

УДК 621.5

ВЛИЯНИЕ ВЫСОТЫ СЕРПОВИДНОГО БЛОКА НА СТРУКТУРУ СТРУИ ХЛАДАГЕНТА И НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОХЛАЖДЕНИЯ

К. Чзан*, З. Ван**

* Тяньцзиньская лаборатория по конструированию мехатронных систем
и интеллектуальному управлению, 300384 Тяньцзинь, Китай

** Школа энергетики и энергетического машиностроения Шаньдунского университета,
250061 Цзинань, Китай
E-mails: czhangxj83@163.com, wangzhan@sdu.edu.cn

При различных значениях коэффициента вдува численно исследовано влияние на структуру течения струи хладагента и на эффективность охлаждения высоты серповидного блока, установленного в канале с потоком горячего газа вниз по течению от входных отверстий канала цилиндрической формы, расположенного под углом к ресиверу. Показано, что наличие блока существенно меняет структуру потока вследствие образования дополнительной пары “антивихрей”, вследствие чего значительно увеличивается эффективность охлаждения. Определены оптимальные значения высоты блока при различных значениях коэффициента вдува.

Ключевые слова: газовая турбина, охлаждающая пленка, высота серповидного блока, пара “антивихрей”, коэффициент вдува, эффективность охлаждения.

DOI: 10.15372/PMTF20180525

Введение. В современных газовых турбинах температура газа на выходе существенно превышает температуру, допустимую для безопасной работы металлических лопаток [1]. Для охлаждения поверхностей лопаток широко используется технология создания на них охлаждающих пленок. Хладагенты, необходимые для создания охлаждающих пленок, под действием высокого давления поступают в основной поток из компрессоров, что приводит к уменьшению производительности газовой турбины. Следовательно, повышение характеристик охлаждающей пленки должно осуществляться при одновременном уменьшении расхода хладагента.

В работах, посвященных исследованию характеристик охлаждающих пленок, как правило, рассматривались отверстия, через которые поступает хладагент, цилиндрической формы, поскольку такие отверстия обеспечивают минимальное значение коэффициента концентрации напряжений и просты в выполнении.

Охлаждающая пленка представляет собой наклонную струю в основном потоке газа. Характеристики хладагента и основного потока, такие как отношение расходов потока

Работа выполнена при финансовой поддержке Национального научного фонда Китая (грант № 51506150).

хладагента и основного потока газа (коэффициент вдува), отношение их плотностей, интенсивность турбулентности и др., существенно влияют на эффективность охлаждения. В работе [2] при исследовании наклонной струи в основном потоке установлено, что пара вихрей почковидной формы, образовавшихся при взаимодействии наклонной струи хладагента и основного потока, оказывает существенное влияние на течение вниз по потоку.

Недостатком цилиндрического отверстия является то, что образовавшиеся почковидные вихри отклоняют струю хладагента от стенки канала, вследствие чего при больших значениях коэффициента вдува эффективность охлаждения мала [3].

Исследованию способов уменьшения негативного воздействия почковидных вихрей на эффективность охлаждения при использовании отверстий цилиндрической формы посвящено множество работ. На основе этих исследований предложено использовать отверстия различной формы, например веерообразной (лопастеобразной) [4], сходящиеся щелевидные отверстия [5]. В зависимости от формы выходного отверстия рассеивание струи происходит либо в направлении потока, либо в поперечном ему направлении. Струя хладагента рассеивается для уменьшения ее импульса и ослабления интенсивности пары почковидных вихрей. Согласно результатам исследований [4, 5] использование фигурных отверстий позволяет большую часть струи рассеивать в поперечном направлении, что обеспечивает эффективное охлаждение, особенно при больших значениях коэффициента вдува. Однако стоимость изготовления фигурных отверстий значительно выше стоимости изготовления отверстий цилиндрической формы. В работе [6] наряду с фигурными отверстиями сложной геометрии предложено устройство для создания двойной струи, состоящее из двух рядов цилиндрических отверстий, расположенных под различными углами. Авторы [6] обнаружили, что, расположив два ряда отверстий под углом друг к другу, можно генерировать практически симметричную пару вихрей, нейтрализующую пару почковидных вихрей.

