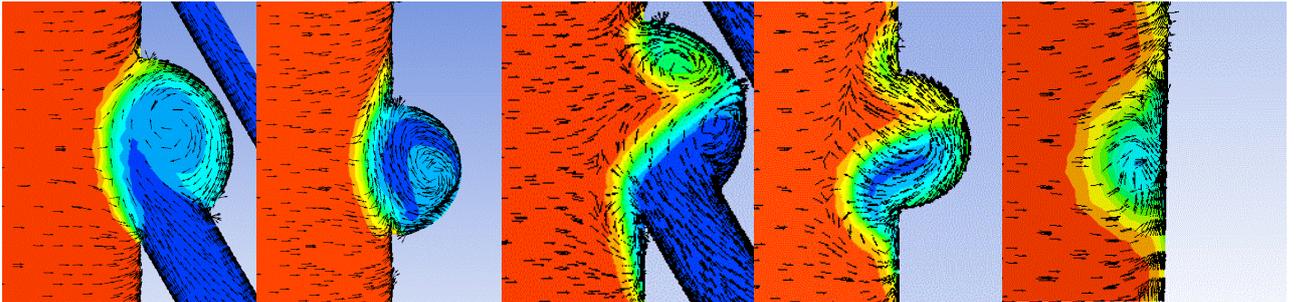
Вариант 1 (базовый вариант)



Вариант 2 (верные отверстия)



Вариант 3 (отверстия в полусферических углублениях)



Вариант 4 (отверстия в траншеи)

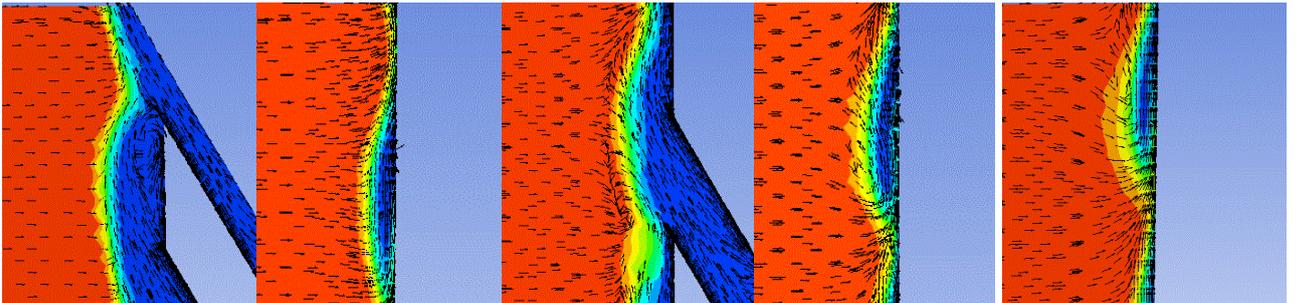
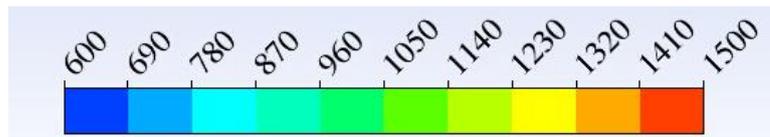
 $x/d = 0$ $x/d = 0,87$ $x/d = 2,62$ $x/d = 3,49$ $x/d = 5,23$ 

Рис. 3.20. Температурное поле и вихревая структура течения в поперечном сечении

В полусферических углублениях (вариант 3) имеет место интенсивное вихреобразование. В зону завихрения подсасывается горячий основной поток, что способствует быстрому размыванию защитной пленки. То же явление имеет место и в углублениях ряда боковых отверстий. Причем неравномерность потока по высоте модели имеет место даже на удалении от сечения выдува ($x/d = 5,23$).

Повышение эффективности охлаждения для случая отверстий в траншее происходит благодаря более равномерному растеканию охлаждающего воздуха по поверхности траншеи и далее – по поверхности охлаждения. Так, например, в отличие от отверстий в полусферических углублениях за боковыми отверстиями в траншее при $x/d = 5,23$ охлаждающий поток достаточно равномерно распределен по поверхности. Подобное распределение наблюдается для всех параметров вдува.

3.3 Влияние условий межлопаточного канала

Выше были рассмотрены результаты, полученные для модели цилиндрической входной кромки с последующей плоской стенкой. В реальных условиях профиль лопатки содержит выпуклую (спинку) и вогнутую (корыто) стенки переменной продольной кривизны в условиях решетки профилей межлопаточного канала с существенной конфузурностью, что приводит к появлению градиентов скорости и давления.

В связи с этим с целью проверки возможности использования зависимостей для пленочного охлаждения, полученных на моделях с плоскими стенками, для условий, соответствующих межлопаточному каналу, в работе выполнены дополнительные расчеты. В качестве базовой модели для сравнения использована система радиальных отверстий $\alpha = 30^\circ$, причем в районе входной кромки обе модели идентичны (рис. 3.1 а).

В качестве объекта исследования рассмотрено обтекание профиля реальной лопатки с системой пленочного охлаждения на входной кромке

(рис. 3.21). Геометрические размеры и основные газодинамические параметры для исследования были приняты типичными для рабочей лопатки турбины высокого давления, профиль которой получен методом оптимизированной кривизны. Размеры отверстий пленочного охлаждения соответствует модели цилиндрической входной кромки с плоскими стенками. В отличие от модели с плоскими стенками модель лопатки включает области межлопаточного канала, что создает условия обтекания, близкие к реальным.

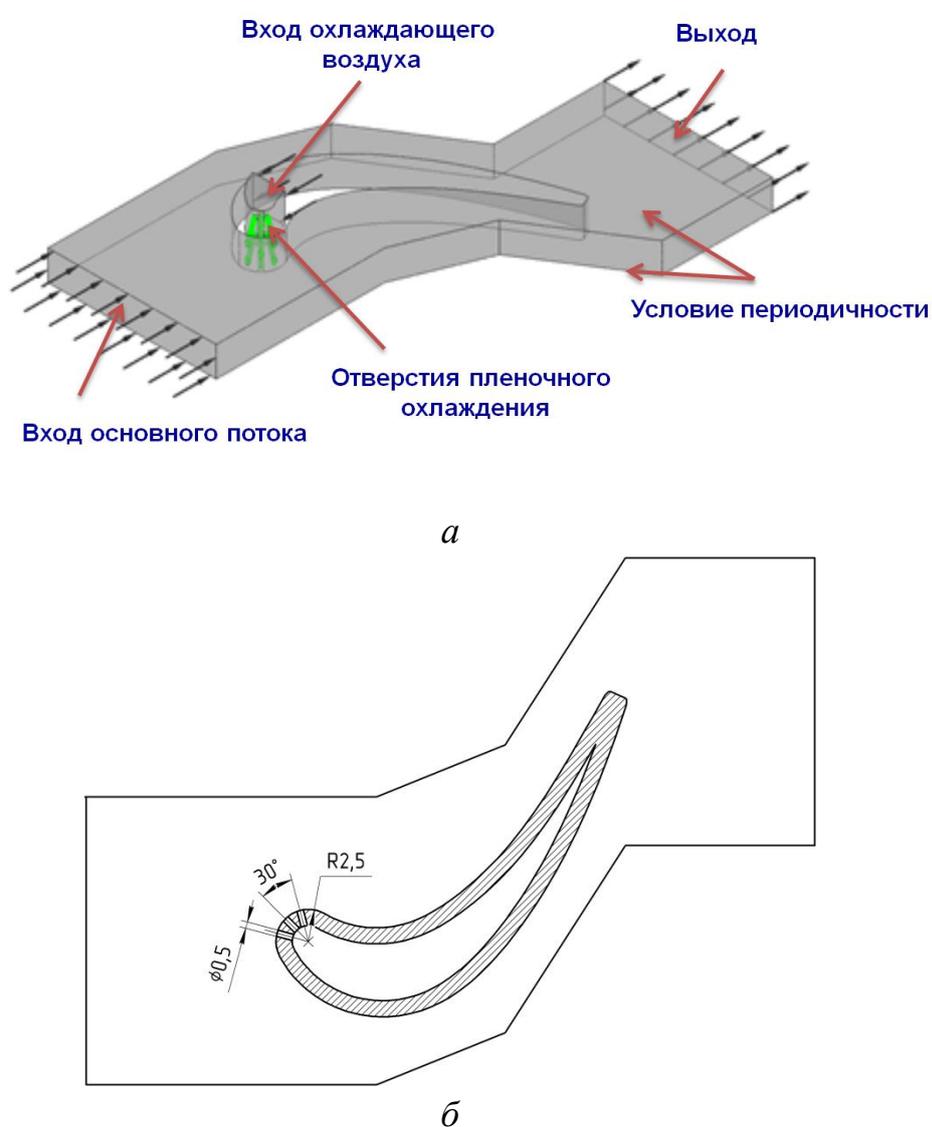


Рис. 3.21. Расчетная модель лопатки (а) и конфигурация межлопаточного канала (б) для исследования эффективности пленочного охлаждения

