

УДК 532.516 : 536.24.01

ХАЛАТОВ А.А.¹,
ДАШЕВСКИЙ Ю.Я.², ИЗГОРЕВА И.А.¹¹Институт технической теплофизики НАН Украины²ГП НПКГ "Машпроект"

НОВЫЕ ВИХРЕВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ АЭРОТЕРМОДИНАМИКИ ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ГАЗОТУРБОСТРОЕНИЯ

Часть 1. Циклонное охлаждение лопаток

Надано огляд нових вихрових технологій аеротермодинаміки стосовно процесів теплообміну та газодинаміки в сучасних енергетичних газових турбінах.

Представлен обзор новых вихревых технологий аеротермодинамики применительно к процессам теплообмена и газодинамики в современных энергетических газовых турбинах.

A survey is given of the advanced vortex aerothermal technologies as applied to the heat-transfer and gas flow processes in the modern power gas turbines.

D, d – диаметр;

F – площадь;

f – коэффициент сопротивления;

Nu – число Нуссельта;

Re – число Рейнольдса;

T – температура;

η – тепловая эффективность.

Введение

Увеличение термодинамического к.п.д. газовой турбины достигается за счет увеличения температуры газа на входе в турбину, повышения степени сжатия воздуха в компрессоре и термогазодинамического совершенства всех ее элементов. В современных энергетических газовых турбинах температура газа после камеры сгорания уже достигла 1550...1600К. Так как эта температура значительно превышает температуру плавления самых лучших конструкционных материалов, то для обеспечения длительной работоспособности газовой турбины используется охлаждение ее элементов. Дальнейшее повышение входной температуры газа пока сдерживается медленным прогрессом в области материаловедения.

Впервые внутреннее охлаждение лопаток турбомашин было использовано в начале 60-х годов XX века при создании газотурбинного двигателя "Conway" (Rolls-Royce, Великобритания). В настоящее время системы охлаждения используют-

ся во всех высокотемпературных газовых турбинах энергетического и транспортного назначения. При этом относительная доля воздуха, отбираемого из компрессора на охлаждение, в ряде случаев достигает десяти процентов и более.

Несмотря на то, что в настоящее время известны и используются на практике более двадцати методов интенсификации теплообмена, конструкторы систем охлаждения лопаток газовых турбин используют ограниченный набор методов, который включает струйное охлаждение, плоские и разрезные ребра, штырьки, поверхностную шероховатость для внутреннего охлаждения и пленочное охлаждение (газовую завесу) — для внешнего охлаждения. Это обусловлено как малым объемом, который имеется в распоряжении конструктора для размещения внутренней системы охлаждения, так и технологическими трудностями изготовления ее элементов.

Наиболее сложной проблемой оказалось организация внутреннего охлаждения лопаток. Потенциал традиционных методов внутреннего ох-

лаждения лопаток практически исчерпан, и дальнейшее форсирование системы охлаждения стало возможным благодаря увеличению расхода воздуха, отбираемого из компрессора или уменьшения диаметра каналов охлаждения для увеличения скорости потока [1]. В первом случае потери в системе охлаждения могут быть соизмеримыми с полезным эффектом охлаждения и даже превысить его, а во втором – возникает проблема засорения мелких каналов системы охлаждения и точного изготовления ребер малой высоты (0,3...0,5 мм) методом литья. В связи с этим возникла настоятельная потребность поиска новых методов внутреннего охлаждения лопаток, обеспечивающих требуемый уровень теплообмена при малых потерях давления и исключая использование микроканалов и микроребер в канале охлаждения.

Активный поиск таких методов начался в начале 90-х годов XX века, и к настоящему времени ведущие зарубежные фирмы “General Electric”, “Pratt & Whitney”, “Solar Turbines” (все США), “Rolls-Royce” (Великобритания), SNECMA (Франция), а также университетские исследовательские центры различных стран выполнили большой объем исследований в этом направлении. Ими сформулированы основные требования к перспективным методам внутреннего охлаждения, которые состоят в следующем: высокий уровень интенсификации теплообмена ($Nu/Nu_0=5-6$), низкие потери давления в каналах охлаждения и минимально возможный расход охладителя, относительно простая и недорогая технология производства, позволяющая избежать изготовления очень мелких элементов (каналы, ребра, др.) в системе охлаждения. Исследования, выполненные в ведущих научных центрах, показали, что закрученные и поверхностно-вихревые потоки оказались тем методом гидродинамического воздействия на поток, который в достаточной степени удовлетворяет вышеперечисленным требованиям.

Охлаждение играет важную роль в обеспечении работоспособности камеры сгорания. Применяемые в настоящее время технологии базируются главным образом на использовании струйного охлаждения ее стенок, что приводит к негативным явлениям при сжигании топлива. “Замораживание” продуктов сгорания относи-

тельно холодными струями, проникающими внутрь факела, приводит к неполному сгоранию и формированию экологически вредных продуктов сгорания, выбрасываемых в атмосферу. Создание камеры сгорания с конвективным охлаждением позволило бы избежать таких недостатков, но для этого необходимы эффективные методы конвективного охлаждения, обладающие низкими гидравлическими потерями. К ним относится техника поверхностных углублений, формирующая интенсивные мини-вихри “торнадо” с низкими потерями давления.

Для повышения КПД газотурбинной установки важное значение имеет термогазодинамическое совершенствование ее “ключевых” элементов. Особенно важно уменьшить отрывные и вторичные течения на лопатках турбины и компрессора, которые приводят к значительным потерям давления. Поверхностно-вихревые системы мини-“торнадо” могут послужить основой для создания новых вихревых технологий аэротермодинамики, в частности – для уменьшения отрывных и вторичных течений в элементах энергетических установок.

В настоящей статье дается краткий обзор некоторых последних достижений в области вихревых технологий аэротермодинамики применительно к элементам высокотемпературных газовых турбин энергетического назначения. Прогресс в этой области обеспечен совместными усилиями ученых и инженеров различных стран, причем украинскими учеными внесен серьезный вклад в развитие этой проблемы. В 2002 г. за фундаментальные исследования в области инновационных систем охлаждения лопаток газовых турбин, основанных на принципе закрученного и вихревого движения потока, ученые Украины (А. Халатов), Великобритании (Н. Сайред) и России (А. Козлов) удостоены первой международной премии Научного Комитета НАТО.

Часть 1 статьи посвящена циклонному охлаждению лопаток газовых турбин, часть 2 рассматривает применение техники поверхностных углублений для внутреннего охлаждения лопаток, в части 3 даны некоторые примеры использования вихревых технологий для совершенствования течения и теплообмена в элементах высокотемпературных газовых турбин.

