

УДК 621.438

Халатов А.А.^{1,2}

¹ Институт технической теплофизики НАН Украины

² Национальный технический университет Украины «КПИ»

ТЕПЛООБМЕН И ГИДРОДИНАМИКА В ПОЛЯХ МАССОВЫХ СИЛ:
ОБЗОР РАБОТ, ВЫПОЛНЕННЫХ В ИТТФ НАН УКРАИНЫ
Часть 5. Теплообмен и гидродинамика в криволинейных каналах
и сопловых аппаратах

У статті розглянуто основні результати досліджень теплообміну і гідродинаміки в полях масових сил різної природи, виконаних в ІТТФ НАНУ.

В статье рассмотрены основные результаты исследований теплообмена и гидродинамики в полях массовых сил различной природы, выполненных в ИТТФ НАНУ.

This review provides primary results of the research program of heat transfer and hydrodynamics studies in the field of mass forces of different nature carried out in IET of NASU.

b – хорда профиля

c – продольная (вдоль координаты x) скорость потока вне пограничного слоя;

$\bar{c} = c/c_1$ – относительная скорость потока,

c_1 – средняя скорость потока на входе в канал;

G – расход газа и охладителя;

$\bar{g}_B = G_B/G_\Gamma$ – относительный расход охладителя;

h – высота лопатки;

$\bar{h} = h/t$ – относительная высота лопатки;

l – удаление перфорации от входа в канал;

$\bar{l} = l/t$ – относительное удаление перфорации от входа в канал;

$m = \rho_B c_B / \rho_\Gamma c_\Gamma$ – средний параметр вдува охладителя;

m_i – локальный параметр вдува охладителя;

P – статическое давление;

Pe – число Пекле;

Pr – число Прандтля;

R – радиус кривизны поверхностной линии тока;

Re_s – число Рейнольдса на выходе из щели пленочного охлаждения;

Re_1 – число Рейнольдса по скорости потока c_1 ;

Re_x – число Рейнольдса по скорости потока c и текущей координате x ;

s – ширина щели, показатель степени;

St – число Стантона;

t – шаг решетки;

T – температура;

$T_B^* = T_B^*/T_\Gamma^*$ – относительная температура воздуха;

Tu – интенсивность турбулентности;

u, w – продольная и поперечная составляющие скорости в пограничном слое;

x – криволинейная координата вдоль характерной линии поверхности, отсчитываемая от входа;

$\bar{x} = x/b$ – относительная координата;

y – нормальная координата;

α – коэффициент теплоотдачи;

β – меридиональный угол выдува охладителя;

γ – тангенциальный угол выдува охладителя;

δ – толщина гидродинамического пограничного слоя;

$\varepsilon_x, \varepsilon_z, \varepsilon_\theta$ – относительные функции, учитывающие влияние продольного градиента давления, кривизны линий тока и трехмерной структуры пограничного слоя;

$\varepsilon_{F^*}, \varepsilon_m, \varepsilon_{Tu}$ – относительные функции, учитывающие влияние вторичного течения, пористого вдува и внешней турбулентности;

λ – коэффициент теплопроводности;

μ – динамическая вязкость;

ν – кинематическая вязкость;

θ_{zg} – эффективность пленочного охлаждения;

θ_o – предельный (поверхностный) угол закрутки потока;

ρ – плотность потока.

Индексы:

в. – воздух;

вх. – вход в канал;

ох. – охладитель;

f – параметры потока;
 Tu – турбулентность;
 w – параметры на стенке;

o – стандартные условия (плоская пластина);
 1 – на входе в канал.

Введение

Сопловой аппарат является одним из наиболее сложных и ответственных элементов газовой турбины, надежность работы которого в значительной степени определяет ресурс и эксплуатационную надежность газотурбинных двигателей и газотурбинных установок. С ростом температуры газа перед турбиной и ее приближением к 1400...1500 °С отношение высоты соплового аппарата к шагу между лопатками (h/t) значительно уменьшилось и составляет величину соизмеримую с единицей (рис. 1). В этих условиях площадь торцевых поверхностей соплового аппарата соизмерима с площадью криволинейных поверхностей (лопаток), так же как и тепловые потоки в криволинейных и торцевых поверхностях соплового аппарата. Одновременно увеличился угол поворота потока в сопловом аппарате, что привело к значительному поперечному градиенту давления.

Уже первые исследования, выполненные в США, показали, что структура потока в сопловом аппарате с соизмеримым отношением высоты и шага лопатки существенно трехмерная с локальными вихревыми структурами, что значительно усложняет тепловой и гидродинамический расчеты. Поэтому все известные методы расчета не дали удовлетворительных результатов при расчете конвективного и пленочного охлаждения в рассматриваемых условиях.

Общая картина вихревых структур в сопловом аппарате с соизмеримым отношением высоты лопатки к шагу, построенная по данным различных исследований, представлена на рис. 2. Нарушение баланса между центробежной силой и поперечным градиентом давления в пограничном слое около торцевой поверхности канала приводит к возникновению вторичного течения (рис. 2; поз. 3) от вогнутой поверхности соплового аппарата к выпуклой. На входе в сопловой аппарат перед

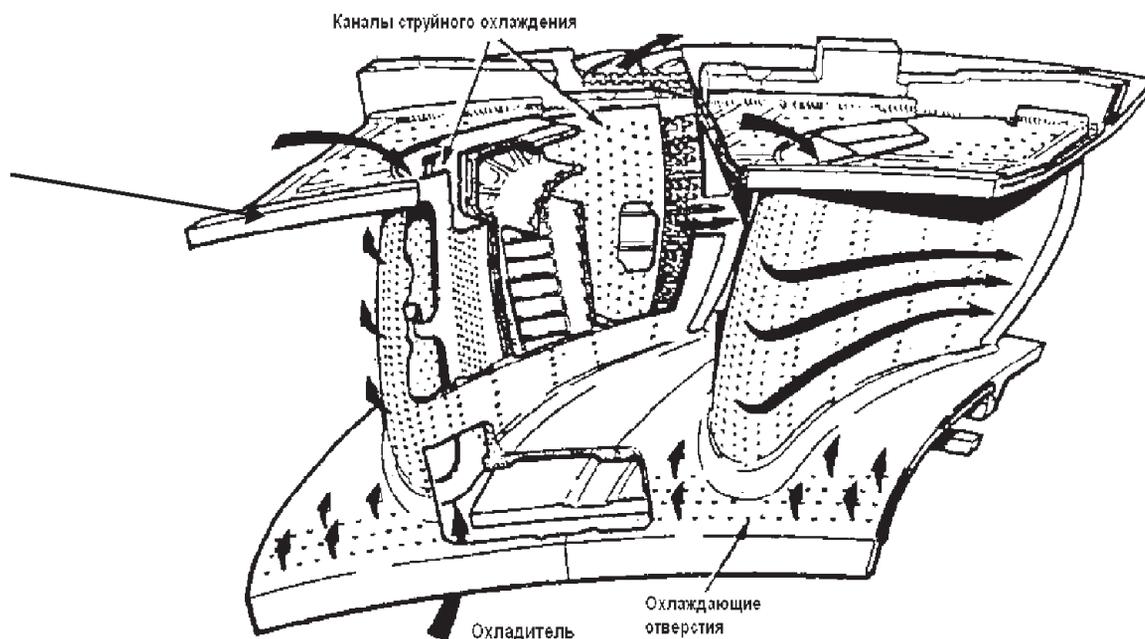


Рис. 1. Сопловой аппарат высокотемпературной газовой турбины [1].

