

УДК 532.516: 536.24.01

Халатов А.А.,¹ Романов В.В.,² Борисов И.И.,¹ Дашевский Ю.Я.,² Северин С.Д.¹¹Институт технической теплофизики НАН Украины²ГП НПКГ «Зоря» Машипроект»ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВНУТРЕННЕГО
ЦИКЛОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Наведено результати аналізу теплогідрравлічної ефективності внутрішнього циклонного охолодження лопаток газових турбін.

Представлены результаты анализа теплогидравлической эффективности внутреннего циклонного охлаждения лопаток газовых турбин.

The results of thermo-hydraulic analysis of internal cyclone cooling of turbine blades are presented.

d – внутренний диаметр циклонной камеры (цилиндрического канала);

f – коэффициент гидравлического сопротивления циклонной камеры;

l – длина циклонной камеры;

P – давление;

T – температура;

w – скорость;

x – продольная координата;

$Re_d = \frac{\bar{w} \cdot d}{\nu}$ – среднерасходное число Рейнольдса;

$Nu_d = \frac{\alpha d}{\lambda}$ – число Нуссельта.

ρ – плотность воздуха;

ζ^* – коэффициент местного гидравлического

сопротивления, определяемый по разности полных давлений;

φ – угловая координата;

φ_w – угол закрутки линии тока на стенке канала (предельный угол закрутки потока);

Φ^* – интегральный параметр закрутки потока.

Нижние индексы:

d – параметр, определенный по диаметру цилиндрического канала;

w – параметры на стенке циклонной камеры;

0 – параметры осевого стабилизированного потока в гладком канале.

Верхние индексы:

– – среднее значение;

* – величина, определенная по полным параметрам.

Введение

Используемые в настоящее время технологии внутреннего конвективного охлаждения лопаток газовых турбин в значительной степени исчерпали теплофизический потенциал и возникла настоятельная необходимость поиска новых идей и концепций, позволяющих форсировать внутренний теплообмен при некоторых ограничениях на расход охладителя и стоимость производства лопаток. С этой точки зрения весьма перспективной представляется концепция закрученного потока, позволяющая достичь высокого уровня интенсификации теплообмена при приемлемых потерях давления и характеризующаяся более простой технологией изготовления [1, 2]. Такие схемы

охлаждения, главным образом вследствие тангенциального подвода охладителя в канал охлаждения, получили название *циклонного охлаждения* [1].

В Институте технической теплофизики НАН Украины исследования в области циклонного охлаждения лопаток газовых турбин проводятся с 1991 г. За это время разработано несколько новых конструкций циклонного охлаждения, защищенных патентами Украины, выполнены детальные исследования теплообмена и гидродинамики при различной конфигурации циклонного охлаждения, разработаны методы расчета и оптимизации системы охлаждения. Несколько более поздние исследования циклонного охлаждения были начаты в США и

Великобритании (с 1994 г.), обобщение мирового опыта в этой области выполнено в недавно опубликованной монографии [3].

Настоящий период характеризуется анализом различных схем циклонного охлаждения с точки зрения их теплогидравлической эффективности. Сравнение различных методов интенсификации теплообмена наглядно проводить с помощью теплогидравлической диаграммы в системе координат $\left(\frac{Nu}{Nu_0}, \frac{f}{f_0}\right)$. Как показано в работах [4, 5], при таком представлении все известные в настоящее время данные по теплообмену и сопротивлению располагаются в узком «коридоре» между двумя предельными кривыми: нижней – соответствующей обтеканию поперечных ребер прямоугольного сечения при высоких числах Рейнольдса, и верхней – соответствующей обтеканию сферических углублений на плоской поверхности при низких числах Рейнольдса. Анализ результатов предыдущих исследований циклонного охлаждения показывает [6], что параметр аналогии Рейнольдса $\frac{Nu}{Nu_0} \frac{ff_0}{f_0}$ закрученного потока по своему значению располагается ближе к верхней кривой (обтекание сферических углублений), однако при создании реальных систем охлаждения необходимо также учитывать сопротивление и теплообмен в области закручивающего устройства, что ухудшает теплогидравлическую характеристику системы охлаждения.