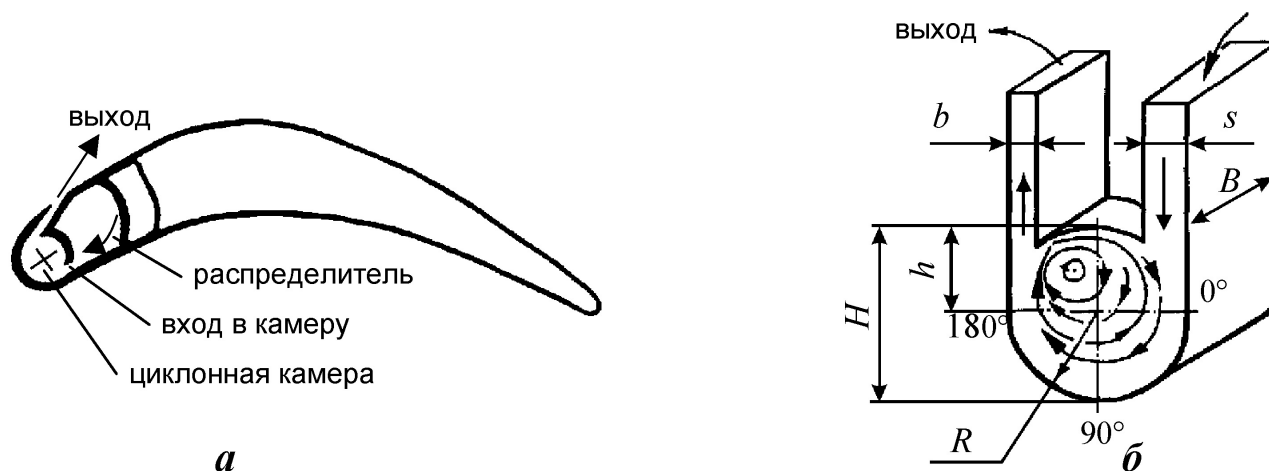


Рис. 1. Квазидвумерная схема циклонного охлаждения [3].

Часть 1. Циклонное охлаждение лопаток

Концепция закрутки потока. Внутреннее охлаждение лопатки, использующее концепцию закрученного движения охладителя, получило название циклонного охлаждения (*screw cooling* – в американской литературе). При проектировании циклонной системы одним из важнейших является вопрос правильной организации закрутки потока в канале охлаждения, которая обеспечивает максимальную интенсификацию теплообмена при заданных ограничениях по расходу охладителя и потерям полного давления. Это достигается выбором формы и размера канала, количеством тангенциальных (или других) подводов охладителя и их размещением по длине канала, соотношением площади канала охлаждения и закручивающих устройств. Исследования, выполненные в работе [2], показали, что при варьировании этих параметров в канале формируется структура закрученного потока с различным уровнем интенсификации теплообмена.

В настоящее время преимущественное развитие получили двух- и трехмерные схемы внутреннего циклонного охлаждения лопаток газовых турбин, которые рассмотрены ниже.

Двумерные схемы. В двумерной схеме создается преимущественно вращательное движение охладителя, а осевая и радиальная компоненты скорости намного меньше вращательной. Впервые конструкция аэродинамического профиля со

встроенными циклонными камерами была предложена в работе [3]. Она включает круглую циклонную камеру охлаждения в области лобовой точки профиля и две боковые камеры охлаждения около выпуклой и вогнутой поверхности. Экспериментальных данных, характеризующих эту конструкцию, в работе не представлено.

Циклонное охлаждение “лобовой” точки турбинной лопатки (рис.1) было рассмотрено в работе [4]. Охладитель подается в камеру через тангенциальную щель внутри лопатки, а выпускается на сторону разрежения через систему отверстий пленочного охлаждения (рис.1, а). Так как сечение камеры не круглое ($H \neq 2R$), то в объеме циклонной камеры формируется осциллирующее вихревое течение, способствующее разрушению пограничного слоя и интенсификации теплообмена.

Экспериментальное исследование циклонной камеры, представленной на рис. 1 б, показало, что при определенных условиях ($s/R=0,4$; $H/R<1,0$) локальный теплообмен в “лобовой” точке может даже превышать результаты, полученные для струйного охлаждения (рис. 2, а), которое широко используется в современной практике внутреннего охлаждения лопаток турбомашин. Здесь Nu , $Nu_{стр}$ – число Нуссельта для циклонной и струйной системы охлаждения.

В условиях, близких к режимам эксплуатации лопаток газовых турбин ($Re_s = 20000$; $F_{вх}/F_{вых} = 0,8$; $s/R = 0,4$; $H/R < 1,5$), средний теплообмен в области $\pm 90^\circ$ от “лобовой” точки мо-

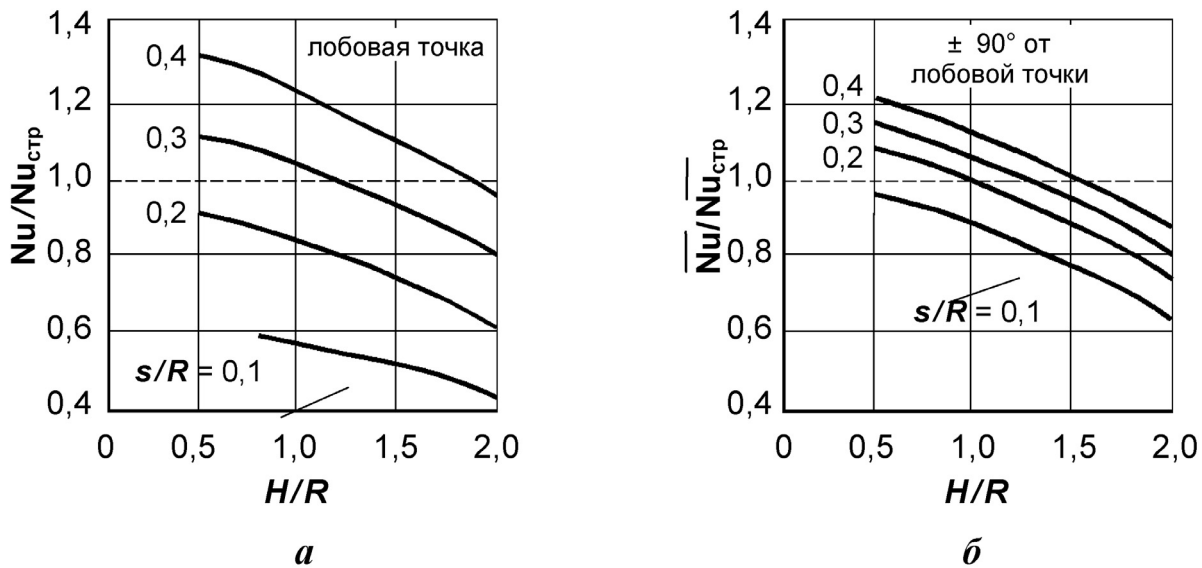


Рис. 2. Локальный теплообмен в “лобовой” точке (а) и осредненный теплообмен (б) в ее окрестности ($\pm 90^\circ$) [4]. Обозначения на рис. 1, б.

жет превышать средний теплообмен при струйном охлаждении (рис.2, б). Для расчета среднего теплообмена в области “лобовой” точки рекомендовано следующее уравнение подобия [4]:

$$\overline{Nu}_s = 0,11 Re_s^{0,8} Pr^{0,4} (T_w/T_f)^{-0,55} (x^*/s)^{-0,4} \times (F_{вх}/F_{вых})^{-0,17}. \quad (1)$$

Здесь: \overline{Nu}_s и Re_s – числа Нуссельта и Рейнольдса, построенные по высоте входной тангенциальной щели s ; x^* – расстояние по обводу циклонной камеры от среза тангенциальной щели до “лобовой” точки; $F_{вх}$, $F_{вых}$ – входная и выходная площади тангенциальной щели.