Еще один метод увеличения эффективности охлаждения при наличии отверстий цилиндрической формы заключается в изменении характера течения газа путем размещения вверх или вниз по потоку основного горячего газа специальных устройств. В работе [7] предложено расположить вверх по потоку поперечную панель с уступом на ее задней поверхности, в работе [8] рассматривалось устройство в виде прямоугольного уступа. Таким образом, при взаимодействии потока горячего газа с препятствием, расположенным в поперечном потоку направлении, пограничный слой в основном потоке горячего газа отклоняется и возникает пара “антивихрей”. В работе [9] предложено управляющее потоком устройство с одним полусферическим выступом, в работе [10] — с двумя полусферическими выступами. В работах [9, 10] приведены также результаты испытаний этих устройств и показано, что вследствие взаимодействия управляющего потоком устройства с основным потоком горячего газа может генерироваться вихрь, распространяющийся по потоку и прижимающий к стенке пару почковидных вихрей. В отличие от устройств, расположенных вверх по потоку [7–10], устройства, расположенные вниз по потоку, непосредственно взаимодействуют с впрыскиваемым хладагентом. Пара пристенных “антивихрей”, образующихся под охлаждающей струей, увеличивает нисходящий поток и силу, прижимающую хладагент к стенке. В работах [11–14] предложен и исследован ряд управляющих потоком устройств, расположенных вниз по потоку (блок, выравнивающий поток [11], панель, генерирующая вихри [12, 13], дельтообразный генератор вихрей [14]). Поперечные размеры генератора вихрей, имеющего вид наклонной плоскости, и дельтообразного генератора достаточно велики, что позволяет распределить охлаждающую струю по большой площади и увеличить эффективность охлаждения.

В работе [15] рассматривался блок серповидной формы, расположенный вниз по потоку относительно отверстия и имеющий достаточно большую протяженность в поперечном направлении и более обтекаемую форму.

Результаты проведенных экспериментальных исследований позволяют утверждать, что можно получить достаточно протяженные в поперечном направлении и эффективно охлаждающие пленки. Такой же вывод позволяют сделать результаты численного анализа влияния на поток небольшого блока серповидной формы, расположенного ниже по течению относительно отверстия [16]. Очевидно, что структура течения и эффективность охлаждения зависят от положения и геометрии блока, находящегося ниже по течению от отверстия. Анализ результатов измерения характеристик потока [17] показывает, что при расположении дельтообразного генератора вихрей на расстоянии от выходного отверстия, превышающем три диаметра отверстия, это расстояние не влияет на характеристики потока. В работе [17] исследовалось влияние на характеристики потока высоты дельтообразного генератора вихрей, составляющей $0,375 \div 1,500$ диаметра отверстия. Установлено, что при средних (в исследованном диапазоне) значениях высоты генератора вихрей происходит наименьшее рассеивание струи и она смещается максимально близко к стенке. В работе [18] исследовались зависимости от высоты дельтообразного генератора вихрей характеристик потока и эффективности охлаждения. Установлено, что при оптимальной высоте генератора, равной $1,27$ диаметра отверстия, охлаждаемая площадь стенки имеет наибольшее значение при коэффициенте вдува, равном единице. В работе [15] исследовалась зависимость эффективности охлаждения от высоты блока, составляющей $0,2 \div 0,3$ диаметра отверстия, для случая отверстия цилиндрической формы и блока серповидной формы, расположенного ниже по течению от отверстия. Установлено, что при малых (в исследованном диапазоне) значениях высоты эффективность охлаждения наименьшая, при средних и больших значениях высоты блока эффективность охлаждения одинакова при коэффициенте вдува, равном $0,50 \div 1,25$.

Следует отметить, что значения высоты блоков, исследованные в [15], значительно меньше оптимальных значений высот, полученных в работах [17, 18]. Поэтому необходимы дополнительные исследования зависимости характеристик потока и эффективности охлаждения от высоты блоков серповидной формы, расположенных ниже по течению относительно отверстия.

Целью настоящей работы является исследование зависимости характеристик потока и эффективности охлаждения от высоты блоков серповидной формы, расположенных ниже по течению от отверстия, для случая бесконечного ряда наклонных цилиндрических отверстий при различных значениях коэффициента вдува.

Численный метод. Трехмерная задача об установившемся течении и теплопереносе решается с использованием пакета ANSYS CFX, который предназначен для решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье — Стокса со вторым порядком аппроксимации по пространственным переменным. Можно оценить содержащиеся в осредненных по Рейнольдсу уравнениях Навье — Стокса члены, учитывающие плавучесть, и показать, что в данной задаче ими можно пренебречь, а температуру рассматривать в качестве пассивного скаляра. Используется полная энергетическая модель, число Прандтля для турбулентных теплового потока и потока газа принимается равным $0,9$.

Погрешность численного решения уравнений движения меньше 10^{-5} , погрешность решения уравнения теплопереноса меньше 10^{-6} . Рассматриваются три модели турбулентности, в том числе стандартные $(k-\varepsilon)$ - и $(k-\omega)$ -модели.