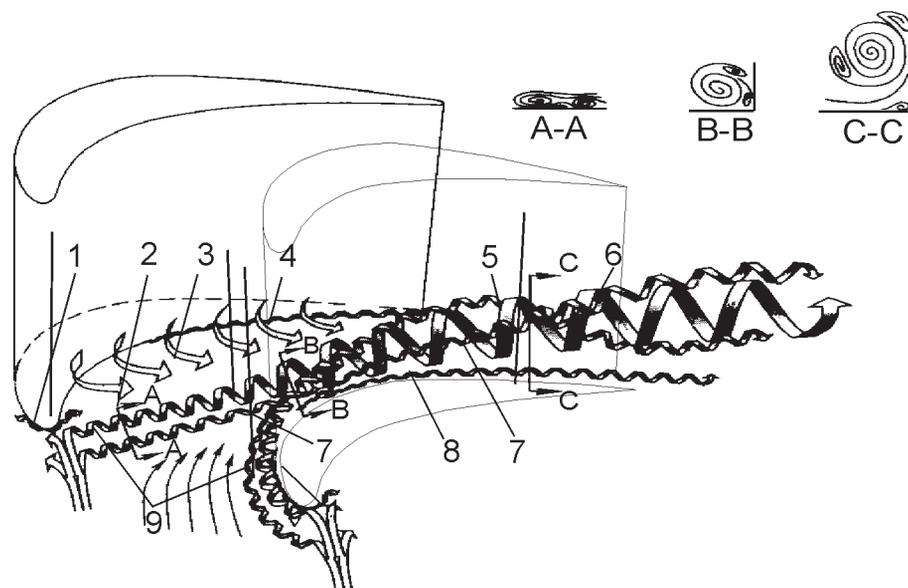


Рис. 2. Вихревые структуры в сопловом аппарате газовой турбины [2, 3].

1 – входной угловой вихрь; 2 – правая ветвь подковообразного вихря; 3 – вторичное течение; 4 – угловой вихрь около вогнутой поверхности; 5 – угловой вихрь около выпуклой поверхности, противоположно направленный каналному вихрю; 6 – каналный вихрь; 7 – левая ветвь подковообразного вихря; 8 – угловой вихрь около выпуклой поверхности, сонаправленный с каналным вихрем; 9 – отрывной вихрь перед входной кромкой лопаток.

передней кромкой лопатки формируется подковообразный вихрь (поз. 2, 7), ветви которого распространяются внутрь соплового аппарата (каналный вихрь). Одновременно внутри соплового аппарата формируется система угловых вихрей малой интенсивности (поз. 4, 5, 8).

Таким образом, в сопловом аппарате с соизмеримым отношением высоты к шагу лопатки наблюдается вторичное (трехмерное) течение в пограничном слое около торцевых стенок к выпуклой стенке, «стекание» пограничного слоя с вогнутой стенки и его «натекание» на выпуклую поверхность, подковообразный вихрь, индуцируемый натеканием потока на входную кромку лопатки, каналный вихрь, движущийся поперек канала от вогнутой стенки к выпуклой, а также система угловых вихрей в двугранных углах межлопаточного канала.

Как показано в работах [4, 5] существенная трехмерность потока играет определяющую роль в распределении теплообмена и эффективности пленочного охлаждения на торцевых

и криволинейных поверхностях соплового аппарата. Исследования также показали, что вихревые структуры в сопловом аппарате могут усиливать теплообмен на торцевой поверхности в среднем на 30...40 % по сравнению с криволинейным каналом [4].

На рис. 3 представлены экспериментальные данные, характеризующие эффективность пленочного охлаждения для трех характерных линий торцевой поверхности соплового аппарата. За счет «сноса» части газовой завесы к выпуклой стенке около вогнутой поверхности, а также на больших расстояниях от входа в сопловый аппарат около выпуклой поверхности и на средней линии канала данные, полученные с использованием методики двухмерного расчета, не дают правильного описания эффективности пленочного охлаждения около торцевой поверхности.

Такая ситуация поставила в начале 80-х гг. XX в. на повестку дня важную проблему создания совершенных методов расчета конвективного и пленочного охлаждения сопловых

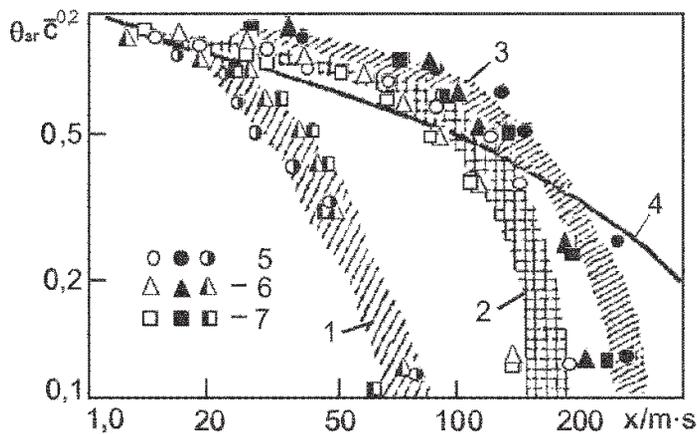


Рис. 3. Эффективность пленочного охлаждения около торцевой поверхности соплового аппарата реактивной решетки (Блэр, США) [4]. 1, 3 – около вогнутой и выпуклой поверхности лопатки; 2 – на средней линии торцевой поверхности; 5, 6, 7 – $t = 0,50; 0,75$ и $1,0$, соответственно; 4 – плоская пластина в ускоренном потоке (Хартнетт и др., США) [4].

аппаратов газовых турбин с соизмеримым отношением высоты лопатки к ее шагу с целью повышения надежности проектирования и эксплуатации сопловых аппаратов высокотемпературных газовых турбин и повышения их ресурса. Поставленная задача потребовала решения большого комплекса новых научных проблем в области теплообмена и гидродинамики сопловых аппаратов. Часть поставленных задач решалась в ИТТФ НАН Украины в содружестве Киевским ВВАИУ и ОКБ «Сатурн» им. А.М. Льюльки (Москва, Россия) в 1980-1991 г.г. Полученные результаты были положены в основу концепции системы охлаждения соплового аппарата первой ступени высокотемпературного авиационного ГТД АЛ-31Ф для лучшего в мире боевого самолета СУ-27.

Ниже дается краткий обзор выполненных в ИТТФ НАНУ исследований, результаты которых изложены в монографии [4]. При анализе большая часть ссылок сделана на эту монографию, где представлен полный список

оригинальных работ автора и зарубежных исследователей.

Криволинейный канал

Структура потока и подобие

Для оценки влияния вихревых структур на гидродинамику, теплообмен и пленочное охлаждение был выполнен цикл экспериментальных исследований теплообмена, гидродинамики и пленочного охлаждения на торцевой поверхности криволинейного канала с острой входной кромкой, где отсутствуют вихревые структуры [4]. Исследования выполнены на плоской модели, состоящей из пяти криволинейных каналов, стенки которого моделируют профильные поверхности межлопаточного канала соплового аппарата высокотемпературной газовой турбины. Изучены криволинейные каналы с различной хордой, шириной минимального сечения, относительной высотой канала, при различной толщине пограничного слоя на входе.

Исследования показали, что даже такая короткая длина криволинейного канала приводит к возникновению на торцевой поверхности устойчивого трехмерного течения от вогнутой поверхности к выпуклой (рис. 4). Наибольшие значения поверхностного угла отклонения θ_0 от продольного направления потока наблюдаются около вогнутой поверхности канала при $\bar{x} = 0,4 \dots 0,5$, а около выпуклой стенки – они достигаются при $\bar{x} \approx 0,6$ ($\bar{x} = x/b$).