Несколько таких индивидуальных циклонных камер относительной длиной $L/D=1,0$ могут устанавливаться по высоте лопатки в области “лобовой” точки, что позволяет регулировать закон теплообмена за счет варьирования расхода охлаждаителя через отдельные камеры. При этом торцевые стенки между камерами обеспечивают дополнительный эффект охлаждения за счет обребрения.

Экспериментальное исследование и численное моделирование теплообмена в циклонной камере с круглым поперечным сечением ($H = 2R$), представленной на рис. 1, б, выполнено в работах [5, 6]. В этих исследованиях на внутренней поверхности обнаружены два “пика” локального тепло-

обмена, что обусловлено натеканием и последующим отражением охлаждающей струи от внутренней поверхности циклонной камеры. Для расчета среднего теплообмена в циклонной камере охлаждения предложено следующее уравнение подобия:

$$\overline{Nu}_D = 0,19 Re_D^{0,64}, \quad (2)$$

где \overline{Nu}_D , Re_D – числа Нуссельта и Рейнольдса, построенные по внутреннему диаметру камеры.

Такая же конфигурация циклонной камеры, но длиной $L = 0,5D$ была экспериментально исследована в работах [7, 8]. Отношение площади входной щели к площади поперечного сечения камеры составляло 0,05, что близко к значению, обеспечивающему максимально возможную интенсификацию теплообмена в циклонной и вихревой камерах [2, 9]. Визуализация потока показала образование устойчивой системы вихрей Гертлера на вогнутой поверхности камеры за тангенциальной щелью, а также вихрей Экмана около боковых поверхностей камеры. Для числа Рейнольдса $Re_H = 3100$, построенного по средней скорости потока в тангенциальной щели и ее эквивалентному размеру, вихри Гертлера становятся максимальными на угловом расстоянии 57 градусов от среза тангенциальной щели, в дальнейшем они разрушаются и переходят в хаотиче-

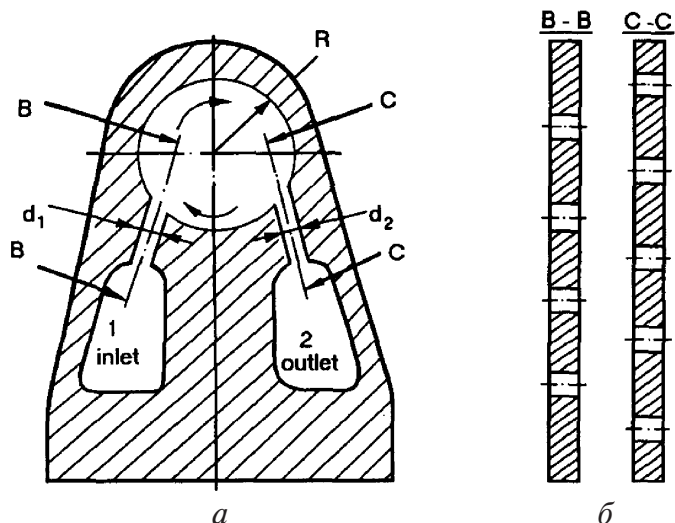


Рис. 3. Струйно-циклонное охлаждение “лобовой” точки турбинной лопатки [12, 13] (“inlet” – вход, “outlet” – выход).

ское движение. Наличие таких вихрей свидетельствует о значительной центробежной неустойчивости потока и способствует дополнительной интенсификации теплообмена.

Исследование, выполненное в работе [10], показало, что установка вихревых генераторов дельтавидной формы (*delta-wings*) в подводящем тангенциальном канале (имитация оребрения в соседнем канале охлаждения) оказывает существенное влияние на условия формирования вихрей Гертлера, их число и расстояние между ними, закономерности перехода в хаотическое движение [10]. Это означает, что интенсификация теплообмена в циклонной камере охлаждения может быть достигнута относительно простым конструктивным методом и без существенных потерь давления.

Несколько иная конфигурация циклонной камеры охлаждения рассмотрена в работе [11]. Такая камера подобна представленной на рис. 1, б, однако входная и выходная тангенциальные щели в ней смещены друг относительно друга по высоте камеры, что формирует асимметричное и осциллирующее вихревое течение, обладающее высокой интенсивностью теплообмена.

Струйно-циклонная камера охлаждения (рис. 3) рассмотрена в работах [12, 13]. В отличие от предыдущих “щелевых” конструкций в ней используется система наклонных круглых струй, охлаждающих

“лобовую” точку лопатки. Наклонные струи формируются со “ступенчатым” отрывом потока в области входных и выходных отверстий, для дополнительной интенсификации теплообмена эти отверстия смещены по высоте камеры (рис. 3, б), что способствует генерации прецессирующих вихревых структур, разрушающих пограничный слой.

Дискретный характер подвода и отвода охлаждаителя в струйно-циклонной камере приводит к неравномерному распределению теплообмена как по высоте лопатки, так и в угловом направлении, причем угловое распределение может быть несимметричным относительно линии “лобовой” точки. В работе [13] показано, что в зависимости от величины диаметра отверстий угловое распределение теплообмена может иметь “плоский” характер (без максимума) или “острый” максимум, приблизительно соответствующий внешнему распределению теплообмена. Это позволяет регулировать закон охлаждения в зависимости от режимов эксплуатации.

Средний (по углу и высоте канала) коэффициент теплоотдачи удовлетворительно описывается уравнением [13]

$$\overline{Nu}_D = 0,02 Re_D^{0,8} (d/s)^{0,2} (F_{\text{вх}}/F)^{-0,1} (T_w/T_{\text{вх}})^{-0,65}. \quad (3)$$

Здесь: d , s – диаметр камеры и эквивалентная высота тангенциальной щели; $F_{\text{вх}}$, F – площадь щели и циклонной камеры; T_w , $T_{\text{вх}}$ – температура поверхности и охлаждаителя на входе. В уравнении (3) обращает на себя внимание специфический характер влияния температурного фактора во вращающемся потоке. Особенности центробежного поля оказывают более сильное влияние на обменные процессы и теплообмен в камере охлаждения.

Тепловая эффективность струйно-циклонной системы охлаждения определяется уравнением:

$$\eta = 0,09 Re_s^{-0,2} (F_{\text{ин}}/F)^{0,7} (d/s), \quad (4)$$

где $\eta = (T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}})/(T_w - T_{\text{вх}})$, T_w – средняя температура внутренней поверхности; $T_{\text{вх}}$, $T_{\text{вых}}$ – входная и выходная температуры охлаждаителя.

Чем меньше величина параметра η , тем более эффективно используется энтальпия охлаждаителя в системе охлаждения. Для исследованных кон-

фигураций струйно-циклонного охлаждения полученные результаты ($\eta = 0,23...0,28$) не уступают используемой в настоящее время в лопатках комбинации струйного (“душевого”) охлаждения и внутреннего поверхностного оребрения канала охлаждения.

