

УДК 621.45.038

Моделирование эффективности пленочного охлаждения передней кромки лопатки через профилированные сужающиеся отверстия

А. Гюлайлиа, А. Хорси, М.К. Хамиду

Научно-технологический университет, Оран, Алжир

E-mail: guelailia@yahoo.fr

Целью работы явилось изучение влияния массового расхода газа на эффективность пленочного охлаждения и теплоперенос для лопатки роторной газовой турбины, которая оборудована отверстиями, расположенными в шахматном порядке и ориентированными под углом 30° к поперечному направлению и по нормали к основной хорде лопатки. Для улучшения эффективности пленочного охлаждения обычные цилиндрические отверстия на переднем краю лопатки заменялись на профилированные отверстия (сужающиеся щели). Для численного моделирования использовалась программа ANSYS CFX. Турбулентность аппроксимировалась с помощью $k-\varepsilon$ модели. Для различных массовых расходов представлены подробные распределения эффективности пленочного охлаждения. Произведено сравнение результатов численных расчетов с экспериментом.

Ключевые слова: лопатка газовой турбины, эффективность пленочного охлаждения, численное моделирование, массовый расход, цилиндрические и сужающиеся щелевидные отверстия.

Введение

Дальнейшее совершенствование газовых турбин определяется требованием повышения эффективности их работы. Такое повышение может достигаться увеличением температуры входящего потока для газовой турбины, эксплуатация которой обычно находится на пределе прочности материалов, из которых выполнены лопатки турбины (около 1600 К). Это обстоятельство, в свою очередь, требует новых методов охлаждения, которые уменьшали бы тепловые нагрузки на лопатки турбины. Такие методы, как пленочное и внутреннее охлаждения, помогли повысить КПД современных газовых турбин. При реализации пленочного охлаждения охлаждающий воздух, подаваемый из компрессора, закачивается через отверстия в стенке лопатки или через торец. При этом вдув охлаждающего воздуха, производимый через отверстия, создает теплозащитный слой на поверхности лопатки, что защищает лопатку от перегрева потоком горячего газа, поступающего из камеры сгорания. Процессы пленочного охлаждения зависят от различных физических характеристик, таких как отношение скоростей потока охлаждающего и горячего газов, отношения массовых расходов [1], импульсов, давлений, температур, плотностей, а также интенсивности турбулентности [2, 3]. Кроме этого, при решении рассматриваемой проблемы важны геометрические характеристики: геометрия обтекаемой лопатки и геометрия отверстий для обеспечения пленочного охлаждения. Задача распределения и расположения охлаждающих отверстий широко изучалась ранее. Для потока воздуха,

поступающего в газовую турбину, отношение давлений находится в пределах от 1,02 до 1,1 на ступень, при этом соответствующие величины отношения расходов находятся в интервале от 0,5 до 2, отношение температур колеблется в пределах 0,5–0,85, а соответствующее отношение плотностей изменяется в пределах от 2 до 1,5 [4]. Из литературы известны многочисленные результаты экспериментов и численного моделирования по предсказанию эффективности пленочного охлаждения лопаток. В этих исследованиях изучались случаи охлаждения на плоской пластине или на переднем крае лопатки турбины. Среди работ можно отметить публикацию [5], где рассматривалось пленочное охлаждение на плоской пластине, производимое охлаждающими отверстиями, расположенными в один или два ряда (отверстия простые или со сложной геометрией углов). Исследования показали, что вдув воздуха через отверстия со сложной геометрией углов обеспечивает лучшую теплозащиту пленочного охлаждения, чем при стандартном методе выдува воздуха под углом (при одинаковых отношениях массовых расходов). Насколько известно, изучение пленочного охлаждения на основе профилированной геометрии перфорационных отверстий выполнялись в основном для случая охлаждения плоской пластины, также некоторые исследования проводились для охлаждения криволинейных поверхностей при вдуве через сужающиеся щелевидные отверстия. В работе [6] проводилось численное моделирование трех различных геометрий отверстий для пленочного охлаждения плоской пластины. Было показано, что профилированная геометрия при организации пленочного охлаждения является очень перспективным подходом для охлаждения поверхности лопаток. В работе [7] измерялись параметры эффективности охлаждения для профилированных, полностью открытых перфорационных отверстий, размещенных на сопловой лопатке в одном ряду. В работе [8] проводились эксперименты по пленочному охлаждению при вдуве через один профилированный ряд на лицевой стороне и на спинке лопатки. Можно отметить недостаток сведений о влиянии различных факторов на эффективность газопленочного охлаждения через профилированную структуру на криволинейной поверхности, особенно для области переднего края лопатки. Ряд работ [9–11] был посвящен изучению эффекта, производимого шероховатостью поверхности на адиабатическую эффективность при обтекании плоской пластины; изучение показало слабое уменьшение адиабатической эффективности. В публикациях [12–15] подробно описаны экспериментальные данные по эффективности пленочного охлаждения и коэффициенту теплопереноса для отдельных отверстий и рядов перфорационных отверстий, размещенных на плоской пластине. В работе [16] изучался теплоперенос на обеих сторонах лопатки, а также на поверхности платформы ступицы вращающейся модели турбины. Наблюдалось усиление теплопереноса на платформе, что было вызвано эффектами вторичных потоков. В работах [17, 18] изучалась эффективность пленочного охлаждения для входного края вращающейся лопатки турбины. Было выполнено численное моделирование [19, 20] для оценки эффективности охлаждения для случая обычного цилиндрического отверстия и для случая профилированного отверстия на линии торможения потока. Численный расчет [21] проводился для семи различных конфигураций отверстий, через которые был организован вдув охлаждающего воздуха, отверстия размещались в два ряда на переднем крае роторной лопатки, причем один ряд располагался на лицевой стороне лопатки, а второй ряд — на ее спинке. Было показано, что траектория газохладителя на спинке лопатки получалась длиннее и имела низкую эффективность охлаждения по сравнению с аналогичной траекторией на лицевой стороне. Эксперименты по пленочному охлаждению на переднем крае лопатки ротора в газовой турбине высокого давления проводились в работе [22]. Кроме того, для лопаток той же конфигурации были проведены дополнительные исследования, позволившие выявить влияние на эффективность пленочного охлаждения различных параметров, таких как температура и массовый расход охлаждающего газа [23], также была проведена проверка модели турбулентности [24], физических эффектов, связанных с отверстиями [25], и особенностей теплообмена [26–28].