Физическая модель и краевые условия. На рис. 1,а показана модель устройства для создания охлаждающей пленки. Модель состоит из главного канала прямоугольной формы, прямоугольной камеры (ресивера) для охлаждающей жидкости (хладагента), выходного отверстия канала цилиндрической формы, по которому хладагент поступает из ресивера в главный канал, и блока серповидной формы, расположенного ниже по течению от этого отверстия. Начало координат находится в точке пересечения задней кромки

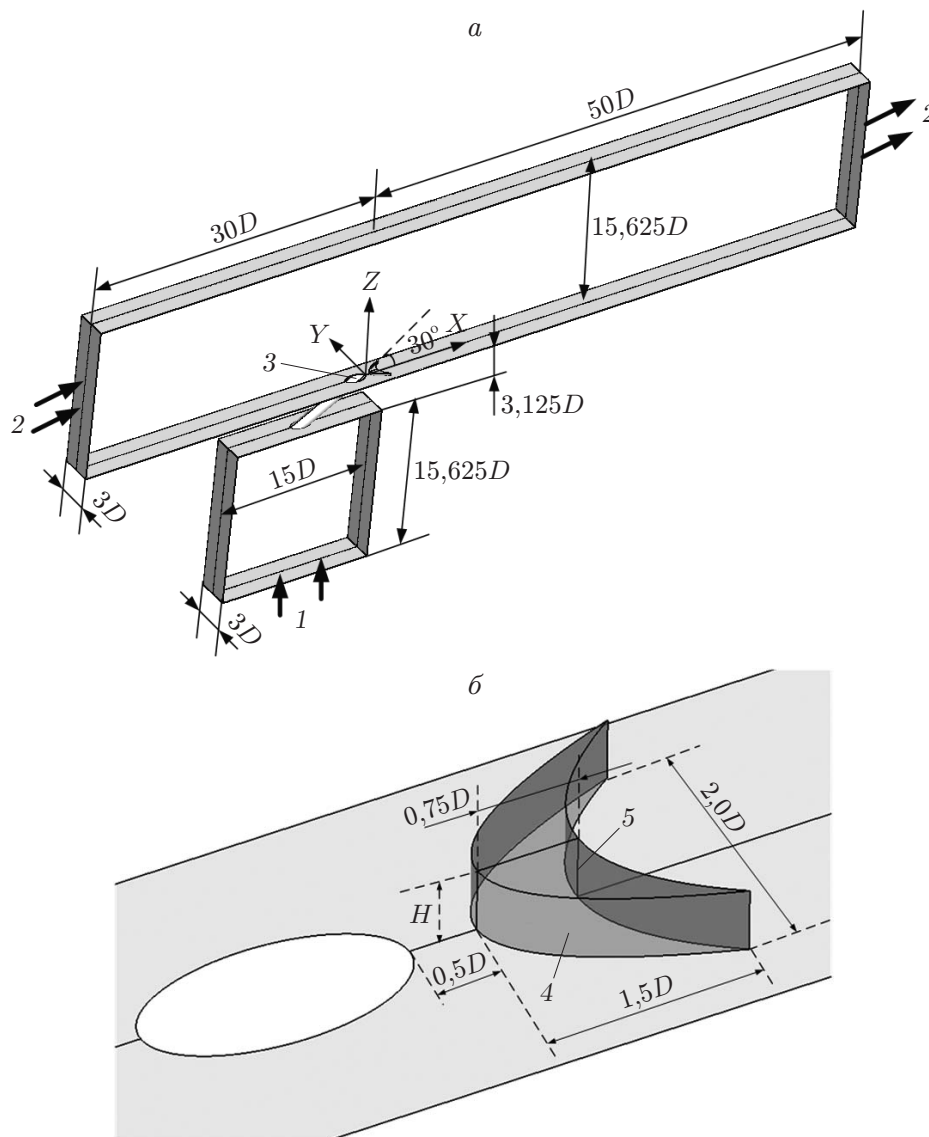


Рис. 1. Общий вид (а) и схема серповидного блока (б) физической модели:
 1 — хладагент, 2 — горячий газ, 3 — выходное отверстие канала цилиндрической формы, по которому в главный канал поступает хладагент, 4, 5 — передняя и задняя кромки блока

входного отверстия и стенки. Оси X , Y , Z направлены соответственно вдоль потока, по нормали к стенке и в поперечном направлении. Диаметр входного канала $D = 8$ мм, его длина $h = 3,125D$, угол между осью канала и направлением основного потока составляет 30° , отношение длины входного канала к его диаметру равно $L/D = 6,25$. В поперечном направлении размер физической модели равен $3D$. Входное отверстие главного канала находится на расстоянии, равном $30D$, вверх по потоку от хвостовой кромки отверстия, выходное отверстие главного канала — на расстоянии, равном $50D$, вниз по потоку. Высота главного канала равна $15,625D$. Ширина камеры для хладагента равна $15D$, ее высота — $15,625D$. На входе в камеру поток охлаждающего газа перпендикулярен потоку газа в основном канале. Геометрия серповидного блока, расположенного на расстоянии, равном $0,5D$, вниз по потоку от выходного отверстия цилиндрического канала, показана на рис. 1, б. Расстояние между задней и передней кромками блока равно $0,75D$, длина бло-

ка равна $1,5D$, ширина — $2,0D$. Рассматривались блоки различной высоты. Отношение высоты блока к диаметру выходного отверстия H/D менялось в диапазоне $0 \div 1,25$ с шагом $0,25$.