Для модели лопатки с помощью ANSYS ICEM CFD 14.5 создана тетраэдрическая расчетная сетка со сгущением в районе отверстий пленочного охлаждения и призматическим подслоем вблизи стенок. Количество элементов расчётной сетки составляло 18,3 млн., данная сетка обеспечивает величину безразмерного расстояния y^+ не более 1,0, что удовлетворяет требованиям *SST* модели турбулентности.

В качестве исходных данных для расчетов задавались такие же граничные условия, как и для модели с плоскими стенками, характерные рабочей лопатки турбины высокого давления.

Распределение осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения на участке спинки и корыта для модели лопатки, в сравнении с вариантом модели с плоскими стенками представлено на рис. 3.22 и 3.23.

По результатам расчетов получено значительное перераспределение эффективности пленочного охлаждения между поверхностью корыта и спинки профиля лопатки.

При величине параметра вдува $m = 0,5$ (рис. 3.22 *a*) на модели лопатки воздух из центрального ряда отверстий на охлаждение не поступает, и даже имеет место «затекание» основного потока (горячего газа) в полость лопатки. Эффективность пленочного охлаждения на участке входной кромки до сечения $x/d = 2,62$ со стороны спинки и корыта близка к нулю. На модели с плоскими стенками расход воздуха через этот ряд отверстий также близок к нулю, а эффективность пленочного охлаждения на участке $x/d \leq 2,62$ составляет $0 \dots 0,27$. Сразу за боковыми рядами отверстий значения эффективности пленочного охлаждения для модели лопатки по спинке и корыту близки между собой и достигают 0,28. На удалении от входной кромки при $x/d > 10$ осредненная эффективность пленочного охлаждения на спинке существенно выше, чем на плоской поверхности, а на корыте – ниже.

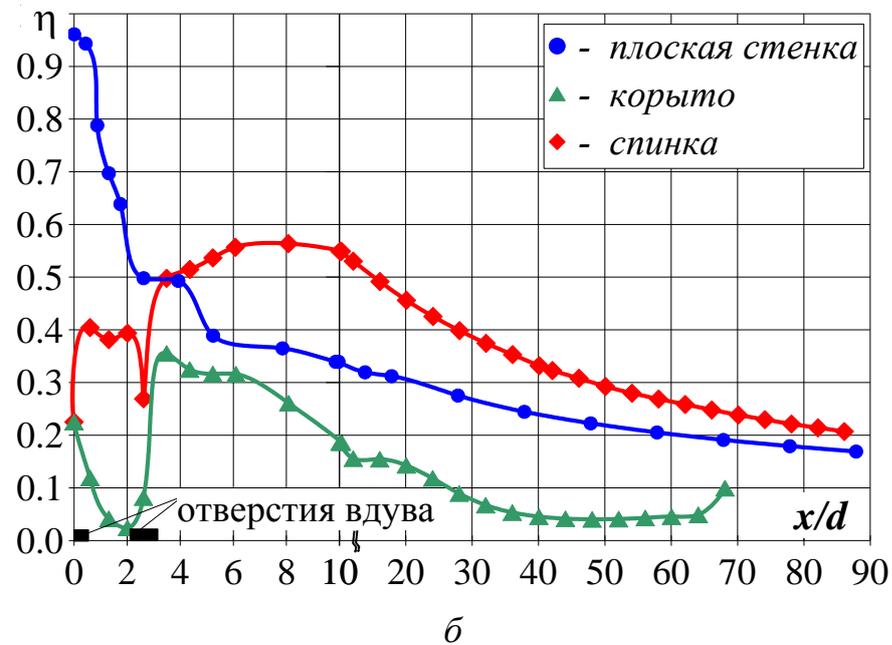
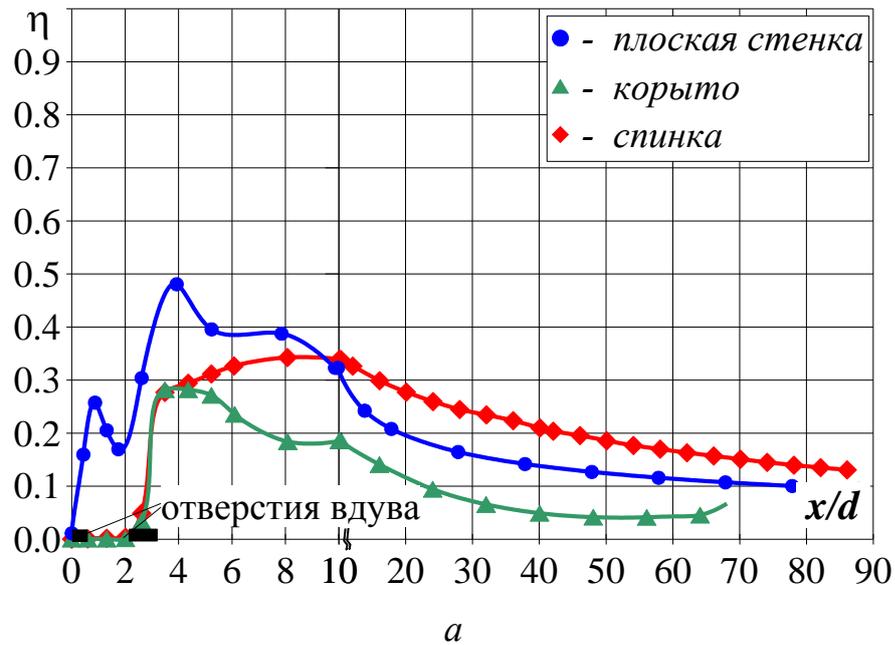


Рис. 3.22. Распределение осреднённой в поперечном направлении эффективности плёночного охлаждения по профилю лопатки при $m = 0,5$ (а) и $m = 1,0$ (б)

При $m = 1,0$ (рис. 3.22 б) общий характер изменения эффективности плёночного охлаждения существенно отличается от данных, полученных для модели с плоскими стенками. В модели лопатки воздух из центрального ряда отверстий обеспечивает плёночное охлаждение спинки. Со стороны корыта перед вторым рядом отверстий эффективность плёночного охлаждения

близка к нулю. В тоже время для модели с плоскими стенками при $x/d = 10$ эффективность пленочного охлаждения достаточно высока и составляет 0,95. В целом, отмечается существенная разность между данными по эффективности пленочного охлаждения для корыта и спинки. В случае $m = 1,0$ уровень эффективности пленочного охлаждения на спинке лопатки выше, чем при $m = 0,5$, а на корыте сохраняется примерно на том же уровне. В области $x/d > 10$ данные для модели с плоскими стенками располагаются между результатами, полученными для спинки и корыта.

При $m = 1,5$ (рис. 3.23 а) значения эффективности пленочного охлаждения на спинке существенно выше, чем на корыте, при этом на корыте лопатки отмечено снижение эффективности между отверстиями для подачи охладителя. В области $x/d < 25$ данные для модели с плоскими стенками даже выше данных на спинке лопатки, а при $x/d > 25$ лишь незначительно выше их.