Целью настоящей работы является исследование теплогидравлических характеристик циклонного способа интенсификации теплообмена с тангенциально-наклонной закруткой потока. Рассмотрен гладкий канал с одним и двумя завихрителями, открытым выходом и 90° поворотом на выходе, который отражает особенности конструкции внутренней системы охлаждения с выходом охладителя в хвостовую часть лопатки.

Рабочий участок для исследования гидродинамики и теплообмена

Описание экспериментальной установки

для исследования гидродинамики и теплообмена приведено в работах [7, 8]. В экспериментах по гидродинамике измерялся угол закрутки воздушного потока на стенке канала, гидравлическое сопротивление канала, завихрителя и поворота потока на выходе. В экспериментах по теплообмену измерялся локальный коэффициент теплоотдачи в условиях охлаждения потока при постоянной температуре стенки канала.

Рабочий участок (рис. 1) состоит из двух параллельных каналов: основного цилиндрического канала 3 и распределительного канала 2 прямоугольного сечения. Поток нагретого воздуха поступает в распределительный канал под углом $\beta = 60^\circ$ к оси первого завихрителя 4, и затем – через один или два тангенциальных завихрителя подается в основной цилиндрический канал.

В гидродинамических экспериментах использовался цилиндрический канал из полированного оргстекла, а в экспериментах по теплообмену канал собирался из отдельных медных секций, с индивидуальными наружными рубашками охлаждения.

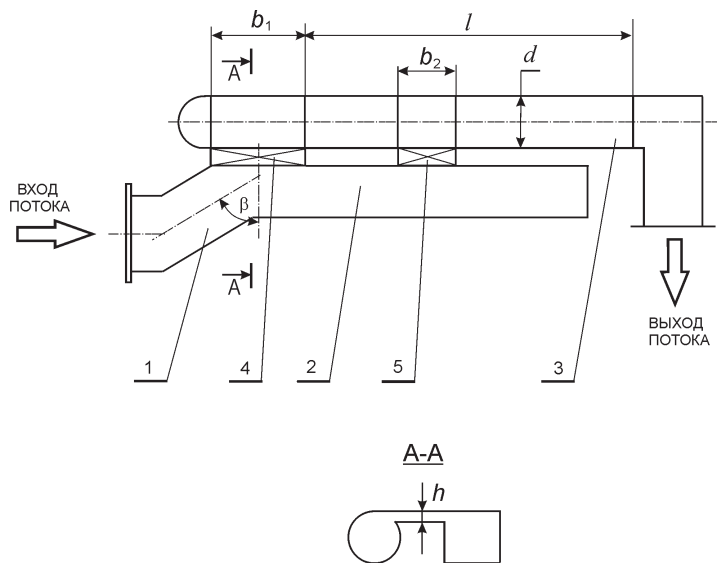


Рис. 1. Схема рабочего участка:
 1 – входной патрубок;
 2 – распределительный канал прямоугольного сечения; 3 – цилиндрический канал; 4, 5 – тангенциальные завихрители.

Диаметр цилиндрического канала d составлял 20 мм, длина l – 230 мм. Высота h щелей обоих завихрителей составляла 5 мм. Длина щели первого тангенциального завихрителя (b_1) составляла 59 мм и 47 мм (последний размер использовался только в экспериментах по гидродинамике), второго (b_2) – 23,5 мм. Расстояние между щелями завихрителей (в схеме с двумя завихрителями) равнялось 100 мм.

Были исследованы три схемы циклонного охлаждения: с одним завихрителем и открытым выходом потока; с одним завихрителем и поворотом потока на выходе; с двумя завихрителями и поворотом потока на выходе.

Режимные параметры экспериментов были следующими: массовый расход основного потока 8...35 г/с, среднерасходное число Рейнольдса в канале варьировалось в диапазоне $4 \cdot 10^4$... $1,05 \cdot 10^5$. Исследование гидродинамики проводилось в изотермических условиях ($T_f \approx 20$ °С). При исследовании теплообмена температура потока на входе в цилиндрический канал изменялась от 90 до 105 °С.