Уравнения для расчета предельного (поверхностного) угла отклонения линии тока на торцевой поверхности криволинейного канала имеют следующий вид [4]:

$$\operatorname{tg} \theta_0 = 2,5(\bar{c}^2 \cdot R/b)^{-1} \cdot (\operatorname{Re}_x / \operatorname{Re}_1)^{0,3} - 1$$

для $\operatorname{Re}_x / \operatorname{Re}_1 < 0,50$, (1)

$$\operatorname{tg} \theta_0 = 5,7(\bar{c}^2 \cdot R/b)^{-1} \cdot (\operatorname{Re}_x / \operatorname{Re}_1)^{-1,5} - 1$$

для $\operatorname{Re}_x / \operatorname{Re}_1 > 0,50$. (2)

Экспериментальные данные, характеризующие скорость потока на внешней границе

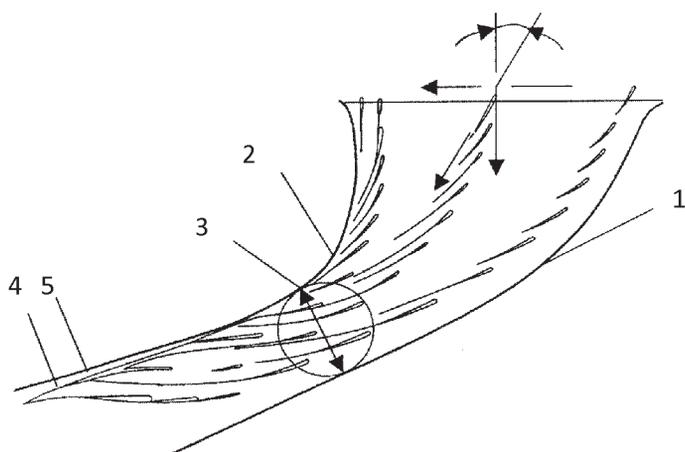


Рис. 4. Визуализация поверхностных линий тока на торцевой поверхности криволинейного канала ($Re_1 = 3,7 \cdot 10^5$); $\delta_{вх}/h = 1,0$; $\delta_{вх} = 1,0$ мм; 1, 2 – вогнутая и выпуклая стенки канала; 3 – минимальное сечение; 4 – линия стекания эмульсии; 5 – зона углового вихря.

трехмерного пограничного слоя c_1 , угол поворота потока в пограничном слое, трансформацию входной турбулентности и другие характеристики потока в криволинейном канале подробно рассмотрены в монографии [4].

Теоретический анализ дифференциальных уравнений трехмерного движения позволил определить безразмерные числа, характеризующие физическое подобие потоков около торцевой поверхности [4]:

$$\begin{aligned} \bar{u}\bar{w}b/R = \text{idem}, \quad \bar{u}^2b/R = \text{idem}, \quad \bar{w}b/R = \text{idem}, \\ \partial\bar{P}/\partial\bar{x} = \text{idem}, \quad \partial\bar{P}/\partial\bar{z} = \text{idem}, \quad v/c_1b = \text{idem}. \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь: $\partial P/\partial x$ – число подобия, учитывающее продольный градиент давления; $\partial\bar{P}/\partial\bar{z}$ и $\bar{w}b/R$ – числа подобия, характеризующие поперечный градиент давления (кривизну линий тока); v/c_1b – число подобия, учитывающее соотношение сил инерции и вязкости в потоке (число Рейнольдса на входе).

Комплекс $\bar{w}b/R$ входит в комплекс $\bar{u}\bar{w}b/R$, который можно записать в следующем виде:

$$\bar{u}\bar{w}b/R = (\bar{w}/u) \cdot (\bar{u}^2b/R). \quad (4)$$

Отношение w/u представляет собой тангенс угла закрутки потока θ в пограничном слое, но для описания теплообмена используется параметр:

$$\text{tg}\theta_0 = \left[\frac{d\bar{w}}{d\bar{u}} \right]_{\bar{y}=0}, \quad (5)$$

где θ_0 – поверхностный (предельный) угол отклонения поверхностной линии тока от направления потока вне пограничного слоя.

Из уравнения энергии следует условие подобия:

$$\lambda_1/(cbc_1\rho_1) = \text{idem}, \quad \text{т.е.} \quad Re_1 = \text{idem}. \quad (6)$$

Таким образом, общий вид уравнения подобия для локального теплообмена на средней линии торцевой поверхности криволинейного канала имеет следующий вид:

$$Nu = Nu(Re_1; Pr; \text{tg}\theta_0; \partial\bar{P}/\partial\bar{x}; \partial\bar{P}/\partial\bar{z}; T_f/T_1). \quad (7)$$

Конвективный теплообмен

Исследования показали, что распределение локальных коэффициентов теплообмена на торцевой поверхности имеет существенно неравномерный характер. Опытные данные по локальному теплообмену обобщены с использованием принципа суперпозиций влияющих факторов. Для *средней линии торцевой поверхности* криволинейного канала уравнение подобия имеет следующий вид [4]:

$$Nu_x = Nu_{x_0} \varepsilon_x \varepsilon_z \varepsilon_\theta, \quad (8)$$

где ε_x , ε_z , ε_θ – относительные функции, учитывающие влияние продольного градиента давления, кривизны линий тока и трехмерной структуры пограничного слоя, соответственно:

$$\varepsilon_x = \left(\frac{\int_{\bar{x}}^{\bar{x}} \bar{c} d\bar{x}}{c x} \right)^k; \quad \varepsilon_z = \left(1 + \frac{\bar{c}^2 \cdot b}{R} \right)^r; \quad \varepsilon_\theta = (1 + \text{tg}\theta_0)^q. \quad (9)$$

Константы r , q , k в уравнениях (9) определены методом нелинейного программирования [4]. В исследованном диапазоне измене-

ния относительной высоты канала h/t от 0,5 до 1,0, входной толщины пограничного слоя от 1,0 мм до 10 мм и числа Рейнольдса на входе в канал от $3 \cdot 10^5$ до $1,2 \cdot 10^6$ они примерно постоянны и равны $k = 0,30$, $r = -0,10$, $q = 0,54$.

Уравнение подобия для локального теплообмена на торцевой поверхности криволинейного канала около выпуклой и вогнутой стенок канала включает дополнительный фактор ε_F , учитывающий влияние вторичных течений «стекающих» на торцевую поверхность канала с вогнутой стенки и «натекающих» с торцевой стенки на вогнутую поверхность:

$$Nu_x = Nu_{x_0} \varepsilon_x \varepsilon_z \varepsilon_\theta \varepsilon_F, \quad (10)$$

$$\text{где } \varepsilon_F = (1 + d_{\text{экв}}/R)^s. \quad (11)$$

Здесь: $d_{\text{экв}}$ – текущий эквивалентный диаметр криволинейного канала; s – показатель степени в уравнении для выпуклой и вогнутой стенок, который определяется графическим методом [4].

При начальной турбулентности на входе в криволинейный канал дополнительная функция в правой части уравнений (8) и (10) имеет следующий вид [4]:

$$\varepsilon_{Tu} = 1 + 1,96 Tu_x^{0,8}. \quad (12)$$

Здесь Tu_x – значение текущей продольной составляющей турбулентности потока в произвольном сечении канала. Уравнения, характеризующие изменение турбулентности по длине криволинейного канала приведены в работе [4]. Зависимость (12) получена в диапазоне изменения числа Рейнольдса на входе в канал от $3 \cdot 10^5$ до $1,2 \cdot 10^6$ при уровне начальной турбулентности до 20 %.

Сопловой аппарат

Исследования гидродинамики и теплообмена в криволинейном канале позволили установить в «чистом» виде влияние трехмерности течения, продольного градиента давления, кривизны линий тока и внешней турбулентности на конвективный теплообмен. В сопловом аппарате дополнительное влияние на структуру потока и теплообмен оказывают

рассмотренные подковообразный и канальный вихри, а также система угловых вихрей (рис. 2).

