

УДК 621.45.038

Пленочное охлаждение плоской поверхности системой парных отверстий: влияние внешней турбулентности и ускорения потока

А.А. Халатов^{1,2}, И.И. Борисов¹, Ю.Я. Дашевский³, Н.А. Панченко^{1,2}, А.С. Коваленко¹

¹Институт технической теплофизики НАНУ, Киев, Украина

²НТУУ «Киевский политехнический институт», Украина

³ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина

E-mail: artem.khalatov@vortex.org.ua

Представлены результаты экспериментального исследования пленочного охлаждения плоской поверхности системой парных отверстий. Для безградиентного обтекания при малых ($m = 0,5$) и умеренных ($m = 1$) значениях параметра вдува эффективность охлаждения пластины выше, чем для стандартной двухрядной системы круглых отверстий, но соответствует ей при $m = 1,5$. Внешняя турбулентность потока ($\approx 7\%$) практически не оказывает влияния на эффективность пленочного охлаждения, а ускорение внешнего потока в диапазоне изменения параметра K от $0,5 \cdot 10^{-6}$ до $3,5 \cdot 10^{-6}$ снижает ее до 25 %.

Ключевые слова: пленочное охлаждение, парные отверстия, эффективность охлаждения, ускорение потока, внешняя турбулентность.

Введение

Внешнее пленочное охлаждение остается одним из эффективных способов тепловой защиты лопаток современных высокотемпературных газовых турбин. Традиционная система пленочного охлаждения поверхностей в виде совокупности дискретных наклонных отверстий круглой формы, выполненных в охлаждаемой стенке, характеризуется рядом недостатков. Основной из них — низкая эффективность, особенно при $m > 1$, что обусловлено возникновением вторичных вихревых структур, разрушающих пленку охладителя и способствующих интенсивному подсосу горячего потока к защищаемой поверхности. Для снижения этих явлений и улучшения пространственной равномерности охлаждения в США и других странах уже несколько лет активно изучаются новые конфигурации пленочного охлаждения с отверстиями сложного (фасонного) профиля: веерная («fan-shaped»), консольная и некоторые другие [1–3]. Однако выполнение таких отверстий, имеющих размеры менее одного миллиметра, требует дорогостоящего технологического оборудования и связано с определенными трудностями. Поэтому большой практический интерес представляют технические решения, не уступающие фасонным отверстиям по эффективности охлаждения, но имеющие более простую технологию изготовления.

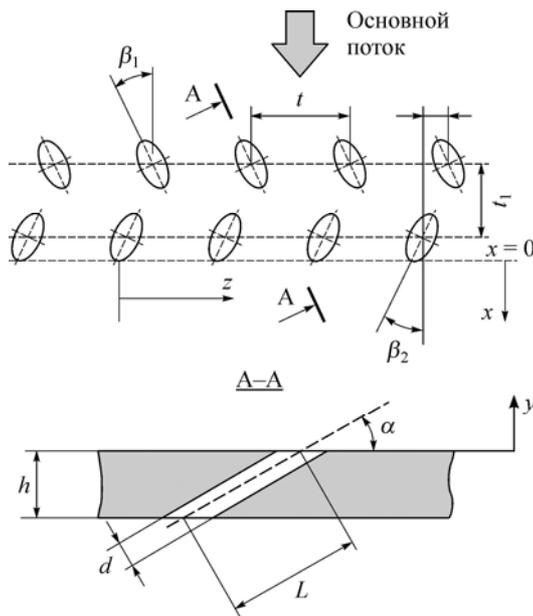


Рис. 1. Схема исследованной системы парных отверстий.

К таким решениям относится двухрядная система парных наклонных цилиндрических отверстий со сложными углами подачи охладителя (двухструйная схема — «double jet»), в которой происходит сложное взаимодействие охлаждающих струй с подачей охладителя из отверстий первого ряда в переднюю область отверстий второго ряда (рис. 1). Как следствие, следует ожидать более равномерного покрытия поверхности пленкой охладителя [4, 5].