Анализ, выполненный в работе [10], показал, что теплогидравлическая эффективность струйно-циклонного охлаждения соответствует разрезному оребрению, широко используемому в системах внутреннего охлаждения.

Трехмерные схемы. В трехмерной схеме циклонного охлаждения создается поступательно-вращательное движение закрученного потока с соизмеримым соотношением осевой и вращательной компонентами скорости потока. Радиальная компонента скорости в этом случае пренебрежимо мала по сравнению с ними.

В работе [14] изучена цилиндрическая циклонная камера охлаждения диаметром 50,8 мм и длиной 381 мм ($L/D=7,5$). Тангенциальная щель для подачи охладителя имела высоту 4,1 мм, 6,4 мм и 12,7 мм и выполнена на длине 335 мм. Вследствие нарастания массового расхода в циклонной камере, скорость потока на выходе из щели монотонно уменьшается по длине, однако локальный коэффициент потерь в щели остается примерно постоянным для всех значений числа Re_S , построенного по высоте щели s .

Измерения показали, что осредненное число Нуссельта неравномерно по длине канала, причем для щели высотой 12,7 мм оно резко уменьшается в конце канала, а для двух других щелей имеет два-три характерных “пика”. По угловой координате число Нуссельта не имеет максимума в “лобовой” точке и примерно постоянно в ее окрестности для всех исследованных щелей. Осредненное для всех щелей число Нуссельта удовлетворительно обобщается уравнением:

$$\overline{Nu}_S = 0,139Re_S^{0,63}. \quad (5)$$

Обширное исследование теплообмена в цилиндрической циклонной камере относительной длиной $L/D = 7,5$ выполнено в работах [8, 15, 16]. Канал имел два тангенциальных завихрителя прямоугольного сечения, расположенных в начале и середине канала, а выход потока осуществ-

лялся через узкую прямоугольную щель, расположенную на боковой поверхности канала в его “глухом” конце. Отношение площади поперечного сечения завихрителей к площади поперечного сечения канала составляло 0,05.

Так же как и в работе [9], при поступательно-вращательном движении потока на боковой поверхности цилиндрического канала обнаружены парные вихри Гертлера, которые существуют достаточно долго, производя несколько “винтовых” оборотов по длине циклонной камеры [8]. Обнаружено, что при поступательно-вращательном движении потока вихри Гертлера более интенсивны, чем в “чисто” вращательном движении, они характеризуются значительной трехмерностью, нестационарностью и хаотичностью. Они способствуют локальному “всплеску” теплообмена за тангенциальными завихрителями. В азимутальном направлении распределение теплообмена примерно постоянно с незначительным максимумом на расстоянии 45 градусов от “среза” тангенциального завихрителя.

Средний по углу и длине коэффициент теплообмена в исследованной циклонной камере определяется уравнением:

$$\overline{Nu}_D = 0,63(T_f/T_w)^{5,7}Re_D^{0,56}(T_w/T_f), \quad (6)$$

которое получено в интервале изменения числа Рейнольдса Re_D , построенного по диаметру камеры, от 20000 до 80000 и температурного фактора T_f/T_w – от 0,6 до 1,0.

Уравнение (6) подтверждает, что в отличие от осевого течения при увеличении температурного фактора T_w/T_f теплообмен возрастает. Для $T_f/T_w > 0,86$ уравнение (6) следует использовать, полагая $T_f/T_w = 0,86$, причем при $T_f/T_w = 0,86$ уравнение (6) переходит в более простое уравнение:

$$\overline{Nu}_D = 0,27Re_D^{0,65}, \quad (7)$$

которое удовлетворительно согласуется с опытными данными работы [17] и уравнением (2).

В работе [18] исследована двухканальная схема циклонной камеры охлаждения с цилиндрическими каналами, поперечные сечения которых частично совмещены друг с другом. Закрученное

течение, формирующееся в первом канале, передается во второй канал через продольную узкую щель, соединяющую оба канала, индуцируя в нем вторичную закрутку потока. Обмен массой и вращательным моментом между каналами охлаждения определяется шириной щели и площадью выходного сечения обоих каналов, что позволяет регулировать интенсивность теплообмена в широких пределах. Выполненное в работе [19] численное моделирование гидродинамики закрученного потока в двухканальной системе подтвердило высокий потенциал и гибкость предложенной схемы циклонного охлаждения.

В работе [20] изучен теплообмен в цилиндрическом канале диаметром $D = 25,4$ мм и длиной $L/D = 12$ с одиночным тангенциальным отверстием круглого поперечного сечения ($d = 6,4$ мм) в средней части канала, причем закрученный поток выходит одновременно через левое и правое выходные сечения. Для сравнения изучалось “стандартное” струйное охлаждение с радиальной подачей охладителя. Сравнение показало, что в области “лобовой” точки локальный теплообмен при закрутке потока не уступает струйному охлаждению. На расстоянии одного диаметра канала от завихрителя данные по теплообмену закрученного потока уже превышают данные для струйного охлаждения, причем при $x/D = \pm 2,0$ это превышение составляет до 80%. В среднем по каналу циклонное охлаждение примерно на 20% эффективнее с тепловой точки зрения, чем струйное.

Вращение канала охлаждения оказывает существенное влияние на структуру течения. Исследование, выполненное в работе [21], показало, что при поступательно-вращательном (закрученном) движении воздушного потока в радиально-вращающемся канале важную роль играет сила Кориолиса. При закрутке потока через тангенциальную щель в сторону вращения канала средняя интенсивность теплообмена оказалась на 9% выше, чем при его вращении в обратную сторону. Это важное обстоятельство должно обязательно учитываться при проектировании лопаток с внутренним циклонным охлаждением.

Каналы внутреннего охлаждения лопаток турбин чаще всего некруглого поперечного сечения. В работе [22] рассмотрена циклонная камера по-

лусферического поперечного сечения с тангенциальной подачей охладителя через одиночное круглое отверстие. При отсутствии осевого сносящего потока максимальное значение числа Нуссельта наблюдается в сечении тангенциального завихрителя. С увеличением относительного параметра вдува $K = (\rho_c w_c) / (\rho_o w_o)$ этот максимум уменьшается по абсолютной величине и смещается “вниз” по потоку. Здесь индекс “с” соответствует закрученному потоку, а индекс “о” – сносящему потоку. Важно отметить, что влияние закрутки потока на теплообмен проявляется по обе стороны от тангенциального отверстия на длине, равной 12 диаметрам отверстия.

В исследованном случае теплообмен центральной струи без сносящего потока на 10...15% выше, чем теплообмен тангенциальной струи, что объясняется различным характером удара струи о поверхность. При отсутствии сносящего потока теплообмен несимметричный по углу, азимутальная несимметричность особенно заметна при малых значениях диаметра тангенциального отверстия, причем картина становится симметричной только при $\bar{d} > 3,0$. При значении параметра K менее 10,0 в сносящем потоке, которое наиболее характерно для реальных систем охлаждения, тангенциально-закрученная струя имеет более высокие характеристики теплообмена, что объясняется высокой устойчивостью закрученного потока в сносящем потоке.