Торцевая поверхность

Обобщение опытных данных по конвективному теплообмену на торцевой поверхности решетки лопаточных профилей проводилась для трех характерных линий – на средней линии канала, около вогнутой и выпуклой стенок. Для средней линии показатели степени в уравнениях (9), сохраняются такими же, как и для криволинейного канала. Косвенно это означает, что физическая природа течения и теплообмена на средней линии при переходе от криволинейного к межлопаточному каналу практически неизменна.

Абсолютное значение показателя степени s в уравнении (11) существенно зависит от локализации области и толщины пограничного слоя на входе. Около вогнутой стенки поведение показателя степени s такое же, как и в криволинейном канале: при уменьшении относительной высоты соплового аппарата \bar{h} показатель степени s увеличивается и остается положительным. При $\bar{h} = 1,0$ его значение в несколько раз больше, чем для криволинейного канала, однако при очень маленькой высоте соплового аппарата ($\bar{h} = 0,14$) это различие невелико [4]. Изменение толщины пограничного слоя на входе в канал от 1 до 10 мм слабо влияет на поведение функции $s = f(\bar{h})$.

Около выпуклой стенки соплового аппарата в отличие от криволинейного канала характер поведения функции $s = f(\bar{h})$ в значительной степени зависит от толщины пограничного слоя на входе. При $\delta_{\text{вх}} = 10$ мм показатель степени s положительный и уменьшается с ростом \bar{h} , а при $\delta_{\text{вх}} = 2$ мм – он отрицательный и уменьшается с ростом \bar{h} . Такой характер поведения показателя степени s связан с возрастанием роли вихревой структуры около выпуклой стенки.

Лопатки соплового аппарата

Исследования структуры потока (профили скорости, углы отклонения) показали, что на вогнутой поверхности соплового аппарата поток, особенно при тонком пограничном

слое на входе слабо трехмерный (рис. 5, а). На выпуклой поверхности вследствие влияния левой ветви подковообразного вихря и подъема канального вихря на выпуклую поверхность (рис. 2) в нижней области канала около торцевой стенки течение существенно трехмерное (рис. 5, б). В работе [7] показано, что при большом параметре вдува относительная высота подъема канального вихря на выпуклую поверхность канала по отношению к высоте соплового аппарата может составлять до 0,2. При увеличении толщины пограничного слоя до 10 мм степень трехмерности потока на обеих поверхностях увеличивается [4].

Ввиду слабой трехмерности потока конвективный теплообмен на вогнутой поверхности соплового аппарата можно рассчитывать по соотношениям, представленным в монографии [8] для вогнутой поверхности с ускорением потока. На выпуклой поверхности уравнения подобия должны учитывать совместное влияние кривизны поверхности, трехмерности пограничного слоя, ускорения потока, а также частичную реламинаризацию потока. В угловой области канала вводится дополнительная поправка, учитывающая «накопление» потока вследствие «удара» канального вихря о выпуклую стенку и подъема вихря на нее (рис. 2). Уравнения для расчета конвективного теплообмена на выпуклой поверхности соплового аппарата в рассматриваемых условиях представлены в работе [4].

Неравномерность температуры потока на входе в канал

Результаты, представленные выше, показали существенное влияние вторичного и вихревого течений на теплообмен и гидродинамику в межлопаточном канале. Однако эти эксперименты проводились при равномерном температурном поле на входе в сопловой аппарат. В реальных условиях на входе в межлопаточный канал соплового аппарата наблюдается радиальная неравномерность температуры потока после камеры сгорания с максимумом в центре канала. В стационарных газотурбинных установках она составляет 3...5 %, а в транспортных двигателях достигает 7...10 %, что для камер сгорания с высокой теплонапряженностью соответствует 100...300 °С. Вторичное и вихревое течения, взаимодействуя с основным потоком, вносят существенные изменения в распределение температуры потока внутри соплового аппарата и локального теплообмена.

В экспериментах по определению влияния радиальной неравномерности входной температуры потока [4] на теплообмен в сопловом аппарате толщина пограничного слоя на входе составляла 10 мм. Измерения проводились в двух характерных сечениях канала – прикорневом ($\bar{y}_h = 0,17$) и среднем ($\bar{y}_h = 0,55$), где $\bar{y}_h = y/H$, y – расстояние по нормали от торцевой поверхности, H – высота канала.

Влияние радиальной неравномерности температуры на теплообмен качественно одинаково

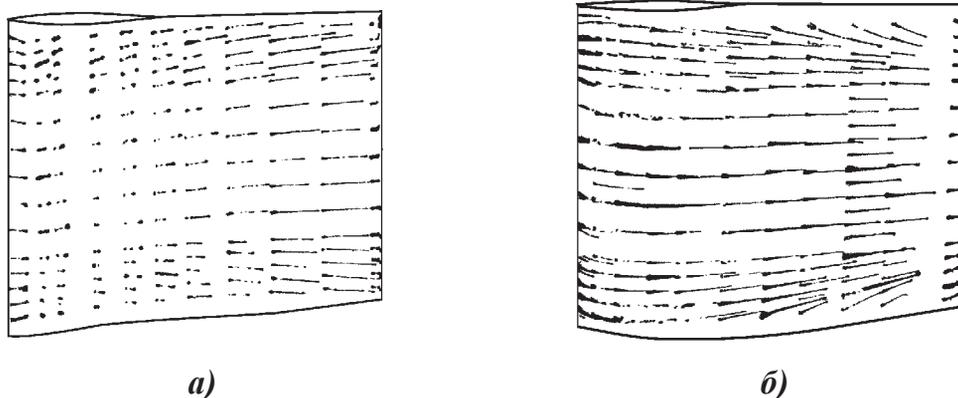


Рис. 5. Визуализация поверхностных линий тока на вогнутой (а) и выпуклой (б) поверхностях соплового аппарата при тонком пограничном слое на входе (2,0 мм). $Re_1 = 2,4 \cdot 10^5$, $\bar{h} = 1,0$ [4].

во проявляется на обеих криволинейных стенках независимо от сечения. Зависимости $\alpha = f(\bar{x}_b)$ смещаются эквидистантно в сторону увеличения с ростом отношения $\bar{\tau}_r = (T_w/T_\rho)_{\text{вх}}$ (неравномерность входной температуры). Таким образом, увеличение $\bar{\tau}_r$ приводит к интенсификации теплообмена в пограничном слое.

На вогнутой стенке увеличение теплообмена проявляется незначительно как в среднем сечении, так и в прикорневой зоне. Около выпуклой стенки интенсивность теплообмена наиболее заметно возрастает в среднем сечении, особенно на участке $0,1 < \bar{x}_b < 0,5$ и после «отхода» канального вихря от выпуклой стенки ($\bar{x}_b > 0,6$). В первом случае возмущающее влияние на пограничный слой оказывает ветвь входного вихря, а во втором случае – канальный вихрь. Рост величины $\bar{\tau}_r$ усиливает этот эффект за счет увеличения температурной неравномерности взаимодействующих слоев среды. В угловой зоне, расположенной близко к торцевой поверхности ($\bar{y}_h = 0,17$), наблюдается более выраженная интенсификация теплообмена на участке влияния ветви входного вихря ($\bar{x}_b = 0,1 \dots 0,2$) и после отрыва пограничного слоя ($\bar{x}_b > 0,7$).

Подробные результаты исследования влияния входной температурной неравномерности на температурное поле потока внутри соплового аппарата и локальный теплообмен на криволинейных поверхностях соплового аппарата приведены в [4].

Пленочное охлаждение

Вторичные и вихревые течения, поперечный градиент давления оказывают существенное влияние на распространение «защитной» пленки охладителя при пленочном охлаждении торцевой поверхности. В связи с этим был выполнен обширный цикл исследований в криволинейном канале и сопловом аппарате [4].