Поскольку результаты численного решения задачи сравнивались с экспериментальными данными, полученными при комнатной температуре и нормальном давлении, газ в главном канале и охлаждающий газ моделировались идеальным газом. На входе в главный канал скорость потока равна $U_m = 15$ м/с, его температура $T_m = 414$ К, интенсивность турбулентности — $3,5$ %. Среднее давление на выходе из главного канала полагалось равным $101,3$ кПа. Температура хладагента на входе в камеру равна $T_c = 300$ К, что обеспечивает относительную плотность $DR = 1,38$. В ресивере поддерживалась равномерная скорость газа, обеспечивающая значения коэффициента вдува $M = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$ и интенсивность турбулентности, равную $1,0$ %. Число Рейнольдса, вычисленное с учетом скорости потока на входе в главный канал и диаметра отверстия, через которое поступает хладагент, равно $Re = 5,587 \cdot 10^3$.

Коэффициент вдува определяется следующим образом:

$$M = \frac{\rho_c U_c}{\rho_m U_m}.$$

Здесь ρ_c, ρ_m — плотности хладагента и газа в главном канале соответственно; U_c — осредненная скорость хладагента на входе в цилиндрический канал.

Стенки главного канала и ресивера полагаются адиабатическими, на стенках задаются условия непротекания. Предполагается, что в поперечном направлении (в направлении оси Y) с периодом $3D$ расположено бесконечное число отверстий, через которые в основной канал поступает хладагент. Поэтому расчеты проводятся для области, ограниченной плоскостями $Y/D = 1,5$ и $Y/D = 0$, на которых ставятся условия симметрии. Адиабатический коэффициент эффективности охлаждения η и безразмерная температура θ определяются по формулам

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_m}{T_c - T_m}, \quad \theta = \frac{T_c - T_f}{T_c - T_m},$$

где T_{aw} — температура теплоизолированной стенки; T_f — температура смеси основного газа и хладагента. Осредненный коэффициент эффективности охлаждения $\bar{\eta}$ находится из выражения

$$\bar{\eta} = \frac{1}{1,5D} \int_0^{1,5D} \eta dY,$$

осредненный по площади коэффициент эффективности охлаждения — из выражения

$$\bar{\bar{\eta}} = \frac{1}{1,5D \cdot 28D} \int_{2D}^{30D} \int_0^{1,5D} \eta dY dX.$$

Интенсивность завихренности ω_X в направлении оси X , характеризующая эффективность пары “антивихрей”, определяется следующим образом:

$$\omega_X = \frac{\partial U_Z}{\partial Y} - \frac{\partial U_Y}{\partial Z}$$

(U_Z, U_Y — компоненты вектора скорости в направлениях осей Z и Y соответственно).

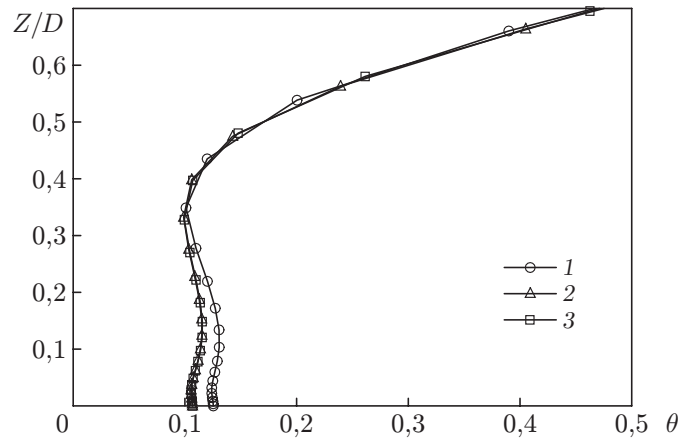


Рис. 2. Распределения безразмерной температуры вдоль линии пересечения плоскостей $X/D = 5$, $Y/D = 0$ для $H/D = 0$, $M = 0,5$ при использовании сеток, содержащих различное количество ячеек:
 1 — $81 \cdot 10^4$, 2 — $103 \cdot 10^4$, 3 — $131 \cdot 10^4$