В работе [23] исследован канал циклонного охлаждения треугольной формы, который моделирует “лобовую” область лопатки. Охладитель в канал подается через ряд тангенциальных отверстий, расположенных по длине циклонного канала с шагом 15 мм и наклоном в сторону выходного сечения. Угол их наклона изменялся от 30 до 75 градусов (90° – тангенциальный подвод). Вследствие подачи охладителя по длине треугольного канала расход и статическое давление увеличиваются к выходному сечению.

Исследования показали, что струи, подаваемые под углом 75 градусов, омывают “дно” треугольного канала, ударяются об его боковую стенку и генерируют два противоположно вращающихся вихря. При этом у левого торца возникает небольшая “мертвая” зона. На дне канала теплообмен выше, чем на его боковой поверхности, но в

обоих случаях он примерно постоянный по длине канала с уровнем интенсификации теплообмена от 4,5 до 8,3 в зависимости от числа Рейнольдса. Средний коэффициент теплообмена в треугольном канале удовлетворительно обобщается уравнением подобия степенного вида

$$\overline{Nu}_{eq} = CRe_{eq}^m \quad (8)$$

где $C = 1,89$, $m = 0,52$ – для дна канала и $C = 2,25$, $m = 0,46$ – для его боковой поверхности. Здесь \overline{Nu}_{eq} и Re_{eq} – числа Нуссельта и Рейнольдса, построенные по эквивалентному размеру канала.

Струи, подаваемые под углом 30 и 45 градусов, “отрываются” от дна треугольного канала и преобразуются в симметричное закрученное течение в центре канала. В левой части канала на длине x/D до 10 диаметров теплообмен достаточно низкий, но постепенно возрастает до максимального значения. Интенсификация теплообмена Nu/Nu_0 составляет от 4,0 до 8,0 и примерно постоянна в области $x/D > 5...10$. Среди трех исследованных случаев максимальный теплообмен на дне канала наблюдается при угле подачи охладителя 75°, а на боковой поверхности – при углах 30° и 45°. Для различных условий эксперимента значения коэффициентов C и m в уравнении (8) приведены в работе [23].

В работе [24] изучено циклонное охлаждение в прямоугольном канале с продольной разделяющей пластиной, в которой выполнены наклонные отверстия для разворота потока на 180°, что моделирует U -образный поворот в канале внутреннего охлаждения. Эти отверстия направлены на боковую стенку верхнего канала, так что после удара об эту поверхность струйное натекание формирует индуцированный вихрь. Такой вихрь обеспечивает высокий уровень теплообмена во втором канале с фактором интенсификации теплообмена Nu/Nu_0 , достигающим 8,0. Предложенная конфигурация потенциально более перспективна, чем U -образный поворот, присутствующий в петлевой схеме охлаждения лопатки, т.к. в этом случае исключаются мелкие ребра в канале охлаждения. Потери давления в этой системе примерно в два раза выше, чем в U -образном повороте, однако высокий уровень теплообмена в некоторой степени компенсирует этот недостаток.

В работе [25] рассмотрена циклонная камера охлаждения в виде узкого прямоугольного канала с выходом охладителя в одну сторону. Охладитель подается через систему тангенциальных отверстий, расположенных вдоль боковой поверхности канала, что генерирует закрученное течение. Такая схема возникает при наличии внутреннего дефлектора лопатки, повторяющего ее контур и формирующего несколько радиальных прямоугольных охлаждающих каналов вдоль контура лопатки. Экспериментальные данные для этой конфигурации пока отсутствуют, однако, как и в предыдущем случае, следует ожидать высокого уровня интенсификации теплообмена.

Схема трехканального циклонного охлаждения (ТЦО), в которой охладитель движется последовательно через три охлаждающих канала круглого профиля и два тангенциальных завихрителя рассмотрена в работе [26]. Схема ТЦО представлена на рис. 4, а упрощенная конструкция турбинной лопатки с ТЦО – на рис. 5. Экспериментальное исследование ТЦО выполнено в работе [27], а результаты численного моделирования гидродинамики представлены в [28].

ТЦО продемонстрировало высокий уровень теплообмена: для исследованной конфигурации отношение Nu/Nu_0 во втором канале изменялось от 3,4 до 4,9, а в третьем – от 2,8 до 3,8. Вследствие перестройки течения теплообмен увеличивался и в первом (распределительном) канале в области перед завихрителем, где отношение Nu/Nu_0 достигало 1,5. Численное моделирование обнаружило существенную неравномерность течения и локальную зону отрыва потока за тангенциальными завихрителями, что приводит к дополнительным потерям давления. В работе [20] трехканальная циклонная система предлагается для охлаждения хвостовой части турбинной лопатки.

Несколько иная конфигурация циклонного охлаждения лопатки (рис. 6) рассмотрена в работе [29]. Двухканальная схема основана на использовании цилиндрического канала и тангенциальных отверстий, равномерно распределенных по его длине. Охладитель выпускается в хвостовую область лопатки (рис. 6, а, б) или на сторону разреза (выпуклую поверхность) через систему отверстий пленочного охлаждения (рис. 6, в). Эта

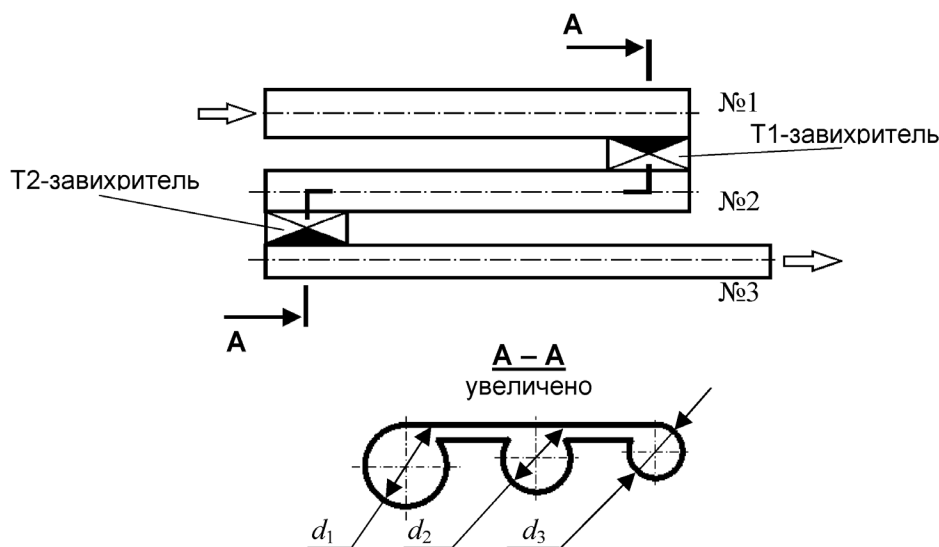


Рис. 4. Схема трехканального циклонного охлаждения.

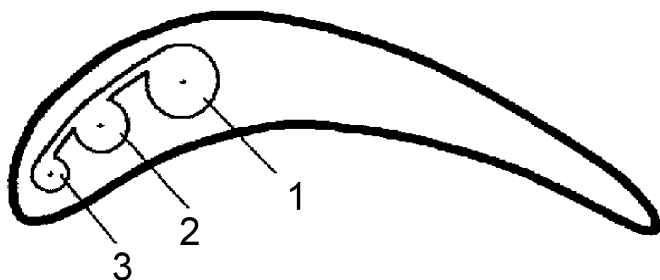


Рис. 5. Турбинная лопатка с трехканальной системой циклонного охлаждения [26]. 1 — канал распределения охладителя. 2, 3 — каналы охлаждения с закруткой потока.