При $m = 2,0$ (рис. 3.23 б) наблюдается та же закономерность существенно более высоких значений эффективности для спинки лопатки, при этом данные для модели с плоскими стенками располагаются даже выше результатов для спинки.

На рис. 3.24 представлено влияние параметра вдува на значения эффективности пленочного охлаждения, осредненного на характерных участках: на полуцилиндрическом участке входной кромки ($0 < x/d \leq 7,85$) и на последующем участке за входной кромкой ($x/d > 7,85$).

Как видно из рис. 3.24 а, при всех значениях параметра вдува осреднённая эффективность плёночного охлаждения на участке входной кромки лопатки в 1,6...2,3 раза ниже, чем на входной кромке модели с плоскими стенками. На участке $x/d > 7,85$ средняя эффективность пленочного охлаждения на корыте в 1,7...2,5 раза ниже, чем на плоской стенке.

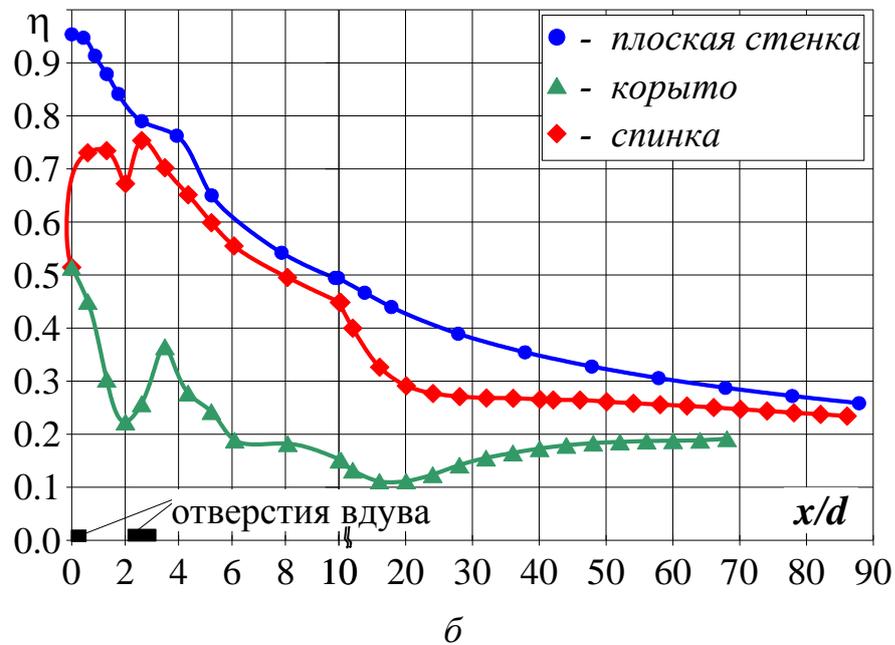
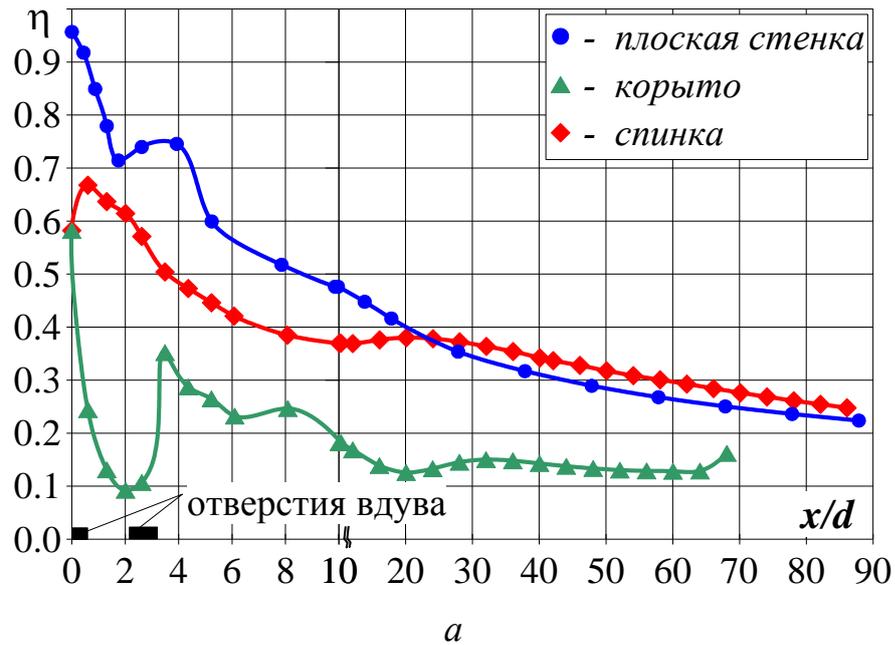


Рис. 3.23. Распределение осреднённой в поперечном направлении эффективности плёночного охлаждения по профилю лопатки при:
 $m = 1,5$ (а); $m = 2,0$ (б)

В тоже время, средняя эффективность плёночного охлаждения на участке спинки при $m \leq 1,5$ выше, чем на плоской стенке (при $m = 1,0$ в 1,5 раза), а при более высоких значениях параметра вдува – незначительно ниже. Для всех значений параметра вдува эффективность плёночного охлаждения на участке спинки значительно выше, чем на участке корыта. При $m = 1,0$

средняя величина эффективности пленочного охлаждения на спинке лопатки более чем в 3 раза превышает среднюю величину на корыте.

Эти данные, в целом, согласуются с данными [15, 104], они показывают существенное расхождение локальных и осредненных данных по эффективности пленочного охлаждения, полученных для лопатки и модели с плоскими стенками.

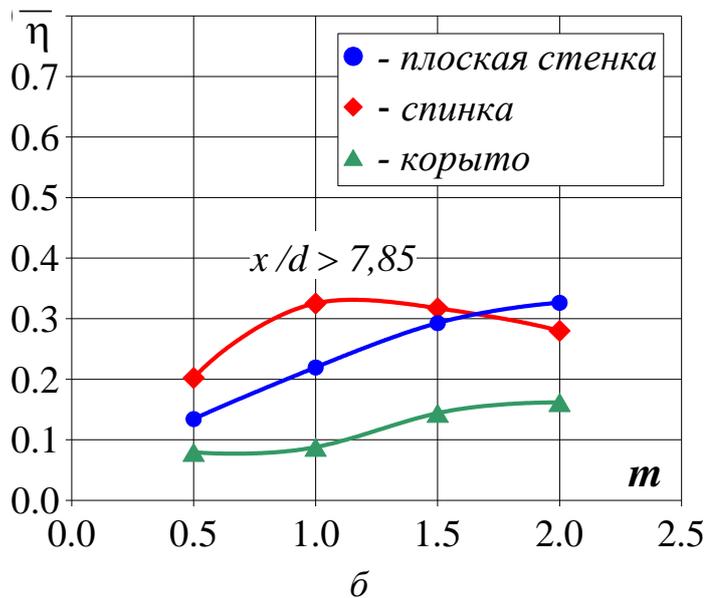
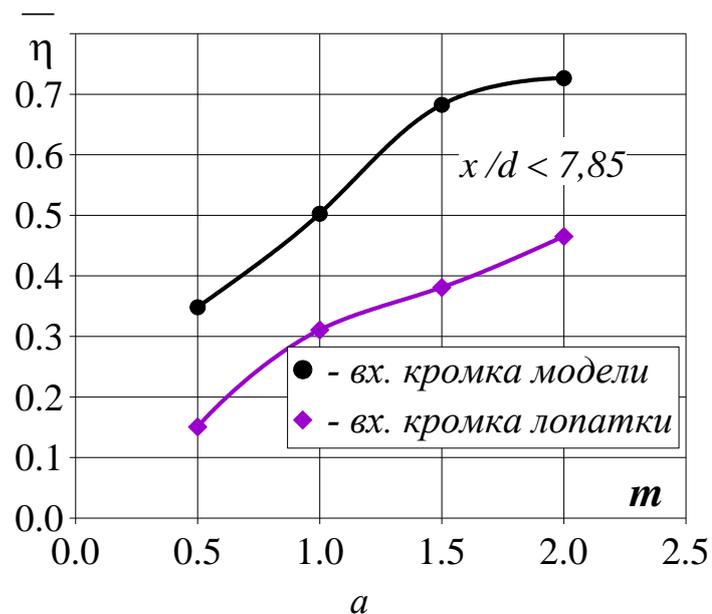