Апробация расчетной сетки и модели турбулентности. Как при наличии блока, так и при его отсутствии расчетная сетка строилась с использованием пакета ICEM. Сетка измельчалась вблизи стенок главного канала и ресивера, вблизи цилиндрического канала и вблизи блока и тестировалась для случая $H/D = 0$, $M = 0,5$. В расчетах использовались сетки с различным количеством ячеек: $81 \cdot 10^4$, $103 \cdot 10^4$, $131 \cdot 10^4$. На рис. 2 приведены распределения безразмерной температуры вдоль линии пересечения плоскостей $X/D = 5$, $Y/D = 0$, полученные с использованием трех сеток. Из рис. 2 следует, что для аппроксимации краевых условий для температуры достаточно сетки с количеством ячеек $103 \cdot 10^4$ и дальнейшего измельчения сетки не требуется. Поэтому вычисления для случая $H/D = 0$ проводились на сетке, содержащей $103 \cdot 10^4$ ячеек. Аналогичным образом тестировалась сетка для других значений H/D . Вычисления при $H/D = 0,25$; $0,50$; $0,75$; $1,00$; $1,25$ проводились на сетках, содержащих $143 \cdot 10^4$, $154 \cdot 10^4$, $161 \cdot 10^4$, $172 \cdot 10^4$, $186 \cdot 10^4$ ячеек соответственно.

На рис. 3 приведены экспериментальные и полученные при численном решении задачи зависимости осредненного коэффициента охлаждения от безразмерной продольной координаты X/D , а также показаны интервалы разброса экспериментальных данных. Геометрия физических моделей и условия проведения эксперимента в работах [15, 19] незначительно отличаются от геометрии модели, использованной в численных расчетах. Так, в [19] относительная плотность незначительно повышалась при $M = 1,5$, вследствие чего эффективность охлаждения увеличивается по сравнению со случаем $M = 1$. Число цилиндрических отверстий в работах [15, 19] равно $N = 7$, $N = 13$ соответственно. При таком числе отверстий использованное в расчетах условие симметрии течения является приближенным. Расчеты выполнены с использованием трех моделей турбулентности (см. рис. 3). Из приведенных на рис. 3 зависимостей следует, что SST- $(k-\omega)$ -модель турбулентности дает удовлетворительные результаты при различных значениях коэффициента вдува как при наличии блока, так и при его отсутствии. Поэтому в дальнейших расчетах использовалась данная модель турбулентности.

Результаты исследования и их обсуждение. Ниже приводятся результаты численного исследования зависимости структуры потока и коэффициента эффективности охлаждения от высоты блока при значениях коэффициента вдува $M = 0,5 \div 2,0$. На рис. 4 показаны следы охлаждающей струи и изолинии безразмерной температуры для различ-

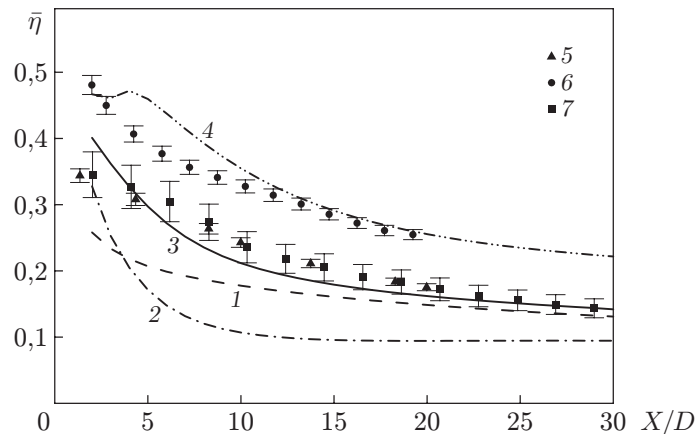


Рис. 3. Зависимость осредненного коэффициента эффективности охлаждения от продольной координаты X/D :

линии — расчет с использованием различных моделей турбулентности (1 — стандартная $(k-\varepsilon)$ -модель, 2 — стандартная $(k-\omega)$ -модель, 3 — $(k-\omega)$ -модель при $M = 0,5$, 4 — SST- $(k-\omega)$ -модель при $M = 1,0$), точки — эксперимент (5 — $M = 0,5$, $DR = 1,38$, $L/D = 6,25$, $H/D = 0$, $N = 7$ [15], 6 — $M = 1,0$, $DR = 1,38$, $L/D = 6,25$, $H/D = 0,25$, $N = 7$ [15], 7 — $M = 0,5$, $DR = 1,50$, $L/D = 6,00$, $H/D = 0$, $N = 13$ [19])

ных вариантов значений параметров задачи: $H/D = 0,25$, $M = 0,5$; $H/D = 0,25$, $M = 2,0$; $H/D = 1,0$, $M = 2,0$.