Криволинейный канал

Исследования эффективности пленочного охлаждения с поперечной сплошной щелью на входе в канал показали [4], что вследствие поперечного градиента давления при неизменном давлении в камере подачи охладителя

параметр вдува m является переменным по ширине щели – его наименьшее значение наблюдается около вогнутой стенки, а наибольшее – около выпуклой. Таким образом, при небольших значениях параметра вдува пленка охладителя существует только около выпуклой поверхности и возможно перетекание горячего газа через камеру подачи охладителя от вогнутой стенки канала к выпуклой и его подмешивание к охладителю.

При увеличении параметра вдува m область распространения пленки охладителя расширяется, но неравномерность охладителя на выходе из щели сохраняется. И только при достаточно больших значениях m приблизительно равномерная защитная пленка формируется по всей ширине щели. Таким образом, при небольших значениях m участок около вогнутой стенки канала остается «незащищенным» и даже при больших значениях параметра вдува защитные функции охладителя вниз по потоку около вогнутой стенки будут «ослабевать» раньше, чем около выпуклой стенки [4].

На рис. 6 и 7 представлены результаты определения эффективности пленочного охлаждения на торцевой поверхности криволинейного канала при различных значениях параметра вдува m . Как следует, при больших значениях m (рис. 6) торцевая поверхность криволинейного канала является достаточно защищенной, хотя у вогнутой поверхности параметр эффективности более низкий. При уменьшении m защитная пленка охладителя практически сразу «сворачивается» по направлению к выпуклой стенке канала и область около вогнутой поверхности канала практически «открыта» (рис. 7).

Уравнение, характеризующее эффективность пленочного охлаждения на торцевой поверхности криволинейного канала имеет следующий вид [4]:

$$\theta_{\text{зг}} = D \cdot (m^q \cdot \bar{x}_s)^f \cdot [\text{Re}_s^{0,25} \cdot m_i^l]^{d/\bar{c}}, \quad (13)$$

где D, l, d, q, f – постоянные величины, заданные в табличной форме для трех характер-

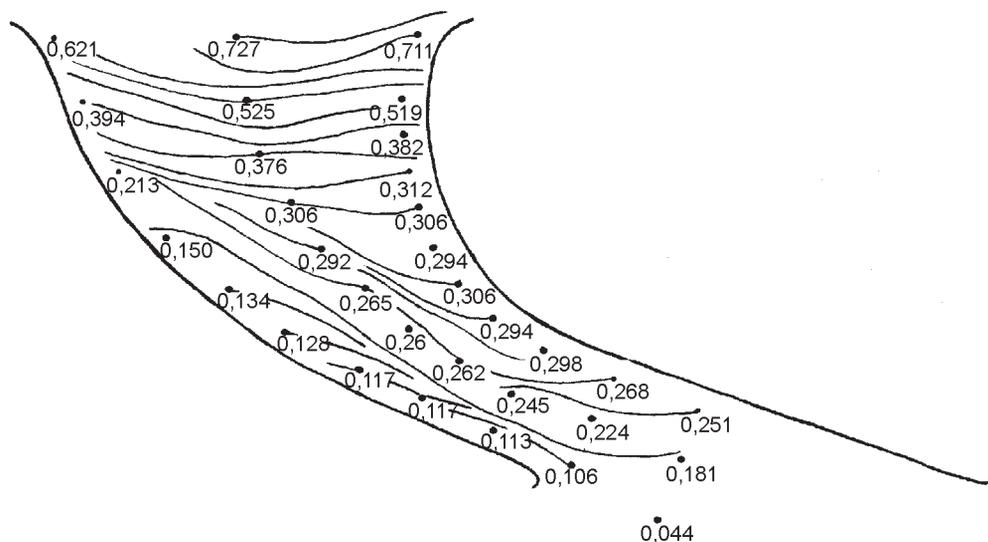


Рис. 6. Изолинии эффективности пленочного охлаждения на торцевой поверхности криволинейного канала при $Re_1 = 5 \cdot 10^5$ ($h = 0,62$; $\delta_{ex} = 1,0$ мм; $m = 1,08$; $Re_s = 2700$).

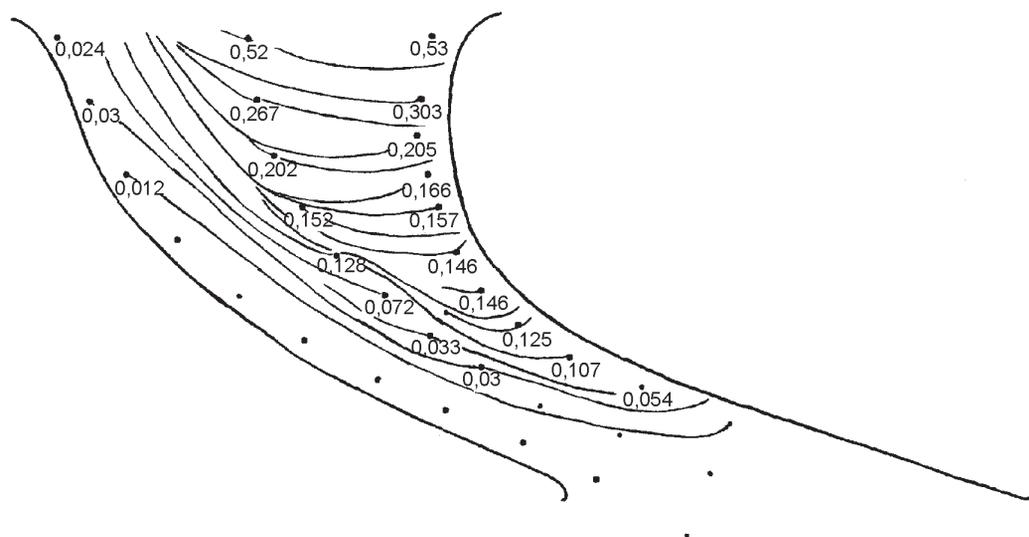


Рис. 7. Изолинии эффективности пленочного охлаждения на торцевой поверхности криволинейного канала при $Re_1 = 5 \cdot 10^5$ ($h = 0,62$; $\delta_{ex} = 1,0$ мм; $m = 0,49$; $Re_s = 3550$).

ных линий около выпуклой и вогнутой стенки, а также на средней линии канала [4]. Определение этих констант производилось методом наименьших квадратов, что позволило получить несмещенные и состоятельные оценки всех параметров. Уравнение (13) может быть использовано в следующем диапазоне изменения определяющих параметров: $Re_s = (2,6 \dots 3,6) \cdot 10^3$, $m = 0,57 \dots 1,36$.

Сопловой аппарат

Обобщение результатов исследований различных авторов по пленочному охлаждению торцевой поверхности соплового аппарата было выполнено в работе [4]. Эти результаты показали существенную неравномерность степени охлаждения торцевой поверхности как по длине, так и в поперечном направлении, что обусловлено влиянием вторичных

и вихревых структур. Ниже рассмотрены результаты этих исследований.

Увеличение параметра вдува и уменьшение меридионального угла вдува β подачи охладителя (рис. 8) улучшают эффективность охлаждения практически по всей торцевой поверхности, а увеличение степени ускорения потока и уменьшение угла β ведут к усилению неравномерности охлаждения торцевой стенки.

На рис. 9 и 10 представлены результаты определения эффективности пленочного охлаждения на торцевой поверхности при дискретной подаче охладителя на входе через систему круглых отверстий. Как следует, при малой подаче охладителя происходит «сворачивание» охладителя практически на входе в канал. С увеличением расхода охладителя ситуация несколько улучшается, но слабо защищенная область около вогнутой поверхности сохраняется. Таким образом, на торцевой стенке наблюдается значительная неравномерность охлаждения и температуры поверхности в продольном и поперечном направлениях.