Для реальных условий обтекания лопаток газовых турбин характерны турбулентность и ускорение внешнего потока, поэтому исследованию этих

факторов уделяется большое внимание. Это влияние в различных схемах подачи охладителя проявляется неоднозначно. Так, например, для вариантов подачи охладителя через щель, пористую вставку или систему наклонных круглых отверстий [6] внешняя турбулентность снижает эффективность пленочного охлаждения, причем наиболее заметно этот эффект проявляется при $Tu > 10\%$. Однако в случае некоторых конфигураций пленочного охлаждения внешняя турбулентность оказывает слабое влияние, а в ряде случаев, например при траншейной подаче охладителя, может даже повышать эффективность охлаждения [7]. Что касается системы парных отверстий, то данные по эффективности охлаждения для них ограничены, а влияние турбулентности и ускорения потока не исследованы.

Цель настоящей работы — экспериментальное исследование эффективности пленочного охлаждения плоской поверхности с выпуском охладителя в систему парных отверстий на входе при наличии внешней турбулентности и ускорения потока (продольного отрицательного градиента давления). В качестве основного и вторичного потоков в работе использовался атмосферный воздух. Исследование выполнено в широком диапазоне изменения параметра вдува m (от 0,5 до 2) и параметра ускорения потока K (от $0,5 \cdot 10^{-6}$ до $3,5 \cdot 10^{-6}$).

Экспериментальная установка и методика проведения измерений

Эксперименты выполнялись в аэродинамической трубе открытого типа, работающей от центробежного вентилятора ВВД-5. Атмосферный воздух (первичный поток) от вентилятора подавался в ресивер и далее поступал в рабочий участок. Равномерное по сечению поле скорости на входе в рабочий участок обеспечивалось установкой внутри ресивера спрямляющей сетки и прямоугольного сопла на выходе, спроектированного по профилю Витошинского. Входное сечение сопла составляло $400 \times 300 \text{ мм}^2$, выходное — $294 \times 34 \text{ мм}^2$ (соотношение входной и выходной площадей $F_{\text{вх}}/F_{\text{вых}} = 12$), длина сопла равнялась 350 мм. Интенсивность турбулентности потока на входе в рабочий участок не превышала 1%. После рабочего участка воздушный поток поступал в успокоительную емкость и далее выбрасывался в атмосферу. Для исследования эффективности пленочного охлаждения использовалось обратное направление теплового потока: основной поток холодный,

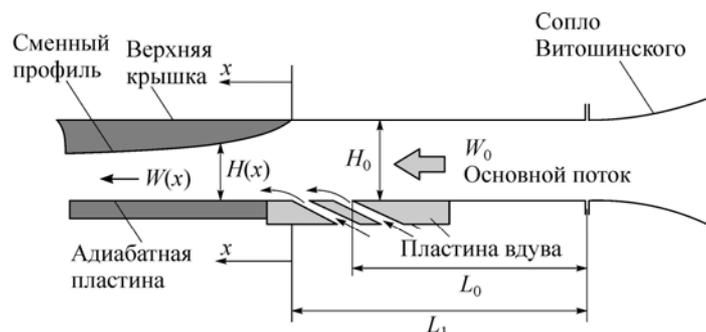


Рис. 2. Схема сужающегося экспериментального канала в экспериментах с ускорением потока.

а вторичный — нагретый. Вдуваемый воздух (вторичный поток) от индивидуального компрессора через регулирующий вентиль, расходомер (ротаметр) и электронагреватель подавался в рабочий участок через систему парных отверстий.

Схема экспериментального канала представлена на рис. 2 (показан вариант с ускорением потока; в экспериментах с безградиентным потоком сменный профиль отсутствовал, и верхняя стенка была плоской). Он имеет прямоугольное сечение ($294 \times 34 \text{ мм}^2$), которое соответствует выходному сечению сопла Витошинского. Нижняя стенка рабочего участка содержит участок вдува, выполненный из оргстекла, с системой парных отверстий для подачи охладителя и адиабатную пластину из асбоцемента ($\lambda = 0,17 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$). В адиабатную пластину заподлицо с поверхностью вмонтированы хромель-алюмелевые термодпары, расположенные в продольном направлении на одной линии с постоянным по длине шагом (10 мм). В установке предусмотрена возможность перемещения адиабатной пластины поперек потока для определения локальных значений эффективности пленочного охлаждения. Расстояние от среза сопла Витошинского до первого ряда отверстий $L_0 = 130 \text{ мм}$, а до начала координаты x (задняя кромка отверстий второго ряда) $L_1 = 145 \text{ мм}$.