Настоящая работа посвящена исследованию эффективности пленочного охлаждения и теплопереноса вокруг лопаток ротора газовой турбины типа VKI для двух различных конфигураций охлаждающих отверстий (для цилиндрического и для сужающегося щелевидного). Причем были смоделированы ситуации с различными расходами газа при использовании k - ε модели турбулентности. Результаты численного расчета сравниваются с экспериментальными данными, полученными в работе [22].

Численный метод

Численное моделирование проводилось с помощью программы CFX компании ANSYS, Inc. В пакете программ с помощью метода конечных объемов было получено решение для усредненных по числу Рейнольдса уравнений Навье–Стокса, что позволило дискретизировать форму записи для уравнений неразрывности, импульса и энергии. Программа CFX решает уравнения в виде системы связанных линейных уравнений. Вычисления продолжают до достижения критерия сходимости (10^{-5}).

В настоящей работе турбулентность описывается с помощью k - ε модели, которая хорошо учитывает свойства с физикой турбулентного течения. Многие исследователи используют k - ε модель турбулентности, принимая во внимание ее эффективность [29–31]. Она оказалась оптимальной для вычислений и широко применяется в практике расчета газовых турбин [32].

Использование модели, основанной на концепции вихревой вязкости, предполагает, что рейнольдсовы напряжения $-\overline{\rho u_i u_j}$ можно выразить в терминах средних градиентов скорости, а саму вихревую или турбулентную вязкость μ_t определить по формуле, аналогичной выражению для вязкого напряжения τ_{ij} для ламинарных ньютоновских потоков. Данная модель основана на предположении, что турбулентная вязкость μ_t связана с турбулентной кинетической энергией k и скоростью диссипации турбулентной энергии ε через следующее соотношение:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon},$$

где $C_\mu = 0,09$, а параметры k и ε определены из уравнений

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = P_k - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right),$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right)$$

и соотношений $\Gamma_k = \mu + \mu_t / \sigma_k$, $\Gamma_\varepsilon = \mu + \mu_t / \sigma_\varepsilon$. В этих уравнениях P_k представляет производство турбулентности, а $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $\sigma_k = 1$, $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$ — константы, определяемые из экспериментов для разнообразных турбулентных течений [33].

Геометрия моделирования

В настоящей работе рассмотрена лопатка несущего винта высокого давления VKI, для которой ранее были проведены экспериментальные исследования [22]. Геометрия лопатки показана на рис. 1, а перфорационное отверстие в виде сужающейся щели изображено на рис. 2. Цилиндрические и сужающиеся отверстия на переднем крае лопатки

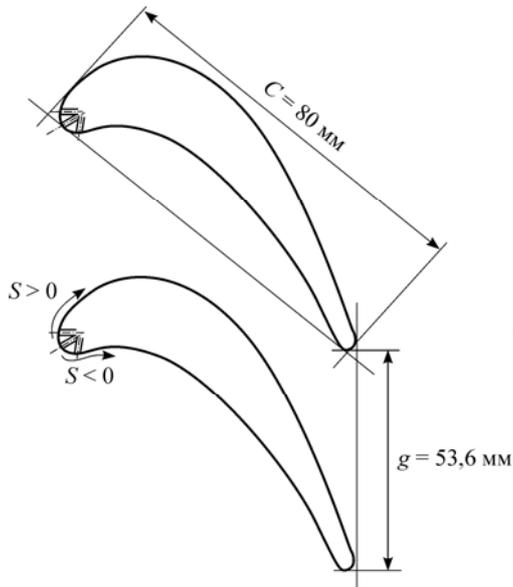


Рис. 1. Геометрия лопатки.

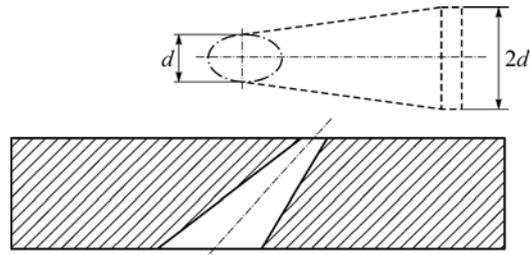


Рис. 2. Конфигурация сужающейся щели.