Основные допущения при обработке данных по гидродинамике и теплообмену

Первое допущение относится к подобию закрученных потоков. В отличие от осевого потока, для которого основным критерием подобия является число Рейнольдса, для закрученного потока, как показано в работе [1], необходимо использовать еще один критерий подобия – интегральный параметр закрутки потока Φ^* , представляющий собой отношение момента количества движения к произведению осевого количества движения и радиуса канала, или $\text{tg}\varphi_w$ – тангенс угла закрутки потока на стенке канала. Допущение состоит в том, что вышеуказанные числа подобия могут использоваться для тангенциально-наклонной закрутки потока.

Второе допущение предполагает существование однозначной связи между интегральным Φ^* и локальным $\text{tg}\varphi_w$ параметрами закрутки при разнообразных граничных условиях, которая обоснована в [1]. Такая связь позволяет использовать в качестве критерия подобия

параметр $\text{tg}\varphi_w$, который легко определяется в экспериментах, и проводить обобщение опытных данных без трудоемких измерений профилей скорости в канале и их интегрирования по сечению канала при определении параметра Φ^* . Будем считать, что такая связь существует и при тангенциально-наклонной закрутке потока.

Универсальное уравнение, связывающее два параметра подобия в произвольном сечении канала при различных способах закрутки потока, полученное в [1] имеет следующий вид:

$$\text{tg}\varphi_w = 1,18 \cdot \Phi^{*0,76} \quad (1)$$

По этой причине в работе авторов [7] при обработке опытных данных использовался параметр $\text{tg}\varphi_w$.

Третье допущение состоит в том, что уравнения подобия по гидродинамике и теплообмену можно представить в виде произведения двух независимых сомножителей (линеаризация), первый из которых является функцией числа Рейнольдса, а второй – функцией параметра закрутки:

$$f = f_0(\text{Re}) \varepsilon_\varphi(\text{tg}\varphi_w), \quad (2)$$

$$\text{Nu} = \text{Nu}_0(\text{Re}) \varepsilon_{\varphi T}(\text{tg}\varphi_w). \quad (3)$$

Здесь $\varepsilon_\varphi(\text{tg}\varphi_w)$ и $\varepsilon_{\varphi T}(\text{tg}\varphi_w)$ – относительные функции, характеризующие влияние закрутки потока на гидравлическое сопротивление и теплообмен, слабо зависящие от числа Рейнольдса [7, 8]; f_0 и Nu_0 – коэффициент гидравлического сопротивления и число Нуссельта для осевого стабилизированного турбулентного потока в гладком канале.

Результаты экспериментов и их анализ

Гидродинамика

Закрутка потока

Обработка экспериментальных данных показала, что значение тангенса угла закрутки потока на стенке канала $\text{tg}\varphi_w$ не зависит от числа Рейнольдса в исследованном диапазоне, а его уменьшение по длине канала определяется экспоненциальным уравнением:

$$\operatorname{tg}\varphi_w = \operatorname{tg}\varphi_{w0} \cdot 0,5 \left[1 + \exp\left(-\frac{\bar{x}}{9,0}\right) \right], \quad (4)$$

где $\bar{x} = \frac{x}{d}$ – относительная продольная координата, отсчитываемая от «среза» щели первого завихрителя; $\operatorname{tg}\varphi_{w0}$ – локальный параметр закрутки потока на стенке канала в сечении $\bar{x} = 0$. Для его определения используются результаты работы [1], в которой дается графическая зависимость действительного начального параметра закрутки Φ_0^* от его расчетного (геометрического) значения, определяемого уравнением: $\Phi_{0r}^* = \frac{F_{\text{тр}}}{F_{\text{щ}}} = \frac{\pi d^2 / 4}{b \cdot h}$.