Рис. 3.24. Сравнение средней эффективности пленочного охлаждения для двух исследованных моделей: участок входной кромки (а); участки за входной кромкой (б)

Для анализа причин отмеченных расхождений на рис. 3.25 представлено распределение относительного давления π по профилю лопатки. Как видно из рисунка, несмотря на близость боковых рядов отверстий к точке торможения потока, для бокового ряда отверстий по корыту относительное давление на выходе превышает соответствующее значение давления для ряда отверстий со стороны спинки. В тоже время давление на выходе из ряда отверстий со стороны спинки незначительно отличается от давления на выходе из боковых рядов отверстий модели с плоскими стенками. Такое перераспределение относительного давления на выходе между рядами отверстий приводит к соответствующему перераспределению расходов охлаждающего воздуха, а сохранение суммарного расхода воздуха через все три ряда отверстий приводит к изменению расходов воздуха даже в тех рядах, где давление на выходе неизменно.

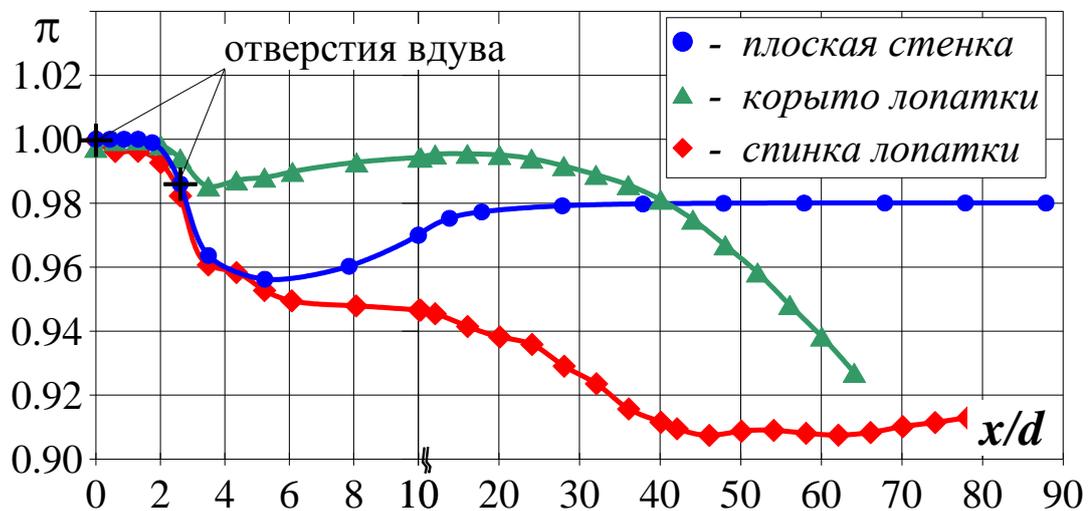


Рис. 3.25. Распределение относительного давления по профилю лопатки

На рис. 3.26 представлены данные по локальным параметрам вдува (m_i), определенным по расходам воздуха через каждый ряд отверстий для двух рассматриваемых моделей, в зависимости от общего параметра вдува. Для центральных рядов отверстий для обеих моделей значения локального

параметра вдува близки между собой во всем диапазоне параметра вдува. Величина m_i для ряда отверстий со стороны корыта в диапазоне $0,5 < m < 2,0$ в 1,03...1,5 раза ниже, чем для бокового ряда отверстий на модели с плоскими стенками. Для ряда отверстий со стороны спинки, напротив, значения m_i в том же диапазоне значений параметра вдува в 1,07...1,53 раза выше, чем для модели с плоскими стенками. Максимальное расхождение соответствуют параметру вдува $m = 0,5$.

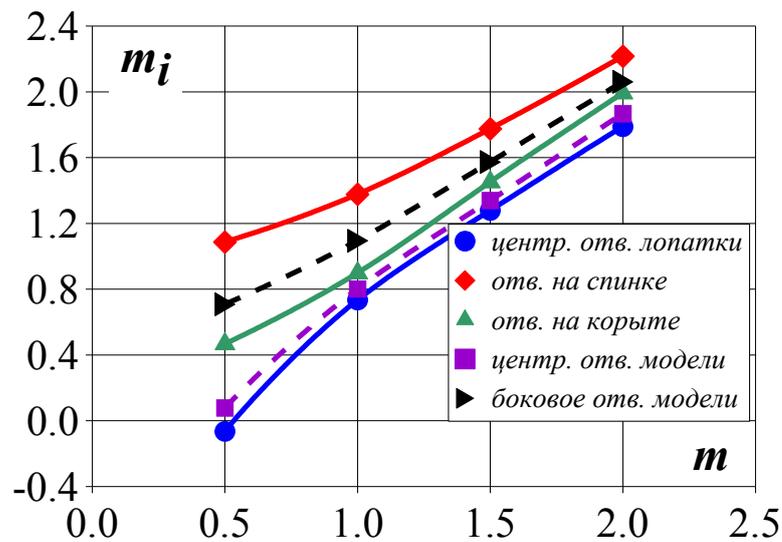


Рис. 3.26. Сравнение локальных параметров вдува для двух моделей

Значительные расхождения в величине эффективности пленочного охлаждения на спинке и корыте лопатки, особенно при $m > 1$, не могут быть объяснены только перераспределением охладителя между рядами отверстий. Отмеченное явление также обусловлено влиянием кривизны поверхности, градиентами скорости и давления на поверхностях лопатки. Использование зависимостей, полученных на модели с плоскими стенками, для расчета лопатки возможно только с поправками, которые могут быть определены по данным, представленным в настоящей работе.

3.4 Основные выводы по разделу 3

1. Результаты выполненного исследования показали, что для трехрядной системы радиальных и параллельных отверстий наибольший прирост эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки происходит при увеличении параметра вдува m (определенного по суммарному расходу воздуха через три ряда отверстий) от 0,5 до 1,0. Для $\alpha = 30^\circ$ увеличение параметра вдува от 0,5 до 1,0 приводит к росту эффективности пленочного охлаждения входной кромки с 0,35 до 0,50; причем дальнейшее его увеличение до 2,0 приводит к росту эффективности охлаждения до 0,73.

2. При увеличении угла отклонения бокового отверстия происходит перераспределение эффективности пленочного охлаждения из-за изменения расхода охлаждающего воздуха в отверстиях пленочного охлаждения. При использовании системы радиальных отверстий с различными углами отклонения бокового отверстия для участка входной кромки ($x/d \leq 7,85$) наиболее эффективным для участка входной кромки является расположение боковых отверстий под углом $\alpha = 15^\circ$, для которого при $m = 0,5$ эффективность пленочного охлаждения составляет 0,48, при $m = 1,0$ – 0,52, а при $m = 2,0$ – 0,84.

3. Для системы параллельных отверстий при $m = 0,5$ эффективность пленочного охлаждения входной кромки составляет 0,32, что ниже, чем для системы радиальных отверстий (0,35 при $\alpha = 30^\circ$). Для остальных параметров вдува эффективность пленочного охлаждения для параллельных отверстий выше. Так, при $m = 1,0$ эффективность пленочного охлаждения входной кромки для параллельных отверстий составляет 0,55, а радиальных – 0,50.

4. Применение веерных отверстий, как для участка входной кромки, так и для плоской стенки не дает заметного увеличения эффективности пленочного охлаждения, как это отмечалось в исследованиях на плоской

пластине. Осредненная по всем значениям параметра вдува величина эффективности пленочного охлаждения для веерных отверстий составляет 0,60, а для цилиндрических – 0,56.