в рамках данного численного моделирования обозначены соответственно как вариант 1 и вариант 2 (см. рис. 3). В качестве базовой конфигурации (вариант 1) выбраны три ряда размещенных в шахматном порядке распылительных охлаждающих отверстий с диаметром $d = 0,8$ мм. Отверстия наклонены к поперечному направлению потока под углом 30° . Расстояния между рядами отверстий и самими отверстиями составляют $2,48$ мм. Отверстия размещены в местах с координатами, для которых выполняется соотношение $S/C = -0,031, 0, 0,031$,

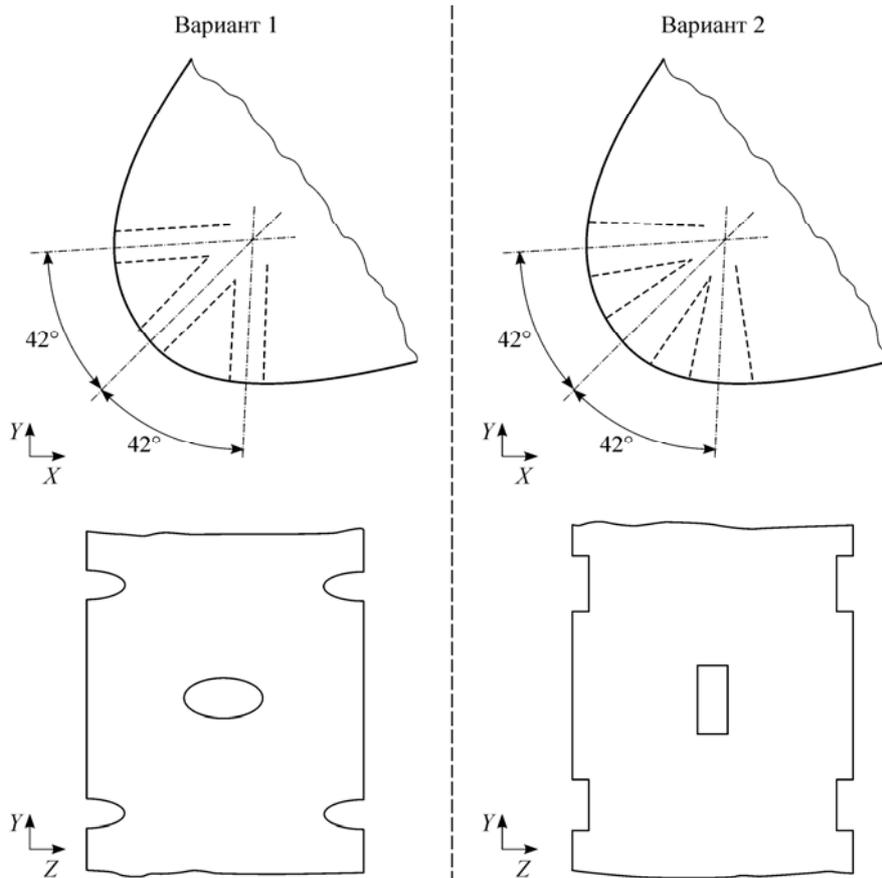


Рис. 3. Область переднего края лопатки для двух конфигураций отверстий.

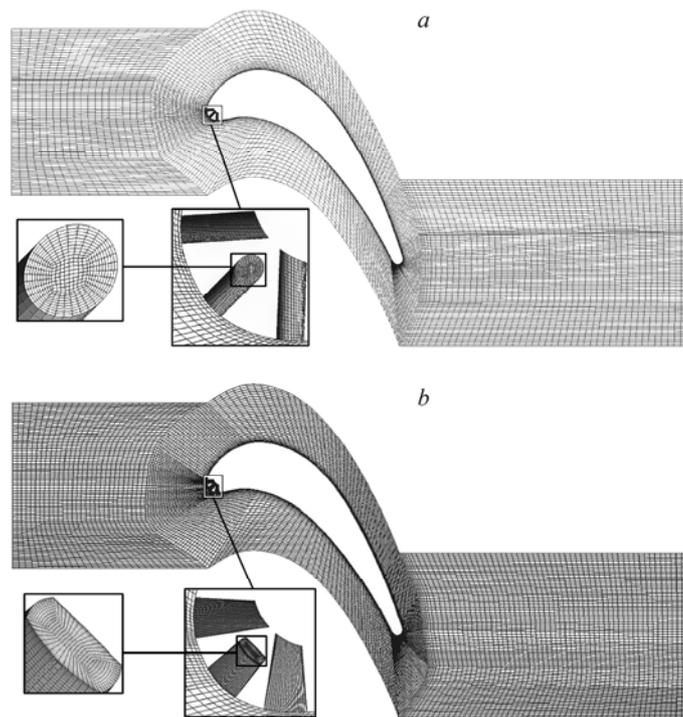


Рис. 4. Расчетная сетка.

a — вариант 1, *b* — вариант 2.

где S — расстояние вдоль лопатки от точки остановки потока, и соотношение $S/C = 0$ описывает линию остановки потока. Аналогичные данные по размещению были использованы для случая отверстий в виде сужающихся щелей. Общая выходная площадь отверстий для второго варианта совпадает с первым вариантом размещения отверстий на лопатке.