Анализ полученных результатов показывает, что при дискретной подаче охладителя степень охлаждения торцевой поверхности ниже

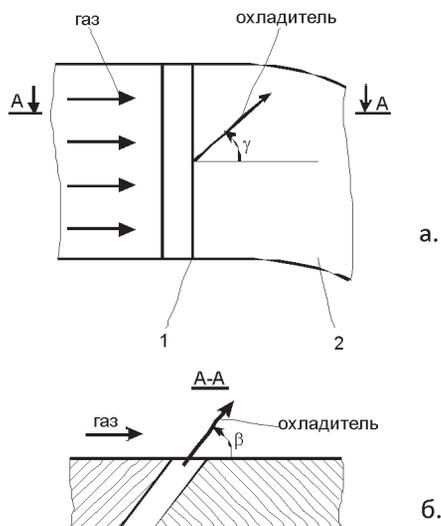


Рис. 8. Схема подачи охладителя при пленочном охлаждении поверхности.
 1 – щель для охладителя; 2 – защищаемая поверхность; а – вид сверху; б – сечение по А-А.

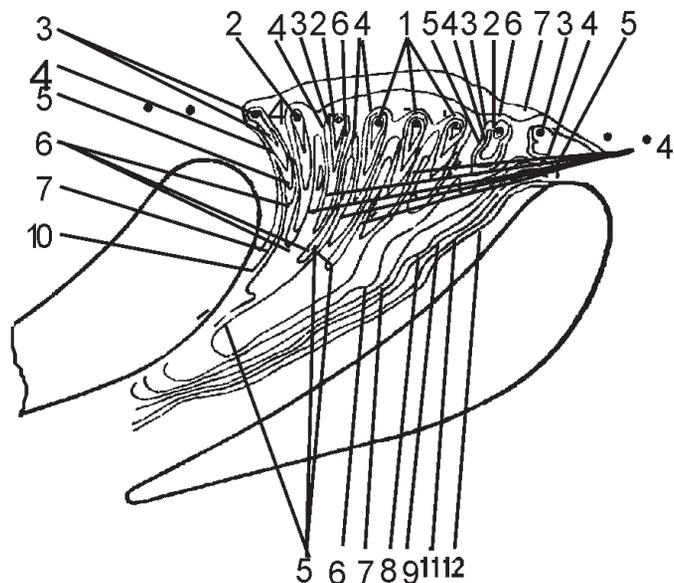


Рис. 9. Эффективность пленочного охлаждения на торцевой поверхности соплового аппарата реактивной решетки при $m = 0,475$ (Богомолов, Лебедев; Россия). 1...12 – изолинии $\theta_{32} = 0,22; 0,15; 0,11; 0,12; 0,097; 0,08; 0,07; 0,066; 0,065; 0,064; 0,053; 0,047$.

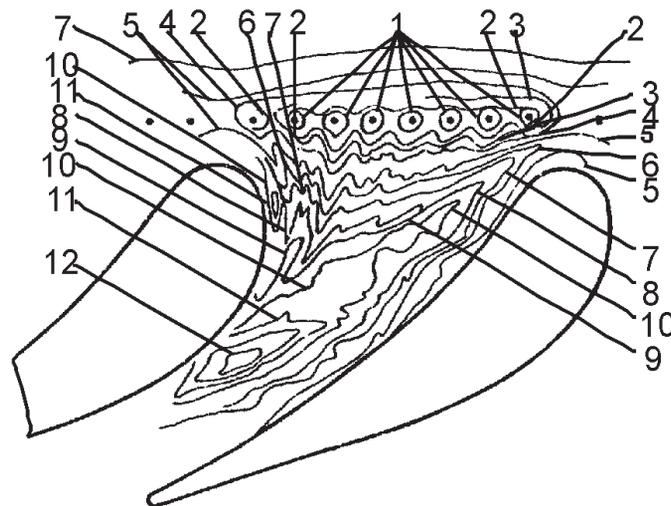


Рис. 10. Эффективность пленочного охлаждения на торцевой поверхности соплового аппарата реактивной решетки при $m = 1,74$ (Богомолов, Лебедев; Россия). 1...12 – изолинии $\theta_{32} = 0,82; 0,57; 0,49; 0,36; 0,33; 0,26; 0,19; 0,15; 0,13; 0,11; 0,09; 0,07$.

по сравнению с охлаждением при щелевой подаче охладителя. Увеличение параметра вдува (до $m = 1,5$) и уменьшение меридионального угла подачи β охладителя (до 30°) в $1,5 \dots 2$ раза увеличивают эффективность дискретного пленочного охлаждения практически по всей области торцевой поверхности. Обобщение опытных данных по эффективности пленочного охлаждения торцевой поверхности соплового аппарата является сложной задачей вследствие большого количества влияющих факторов. Эмпирическая зависимость для расчета эффективности пленочного охлаждения при тангенциальной подаче охладителя ($\gamma = 0^\circ$; $\beta = 0^\circ$; рис. 8) предложена в работе [9].

Как видно из рис. 11, предложенная зависимость удовлетворительно описывает опытные данные по эффективности пленочного охлаждения только около выпуклой стенки и вдоль средней линии канала. В целом, эти данные располагаются на (25...60) % ниже, чем результаты для эффективности пленочного

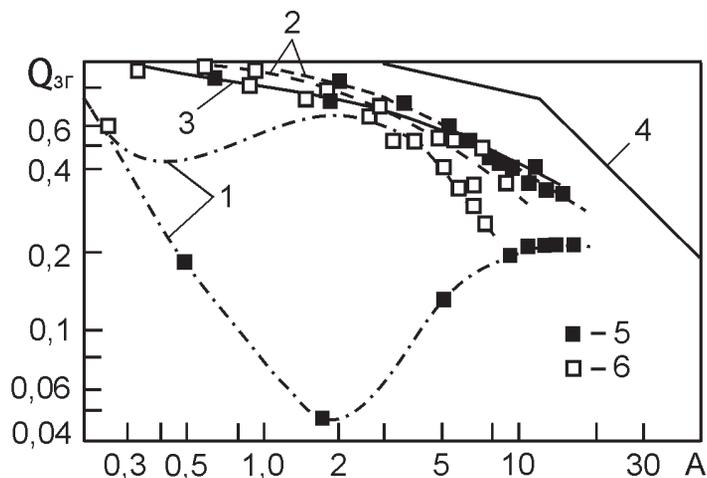


Рис. 11. Влияние безразмерного параметра вдува $A = \Delta^{1,5} \cdot Re_{IS}^{-0,25} \cdot m^{-1,3} \cdot \bar{T}_B^{-1,25} \cdot (x/S)$ на эффективность пленочного охлаждения около торцевой поверхности соплового аппарата [9]. 1, 3, 2 – около вогнутой и выпуклой стенки, на средней линии канала. 4 – плоская пластина в безградиентном потоке; 5, 6 – Re_p , m , T_B^*/T_Γ^* (температура охладителя к температуре потока) равны $4,8 \cdot 10^5$; $1,29$; $0,78$; $4,75 \cdot 10^5$; $2,17$; $0,92$, соответственно.

охлаждения плоской поверхности при безградиентном обтекании. Около вогнутой стенки интенсивность охлаждения ниже, чем на остальной части торцевой поверхности. Особенно это заметно при средних параметрах вдува ($m = 1,29$). Поэтому этой зависимостью можно пользоваться только при больших параметрах вдува и на достаточно большом удалении от входа в канал.