Струя хладагента, впрыскиваемая из отверстия, расплывается на установленном ниже от него по течению серповидном блоке. Первая часть струи — это хладагент, обтекающий серповидный блок с наветренной стороны и движущийся в направлении от блока. Эта часть струи хладагента локализуется вблизи боковых стенок канала. В результате образуются две области с низкой температурой (см. рис. 4,а). Вторая часть струи представляет собой часть струи хладагента, на которую блок не оказывает влияния. В случае если эта часть преобладает в струе хладагента, поступающий из отверстия хладагент удаляется от стенки (см. рис. 4,б). Третья часть струи — часть струи хладагента, огибающая блок сверху и затем прижимающаяся к стенке (эффект обращенного уступа). Вследствие перемешивания в поперечном сечении канала этой части струи хладагента с основным горячим газом по всей ширине канала образуются изолинии температуры в плоскостях $X/D = 5$ и $X/D = 10$ (см. рис. 4,в). При одном и том же значении коэффициента вдува эта часть струи хладагента в случае блока большой высоты ($H/D = 1,0$) смещается ближе к стенке, чем в случае блока малой высоты ($H/D = 0,25$).

Изолинии завихренности потока ω_X и линии тока в плоскости $X/D = 10$ при различных значениях параметров приведены на рис. 5. Известно, что только в случае цилиндрического отверстия на течение вниз по потоку существенное влияние оказывает пара почковидных вихрей. На рис. 5,а приведены результаты расчетов при $H/D = 0,25$ и малом значении коэффициента вдува $M = 0,5$. В этом случае вследствие малости количества движения хладагента пара почковидных вихрей ослабевает и располагается ближе к стенке, чем в случае, когда значение коэффициента вдува велико. При взаимодействии первой части струи хладагента с блоком образуется пара “антивихрей”, которая подавляет пару почковидных вихрей, оттесняя их к стенке, и заставляет часть струи хладагента течь в поперечном направлении. При $H/D = 0,25$, $M = 2,0$ вследствие увеличения количества движения хладагента пара почковидных вихрей является более мощной и расположена на большем расстоянии от стенки. В этом случае блок практически не влияет на пару

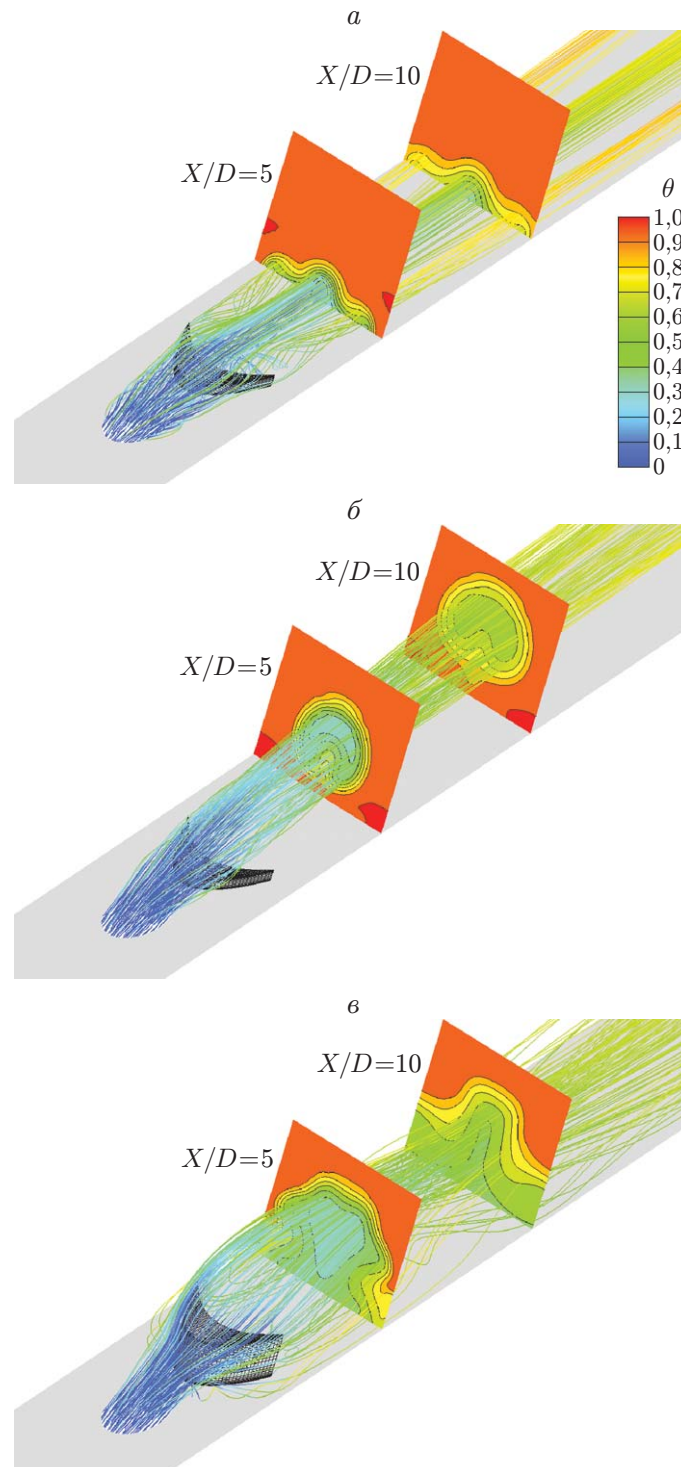


Рис. 4. Следы охлаждающей струи и изолинии безразмерной температуры в плоскостях $X/D = 5$, $X/D = 10$ при различных значениях параметров:
a — $H/D = 0,25$, $M = 0,5$, *б* — $H/D = 0,25$, $M = 2,0$, *в* — $H/D = 1,00$, $M = 2,0$