Построение сетки

Коммерческое программное обеспечение генератора сетки ICEM применяется для построения сетки при численном моделировании задачи. Расчетное пространство дискретизировано с помощью модифицированной многоблочной структурированной сетки. Конечный вариант сетки применялся для проведения вычислений после нескольких промежуточных тестов. Для вариантов 1 и 2 генерировались вычислительные сетки с соответствующим числом узлов, равным 572960 и 699717. Вычислительная сетка измельчается вблизи поверхности лопатки. Из-за важности областей вокруг охлаждающих перфорационных отверстий в этих местах генерировалась сетка с особенно малым размером ячеек. Кроме того, качество сетки для численного моделирования существенно повышалось через использование построения расчетной сетки типа 0. Для ячеек возле стенок нормализованные величины y^+ выбирались в интервале $20 < y^+ < 100$. Рисунок 4 показывает пример многоблочной сетки для численного моделирования и увеличенный участок такой сетки вблизи отверстия для продувки.

Граничные условия

Подробности постановки граничных условий и параметры лопаток приведены в табл. 1. Граничные условия задаются на всех границах расчетной области. Условия симметрии задаются на верхних и нижних плоскостях, ограничивающих расчетную

Таблица

Расчетные параметры для численного моделирования

Граничные условия		Физические параметры	
P_0 , КПа	289,5	d , мм	0,8
T_0 , К	409,5	C , мм	80
T_w/T_0	0,727		
T_c/T_0	0,52		
$M = m_c/m_0$, %	от 1 до 8		

область. Условия периодичности применяются на двух периодических границах турбинного каскада. На входе потока задаются общее давление и общая температура, а на выходе из области — статическое давление. Интенсивность турбулентности задается на уровне 5 %. Для моделирования преобладающих условий в граничной области вдуваемого потока скорость потока вычисляется из величин соотношения массовых расходов газов, но при этом берется разница температур между основным потоком и инжектированным потоком на уровне 48 %, что близко к экспериментальным условиям. Выбраны адиабатические стенки с условием прилипания потока. В качестве рабочего газа использован воздух.

Результаты и их обсуждение

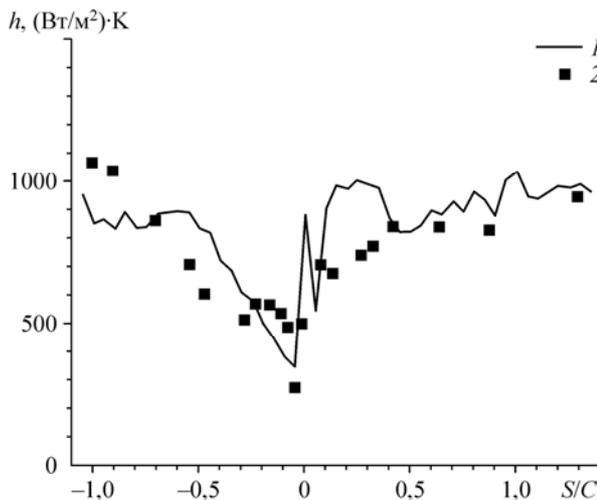
В настоящей работе проведено исследование эффективности адиабатического с поперечным усреднением пленочного охлаждения, которая описывается уравнениями (1) и (2) соответственно:

$$\eta = (T_0 - T)/(T_0 - T_c), \tag{1}$$

$$\bar{\eta} = \frac{1}{L} \int_L \eta dz, \tag{2}$$

где L — поперечный размер. Моделирование проведено для различных отношений массовых расходов при рабочих параметрах, которые приведены в таблице.

Расчетный коэффициент теплопереноса с поперечным к направлению S усреднением на охлаждаемой поверхности лопатки (при отношении массового расхода охлаждающего газа к расходу набегающего потока, равном 0,62, и при отношении температуры выдуваемого охлаждающего газа к температуре заторможенного основного потока, равном 0,52) сравнивался с экспериментальными данными, полученными в работе [22], что отображено на рис. 5.



Сравнение данных показывает согласованность между расчетом и экспериментом для лицевой стороны лопатки и для большей части спинки лопатки. Вместе с тем, небольшие различия отмечаются на переднем крае лицевой стороны. Из приведенных данных также видно, что сравнение вычисленного коэффициента теплопереноса на переднем

Рис. 5. Поперечно усредненный коэффициент теплопереноса (вариант 1). 1 — результаты настоящего расчета, 2 — экспериментальные данные работы [22].

Рис. 6. Поперечно усредненная эффективность охлаждения при различных массовых расходах охладителя (вариант 1).

$M = 1$ (1), 2 (2), 3 (3), 4 (4), 5 (5), 6 (6), 7 (7), 8 (8).

крае лопатки между рядами отверстий невозможно из-за отсутствия экспериментальных данных в этой узкой области. С другой стороны, результаты представленного численного исследования в целом демонстрируют разумное согласование с экспериментальными данными.