5. В отличие от плоских поверхностей, выполнение отверстий в полусферических углублениях не приводит к повышению эффективности пленочного охлаждения по сравнению с базовым вариантом. Для системы цилиндрических отверстий в полусферических углублениях, вследствие перемешивания охлаждающего воздуха с горячим газом в углублении значения эффективности пленочного охлаждения ниже, чем для системы отверстий без углублений. Исключение составляет участок входной кромки при $m = 2,0$, где эффективность пленочного охлаждения отверстий в углублениях несколько выше, чем в базовом варианте. Такие результаты отличаются от результатов, полученных на плоской поверхности, где подача охладителя в углубления различной формы увеличивает эффективность охлаждения при всех параметрах вдува.

6. При выдуве воздуха в траншею, осредненная эффективность пленочного охлаждения участка входной кромки для всех параметров вдува значительно выше, чем в базовом варианте вследствие более равномерного распределения охлаждающего воздуха в поперечном направлении отсутствии отрыва потока. Эффективность пленочного охлаждения осредненная по всем параметрам вдува достигает 0,69, что на 23 % выше, чем для базового варианта.

7. Наличие факторов, имеющих место в межлопаточном канале с существенной конфузурностью в условиях решетки профилей, приводит к значительному снижению средней эффективности пленочного охлаждения, как на цилиндрической, так и на вогнутой поверхности во всем исследуемом диапазоне значений параметра вдува. На участке $x/d > 7,85$ средняя эффективность пленочного охлаждения на корыте в 1,7...2,5 раза ниже, чем на плоской стенке. В тоже время, средняя эффективность пленочного

охлаждения на участке спинки при $m < 1,5$ выше, чем на плоской стенке. Для всех значений параметра вдува эффективность пленочного охлаждения на участке спинки значительно выше, чем на участке корыта. На участке $x/d > 7,85$ средняя эффективность пленочного охлаждения на корыте в 1,7...2,5 раза ниже, чем на плоской стенке.

8. Проведенные исследования показали, что для всех конфигураций наибольшее влияние на эффективность пленочного охлаждения оказывает параметр вдува. При проектировании систем пленочного охлаждения входных кромок лопаток турбин с точки зрения эффективного использования охладителя целесообразно обеспечивать величины параметра вдува в пределах от 1,0 до 1,5. При более низких параметрах вдува возможно подтекание газа через центральный ряд отверстий, при более высоких – снижается темп прироста эффективности пленочного охлаждения, при увеличении расхода воздуха.

ВЫВОДЫ

В диссертации выполнено исследование различных систем пленочного охлаждения входной кромки лопатки при подаче охладителя в трехрядную систему радиальных и параллельных цилиндрических отверстий, веерные отверстия, а также отверстия, расположенные в полусферических углублениях и в траншеях. Исследование выполнено в диапазоне изменения параметра вдува от 0,5 до 2,0 на модели цилиндрической входной кромкой с плоскими стенками за ней, а также на модели реальной лопатки. Получены новые научные данные, характеризующие эффективность пленочного охлаждения, сформулированы рекомендации по совершенствованию современных и инновационных систем пленочного охлаждения входной кромки лопаток газовых турбин.

Основные научные результаты состоят в следующем:

1. Показано, что при подаче охладителя через систему радиальных отверстий на модели цилиндрической входной кромке с плоскими стенками за ней наиболее эффективным с точки зрения охлаждения является расположение боковых отверстий под углом $\alpha = 15^\circ$, для которого при $m = 0,5$ эффективность пленочного охлаждения составляет 0,48, при $m = 1,0$ – 0,52, а при $m = 2,0$ – 0,84.

2. Система параллельных отверстий на модели цилиндрической входной кромки с плоскими стенками за ней показала лучшие результаты с точки зрения эффективности пленочного охлаждения, чем система радиальных цилиндрических отверстий с углом $\alpha = 30^\circ$. Исключение составляет значение параметра вдува $m = 0,5$, где эффективность пленочного охлаждения входной кромки близка к эффективности для системы радиальных отверстий.

3. При подаче охладителя в поверхностные углубления наиболее эффективной является система отверстий в траншее. В этом случае эффективность пленочного охлаждения, осредненная по всем параметрам вдува, составляет 0,69, что на 23 % выше, чем для системы радиальных отверстий. При использовании веерных отверстий на модели цилиндрической входной кромки с плоскими стенками за ней осредненная по всем значениям параметра вдува величина эффективности пленочного охлаждения составляет 0,60, что незначительно выше данных для системы радиальных отверстий (0,56). Выполнение отверстий в полусферических углублениях на модели цилиндрической входной кромки с плоскими стенками за ней не приводит к повышению эффективности пленочного охлаждения, осредненное значение по всем параметрам вдува, составляет 0,55, что близко к данным для системы радиальных отверстий.

4. Для системы радиальных отверстий впервые показано, что наличие факторов, имеющих место в межлопаточном канале с реальной решеткой профилей (переменная кривизна поверхности, градиенты скорости и давления), приводит к существенному перераспределению расхода охладителя между рядами отверстий и эффективности пленочного охлаждения по сравнению с моделью с плоскими стенками, как на входной кромке, так и за ней.

5. Для модели реальной лопатки в зависимости от величины параметра вдува осреднённая эффективность плёночного охлаждения на участке входной кромки лопатки в 1,6...2,3 раза ниже, чем на цилиндрической входной кромке модели с плоской стенкой. За входной кромкой лопатки средняя эффективность пленочного охлаждения на вогнутой поверхности (корыте) в 1,7...2,5 раза ниже, чем на плоской стенке. В зависимости от параметра вдува эффективность пленочного охлаждения на выпуклой поверхности (спинке) в 2,5...3,6 выше, чем на вогнутой поверхности.

6. Для исследованных конфигураций получены зависимости для эффективности пленочного охлаждения модели цилиндрической входной кромки с плоскими стенками и реальной лопатке. Полученные в работе результаты могут быть рекомендованы к использованию в энергомашиностроении, промышленной теплоэнергетике, при создании высокотемпературных конструкций и аппаратов с пленочным охлаждением цилиндрической поверхности. Большой интерес для дальнейшего исследования представляет изучение влияния факторов внешней турбулентности основного потока и вращения охлаждаемой поверхности.

Материалы диссертации использованы в ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев) при проектировании системы охлаждения и расчете температурного состояния СЛ ТВД двигателя ДА32 и РЛ ТВД для двигателей типа ДН80 в варианте в конвективно-пленочным охлаждением (акт использования от 21.06.2016, Приложение А).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ольховский Г.Г. Газовые турбины для энергетики / Г.Г. Ольховский // Теплоэнергетика. – 2004. – №1. – С.33 – 43.
2. Ольховский Г.Г. Энергетические ГТУ за рубежом / Г.Г. Ольховский // Теплоэнергетика. – 2004.
3. Takeishi K. Development and Shop Test of a new 25-35MW Class Gas Turbine MF-221 / K. Takeishi, H. Mori, K. Tsukagoshi, M. Takahama // ASME Paper №96-GT-425. – 1996. – 8 p.
4. Ковецкий В.М. Газотурбинные двигатели в энергетике: достижения, особенности, возможности / В.М. Ковецкий, Ю.Ю. Ковецкая // Проблемы общей энергетики. – 2008. – Т. 17. – С. 24 – 30.
5. Халатов А.А. Тенденции развития систем охлаждения лопаток высокотемпературных энергетических ГТД. Часть 1. Современное состояние / А.А. Халатов, В.В. Романов, Ю.Я. Дашевский, Д.Н. Письменный // Промышленная теплотехника. – 2010, Т. 32, № 1. – С. 53–61.
6. Халатов А. А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. / А. А. Халатов, В. В. Романов, И. И. Борисов, Ю. Я. Дашевский, С. Д. Северин. – К.: Изд. Ин-та технической теплофизики НАН Украины, 2010 – Т. 9: Тепломассообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин. – 2010. - 317 с. – ISBN 978-966-02-5694-1.
7. Boyce M. Gas turbine engineering handbook / Meherwan Boyce. – Houston : Gulf Publishing, 2002. – 815 p. – ISBN 0-88415-732-6.
8. Aoki S. Development of the next generation 1500°C class advanced gas turbine for 50 Hz utilities / S Aoki, Y. Tsukuda, E. Akita, R. Tomat, C. Schips // ASME Paper №96-GT-314. – 1994. – 8 p.
9. Скальцо А. Новая высокоэкономичная газовая турбина мощностью 150 МВт / А. Скальцо, Л. Маклорин, Д. Хауард // Современное машиностроение. Серия А. – 1989. – №11. – С. 14 – 22.