Тангенциальный вдув не устраняет слабой тепловой защиты торцевой поверхности около вогнутой поверхности канала. Дальнейшим совершенствованием пленочного охлаждения торцевой поверхности является использование пространственного угла вдува охладителя ($\beta > 0$, $\gamma \neq 0$) через перфорацию на входе в канал (рис. 8). При вдуве охладителя к выпуклой стенке канала (рис. 12, б; $\gamma = -45^\circ$), т.е. по направлению вторичного течения и к «мощной» ветви линии канального вихря, статическое давление изменяется (увеличивается) только около выпуклой стенки. Если же подавать охладитель в сторону вогнутой стенки (рис. 12, а; $\gamma = +45^\circ$), т.е. против вторичного течения, то статическое давление около вогнутой стенки увеличивается, а около выпуклой – падает (рис. 12, а). В середине канала и около его стенок статическое давление практически не изменяется (на рис. 12 показаны изолинии разности давлений для случая со вдувом охладителя и без него). Анализ поведения изолиний статического давления дает основание полагать, что основную роль в этом случае играет взаимовлияние ветвей канального вихря и поперечной составляющей вдуваемого охладителя, которая препятствует его распространению в канале.

В работах [4, 10] показано, что при определенной организации охлаждения потери давления в сопловом аппарате с пленочным охлаждением могут быть даже ниже, чем в канале с конвективным охлаждением, что обусловлено разрушением канального вихря.

Пористое охлаждение

Пористое охлаждение относится к перспективным методам охлаждения лопаток газовых

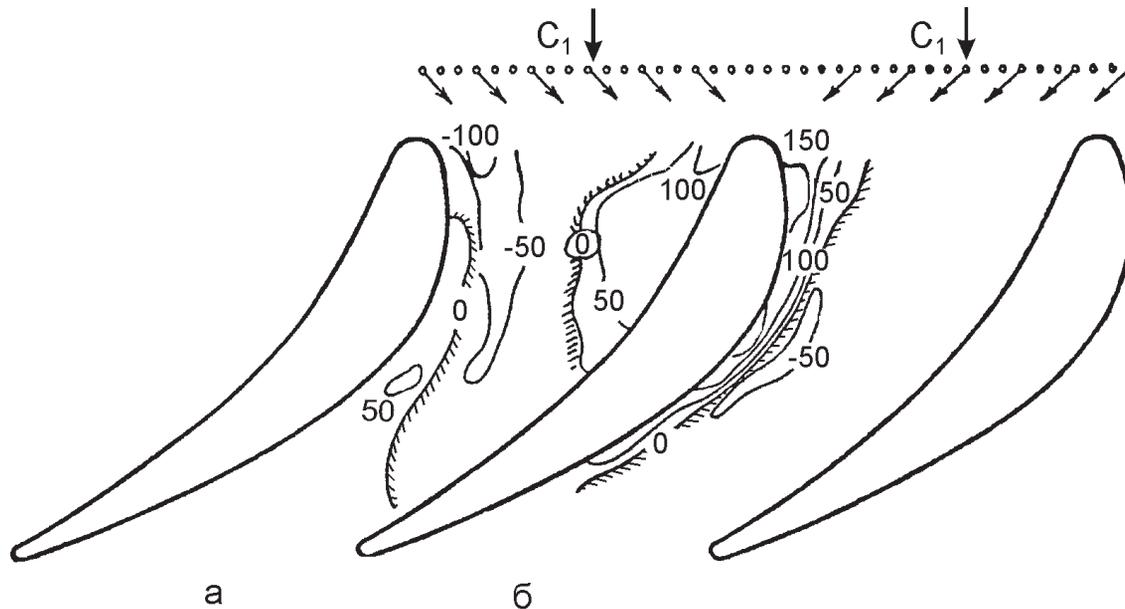


Рис. 12. Влияние пространственного угла вдува на распределение статического давления на торцевой поверхности. а – $\beta = 45^\circ$, $\gamma = 45^\circ$; б – $\beta = 45^\circ$, $\gamma = -45^\circ$ (Журавлев и др.; Россия).

турбин поскольку температура поверхности в этом случае близка к температуре охладителя на выходе из пористой стенки. Существенной особенностью пористого охлаждения является интенсивный теплообмен внутри охлаждаемой стенки. К недостаткам следует отнести окисление пористой стенки под влиянием высокой температуры и ее засорение пылью, что ведет к деградации характеристик системы охлаждения.

Исследования пористого теплообмена около торцевой поверхности криволинейного канала представлены в монографии [4]. Это исследование показало, что общий характер распределения местных коэффициентов теплоотдачи на проницаемой торцевой поверхности вдоль характерных линий поверхности остается таким же, как и на непроницаемой поверхности (рис. 13). Увеличение расхода охладителя приводит к эквидистантному смеще-

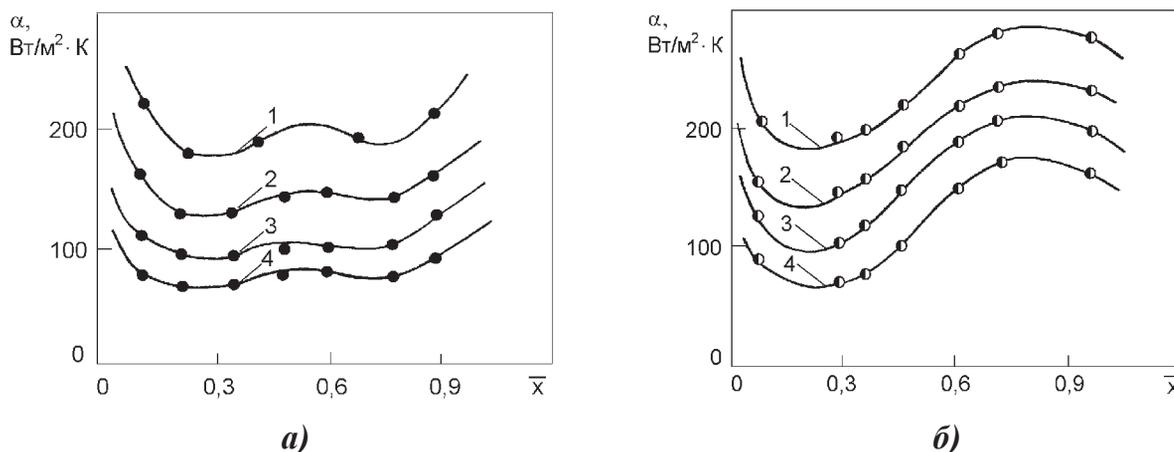


Рис. 13. Влияние относительного расхода охладителя на теплообмен около пористой торцевой поверхности; а, б – около выпуклой и вогнутой поверхности; 1 – непроницаемая поверхность; 2 - 4 – относительный расход охладителя $\bar{g}_c = 0,01; 0,016; 0,022$ [4, 10].

нию зависимостей $\alpha = f(\bar{x})$ с одновременным уменьшением интенсивности теплообмена, но темп этого снижения постепенно замедляется. Степень снижения интенсивности теплообмена около характерных линий торцевой поверхности примерно одинакова. Исключение составляет область формирования канального вихря около выпуклой стенки ($\bar{x} = 0,3 \dots 0,5$).

Очевидно, эти явления связаны как с утолщением пограничного слоя за счет подвода к нему охладителя, так и с потерей пограничным слоем индивидуальных свойств за счет его замены вдуваемым охладителем. Естественно, с увеличением массы вдуваемого охладителя эти процессы интенсифицируются. Особенно заметно они проявляются около выпуклой стенки, где при больших параметрах вдува отрыв пограничного слоя, связанный с образованием канального вихря, практически не наблюдается, а интенсификация теплообмена, обусловленная началом переходной области пограничного слоя, нивелируется. Кроме того, с увеличением параметра вдува здесь наблюдается сдвиг минимальных значений α , что означает уменьшение устойчивости ламинарного пограничного слоя. Сохраняющийся характер изменения α на входе в канал (до $x \leq 0,25$) объясняется высокой консервативностью образовавшегося здесь ламинарного пограничного слоя.