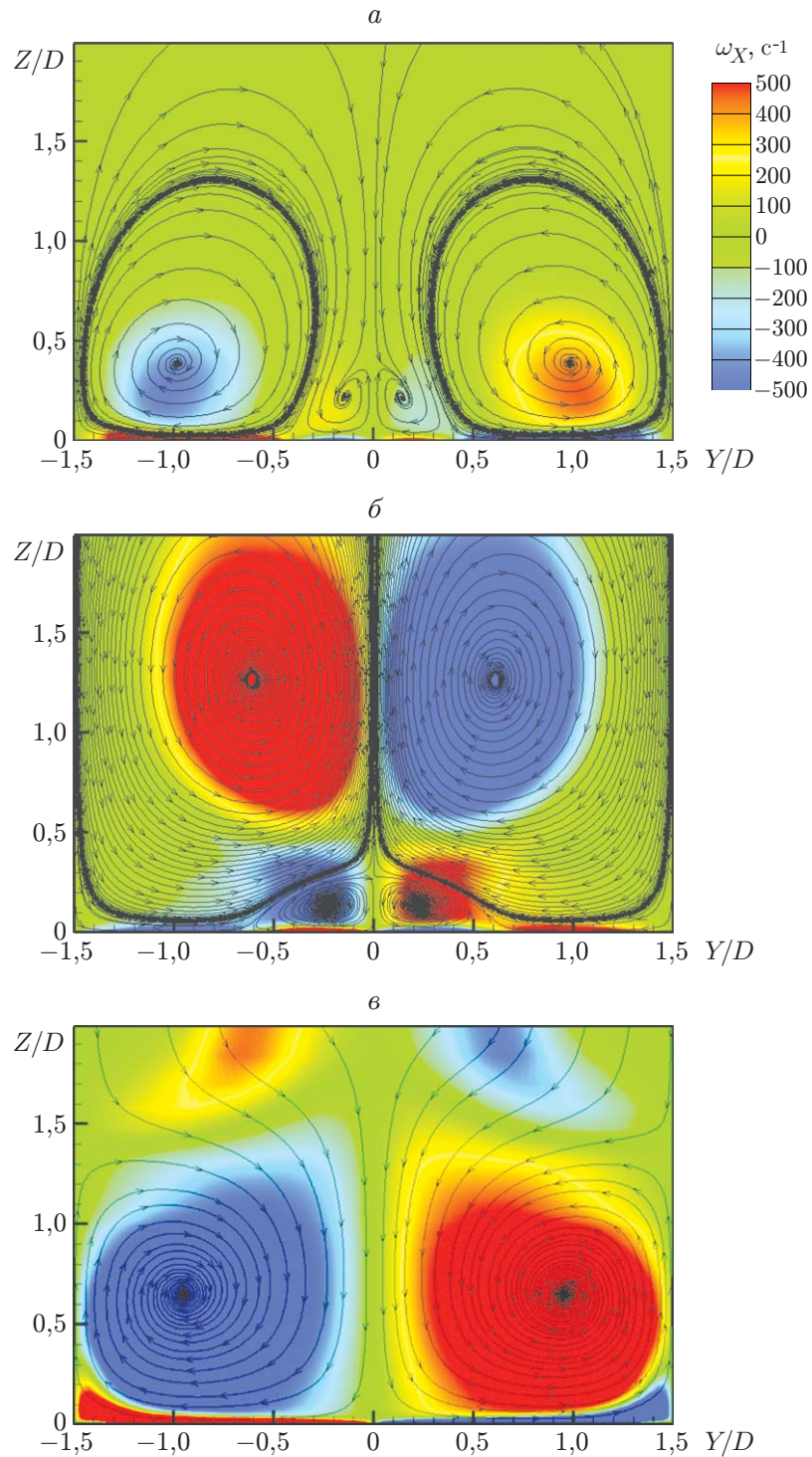


Рис. 5. Изолинии завихренности ω_X и линии тока в плоскости $X/D = 10$ при различных значениях параметров задачи:

a — $H/D = 0,25, M = 0,5$, *б* — $H/D = 0,25, M = 2,0$, *в* — $H/D = 1,00, M = 2,0$