Здесь $F_{\text{тр}}$, $F_{\text{щ}}$ – площадь канала и тангенциальной щели, соответственно. Аппроксимируя графическую зависимость $\Phi_0^* = f(\Phi_{0r}^*)$ [1] с учетом соотношения (1), с погрешностью $\pm 10\%$ получим следующее уравнение для начального угла закрутки потока на стенке канала:

$$\operatorname{tg}\varphi_{w0} = 2,77 \left[1 - \exp\left(-\frac{\Phi_{0r}^*}{1,9}\right) \right]. \quad (5)$$

Коэффициенты сопротивления

Значение коэффициента сопротивления первого тангенциального завихрителя $\zeta_z^* = \frac{\Delta P^*}{\rho_{\text{щ}} w_{\text{щ}}^2 / 2}$ определялось по разности полных давлений перед завихрителем и в канале (в сечении $x = 0$, рис. 1). Таким образом, в сопротивление завихрителя включена длина канала, равная длине тангенциального завихрителя. Этот коэффициент не зависит от числа Рейнольдса и составляет величину равную 3,0. Значение коэффициента сопротивления поворота, устанавливаемого на выходе из канала ζ_{turn}^* по данным экспериментальных исследований составляет величину 0,6.

Измерение гидравлических потерь в канале производилось по разности статического давления на стенке канала. Как известно [1], гидравлические потери в закрученном потоке определяются разностью полного давления, который характеризует энергию потока. В работах [1, 7] экспериментально показано, что осредненное по сечению канала избыточное полное давление равно избыточному статическому давлению

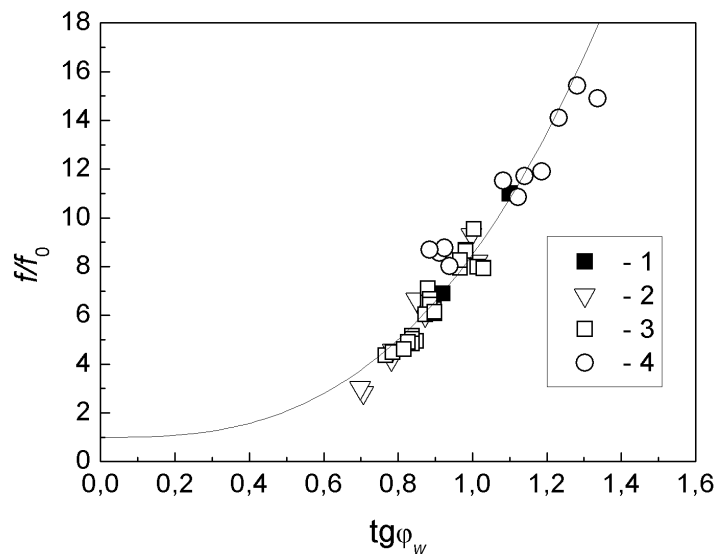


Рис. 2. Фактор увеличения гидравлического сопротивления закрученного потока.
1 – средние в канале значения f/f_0 ; 2 – 4 – локальные значения f/f_0
для различных значений ширины щели завихрителя.

нию на стенке канала в этом же сечении:

$$P_{\text{визб}} \approx \bar{P}_{\text{изб}}^* \quad (6)$$

Прямые измерения показали, что в потоке с тангенциально-наклонной закруткой потока уравнение (6) выполняется с погрешностью $\pm 3\%$ [3].

Обработка данных по гидравлическому сопротивлению закрученного потока в цилиндрическом канале с одним завихрителем показала, что величина фактора повышения сопротивления ff_0 не зависит от числа Рейнольдса, а определяется только интенсивностью закрутки потока $\text{tg}\varphi_w$ [3]. Аппроксимация экспериментальных данных (рис. 2) позволила получить зависимость отношения ff_0 от локального параметра закрутки:

$$\frac{f}{f_0} = 1 + 7,5 \text{tg}\varphi_w^{3,0} \quad (7)$$

Среднее значение коэффициента сопротивления также определяется по этому соотношению (рис. 2). Измерения показали, что по-

становка второго завихрителя (при указанной выше геометрии) снижает общее сопротивление системы циклонного охлаждения на 30 %.