Около вогнутой стенки канала с увеличением параметра вдува также наблюдается ослабление влияния переходной области пограничного слоя на интенсивность теплообмена. В то же время в середине канала, где пограничный слой толще, чем около вогнутой стенки и нет отрыва (как около выпуклой стенки), характер поведения зависимостей $\alpha = f(\bar{x})$ с ростом массы вдуваемого охладителя не изменяется. Таким образом, вдуваемый на торцевую поверхность охладитель изолирует ее от потока газа и может практически полностью нейтрализовать интенсификацию теплообмена, вызванную канальным вихрем.

Вдув охладителя является дополнительным фактором, влияющим на теплообмен около торцевой поверхности. Обобщение опытных

данных выполнено в следующем виде [4]:

$$\varepsilon_m = (St / St_{ox}) = f(b_{tx}), \quad (14)$$

где ε_m – относительная функция вдува; $b_{tx} = (\rho c)_o / (\rho c)_x \cdot St_{ox}$ – тепловой параметр проницаемости, St , St_{ox} – число Стантона при вдуве и без него, соответственно. Число St_{ox} соответствует условиям теплообмена на непроницаемой торцевой поверхности ($Re_x = idem$) и определяется для характерных линий вдоль выпуклой и вогнутой стенок и средней линии канала из вышеприведенных уравнений.

Обобщение опытных данных показало, что уравнение (14) удовлетворительно согласуется с зависимостью, полученной решением интегрального уравнения теплового пограничного слоя на плоской пластине при постоянном параметре проницаемости [11]. Это согласование подтверждает идентичность механизмов переноса теплоты на плоской пористой пластине и пористой торцевой поверхности криволинейного канала. Результаты исследования в области $b_{tx} \leq 2,4$ обобщены уравнением [4]:

$$\varepsilon_m = (1 - 0,33 b_{tx})^{1,9}. \quad (15)$$

Функция ε_m , учитывающая влияние вдува охладителя на теплообмен около торцевой поверхности криволинейного канала справедлива при входной турбулентности потока 1 %, в диапазоне изменения числа Рейнольдса Re_x от $3 \cdot 10^5$ до $3,5 \cdot 10^6$ и параметра вдува m от $0 \dots 0,025$.

Исследования показали [4], что влияние внешней турбулентности на теплообмен около пористой поверхности криволинейного канала в диапазоне изменения параметра Tu_x от 1,0 до 20 %, числа Рейнольдса Re_1 от $3 \cdot 10^5$ до $1,2 \cdot 10^6$ и параметра вдува m от 0 до 0,022 может быть учтено уравнением (12) для непроницаемого канала.

Выводы по ч. 5

Центробежные силы и вязкие свойства потока оказывают решающее влияние на локальные и интегральные характеристики потока, теплообмен и эффективность пленочного охлаждения. Пространственность пограничного

слоя, поперечная кривизна линий тока, продольный и поперечный градиенты давления, вторичные течения и другие сопутствующие факторы должны обязательно учитываться в расчетных методах. Особенно важен учет этих факторов при расчете пленочного охлаждения, поскольку при малых параметрах вдува охладитель «сносится» к выпуклой стенке канала и «оголяет» торцевую поверхность около вогнутой стенки.

Результаты исследований, полученные в ИТТФ НАН Украины, относятся к стационарным условиям, плоским каналам и сопловым аппаратам. Дальнейшие усилия следует направить на изучение влияния вращения канала, поперечной кривизны канала и числа Маха на теплообмен и гидродинамику в криволинейных каналах и сопловых аппаратах с малым отношением h/t . Значительный интерес для практики газотурбостроения представляет разработка газодинамических методов «подавления» канального вихря, который оказывает решающее влияние на структуру течения и теплообмен в сопловых аппаратах с соизмеримым отношением высоты и шага.

Общие выводы

Выполненные в ИТТФ НАН Украины исследования в области теплообмена и гидродинамики потоков в полях центробежных и инерционных массовых сил внесли определяющий вклад в развитие этого научного направления. Результаты выполненных исследований представлены в 20 монографиях и более чем в 400 научных статьях, опубликованных в Украине и за рубежом, они широко обсуждались на научных конференциях в США, Великобритании, Германии, Дании, Италии, Греции, Израиле, Австралии, Японии, Китае, Южной Корее и других странах. Наиболее значимой публикацией является 9-томная монография «Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил», обобщающая выполненные исследования.

В разные годы научные и прикладные исследования по этому направлению удостоены Государственной премии Украины в области

науки и техники (2010), научных премий НАН Украины им. академика Г.Ф. Проскуры (1992) и академика В.И. Толубинского (2002), международных премий НАН Беларуси им. академика А.В. Лыкова (2010) и Научного Комитета НАТО (2002). Они были поддержаны более чем 20 международными и национальными научными грантами.

Новые научные результаты послужили основой создания серии оригинальных вихревых технологий аэротермодинамики, которые в течение последних 25 лет успешно внедрены в транспортном и стационарном газотурбостроении, аэрокосмической технике, специальном машиностроении, энергомашиностроении, химической технологии. Часть прикладных результатов рассмотрена в монографиях [3 - 5, 10, 12, 13].

ЛИТЕРАТУРА

1. Wang H.P., Olson S.J., Eckert R.G. Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades // ASME Paper 95-GT-7. – 1995.
2. Дубровський С.С. Визначення термоциклічної довговічності деталей газотурбінних двигунів із жароміцних матеріалів з урахуванням експлуатації них навантажень // Автореферат дисертації на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук. К.: Нац. авіац. університет. – 2010. – 20 с.
3. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. В 9 т. // К.: Изд. ИТТФ НАН Украины. – Т.7. «Вихревые технологии аэротермодинамики в энергетическом машиностроении». – 2000. – 292 с.
4. Халатов А.А., Коваленко А.С. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. В 9 т. // К.: «Наукова думка». – Т. 6: «Теплообмен и гидродинамика ускоренного потока в плоских криволинейных каналах». – 2006. – 222 с.
5. Халатов А.А., Романов В.В., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Северин С.Д. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. В 9 т. // Киев: Изд. ИТТФ НАН Укра-

ины. – Т. 9: «Теплообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин». – 2010. – 317 с.

6. *Работы ведущих авиационных компаний по созданию перспективных авиационных двигателей (аналитический обзор) // Под общей редакцией В.А. Скибина и В.И. Солоница.* – М.: Изд. ЦИАМ. – 2004. – 424 с.

7. *Ануров Ю.М. Эффективные методы интенсификации теплообмена в системах охлаждения лопаточных аппаратов высокотемпературных газовых турбин // Автореферат дисс. на соиск. уч. ст. докт. техн. наук.* – 2005. – 32 с.

8. *Халатов А.А., Шевчук И.В. и др. Термогазодинамика сложных потоков около криволинейных поверхностей // К.: Изд. ИТТФ НАН Украины.* – 1999. – 298 с.

9. *Нарежный Э.Г. Эффективность охлаждения торцевой межпрофильной поверхности*

турбинной ступени при вдуве воздуха через тангенциальную щель // Энергомашиностроение. – 1978. – № 11. – С. 24-25.

10. *Хоменко А.И., Романов В.В., Чернов С.К., Халатов А.А., Спицин В.Е., Тройнич М.Г., Коваль В.О., Головащенко О.Ф. Розробка та впровадження судових ГТД ДП НВКГ «Зоря»-Машпроект // Миколаїв: Видавництво Торубарм О.С.* – 2010. – 282 с.

11. *Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Тепло-массообмен и трение в турбулентном пограничном слое // М.: Энергоиздат.* – 1985. – 320с.

12. *Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков // К.: Изд. «Наукова Думка».* – 1989. – 198 с.

13. *Халатов А.А., Авраменко А.А., Шевчук И.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил: В 9 т. // К.: Изд. ИТТФ НАНУ.* – Т.4: «Инженерное и технологическое оборудование». 2000. – 212 с.

Получено 06.06.2012 г.