Рисунок 6 показывает поперечно усредненную эффективность адиабатического пленочного охлаждения при различных отношениях массовых расходов потоков для варианта 1 (простое цилиндрическое охлаждающее отверстие). Результаты показывают, что эффективность пленочного охлаждения для спинки лопатки не зависит от отношения массовых расходов. Однако на лицевой стороне лопатки эффективность пленочного охлаждения пропорциональна отношению массовых расходов до оптимального значения 7. Далее эта тенденция меняется на противоположную, и при отношении массовых расходов на уровне значения 8 имеют место наименьшие значения эффективности.

На рис. 7 показана эффективность пленочного охлаждения с усреднением по площади для случая цилиндрических отверстий (вариант 1). На спинке лопатки не наблюдается существенных изменений в величине эффективности. Напротив, на лицевой стороне лопатки эффективность пленочного охлаждения существенно зависит от отношения массовых расходов потоков. Ее максимальное значение достигается для массовой скорости вдува, равной 7.

Адиабатическая эффективность охлаждения при поперечном усреднении в области переднего края лопатки для конфигурации по варианту 2 (при различных отношениях массовых расходов) изображена на рис. 8. Из рисунка видно, что эффективность

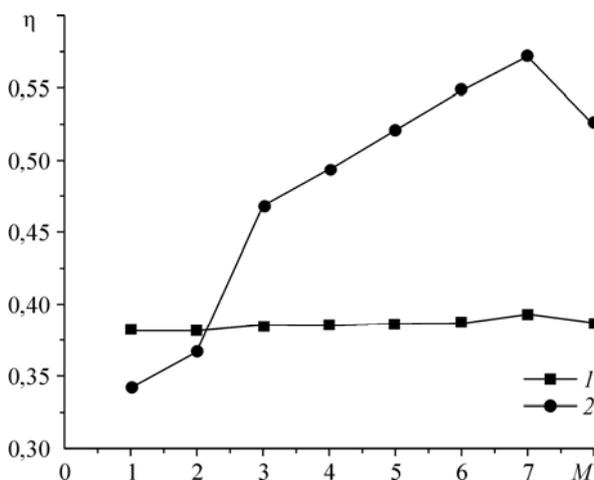
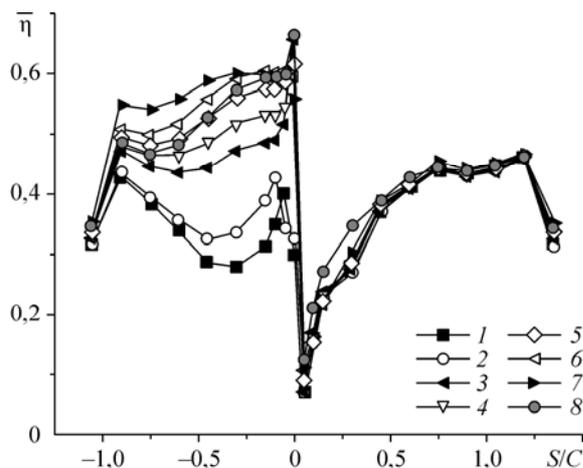


Рис. 7. Усредненная по площади эффективность охлаждения для различных массовых расходов (вариант 1).

1 — на стороне всасывания, 2 — на стороне давления.

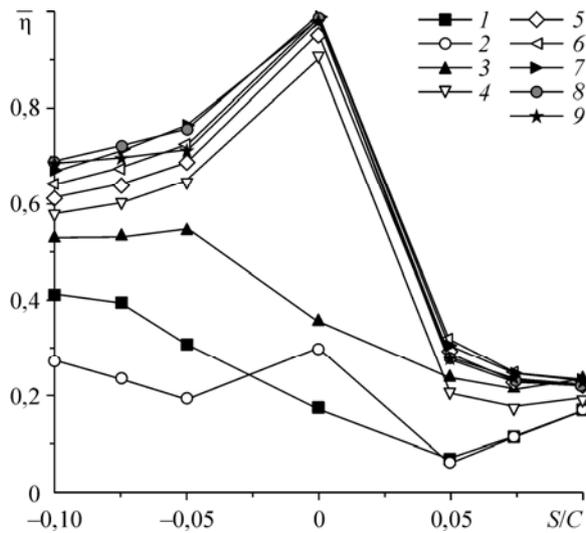


Рис. 8. Поперечно усредненная эффективность охлаждения при различных массовых расходах для области переднего края лопатки (вариант 2).
 $M = 1$ (1), 2 (2), 3 (3), 4 (4), 5 (5), 6 (6), 7 (7), 8 (8), 9 (9).

пленочного охлаждения принимает максимальное значение при $M = 8$. Для более высокого массового расхода (на уровне 9) наблюдается уменьшение эффективности пленочного охлаждения (моделирование с поперечным усреднением). Это уменьшение связано с глубоким проникновением газа-охладителя в основной горячий поток при повышении массового расхода.

Для сравнения двух моделируемых вариантов на рис. 9 показано изменение эффективности пленочного охлаждения с поперечным осреднением для различных отношений массовых расходов. Для всех случаев массового расхода поперечно усредненная эффективность охлаждения для варианта 2 (конфигурация сужающегося щелевого отверстия) оказалась выше, чем для варианта 1, особенно в области вблизи отверстий.