Теплообмен

Как показали эксперименты, изменение числа Рейнольдса в диапазоне от 70000 до 105000 незначительно влияет на величину локального и среднего фактора интенсификации теплообмена, т.е. в пределах погрешности эксперимента в указанном диапазоне отношение $\frac{Nu_d}{Nu_0}$ является автомодельным по числу Рейнольдса [3]. Средний по каналу фактор интенсификации теплообмена для схемы с одним завихрителем составляет величину $\approx 2,8$, а для схемы с двумя завихрителями – $\approx 2,3$.

На рис. 3 показана зависимость среднего в канале числа Нуссельта от числа Рейнольдса для трех исследованных схем циклонного охлаждения. Как видно, установка поворота потока на выходе незначительно повышает средний уровень теплообмена в канале (не более чем на 3 %), причем в схеме с двумя завих-

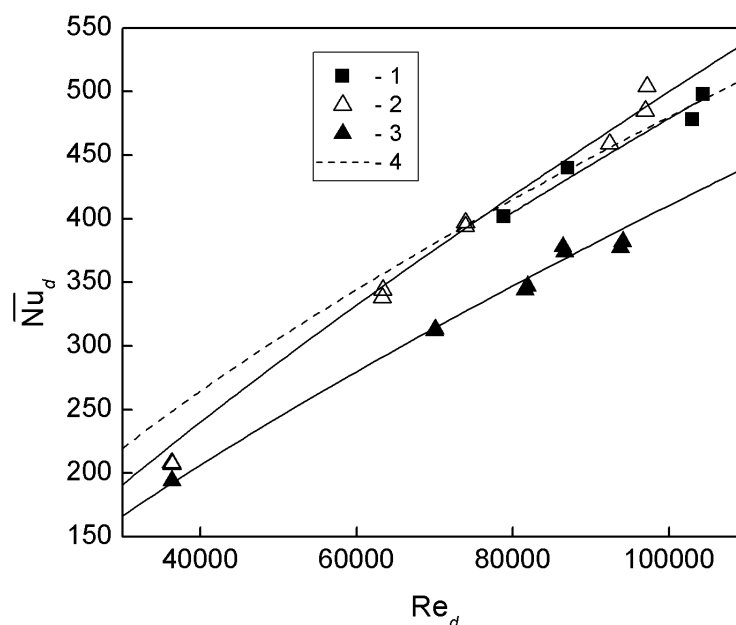


Рис. 3. Среднее в канале число Нуссельта от числа Рейнольдса:
 1 – канал с одним завихрителем, открытый выход потока; 2 – канал с одним завихрителем, поворот потока на выходе; 3 – канал с двумя завихрителями, поворот потока на выходе; 4 – два завихрителя, радиальный щелевой выход потока [9].

рителями средняя интенсивность теплообмена в канале примерно на 20 % ниже, чем в канале с одним завихрителем. На этом же рисунке приведена зависимость из работы [9] для схемы с двумя завихрителями и радиальным щелевым выходом потока на выходе. Как видно из рисунка, число Нуссельта Nu_d , полученное в работе [9], на 20 % выше, чем в настоящей работе. Это связано с тем, что в экспериментах [9] параметр закрутки потока был значительно выше, чем в настоящих экспериментах.

При обработке данных по теплообмену в виде зависимости $\varepsilon_{\varphi T} = f(\operatorname{tg}\varphi_w)$ использовались соотношения (4) и (5) для определения степени закрутки потока, полученные в экспериментах по гидродинамике. В результате предложена следующая обобщающая зависимость:

$$\varepsilon_{\varphi T} = \frac{Nu_d}{Nu_0} = 1 + 2,07 \operatorname{tg}\varphi_w^{1,6} \quad (8)$$

которую можно использовать для расчета локального и среднего теплообмена. В последнем случае в формулу необходимо подставлять среднее в канале значение тангенса угла закрутки потока на стенке канала $\operatorname{tg}\bar{\varphi}_w$.