10. Патент Украины UA 81983, МПК F01D 5/18. Рабочая лопатка газовой турбины / Дашевский Ю.Я., Письменный Д.Н., Куренной Д.Г.; ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект». – № а200604804, заявл. 03.05.2006; опубл. 25.02.2008.

11. Патент Украины UA 85432, МПК F01D 5/18. Охлаждаемая сопловая или рабочая лопатки газовой турбины / Дашевский Ю.Я., Письменный Д.Н.; ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект». – № а200702379, заявл. 05.03.2007; опубл. 26.01.2009.

12. Aoki S. Development of the next generation 1500°C class advanced gas turbine for 50 Hz utilities / S Aoki, Y. Tsukuda, E. Akita, R. Tomat, C. Schips // ASME Paper №96-GT-314. – 1994. – 8 p.

13. . Щукин В. К. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах / В. К. Щукин, А. А. Халатов. - М.: Машиностроение, 1982.- 200 с.

14. Халатов А. А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил в 9 т. / А. А. Халатов, А. А. Авраменко, И. В. Шевчук. – К.: Изд. Ин-та технической теплофизики НАН Украины, 2000 –Т. 3: Закрученные потоки. – 2000. -474 с.

15. Локай В.И. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов / В.И. Локай, М.Н. Бодунов, В.В. Жуйков, А.В. Щукин. – М.: Машиностроение, 1985. – 216 с.

16. Goldstein R.J. Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling [Text] / R.J. Goldstein, E.R.G. Eckert // Int.J. of Heat and Mass Transfer. – 1974. – V.17, No. 5. – P.595–607.

17. Bogard D. Airfoil film cooling [Text] / The gas turbine handbook. – Section 4.2.2.1 – National energy technology laboratory. – NY–London 2006. – P. 309–321

18. Репухов В.М. Теория тепловой защиты стенки вдувом газа [Текст] / В.М. Репухов. – Киев: Наукова Думка, 1980. – 296 с.

19. Кутателадзе С.С. Тепломассобмен и трение в турбулентном пограничном слое [Текст] / С.С. Кутателадзе, А.И. Леонтьев. – М. : Энергия.

– 1972. – 344 с.

20. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика около криволинейных поверхностей [Текст] / А.А. Халатов, А.А. Авраменко, И.В. Шевчук. – Киев: Наукова Думка, 1992. – 138 с.

21. Волчков Э.П. Пристенные газовые завесы [Текст] / Э.П. Волчков. – Новосибирск : Издательство «Наука» Сибирское отделение, 1983. – 240с.

22. Baldauf S. Correlation of film cooling effectiveness from thermographic measurements at engine like conditions / S. Baldauf, M. Scheurlen. // ASME Paper №GT2002-30180. – 2002. – 14 p.

23. Швец И.Т. Эффективность тепловой защиты адиабатной стенки за участком перфорации [Текст] / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан, В.М. Репухов, К.А. Богачук-Козачук, Е.Г. Попович // В кн.: Тепло- и массоперенос. Т. 1. – Минск, 1972. – С. 79–82.

24. Lutum E. Influence of the hole length-to diameter ratio on film cooling with cylindrical holes. // ASME Paper 98-GT-10.

25. Sgarzi O. Analysis of vortices in three-dimensional jets introduced in a cross-flow boundary-layer. // ASME Paper 97-GT-517.

26. Brauckmann D. Application of steady and transient ir-thermography measurements to film cooling experiments for a row of shaped holes / D. Brauckmann, J. Wolfersdorf. // ASME Paper GT2005-68035. – 2005. - 11 p.

27. Brauckmann D. Influence of compound angle on adiabatic film cooling effectiveness and heat transfer coefficient for a row of shaped film cooling holes / D. Brauckmann, J. Wolfersdorf. // ASME Paper GT2005-68036. – 2005. – 9 p.

28. Lee K. Numerical analysis of film-cooling performance and optimization for a novel shaped film-cooling hole / K. Lee, S. Kim, K. Kim. // ASME Paper №GT2012-68529. – 2012. – 11 p.

29. Saumweber C. Free-stream turbulence effects on film cooling with shaped holes [Text] / C. Saumweber, A. Schulz, S. Wittig // Journal of Turbomachinery. – 2003. – Vol.125, №1. – P.65–73.

30. Lee K. Shape optimisation of laidbak fan-shaped film-cooling hole to enhance cooling performance / Ki-Don Lee, Kwang-Yong Kim // ASME Turbo

Expo–2010. – GT2010-22398. – 12 p.

31. Dittmar J. Assessment of various film cooling configurations including shaped and compound angle based on large scale experiments [Text] / J. Dittmar, A. Schulz, S. Wittig // *Journal of Turbomachinery*, – 2003. – Vol. 125, №1. – P. 57–64.

32. Lee Ki-Don. Optimization of ejection angles of double-jet film-cooling holes using RBNN model [Text] / Ki-Don Lee, Dae-Woong Choi, Kwang-Yong Kim // *International Journal of Thermal Sciences* – 2013. – № 73, – P 69-78.

33. Kusterer K. A parametric study on the influence of the lateral ejection angle of double-jet holes on the film cooling effectiveness for high blowing ratios [Electronic resource] / K. Kusterer, A. Elyas, D. Bohn, T. Sugimoto, R. Tanaka, M. Kazari // *Proceedings of ASME Turbo Expo–2009*. – GT2009-59321. – 13 p. – 1 CD-ROM. – Title from the screen.

34. Панченко Н.А. Ефективність плівкового охолодження плоскої поверхні при подачі охолоджувача через парні отвори : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня к-та техн. наук : спец. 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» / Панченко Надія Анатоліївна; ИТТФ НАНУ. – Київ, 2016. – 24 с.

35. Kusterer K. Double-jet film-cooling for highly efficient film-cooling with low blowing ratios / K. Kusterer, A. Elyas D. Bohn T. Sugimoto, R. Tanaka // *ASME Paper GT2008-50073*. – 2008 – 12 p.

36. Dorrington J. Film effectiveness performance for coolant holes embedded in various shallow trench and crater depressions / J. Dorrington, D. Bogard, R. Bunker // *ASME paper GT2007-27992*. - 2007. - 10 p.

37. Халатов А.А. Пленочное охлаждение плоской поверхности двухрядной системой отверстий в сферических углублениях / А.А. Халатов, И.И. Борисов, А.С. Коваленко, Ю.Я. Дашевский, С.Д. Северин, С.В. Шевцов, М.В. Безлюдна. // *Современные технологии в газотурбостроении*. – 2012. – 5 с.

38. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил: Т. 5. Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность

вихревых и закрученных потоков / А.А. Халатов, И.И. Борисов, С.В. Шевцов. – К.: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2005. – 500 с.

39. Халатов А.А. Эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности системой наклонных отверстий, расположенных в сферических углублениях [Текст] / А. А. Халатов, И. И. Борисов, А. С. Коваленко, Ю. Я. Дашевский, С. В. Шевцов // Промышленная теплотехника. – 2012. – Т. 34, №3 – С. 5–12.

40. Безлюдная М.В. Эффективность пленочного охлаждения при подаче охладителя в двухрядную систему поверхностных углублений полусферической формы [Текст]: дисс. канд. техн. наук : 05.14.06: защищена 30.06.15 / Безлюдная Мария Владимировна ; науч. рук. А.А. Халатов; ИТТФ НАНУ. – Киев, 2015. – 140 с.