В экспериментах с внешней турбулентностью потока на входе в сопло Витошинского устанавливалась перфорированная пластина (решетка). В пластине толщиной 5 мм выполнены 169 отверстий диаметром 12,5 мм с острыми краями, которые расположены равномерно по ее поверхности (поперечный и продольный шаги соответственно 22 и 29 мм). Относительное проходное сечение перфорированной пластины составляло 17,3 %. Как показано в работе [8], в этом случае на выходе из сопла Витошинского генерируется практически изотропная турбулентность. В экспериментах измерялась только продольная составляющая интенсивности турбулентности на выходе из сопла, которая составляла около 7 %. Измерения проводились термоанемометром постоянной температуры ТАИК-2, чувствительным элементом зонда служила вольфрамовая нить диаметром 5 мкм и длиной 2,5 мм.

В экспериментах с ускорением потока использовались поочередно два сменных профиля, которые крепились снизу к верхней крышке рабочего участка (рис. 2). Высота канала на входе H_0 составляла 34 мм. Профиль № 1 обеспечивал уменьшение поперечного сечения канала на выходе примерно в полтора раза, а профиль № 2 — примерно в два раза. Обратного перехода пограничного слоя (от турбулентного к ламинарному) не достигалось, что контролировалось величиной параметра ускорения K ($K < 3 \cdot 10^{-6}$). Профили проектировались таким образом, чтобы параметр ускорения K соответствовал условиям течения, близким к течению в межлопаточном канале газовой турбины. В экспериментах профиль № 1 обеспечивал изменение абсолютной величины K от $0,5 \cdot 10^{-6}$ до $2 \cdot 10^{-6}$, а профиль № 2 — от 10^{-6} до $3,5 \cdot 10^{-6}$.

Основные относительные геометрические параметры системы двухрядных отверстий (рис. 2) выбирались близкими к исследованным в работах [4, 5]. Количество отверстий соответствует изображенному на рис. 1. Для исключения влияния торцов канала крайние отверстия находились от боковых стенок канала на расстоянии 115–120 мм.

Толщина пластины вдува h (рис. 1) составляла 10 мм, длина отверстий вдува $L = 20$ мм, относительная длина отверстий $L/d = 6,25$. Диаметр цилиндрических отверстий d составлял 3,2 мм, угол наклона отверстий к плоскости пластины α равнялся 30° — наиболее распространенному значению в практике газотурбостроения. Поперечные углы наклона проекций осей отверстий на плоскость пластины β_1 и β_2 составляли 25° , поперечный шаг отверстий $t = 12,8$ мм ($t/d = 4$), продольный шаг между первым и вторым рядом $t_1 = 10$ мм ($t_1/d = 3,125$), зазор $\Delta = 3,2$ мм ($\Delta/d = 1$). При анализе и обобщении опытных данных расстояние x отсчитывалось от задней кромки отверстий второго ряда (рис. 1).

В экспериментах измерялись скоростной напор основного потока в сечении вдува (т.е. на входе в рабочий участок), статическое давление в этом же сечении, расход вдуваемого потока и температуры основного (в сечении вдува) и вдуваемого потоков, температура адиабатной поверхности в девяти точках по длине пластины с шагом 10 мм. Для определения температуры вдуваемого потока две термопары устанавливались в отверстиях вдува непосредственно перед выходом вторичного потока наружу. Показания этих термопар в процессе экспериментов были практически идентичными (отличие не превышало 1,5 %). Температура адиабатной поверхности, основного и вдуваемого воздуха регистрировалась хромель-алюмелевыми термопарами диаметром 0,1 мм.

Плотности основного и вдуваемого воздуха определялись по уравнению состояния, скорость вдуваемого потока определялась по уравнению расхода делением общего расхода на количество отверстий. При этом неравномерность распределения по отверстиям проверялась с помощью трубки скоростного напора диаметром 0,8 мм и в экспериментах не превышала ± 4 %.

Для переменного сечения (в экспериментах с ускорением основного потока) измерялись продольные распределения высоты канала и статического давления на поверхности пластины (для этого были выполнены отверстия отбора давления в нескольких точках). Затем сравнивались значения скорости потока W/W_0 , определенные по уравнению постоянства расхода и по уравнению Бернулли. Расхождение не превышало ± 2 %. Далее с помощью программы «Origin» для каждого из профилей находились функции $W/W_0 = f(x)$ в форме полиномов второго порядка, после чего определялись продольные градиенты скорости основного потока, необходимые для расчета параметра ускорения.