Теплогидравлический анализ

Теплогидравлический анализ проводился без учета и с учетом гидравлических потерь и теплообмена в области первого завихрителя. В последнем случае рассчитывались эффективные значения коэффициента сопротивления и теплообмена – по суммарным гидравлическим потерям и теплообмену в канале и завихрителе, с использованием общей длины канала, включающей длину секции первого завихрителя.

На рис. 4 показана зависимость фактора аналогии Рейнольдса от фактора повышения сопротивления для исследованных вариантов циклонного охлаждения, а также данные работ [6, 10]. Как видно из рисунка, экспериментальные данные для всех исследованных вариантов циклонного охлаждения располагаются в «коридоре» между двумя предельными линиями: нижней (линия 1), соответствующей обтеканию прямых ребер квадратного сечения при высоких числах Рейнольдса [11], и верхней

(линия 2), полученной для обтекания поверхностных сферических углублений при низких числах Рейнольдса [4]. Анализ диаграммы теплогидравлической эффективности позволяет сделать следующие выводы.

Данные для схемы с тангенциально-наклонной закруткой потока с одним и двумя завихрителями без учета сопротивления первого завихрителя (символы 3, 4, 5), располагаются примерно посередине между двумя предельными кривыми 1 и 2. Они хорошо согласуются с данными работы для закрученного потока в трубе с тангенциальным выходом [6] (линия 4) и закрученного потока в канале квадратного сечения [10] с одним рядом закручивающих отверстий на входе.

Учет сопротивления первого завихрителя (символы 6, 7, 8) снижает фактор аналогии Рейнольдса, тем не менее, полученные данные располагаются примерно на 50 % выше нижней предельной зависимости 1. Эти данные не уступают результатам, полученным для микроребер различной конфигурации (линия 5) [12]. Таким образом, циклонное охлаждение с тангенциально-наклонной закруткой потока обеспечивает такое же значение теплогидравлической эффективности как и внутреннее микрооребрение, но характеризуется более простой технологией изготовления. Опытные данные работы [10] для канала квадратного сечения с двумя рядами закручивающих отверстий на входе (символы 2) располагаются выше данных для открытого канала с тангенциально-наклонной закруткой потока (символы 3, 4, 5) и удовлетворительно согласуются с данными для закрученного потока в трубе с открытым выходом [6].

Выводы

В результате выполненных исследований новой схемы циклонного охлаждения лопатки газовой турбины с одним и двумя завихрителями тангенциально-наклонного типа можно сделать следующие основные выводы:

- Наибольшую среднюю интенсивность теплообмена ($Nu_d/Nu_0 \approx 2,8$) обеспечивает схема с одним завихрителем, а схема с двумя

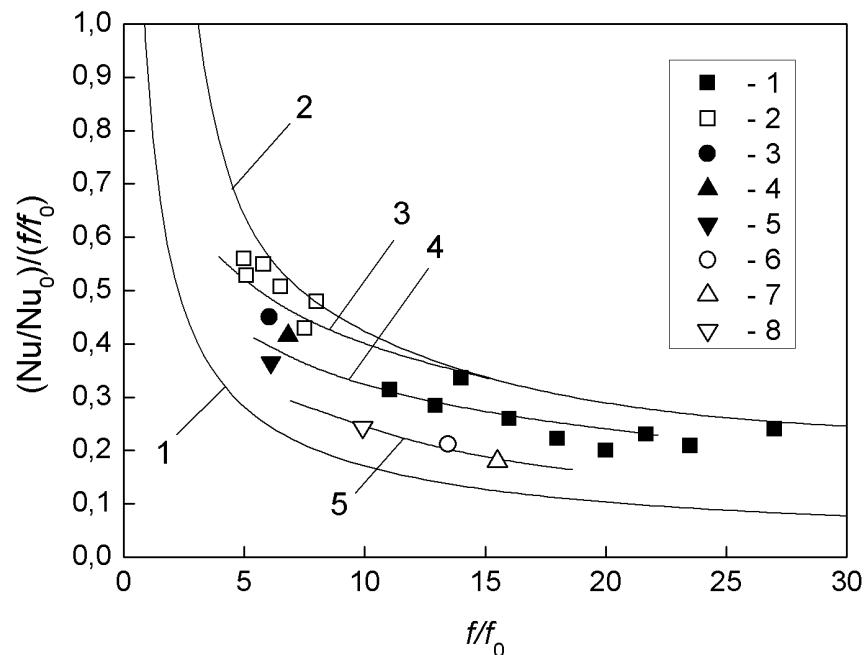


Рис. 4. Фактор аналогии Рейнольдса в зависимости от фактора повышения сопротивления.