схема имеет много общего со схемой циклонного охлаждения, ранее рассмотренной в работе [30].

Результаты экспериментального исследования показали высокий уровень среднего теплообмена в канале циклонного охлаждения по сравнению с «классическими» методами (рис. 7). Наилучшие условия охлаждения достигнуты в том случае, когда охладитель закручивается по всей длине передней кромки лопатки и удаляется через заднюю кромку (рис. 6, а).

В работе [21] представлено экспериментальное исследование реальной турбинной лопатки с системой охлаждения, выполненной по схеме рис. 6, а, и с оребрением в распределительном канале. Вращение лопатки не оказало влияния на среднюю температуру поверхности и эффективность ее внутреннего охлаждения. Средний теплообмен

лопатки в стационарных условиях, а также при вращении лопатки оказался примерно одинаковым и соизмеримым с данными при внутреннем струйном охлаждении исходной лопатки. Однако результаты, полученные в этой работе, не являются оптимальными, т. к. не были достигнуты лучшие результаты, полученные при исследовании в низкотемпературных (лабораторных) условиях [17].

Сравнительный анализ. На рис. 8 представлены результаты определения среднего теплообмена для различных схем циклонного охлаждения, рассмотренных выше. Экспериментальные данные, характеризующие дву- и квазидвумерные циклонные конфигурации, удовлетворительно описываются уравнением (линия 1):

$$\overline{Nu}_D = 0,49Re_D^{0,56}, \quad (9)$$

которое получено в области изменения числа Рейнольдса Re_D от 2000 до 300000. Уравнение (7) располагается выше данных для струйного охлаждения (линия 3, [20]), а результаты для трехмерной циклонной камеры (линии 4, 5) находятся выше данных для двумерной и квазидвумерной конфигураций. Линия 3а отражает опытные данные для струйного охлаждения при сносящем течении охладителя в канале. При $Re_D < 14000$ опытные данные для экспериментального участка №2 имеют некоторое отклонение от уравнения (7).

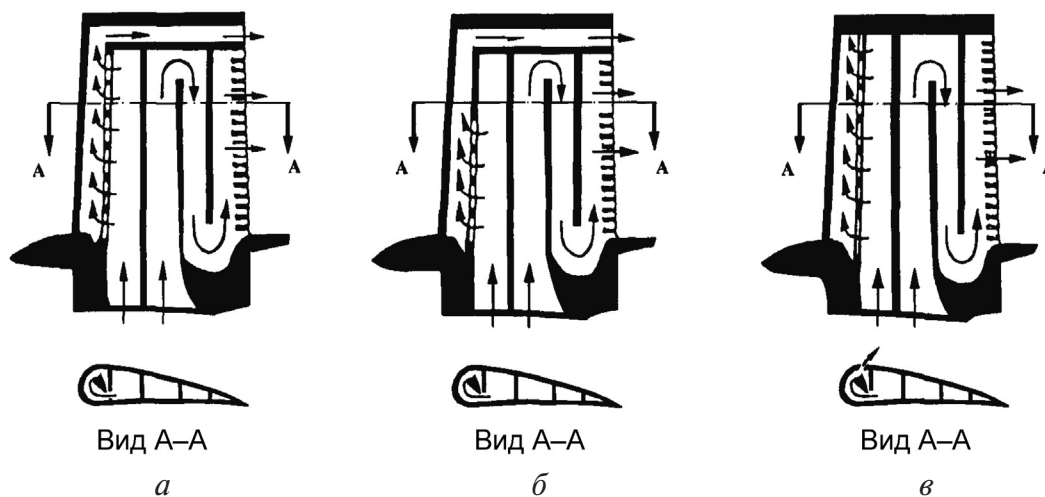


Рис. 6. Турбинная лопатка с двухканальной системой циклонного охлаждения [29].

Опубликованные в настоящее время результаты и новые конструкторские решения [26, 30, 31] демонстрируют высокий потенциал концепции закрученного потока при использовании в системе внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин. Прежде всего, высокий общий уровень теплообмена позволяет расширить температурный предел функционирования внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин. В работе [17] указывается, что применение в конструкции турбинной лопатки трехмерной циклонной схемы (по схеме рис. 6, а) позволило расширить диапазон внутренней системы охлаждения по температуре газового потока с 1176°C до 1260°C .

Кроме высокого уровня теплообмена, концепция закрученного потока имеет несколько других важных преимуществ. Так как центробежные силы вытесняют нагретый охладитель в ядро потока, то в охлаждающем канале наблюдается постоянное “обновление” охладителя около поверхности. Вследствие увеличения статического давления на внутренней поверхности охлаждающего канала при закрутке потока следует также ожидать улучшения эффективности пленочного охлаждения внешней поверхности.

Вращение лопатки не уменьшает эффективности циклонного охлаждения [21], а элементы системы охлаждения полностью воспринимают центробежную нагрузку при вращении. Очень важной особенностью циклонного охлаждения является относительная простота изготовления

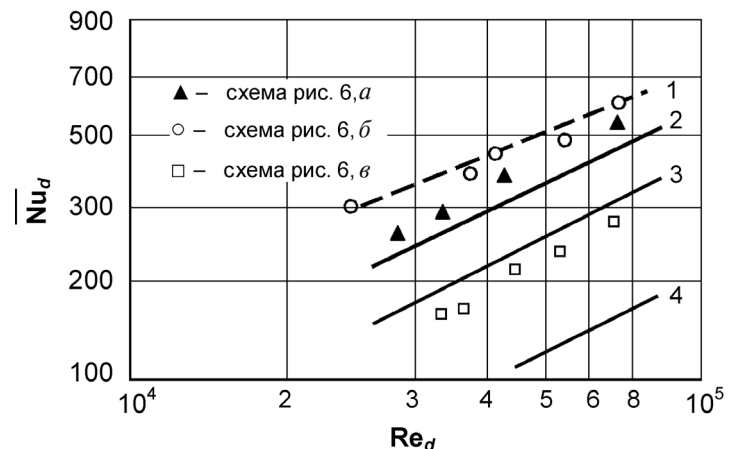


Рис. 7. Средний теплообмен в двухканальной системе циклонного охлаждения [17].
1 – струйное и пленочное охлаждение.
2 – струйное охлаждение со “сносящим” потоком. 3 – разрезные ребра. 4 – гладкий канал.

лопаток и возможность избежать изготовления малых каналов охлаждения и ребер малой высоты ($<0,4$ мм), склонных к засорению.