Для измерения распределения эффективности пленочного охлаждения по ширине пластины был выбран представительный интервал, равный одному поперечному шагу между отверстиями второго ряда в центральной зоне канала. По ширине одного поперечного шага ($t = 4d$) было пять измерительных точек, т.е. интервал между ними Δz составлял 3,2 мм или $1d$. Среднее по ширине значение эффективности на одном поперечном шаге определялось методом трапеций по уравнению:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^4 (\eta_i + \eta_{i+1}), \quad (1)$$

где $n = 4$ — число измерительных точек.

Профиль скорости в пограничном слое определялся с помощью микрозонда (трубки полного напора с прямоугольным приемным отверстием), который перемещался микрометрическим винтом. Толщина пограничного слоя перед отверстиями первого ряда составляла 3,6–3,9 мм, а формпараметр H около 1,4, т.е. пограничный слой был близок к турбулентному. Отношение толщины пограничного слоя к диаметру отверстия вдува δ/d равнялось 1,1–1,2.

Основные параметры экспериментов были следующими: скорость основного потока 35–38 м/с, температура основного потока изменялась от 23,5 до 26 °С, температура вдуваемого воздуха — от 64 до 79 °С. В этом случае отношение плотностей вдуваемого и основного потока составляло 0,85–0,88, параметр вдува m изменялся от 0,5 до 2, а число Рейнольдса Re_d по эквивалентному диаметру канала рабочего участка и скорости основного потока на входе составляло около $1,35 \cdot 10^5$.

Результаты экспериментов и их обсуждение

Как указывалось выше, в экспериментальной установке предусмотрена возможность перемещения адиабатной пластины в поперечном направлении (вдоль координаты z) для определения локальной (и далее средней по уравнению (1)) эффективности охлаждения.

На рис. 3 представлены результаты экспериментального исследования средней эффективности пленочного охлаждения. Полученные результаты сравниваются с экспериментальными данными работы [4], в которой использовалась система парных отверстий с углом β (рис. 3) равным 29° . Экспериментальные данные [4] получены при атмосферных условиях и аналогичных температурных условиях (основной поток холодный, вдуваемый — нагретый; отношение плотностей охладителя и основного потока $DR = 0,9$, в наших исследованиях $0,85-0,88$). Как видно из рисунка, результаты настоящих экспериментов удовлетворительно согласуются с данными работы [4], различие полученных результатов не превышает 20 %, что может быть обусловлено некоторым различием в величине углов β .

На рис. 3 также представлены экспериментальные данные для традиционной двухрядной системы круглых отверстий (с таким же шагом $t/d = 4$) и углом α выхода охладителя 30° [9]. Как видно из рисунка, при $m = 0,5$ и $1,0$ опытные данные по эффективности охлаждения пластины для исследованной системы парных отверстий превышают данные для традиционной схемы, но при $m = 1,5$ они уже соответствуют друг другу.

На рис. 4 показано поперечное распределение эффективности пленочного охлаждения при значении параметра вдува $m = 1$. Как видно из рисунка, на начальном участке имеет место значительная неравномерность охлаждения, достигающая 25 %. При увеличении продольной координаты неравномерность охлаждения снижается и при $x/d = 15,63$ поперечное распределение эффективности охлаждения становится практически равномерным. Локальный минимум в распределении эффективности охлаждения связан, по-видимому, с пересечением струй отверстий 1-го и 2-го рядов, приводящим к турбулизации потока и размыванию газовой завесы.