Линии: 1 – поперечное обтекание прямых ребер квадратного сечения при высоких числах Рейнольдса [11]; 2 – обтекание сферических углублений при низких числах Рейнольдса [4]; 3, 4 – закрученное течение в трубе с открытым и тангенциальным выходом [6]; 5 – цилиндрический канал входной кромки лопатки с ребрами различных конфигураций (сплошными V-образными ребрами, прерывистыми V-образными ребрами и сплошными наклонными ребрами (винтовыми)) [12].

Символы: 1, 2 – закрученный поток в канале квадратного сечения [10], вдув через один и два ряда отверстий; 3 - 8 – данные авторов для схем, исследованных в настоящей работе: 3, 6 – один завихритель и открытый выход потока, без учета и с учетом завихрителя; 4, 7 – один завихритель и поворот потока на выходе, без учета и с учетом завихрителя; 5, 8 – два завихрителя, поворот потока на выходе, без учета и с учетом потерь в первом завихрителе.

завихрителями имеет отношение Nu_d/Nu_0 на 20 % ниже ($\approx 2,3$).

- Коэффициент сопротивления первого завихрителя не зависит от числа Рейнольдса и составляет величину равную 3,0. Значение коэффициента сопротивления поворота на выходе из канала составляет 0,6. Постановка второго завихрителя снижает сопротивление канала примерно на 20 %.

- Теплогидравлические характеристики тангенциально-циклонного циклонного охлаждения с учетом потерь в первом завихрителе не уступают данным, соответствующим каналам

с оребрением различного типа. Более простая технология изготовления является важным преимуществом циклонного охлаждения, которое может использоваться в области лобовой точки взамен микрооробрения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. – Киев: Наук. думка, 1989. – 192 с.
2. Хэй Н., Вест П.Д. Теплообмен в трубе с закрученным потоком // Теплопередача, сер. С. – 1975. – Т. 33. – С. 100-106.

3. Халатов А.А., Романов В.В., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Северин С.Д. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. – Том 9: Теплообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин. – Киев: Изд. Ин-та технической теплофизики НАН Украины. – 2010. – 317 с.
4. Халатов А.А., Онищенко В.Н., Борисов И.И. Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностными генераторами вихрей // Доповіді Національної академії наук України. – 2007. – № 6. – С. 70-75.
5. Халатов А.А., Окишев А.В., Онищенко В.Н. Обобщение опытных данных по фактору аналогии Рейнольдса для интенсификации теплообмена различного типа // Пром. теплотехника. – 2010. – Том 32, № 5, 2010. – С. 5-13.
6. 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.
7. Халатов А.А., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Северин С.Д. Гидродинамика закрученного потока в трубе с наклонно-тангенциальной закруткой потока и 90° поворотом на выходе // Промышленная теплотехника. – 2009. – № 3. – С. 6-13.
8. Халатов А.А., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Северин С.Д. Теплообмен воздушного потока в трубе с комбинированной закруткой на входе // Пром. теплотехника. – 2010. – Т. 32 – №. 3 – С.7-17.
9. 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.
10. 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 № GT2000-235. – 2000
11. Haasenritter A., Weigand B. Optimization of the rib structure inside a 2D cooling channel // ASME Paper GT2004 – 53187. – 10 p.
12. Дашевский Ю.Я., Письменный Д.Н., Халатов А.А. Влияние конфигурации ребер-турбулизаторов на теплообмен и потери давления в охлаждаемом канале входной кромки лопатки // Пром. теплотехника. – 2010. – Т. 32, № 4. – С. 54-62.

Получено 12.11.2010 г.