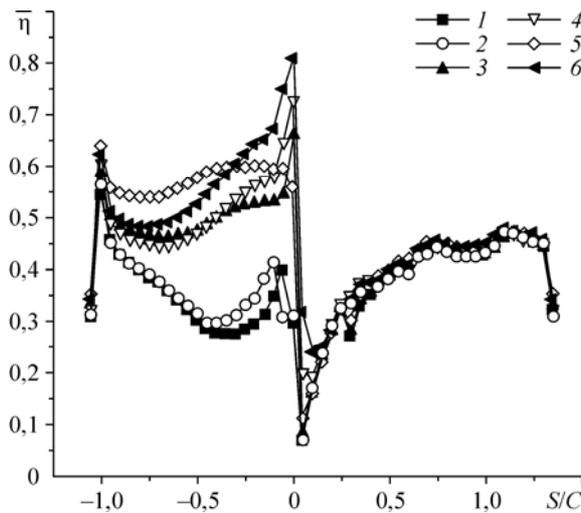


Рис. 9. Поперечно усредненная эффективность охлаждения при различных массовых расходах.
 Вариант 1: $M = 1$ (1), 4 (3), 7 (5); вариант 2: $M = 1$ (2), 4 (4), 7 (6).

Область между охлаждающими отверстиями подвержена прямому воздействию горячих газов, что снижает качество охлаждения в этих областях.

На основе результатов численного моделирования можно сравнить эффективность пленочного охлаждения с поперечным усреднением для двух рассмотренных конфигураций, как показано на рис. 10 для $M = 7$. Распределение эффективности показано для четырех мест в области переднего края лопатки. Очевидно, вдув охлаждающего воздуха через профилированные отверстия (сужающиеся щели) выглядит более предпочтительно по сравнению с простой конфигурацией цилиндрических отверстий. Это происходит за счет сужения потока в направлении оси отверстия. Таким образом, охлаждающий поток ускоряется и его скорость возрастает. В продольном направлении профилированное отверстие демонстрирует расхождение потока, что обеспечивает более однородное распределение охлаждающего агента по сравнению с цилиндрической конфигурацией охлаждающих отверстий. Различие в эффективности пленочного охлаждения между двумя конфигурациями более существенно для лицевой стороны лопатки на стороне высокого давления. Поведение кривой эффективности пленочного охлаждения обычно носит однородный характер, при этом самые высокие значения эффективности достигаются для отношения массовых расходов, равного 7.

Контуры распределений пленочной эффективности для двух конфигураций в зоне переднего края лопатки при $M = 7$ изображены на рис. 11. Адиабатическая эффективность для течения охладителя через отверстия со сложной геометрией выше, чем для отдельных отверстий. Таким образом, для этой конфигурации по сравнению с конфигурацией с цилиндрическими отверстиями имело место лучшее пленочное покрытие. Также видно, что для профилированных отверстий зона охлаждения вокруг отверстий шире. Траектория вдува охладителя для варианта 1 сильно перекошена, особенно для спинки лопатки, и это отклонение потока существенно меньше для конфигурации по варианту 2. Вместе с тем, лицевая сторона лопатки охлаждается сильнее, чем спинка лопатки; это связано с кривизной лопатки, которая способствует образованию вихря в этой области. Смещение основного и вторичных потоков дает понижение температуры до температуры ниже, чем температура основного потока вблизи лицевой стороны лопатки. Следовательно, теплообмен между стенкой лопатки и потоком воздуха уменьшается с уменьшением разницы температур, что приводит к повышению эффективности пленочного охлаждения.

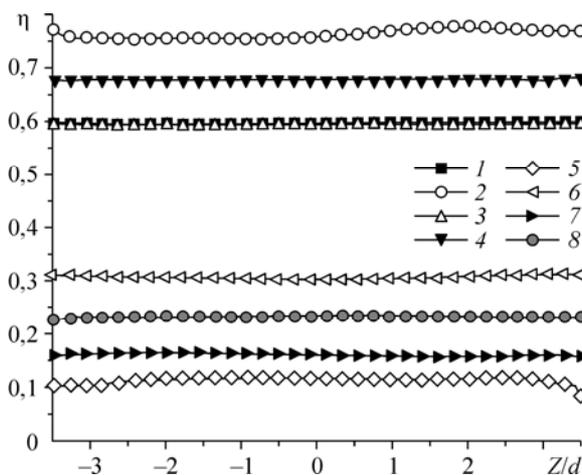


Рис. 10. Эффективность пленочного охлаждения при $M = 7$.

Вариант 1: $S/C = -0,05$ (1), $-0,1$ (3), $0,05$ (5), $0,1$ (7); вариант 2: $S/C = -0,05$ (2), $-0,1$ (4), $0,05$ (6), $0,1$ (8).