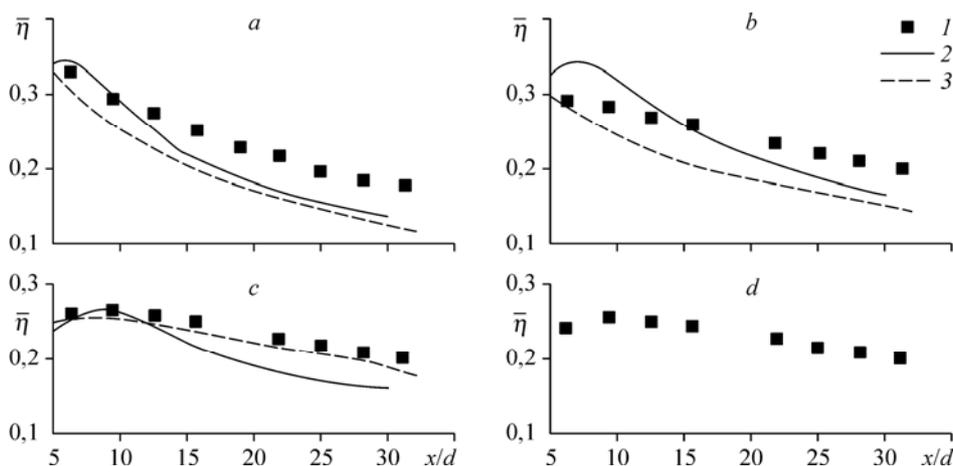


Рис. 3. Продольное распределение средней по ширине пластины эффективности пленочного охлаждения: безградиентное течение, нетурбулизированный поток. $m = 0,5$ (a), 1 (b), 1,5 (c), 2 (d). 1 — результаты настоящей работы, 2 — система парных отверстий с аналогичной геометрией [4], 3 — традиционная двухрядная система цилиндрических отверстий [9].

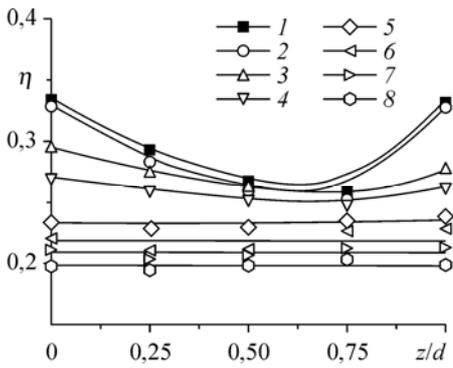


Рис. 4. Поперечное распределение локальной эффективности пленочного охлаждения при $m = 1$. Обозначения 1–8 соответствуют $x/d = 6,25, 9,38, 12,5, 15,63, 21,88, 25, 28,13$ и $31,25$.

На рис. 5 показано отношение средней по ширине пластины эффективности пленочного охлаждения для турбулизованного ($Tu \approx 7\%$) и нетурбулизованного воздушного потока при различных параметрах вдува. Из рисунка следует, что внешняя турбулентность практически не влияет на эффективность пленочного охлаждения. Это можно объяснить тем, что в результате смешения и взаимодействия соседних струй происходит генерация достаточно высокой турбулентности и внешняя турбулентность, использованная в настоящих экспериментах (7%), не оказывает существенного влияния на гидродинамику и тепловые характеристики защитной пленки.

Влияние ускорения внешнего потока (продольного градиента давления) исследовано в условиях низкотурбулентного потока на входе в канал ($Tu \approx 1\%$). Опытные данные (рис. 6) представлены в виде зависимости средней по поверхности эффективности пленочного охлаждения для обоих профилей (рис. 2) от приведенной скорости основного потока W/W_0 , которая характеризует отношение внешней скорости воздушного потока в текущем сечении рабочего участка к скорости на входе. При такой обработке полученные зависимости носят достаточно универсальный характер.

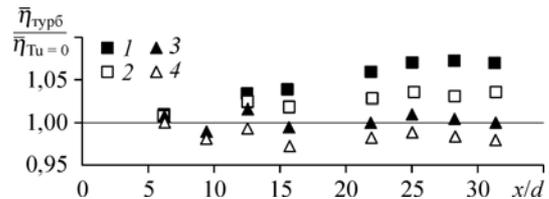
Из рис. 6 следует, что при ускорении потока средняя эффективность пленочного охлаждения существенно уменьшается по длине пластины. Причем при малых значениях параметров вдува влияние ускорения потока проявляется более значительно. Причиной снижения эффективности пленочного охлаждения в условиях ускорения потока является увеличение поперечного градиента скорости и уменьшение толщины пограничного слоя [10], приводящее к более интенсивному перемешиванию охладителя и основного потока. Для более детального анализа влияния ускорения на эффективность необходимы дальнейшие исследования пристеночной структуры потока.

Обработка опытных данных позволила получить уравнение, которое с погрешностью $\pm 3\%$ описывает полученные экспериментальные данные:

$$\eta = \eta_0 \left(\frac{W}{W_0} \right)^{-n}.$$

Показатель степени n в этом уравнении является функцией параметра вдува и определяется выражением: $n = 0,15 + 0,57 \exp(-m)$.

Рис. 5. Влияние внешней турбулентности на среднюю эффективность пленочного охлаждения системой парных отверстий. Обозначения 1–4 соответствуют $m = 0,5, 1, 1,5$ и 2 .