41. Пат. 47749 України. Спосіб плівкового охолодження та пристрій для його здійснення [Текст] // Халатов А.А., Варганов І.С., Коваленко Г.В.; заявитель и патентообладатель Институт технической теплофизики. – №2001096063; заявл. 03.09.01 ; опубл. 15.12.04, Бюл.№ 12, 2014. – 3 с. : ил.

42. Bunker R.S. Film Cooling Effectiveness due to Discrete Holes within a Transverse Surface Slot, ASME Paper GT2002-30178.

43. Wang T. Jet mixing in a slot [Text] / T. Wang, S. Chintalapati, R.S. Bunker, C.P. Lee // Experimental thermal and fluid science. – 2000. – Vol. 22. – P. 1–17.

44. Bunker S.R. Film cooling effectiveness due to discrete holes within a transverse surface slot [Electronic resource] / S.R. Bunker // Proceedings of ASME Turbo Expo–2002. – GT-2002-30178. – 10 p. – 1 CD-ROM. – Title from the screen.

45. Пахомов М.А., Терехов В.И., Халатов А.А., Борисов И.И. Тепловая эффективность пристенной газовой завесы при ее вдуве через круглые отверстия в траншее // Теплофизика и аэромеханика. – 2015. – Том 22, № 3. – с. 343 – 352.

46. Chernobrovkin A. Numerical simulation and aerothermal physics of leading edge film cooling / A. Chernobrovkin, Lakshminarayana B. // ASME

Paper № 98- GT-504. – 1998. – 11 p. [CD].

47. Li S. Effect of coolant density on leading edge showerhead film cooling using PSP measurement technique / S. Li, S. Yang, J. Han // ASME Paper №GT2013-94189. – 2013. – 11 p. [CD].

48. York W. Leading-edge film-cooling physics: part I – adiabatic effectiveness / W. York, J. Leylek // ASME Paper №GT2002-30166. – 2002. – 10 p. [CD].

49. Liu C. Experimental investigation on the leading edge film cooling of cylindrical and laid-back holes with different hole pitches / C. Liu, H. Zhu, Z. Zhang // ASME Paper №GT2012-68027. – 2012. – 12 p. [CD].

50. Sakai E. Numerical study on flat plate and leading edge film cooling / E. Sakai, T. Takahashi, K. Funazaki, H. Salleh, K. Watanabe // ASME Paper №GT2009-59517. – 2009. – 13 p. [CD].

51. Мик В. Дж. Завесное охлаждение и теплообмен на лобовой части затупленного тела (включая участок расположения отверстий вдува) [Текст] / В. Дж. Мик, Р. Е. Мейл // Современное машиностроение, серия А. – 1989. – № 1. – С. 71-80.

52. York W.D. Leading-edge film-cooling physics:part 1 – Adiabatic effectiveness / W. D. York, J. H. Leylek // ASME Paper GT-2002-30166. – 2002. – 10 p.

53. York W.D. Leading-edge film-cooling physics:part 2 – Heat transfer coefficient / W. D. York, J. H. Leylek // ASME Paper GT-2002-30167. – 2002. – 10 p.

54. Lu Y. Influence of hole angle on leading edge showerhead film cooling / Y. Lu, D. Allison, S. V. Ekkad // ASME Paper GT2006-90370. – 2006 – 8 p.

55. United States Patent US08087893. Turbine Blade with showerhead film cooling holes / George Liang; Florida Turbine Technologies, Inc., Jupiter.

56. United States Patent US 8317473B1. Turbine Blade with Leading Edge Cooling / George Liang; Florida Turbine Technologies, Inc., Jupiter, date of Patent: Jan. 3, 2012.

57. Funazaki K. Experimental and numerical studies on leading edge film

cooling performance: effects of hole exit shape and freestream turbulence / K. Funazaki, H. Kawabata, D. Takahashi // ASME Paper GT2012-68217. – 2012 – 11 p.

58. Yang H. Numerical prediction of film cooling and heat transfer on the leading edge of a rotating blade with two rows holes in a 1-1/2 turbine stage at design and off design conditions / H. Yang, H.C. Chen, J.C Han, H.K. Moon // ASME Paper GT-2005-68335. – 2005. – 10 p.

59. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил: Т. 5. Теплообмен и гидродинамика ускоренного потока в плоских криволинейных каналах / А.А. Халатов, А.С. Коваленко // К.: Наукова думка, 2006. – 224 с.

60. Шварц С. Влияние кривизны на характеристики завесного охлаждения / С. Шварц, Р. Голдстейн, Е. Эккерт // Современное машиностроение. Сер. А. 1991. № 10. С. 116-123.

61. Локай В.И. Экспериментальное исследование пленочного охлаждения криволинейных поверхностей [Текст] / В.И. Локай, А.В. Щукин, Р.М. Хайрутдинов // Изв. вузов. сер. Авиационная техника. – 1978. – №3. – С. 150–153.

62. Репухов В.М. Влияние закрутки основного потока на эффективность пленочного охлаждения при осесимметричном обтекании цилиндра [Текст] / В.М. Репухов, К.А. Богачук-Козачук // В кн. : Теплофизика и теплотехника. Вып. 29. – Киев, 1975. – С. 43–46.

63. Мэйл Р.Э. Влияние кривизны линий тока на завесное охлаждение [Текст] / Р.Э. Мэйл, Ф. К. Коппер, М.Ф. Блэр и др. // Энергетические машины и установки. – 1977. – Т. 99, №1. – С. 87–93.

64. Takeishi K. Film cooling on a gas turbine rotor blade / K. Takeishi, S. Aoki, T. Sato, K. Tsukagoshi // ASME Journal of Turbomachinery. Vol. 114, pp. 828-834.– 1992.

65. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен : в 2 т. / Д. Андерсон, Д. Таннехилл, Р. Плетчер ; [пер. с англ.]. – М.: Мир, 1990. – Т. 1. – 1990. – 384 с.

66. Li X. Film cooling modeling of turbine blades using algebraic Anisotropic turbulence models / X. Li, J. Ren, H. Jiang // ASME Paper GT2014-25191. – 2014. – 12 p.

67. Елисеев Ю.С. Применение CALS-технологий при проектировании энергетических газотурбинных установок (ЭГТУ) / Ю.С. Елисеев, В.А. Поклад, Д.Н. Елисеев // Российская энциклопедия CALS. Авиационно-космическое машиностроение. [Гл. ред. А.Г. Братухин]. М.: ОАО «НИЦ АСК», 2008. – 608 с. – С. 473 – 479.

68. Матушкин А.А. Конструктивное совершенствование системы пленочного охлаждения рабочих лопаток высокотемпературных турбины ГТД: автореф. дис. на соискание ученой степени к-та техн. наук: спец. 05.07.05 «Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов» / Матушкин Антон Алексеевич; МАИ. – Москва, 2012. – 16 с.

69. Измоденова Т.Ю. Моделирование теплозащитных свойств газовых завес при параметрах вдува, типичных для организации пленочного охлаждения: автореф. дис. на соискание ученой степени к-та техн. наук: спец. 01.04.15 «Теплофизика и теоритическая теплотехника» / Измоденова Татьяна Юрьевна; Санкт-Петербург, 2011. – 16 с.

70. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: в 2 т. / К. Флетчер; [пер. с англ.]. – М. : Мир, 1991. –Т. 1. – 1991. – 504 с.

71. Wendt J.F. Computational Fluid Dynamic. An Introduction / [J.F. Wendt, J. Anderson, J. Degroote, G. Degrez, E. Dick, R. Grundmann, J. Vierendeels]. [Third Edition]. – Berlin : Springer, 2009. – 332 p. – ISBN 978-3-540-85055-7.

72. Роуч П. Вычислительная гидрогазодинамика / П. Роуч – М. : Мир, 1980. –616 с.

73. Basic Solver Capability Theory /ANSYS CFX-Solver Theory Guide // ANSYS CFX Release 11.0. – ANSYS Europe Ltd. – 2006. – P. 1–68.

74. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин / [А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов,

А.В. Русанов, С.Д. Северин]. – Х. : НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с.

75. Spalart P. R. “Strategies for turbulence modeling and simulations”, Int. J. Heat Fluid Flow, 2000, v. 21, pp. 252–263

76. ANSYS CFX Best Practices Guide for Numerical Accuracy / ANSYS CFX Reference Guide / ANSYS CFX Release 11.0. – ANSYS Europe Ltd. – 2006. – P. 79–106.

77. Turbulence and Near-Wall Modeling / ANSYS CFX-Solver Modeling Guide // ANSYS CFX Release 11.0. – ANSYS Europe Ltd. – 2006. – P. 97–132.

78. Гарбарук А.В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: Учебное пособие / А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Щур. – СПб. : Издательство Политехнического ун-та., 2012. – 108 с.

79. Turbulence and Wall Function Theory / ANSYS CFX-Solver Theory Guide / ANSYS CFX Release 11.0. – ANSYS Europe Ltd. – 2006. – P. 69–118.

80. Белов И.А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие / И.А. Белов, С.А. Исаев. – СПб. : Балтийский гос. техн. ун-т., 2001. – 108 с.

81. Белов И.А. Задачи и методы расчета отрывных течений несжимаемой жидкости / И.А. Белов, С.А. Исаев, В.А. Коробков. – Л. : Судостроение, 1989. – 256 с.

82. Математичні моделі пристінної турбулентності: монографія [Текст] / М.С. Кулик, В.Т. Мовчан, Є.О. Шквар. – К.: НАУ. — 2012. — 356 с.

83. Юн А.А. Теория и практика моделирования турбулентных течений [Текст] / А.А. Юн. — М.: URSS, 2009. — 272 с.

84. Heat transfer predictions using advanced two-equation turbulence models [электронный ресурс] / W. Vieser, T. Esch, F. Menter. – <http://www.software.aeat.com/cfx.html>.

85. Discretization and Solution Theory / ANSYS CFX-Solver Modeling Guide // ANSYS CFX Release 11.0. – ANSYS Europe Ltd. – 2006. – P. 277–298.

86. Пеллетер Д. Исследование качества решения уравнений динамики жидкости / Д. Пеллетер, Е. Тургеон, Д. Лакасс, Д. Боггард // Авиастроение. Экспресс информация. – 2005. – №10. – С. 5 – 8.

87. Uncertainty and error in CFD simulations [электронный ресурс] / J.W. Slater. – режим доступа: <http://www.grc.nasa.gov/www/wind/valid/tutorial/errors.html>. – название с экрана.

88. ANSYS CFX Best Practices Guide for Numerical Accuracy/ ANSYS CFX Reference Guide /ANSYS CFX Release 11.0. – ANSYS Europe Ltd. – 2006. – P. 79–106.

89. Петельчиц В.Ю. К вопросу повышения точности RANS моделирования пленочного охлаждения / В.Ю. Петельчиц, А.А. Халатов Д.Н. Письменный, Ю.Я. Дашевский // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2013. – №8 (105). – С. 116 – 122.

90. Harrison K. Comparison of RANS turbulence models for prediction of film cooling performance / K. Harrison, D. Bogard // *ASME Paper №GT2008-51423*. – 2008. – 10 p.

91. Mathew S. Evaluation of CFD predictions using thermal field measurements on a simulated film cooled turbine blade leading edge / S. Mathew, S. Ravelli, D. Bogard // *ASME Paper №GT2011-46619*. – 2011. – 10 p.

92. Liu C. Effect of turbulent Prandtl number on the computation of film-cooling effectiveness / C. Liu, H. Zhu, J. Bai // *International journal of Heat and Mass Transfer №51* – 2008 г. с. 8-18.

93. Халатов А.А. Термогазодинамика сложных потоков около криволинейных поверхностей / А.А. Халатов, И.В. Шевчук, А.А. Авраменко, С.Г. Кобзарь, Т.А. Железная // К.: Изд. Ин-та технической теплофизики НАН Украины. 1999 – 134 с.

94. Лебедев А. В. Экспериментальное исследование распределения скорости и турбулентных характеристик в газовой завесе / А.В. Лебедев, Ю.В. Швайковский // *Теплофизика высоких температур*. –1965.– 3, № 4. С. 569-576.

95. Петельчиц, В. Ю. CFD-Моделирование пленочного охлаждения пластины с входным цилиндрическим участком [Текст] / В. Ю. Петельчиц // *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків.: НТУ «ХП», 2014. – № 11(1054). – С. 82–89. –

Бібліогр. : 7 назв. – ISSN 2078-774X.

96. Heat transfer predictions using advanced two-equation turbulence models [электронный ресурс] / W. Vieser, T. Esch, F. Menter. – режим доступа: <http://www.software.aeat.com/cfx.html>. – название с экрана.

97. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н.Б. Варгафтик. – М.: Физматгиз, 1972. – 720 с.

98. Система моделирования жидкости и газа FlowVision. Руководство пользователя // М.: ООО «ТЕСИС». – 2006. – 312 с.

99. Colban W. A film-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface / W. Colban, K. Thole, D. Bogard // ASME Paper № GT2008-50121. – 2008. – 15 p.

100. Bohn D. Conjugate heat transfer analysis for film cooling configurations with different hole geometries / D. Bohn, J. Ren, K. Kusterer // ASME Paper № GT2003-38369. – 2003. – 10 p.

101. Colban W. A comparison of cylindrical and fan-shaped film-cooling holes on a vane endwall at low and high freestream turbulence levels / W. Colban, K. Thole, M. Haendler // ASME Paper № GT2006-90021. – 2009. – 11 p.

102. Laveau B. Influence of flow structure on shaped hole film cooling performance / B. Laveau, R.. Abhari // ASME Paper № GT2010-23032. – 2010. – 13 p.

103. Коваленко Г.В. Границы режимов течения в углублениях на плоской поверхности, имеющих форму сферических сегментов / Г.В. Коваленко, А.А. Халатов // Прикладная гидродинамика. – 2008. – Т. 10 (82), №1. – С. 23–32.

104. Winka J. Convex curvature effects on film cooling adiabatic effectiveness / J. Winka, J. Anderson, D. Bogard, M. Crawford, E. Boyd // ASME Paper GT2013-95243. – 2013. – 11 p.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

В.о. заст. генерального директора –
генерального конструктора
ДП Науково-виробничий комплекс
«Зоря»-«Машпроект», к.т.н.


Спіцин В.С.
В.М. Чобанко
« 21 » 06 2016

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи

Петельчиц Вікторії Юріївни

«Вдосконалення систем плівкового охолодження вхідних кромок
лопаток газових турбін» на ДП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»

Даний акт складений про те, що результати дисертаційної роботи Петельчиц В.Ю. «Вдосконалення систем плівкового охолодження вхідних кромок лопаток газових турбін» впроваджені в процес проектування систем охолодження лопаток газотурбінних двигунів на Державному підприємстві Науково-виробничому комплексі газотурбобудування «Зоря»-«Машпроект».

Результати досліджень дозволяють точніше розраховувати ефективність плівкового охолодження вхідних кромок лопаток, які є найбільш напруженим елементом профілю, коректніше підходити до проектування систем охолодження лопаток, а також детальніше розглядати питання температурного стану лопатки на етапі її проектування.

Отримані в дисертації результати використані при проектуванні охолоджуваних лопаток перспективних газотурбінних двигунів та розрахунків їх температурного стану, а саме при проектуванні системи охолодження та розрахунку

температурного стану соплової лопатки турбіни високого тиску газотурбінного двигуна ДА32 та при розробці робочої лопатки турбіни високого тиску у варіанті з конвективно-плівковим охолодженням для двигунів типу ДН80.

Заступник генерального конструктора –
Керівник конструкторського
відділення , к.т.н.

 Чобенко В.М.
21.06.16

Керівник сектору теплових та
гідравлічних розрахунків
відділу турбін, к.т.н.


21.06.2016

Дашевський Ю.Я.