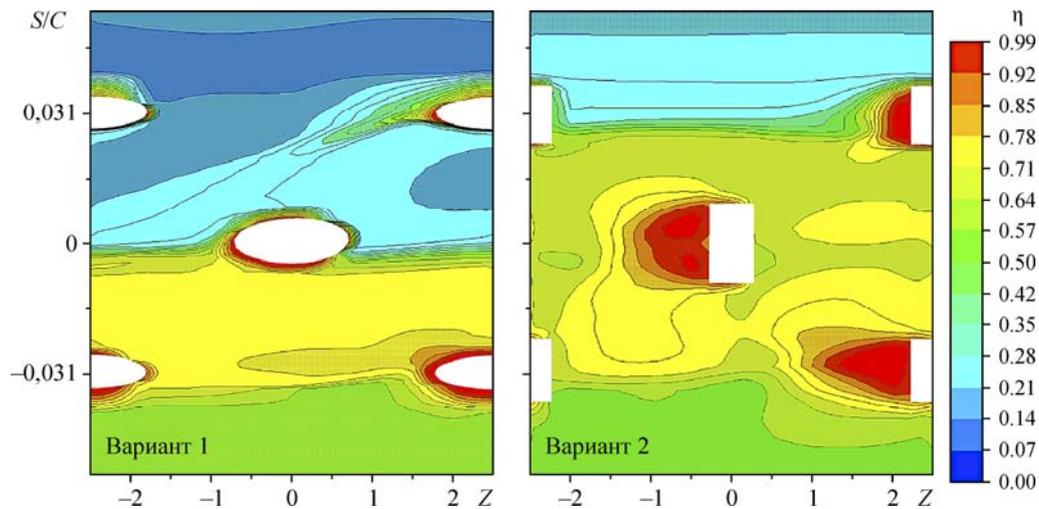


Рис. 11. Контуры распределения эффективности пленочного охлаждения для области переднего края лопатки (при $M = 7$).

Выводы

В целях улучшения качества пленочного охлаждения с помощью сужающихся щелевых отверстий на переднем крае лопатки турбины было проведено численное моделирование характеристик охлаждения для двух конфигураций отверстий, расположенных в шахматном порядке. Для моделирования трехмерного течения и эффективности пленочного охлаждения с использованием пакета программ ANSYS CFX применялась $k-\epsilon$ модель турбулентности. Для коэффициента теплопереноса было получено хорошее согласование с результатами ранее проведенных экспериментов. Эффективность пленочного охлаждения для цилиндрического отверстия (вариант 1) и для сужающегося щелевидного отверстия (вариант 2) была представлена в режиме сравнения для различных отношений массовых расходов. Следует отметить, что отношение массовых расходов оказывает сильное влияние на эффективность пленочного охлаждения, и траектория потока газа-охладителя также чувствительна к этому параметру. Для конфигурации охлаждения через обычные цилиндрические отверстия наблюдается отрыв дувяемого потока от поверхности лопатки при повышении отношения массовых расходов. В целом качество пленочного охлаждения можно существенно улучшить путем выбора геометрии отверстий для инжекции воздуха. Для случая инжекции воздуха через профилированные отверстия (вариант 2) показана повышенная эффективность пленочного охлаждения, что связано с сильным продольным импульсом, вызванным диффузией газа-охладителя из-за выходной формы щели. При сравнении двух геометрий отверстий при прочих равных условиях, показано, что эффективность охлаждения на лицевой стороне важнее, чем на спинке лопатки. Отношение массовых расходов не оказывает существенного влияния на охлаждение спинки лопатки, но сказывается на охлаждении ее лицевой стороны, для которой увеличение отношения массовых расходов вызывает усиление эффективности пленочного охлаждения.

Условные обозначения

C — длина хорды,

d — диаметр отверстия для продувки охлаждающим газом,

P — давление,

S — расстояние от переднего края лопатки по одной из поверхностей лопатки,

h — коэффициент теплопереноса, вычисленный из $(T_0 - T_w)$,
 k — кинетическая энергия турбулентного потока,
 M — массовый расход,

T — температура,
 ε — скорость диссипации кинетической энергии,
 η — эффективность пленочного охлаждения,
 ρ — плотность.

Индексы

0 — условия свободного потока,
 c — условия вдува,

$\bar{}$ — усредненная величина,
 w — значение на стенке.