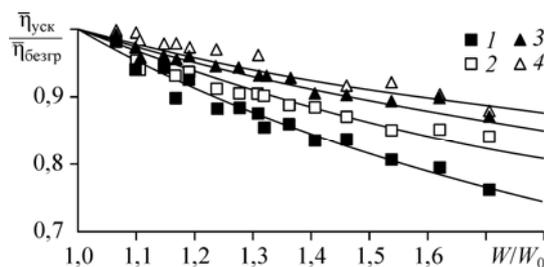


Рис. 6. Влияние ускорения потока на среднюю эффективность пленочного охлаждения системой парных отверстий.

Обозначения 1–4 соответствуют $m = 0,5, 1, 1,5$ и 2.

Что касается совместного влияния внешней турбулентности и ускорения потока, то в первом приближении можно использовать принцип суперпозиции этих факторов, рассмотренный в работе [6].

Выводы

При идентичных условиях средняя эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности системой двойных отверстий при малых ($m = 0,5$) и умеренных ($m = 1$) значениях параметра вдува на 20 % выше, чем для стандартной двухрядной системы круглых отверстий и соответствует ей при $m = 1,5$.

Внешняя турбулентность ($\approx 7\%$) практически не оказывает влияния на среднюю эффективность пленочного охлаждения пластины. Ускорение потока снижает эффективность охлаждения до 25 % в диапазоне изменения параметра градиента давления K от $0,5 \cdot 10^{-6}$ до $3,5 \cdot 10^{-6}$.

Обозначения

x — продольная координата,
 y — координата по высоте канала,
 z — поперечная координата,
 W — осевая скорость,
 T — температура,
 ρ — плотность,
 ν — кинематическая вязкость,
 $m = (\rho_2 W_2) / (\rho_\infty W_\infty)$ — параметр вдува,

$\eta = (T_{aw} - T_\infty) / (T_2 - T_\infty)$ — эффективность пленочного охлаждения,
 $\bar{\eta}$ — средняя по ширине пластины эффективность охлаждения,
 $K = (v_\infty / W_\infty^2) (dW_\infty / dx)$ — параметр ускорения потока,
 Tu — степень турбулентности.

Нижние индексы

aW — параметры на адиабатической стенке,
 безгр — безградиентный поток,
 2 — параметры вдуваемого потока,

∞ — параметры основного потока,
 уск — ускорение потока,
 турб — турбулизированный поток ($Tu \approx 7\%$).

Список литературы

1. Goldstein R.J., Eckert E.R.G., Borggraf F. Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1974. Vol. 17, No. 5. P. 595–607.
2. Colban W.F., Thole K.A., Bogard D.A. A film-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface // ASME J. of Turbomachinery. 2011. Vol. 133, No. 1. P. 011002-1–011002-11.
3. Leedom D.H., Acharya S. Large eddy simulations of film cooling flow fields from cylindrical and shaped holes // ASME Paper GT2008-51009. 13 p. [CD-ROM].
4. Kusterer K., Elyas A., Bohn D., Sugimoto T., Tanaka R., Kazari M. Film cooling effectiveness comparison between shaped- and double jet film cooling holes in a row arrangement // ASME Paper GT2010-22604. 13 p. [CD-ROM].

5. **Kusterer K., Elyas A., Bohn D., Sugimoto T., Tanaka R., Kazari M.** Experimental and numerical investigations of the double-jet film cooling technology // J. of Energy and Power Engng. 2010. Vol. 4, No. 9. P. 16–25.
6. **Волчков Э.П.** Пристенные газовые завесы. Новосибирск: Наука, 1983. 240 с.
7. **Baheri S., Jubran B.A., Alavi Tabrizi S.P.** The effect of turbulence intensity on film cooling of gas turbine blade from trenced shaped holes // ASME Paper GT2008-50318. 10 p. [CD-ROM].
8. **Дыбан Е.П., Эпик Э.Я.** Теплообмен и гидродинамика турбулизированных потоков. Киев: Наукова думка, 1985. 294 с.
9. **Dittmar J., Schulz A., Wittig S.** Assessment of various film cooling configurations including shaped and compound angle holes based on large scale experiments // ASME J. of Turbomachinery. 2003. Vol. 125, No. 1. P. 57–64.
10. **Gao Z.** Experimental investigation of film cooling effectiveness on gas turbine blades // PhD Disseration, Texas A&M University. 2007. 151 p.

Статья поступила в редакцию 20 декабря 2013 г.