К настоящему времени исследования в области трехмерных схем циклонного охлаждения выполнены только для охлаждающих каналов с открытым или плоским дном, закрытым или открытым выходом, что исключает формирование концентрированных вихрей в закрученном потоке. Каналы циклонного охлаждения могут быть сконструированы так, чтобы сформировать

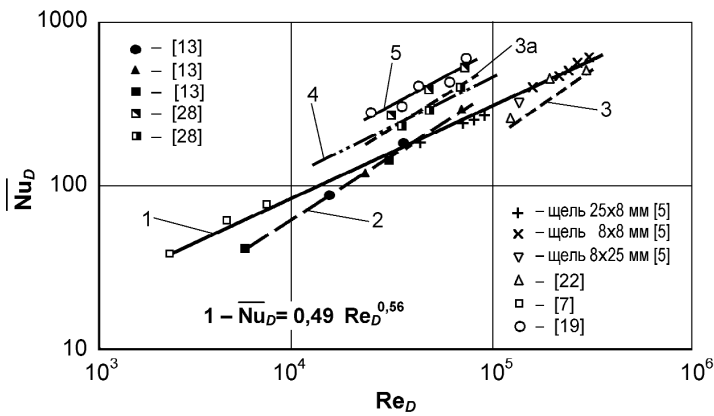


Рис. 8. Средний теплообмен в дву- и трехмерной схеме циклонного охлаждения [6].

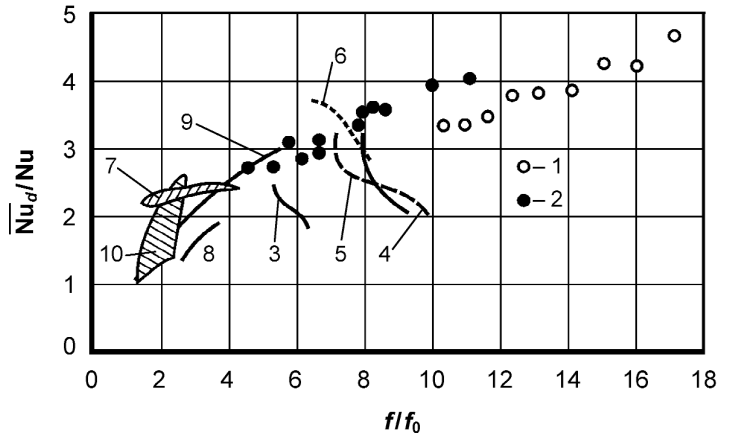


Рис. 10. Аналогия Рейнольдса в канале циклонного охлаждения [27]:

- 1 – трехканальная циклонная схема, канал № 2 (рис. 4);
- 2 – трехканальная циклонная схема, канал № 3 (рис. 4);
- 3–6 – прямые и наклонные (разрезные) ребра (60° и 90°) [34];
- 7 – поверхностные углубления [34];
- 8 – штырьки [4];
- 9 – вихревая матрица [1];
- 10 – поверхностные углубления [1].

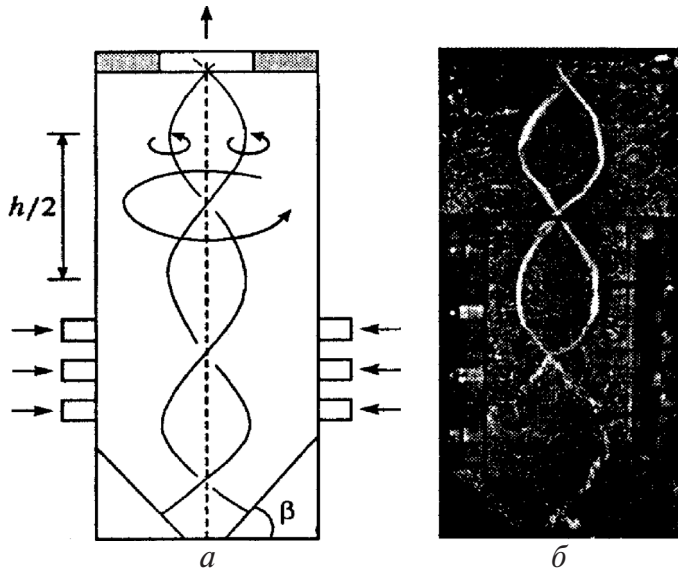


Рис. 9. Закрученный поток с двойной вихревой спиралью в круглом канале [32].

закрученный поток с концентрированными вихрями. Например, при закрутке потока в канале с центральным выходным отверстием и “глухим” профилированным дном формируется закрученный поток с двойной вихревой спиралью (рис. 9). Возможно также формирование прецессирующего вихря, колоннообразных или винтовых вихревых нитей [32]. Создание в канале охлаждения закрученного потока с вихревыми нитями является одним из перспективных направлений дальнейшей интенсификации теплообмена в каналах циклоной системы охлаждения.

Важно отметить, что использование принципа закрученного потока сопровождается дополни-

тельными потерями давления, однако некоторый конструкторский компромисс может быть допущен, т. к. высокий уровень теплообмена и хорошие теплогидравлические характеристики закрученного потока сочетаются с относительно простой и недорогой технологией изготовления охлаждающих каналов.

Теплогидравлическая эффективность. Теплогидравлическая эффективность является основной характеристикой любого метода интенсификации теплообмена [31, 33]. При анализе теплогидравлической эффективности циклонного охлаждения чаще всего используется коэффициент аналогии Рейнольдса $\eta = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)$. При этом неравенство $\eta < 1,0$ не означает ухудшения теплогидравлических свойств канала при использовании конкретного метода интенсификации теплообмена; оно лишь указывает на невозможность их улучшения при заданных значениях диаметра канала и скорости охлаждающего потока.

На рис. 10 дается сравнение циклонной системы охлаждения с другими методами, использующими принцип вихревого движения потока (вихревая матрица и поверхностные углубления). Здесь же представлены опытные данные для

штырьковой системы охлаждения, прямых и разрезных ребер, применяемых в современных системах внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин. Как следует, в области $f/f_0 = 4,5...8,0$ трехмерная циклонная схема не уступает вихревой матрице и разрезным ребрам, а при $f/f_0 > 8$ она обеспечивает наиболее высокий уровень интенсификации теплообмена, не достижимый всеми другими методами. Для трехмерной циклонной схемы в области $f/f_0 > 5,0$ фактор аналогии Рейнольдса изменяется от 0,28 до 0,5.

Выводы

Опубликованные результаты демонстрируют высокий потенциал концепции закрученного потока при ее использовании в системе внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин. Закрутка потока обеспечивает высокий уровень теплообмена в тракте охлаждения при приемлемых потерях давления, в ряде случаев в области “лобовой” точки ее данные превышают результаты, полученные для струйного охлаждения. Это позволяет надеяться на использование конвективной системы охлаждения в условиях, когда традиционные методы внутреннего охлаждения уже не обеспечивают требуемых условий охлаждения. При равных условиях более перспективной выглядит трехмерная схема циклонного охлаждения, результаты которой превышают данные для двумерной и квазидвумерной конфигураций.