Список литературы

1. **Drost U., Bolcs A.** Investigation of detailed film cooling effectiveness and heat transfer distributions on a gas turbine airfoil // ASME J. of Turbomachinery. 1999. Vol. 121. P.233–242.
2. **Ammari H.D., Hay N., Lampard D.** The effect of density ratio on the heat transfer coefficient from a film-cooled flat plate // ASME J. of Turbomachinery. 1990. Vol. 112. P. 444–450.
3. **Sinha A.K., Bogard D.G., Crawford M.E.** Film-cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density ratio // ASME J. of Turbomachinery. 1991. Vol. 113. P. 442–449.
4. **Han J.C., Dutta S., Ekkad S.V.** Gas turbine heat transfer and cooling technology. London: Taylor & Francis, 2000.
5. **Azzi A., Abidat M., Jubran B.A.** Film cooling predictions of dimple and compound angle injection from one and two staggered rows // Numerical Heat Transfer. Part A: Applications. 2001. Vol. 40, No. 3. P. 273–294.
6. **Khorsi A., Azzi A.** Computation film cooling from three different holes geometries // MECHANIKA. 2010. No. 6. P. 32–37.
7. **Sargison J.E., Guo S.M., Oldfield M.L.G., Lock G.D., Rawlinson A.Y., Xu D.Ch.** A converging slot-hole film-cooling geometry. Part 2. Transonic nozzle guide vane heat transfer and loss // ASME J. of Turbomachinery. 2002. Vol. 124. P. 461–471.
8. **Liu C.L., Zhu H.R., Bai J.T., Xu D.Ch.** Film cooling performance of converging slot-hole rows on a gas turbine blade // Int. J. Heat Mass. Transf. 2010. Vol. 53. P. 5232–5241.
9. **Goldstein R.J., Eckert E.R.G., Chiang H.D., Elovic E.** Effect of surface roughness on film cooling performance // ASME J. Eng. Gas Turbines Power. 1985. Vol. 107. P. 111–116.
10. **Schmidt D.L., Bogard D.G.** Effects of free-stream turbulence and surface roughness on film cooling // ASME Paper. 1996. No. 96-GT-462.
11. **Schmidt D.L., Sen B., Bogard D.G.** Effects of surface roughness on film cooling // ASME Paper. 1996. No. 96-GT-299.
12. **Yuen C.H.N., Martinez-Botas R.F.** Film cooling characteristics of a single round hole at various streamwise angles in a crossflow. Part I. Effectiveness // Int. J. Heat Mass Transfer. 2003. Vol. 46. P. 221–235.
13. **Yuen C.H.N., Martinez-Botas R.F.** Film cooling characteristics of a single round hole at various streamwise angles in a crossflow. Part II. Heat transfer coefficients // Int. J. Heat Mass Transfer. 2003. Vol. 46. P. 237–249.
14. **Yuen C.H.N., Martinez-Botas R.F.** Film cooling characteristics of rows of round holes at various streamwise angles in a crossflow. Part I. Effectiveness // Int. J. Heat Mass Transfer. 2005. Vol. 48. P. 4995–5016.
15. **Yuen C.H.N., Martinez-Botas R.F.** Film cooling characteristics of rows of round holes at various streamwise angles in a crossflow. Part II. Heat transfer coefficients // Int. J. Heat Mass Transfer. 2005. Vol. 48. P. 5017–5035.
16. **Blair M.F.** An experimental study of heat transfer in a large-scale turbine rotor passage // ASME J. of Turbomachinery. 1994. Vol. 116. P. 1–13.
17. **Ahn J., Schobeiri M.T., Han J.C., Moon H.K.** Film cooling effectiveness on the leading edge of a rotating turbine blade // ASME Paper. 2004. No. IMECE. 2004-59852.
18. **Ahn J., Schobeiri M.T., Han J.C., Moon H.K.** Film cooling effectiveness on the leading edge of a rotating film-cooled blade using pressure sensitive paint // ASME Paper. 2005. No. GT-2005-68344.
19. **York W.D., Leylek J.H.** Leading-edge film-cooling physics. Part I. Adiabatic effectiveness // ASME Paper. 2002. No. 2002-GT-30166.
20. **York W.D., Leylek J.H.** Leading-edge film-cooling physics. Part II. Heat transfer coefficient // ASME Paper. 2002. No. 2002-GT-30167.
21. **Islami S.B., Tabrizi A., Jubran B., Esmailzadeh E.** Influence of trenched shaped holes on turbine blade leading edge film cooling // Heat Transfer Engineering. 2010. Vol. 31, No. 10. P. 889–906.
22. **Camci C., Arts T.** Experimental heat transfer investigation around the film-cooled leading edge of a high-pressure gas turbine rotor blades // J. Eng. Gas Turbine Power. 1985. Vol. 107. P. 1016–1021.
23. **Garg V.K.** Effect of coolant temperature and mass flow on film cooling of turbine blades // Int. J. Heat and Fluid Flow. 1997. Vol. 40, No. 2. P. 435–445.
24. **Garg V.K.** Heat transfer on a film cooled rotating blade using different turbulence models // Int. J. Heat and Fluid Flow. 1999. Vol. 42. P. 789–802.
25. **Garg V.K.** Heat transfer on a film-cooled blade effect of hole physics // Int. J. Heat and Fluid Flow. 1999. Vol. 20. P. 10–25.

26. **Garg V.K.** Comparison of predicted and experimental Nusselt number for a film cooled rotating blade // Int. J. Heat and Fluid Flow. 1997. Vol. 18. P. 452–460.
27. **Garg V.K.** Heat transfer on a film-cooled rotating blade // Int. J. Heat and Fluid Flow. 2000. Vol. 21. P. 134–145.
28. **Garg V.K.** Modeling film-coolant flow characteristics at the exit of shower-head holes // Int. J. Heat and Fluid Flow. 2001. Vol. 22. P. 134–142.
29. **Chengfenga Y., Jingzhoub Z.** Influence of multi-hole arrangement on cooling film development // Chinese J. Aeronautics. 2012. Vol. 25. P. 182–188.
30. **Hasan R., Puthukkudi A.** Numerical study of effusion cooling on an adiabatic flat plate // Propulsion and Power Research. 2013. Vol. 2, No. 4. P. 269–275.
31. **Koc I., Parmaksizoglu C., Cakan M.** Numerical investigation of film cooling effectiveness on the curved surface // Energy Conversion and Management. 2006. Vol. 47. P. 1231–1246.
32. **Silieti M., Divo E., Kassab A.J.** The effect of conjugate heat transfer on film cooling effectiveness // Numerical Heat Transfer. Part B. 2009. Vol. 56. P. 335–350.
33. **Patankar S.V., Spalding D.B.** A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1972. Vol. 15. P. 1778–1806.

*Статья поступила в редакцию 21 июля 2014 г.,
после доработки — 5 ноября 2014 г.*