Кроме высокого уровня теплообмена, концепция закрученного потока имеет несколько других важных преимуществ. В охлаждающем канале наблюдается постоянное “обновление” охладителя около поверхности, а вследствие высокого статического давления на внутренней поверхности канала следует ожидать улучшения эффективности пленочного охлаждения внешней поверхности. Вращение канала не уменьшает эффективности системы охлаждения, причем элементы циклонной системы охлаждения полностью воспринимают центробежную нагрузку при ее вращении. Несомненным преимуществом циклонной системы является более простая технология производства, позволяющая избежать изготовления охлаждающих каналов малого диаметра с микроребрием.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Нагога Г.П.* Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин. – М.: Изд. Московского авиационного института, 1996. – 100 с.
2. *Халатов А.А.* Теория и практика закрученных потоков. – К.: Наукова думка, 1989. – 198 с.
3. *Smith N.* Cooled Compound Elements of Airfoil // Patent of United Kingdom. №2202907, 416/96R. – 1988.
4. *Гелетуха Г.Г., Халатов А.А.* Струйно-циклонная система охлаждения // Патент Украины № 20116А. – 1997.
5. *Al-Ajmi R., Syred N., Bowen P. & Khalatov A.A.* Evaluation of Vortex Cooling System for Turbine Blade // Proceedings of FEDSM'98. – 1998. – ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting. – Paper № FEDSM'98-4996.
6. *Khalatov A., Syred N., Bowen P. & Al-Ajmi R.* Enhanced Cyclone Cooling Technique for High Performance Gas Turbine Blades // Heat Transfer. – 2002. – Proceedings of the 12th International Heat Transfer Conference. – Grenoble, France. – P. 626–672.
7. *Ligrani P., et al.* Flow Phenomena in Swirl Chambers // ASME Paper № 97 – GT-530. – 1997.
8. *Ligrani P., Hedlund C., Babinchak B., Thambu R., Moon H-K, & Glezer B.* Flow Phenomena in Swirl Chambers // Experiments in Fluids. – 1998. – Vol. 24, – P. 254–264.
9. *Шукин В.К., Халатов А.А.* Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. – М.: Машиностроение, 1982. – 200 с.
10. *Thambu R., Babinchak B., Ligrani P., Moon H.-K. & Glezer B.* Flow in a Simple Swirl Chamber with and Without Controlled Inlet Forcing // Experiments in Fluids. – 1999. – Vol. 26. – P. 347–357.
11. *Варганов И.И., Халатов А.А., Митрахович М.М.* Охлаждаемая лопатка соплового аппарата // Патент Украины №10515А. – 1996.
12. *Халатов А.А., Варганов И.С.* Охлаждаемая лопатка соплового аппарата // Патент Украины № 58309А. – 2003.
13. *Khalatov A., Syred N., Bowen P. & Al-Ajmi R.* Quasi Two-Dimensional Cyclone-Jet Cooling

Configuration: Evaluation of Heat Transfer and Pressure Losses // ASME Paper № GT2000–230. – 2000.

14. Moon H-K, O' Connel T., & Glezer B. Heat Transfer Enhancement in a Circular Channel Using Lengthwise Continuous Tangential Injection // Heat Transfer-98. Proceedings of the 11th International Heat Transfer Conference.–1998. – Kyongju. – South Korea.

15. Hedlund C., Ligrani P., Glezer B. & Moon H-K. Heat Transfer in a Swirl Chamber at Different Temperature Ratios and Reynolds Numbers // International Journal of Heat and Mass Transfer.– 1999.– Vol. 42. – P. 4081–4091.

16. Hedlund C. & Ligrani P. Local Swirl Chamber Heat Transfer and Flow Structure at Different Reynolds Numbers // Journal of Turbomachinery.– 2000.– Vol. 122. – P. 375–385.

17. Glezer B., Moon H.-K., & O'Connel T. Novel Technique for Internal Blade Cooling // ASME Paper № 96-GT-181.-1996.

18. Варганов И.С., Халатов А.А., Борисов И.И. Соплова лопатка з циклонним охолоджувачем // Патент України № 36360.-2001.

19. Khalatov A., Smith A., Syred N. & Bowen P. A CFD Study into the Flow Pattern in a Double Overlapped Cyclone Cooling Configuration // Промышленная теплотехника.– 2002. – Т.24, № 5. – С.34–45 (англ.).

20. Cheng Kian, et al. Innovative Vortex Cooling Concept and its Application to Turbine Airfoil Trailing Edge Cooling Design // The 33d AIAA/ASME/SAE/ASEE Conference. – Paper № 97 – 3013. – 1997.

21. Glezer B., Moon H-K, Kerrebrock J., et al. Heat Transfer in Rotating Radial Channel With Swirling Internal Flow // ASME Paper № 98 – GT – 214. – 1998.

22. Арсеньев Л.В., Митряев И.Б., Ковалев А.Н. Теплообмен тангенциальной одиночной струи с криволинейной поверхностью // Энергомашиностроение. – 1983. –№3. – С.6–9.

23. Hwang J. & Cheng C. Augmented Heat Transfer in a Triangular Duct by Using Multiple Swirling Jets // Journal of Heat Transfer. – 1999. – Vol. 121, № 3. – P. 683–690.

24. Pamula G., Ekkad S., & Acharya S. Influence of Cross-flow Induced Swirl and Impingement on Heat Transfer in a Two-Pass Channel Connected by Two Rows of Holes // ASME Paper № GT2000–230. – 2000.

25. Khalatov A.A. Advanced Cooling Systems for Gas Turbine Engineering. -Report of Cardiff University. – 2000. – № 2349. United Kingdom. – 54 p.

26. Варганов И.С., Халатов А.А., Борисов И.И. Охолоджувана лопатка газової турбіни // Патент України № 32100А. – 2000.

27. Khalatov A., Syred N., Bowen P., et al. Innovative Cyclone Cooling Scheme for Gas Turbine Blade: Thermal-Hydraulic Performance Evaluation // ASME Paper № GT2000–237. – 2000.

28. Khalatov A. & Lam K. CFD Simulation on the Cyclone Cooling System of the Turbine Blade.- Report of Cardiff University. – 1998. – № 1328. – United Kingdom. – 45 p.

29. Glezer B., Lin T. & Moon H.-K. An Improved Turbine Cooling System // U.S. Patent № 5603606. 416/97 R; 415/115. – 1997.

30. Халатов А.А., Варганов И.И., Борисов И.И. Лопатка газовой турбины с воздушным охлаждением // Патент Украины № 33785А. – 2001.

31. Khalatov A. & Syred N. Innovative Aerothermal Vortex Technologies in Gas Turbine Engineering // Промышленная теплотехника. – 2002. – Т.24, № 2–3. – С.22–35. (англ.).

32. Алексеенко С.В., Куйбин П.А., Окулов В.Л. Введение в теорию концентрированных вихрей. – Новосибирск: Изд. Ин-та теплофизики Сиб. отд. РАН, 2003. – 478 с.

33. Khalatov A. & Syred N. Application of Swirl Flow Concept to Internal Blade Cooling // International Symposium on Heat Transfer in Gas Turbine Systems. – International Centre for Heat and Mass Transfer (ICHMT). – 2000. –Turkey.

34. Chyu M-K. & Ding H. Heat Transfer in a Cooling Channel with Vortex Generators // Heat Transfer Gallery. Transaction of ASME. Journal of Heat Transfer. – 1997. – Vol. 119, № 5. – P. 545–557.

Получено 26.06.2008 г.