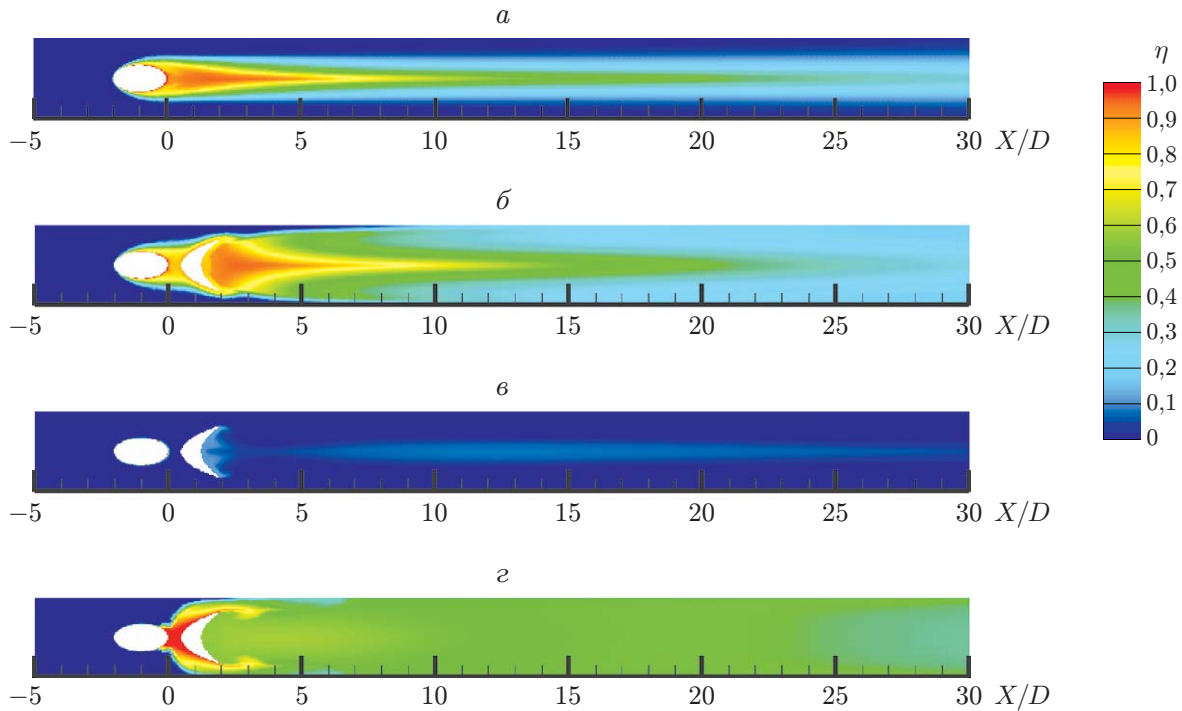


Рис. 6. Изолинии эффективности охлаждения стенки при различных значениях параметров задачи:

a — $H/D = 0$, $M = 0,5$, $б$ — $H/D = 0,25$, $M = 0,5$, $в$ — $H/D = 0,25$, $M = 2,0$, $г$ — $H/D = 1,00$, $M = 2,0$

почковидных вихрей, и они продолжают оказывать существенное влияние на структуру основного потока. Доминирующая пара почковидных вихрей отклоняется от основного потока газа. При достаточно большой высоте блока ($H/D = 1,0$, $M = 2,0$) пара почковидных вихрей диффундирует на препятствии (см. рис. 5, в), и вследствие доминирования третьей части струи хладагента основное влияние на поток оказывает образовавшаяся дополнительно пара мощных “антивихрей”, которые распространяются по всему поперечному сечению канала. Часть струи хладагента, поднимаясь вверх, прижимается к нижней и боковым стенкам канала.

На рис. 6 приведены изолинии коэффициента эффективности охлаждения η при различных значениях H/D и M . Известно, что при отсутствии блока ($H/D = 0$) эффективность охлаждения больше при значении коэффициента вдува $M = 0,5$, чем при $M \geq 1,0$. Поэтому эффективность охлаждения при различных значениях высоты блока и коэффициента вдува сравнивается с эффективностью охлаждения при $H/D = 0$, $M = 0,5$. На рис. 6, а показаны изолинии коэффициента эффективности охлаждения при $H/D = 0$, $M = 0,5$. В этом случае хладагент примыкает к стенке вдоль центральной линии, не распространяясь по ширине канала. При $H/D = 0,25$, $M = 0,5$ эффективность охлаждения выше вследствие влияния блока на охлаждающую струю (см. рис. 6, б). Наибольшая эффективность охлаждения имеет место в области, расположенной непосредственно за блоком вниз по течению (эффект уступа). Несмотря на наличие пары “антивихрей” (см. рис. 5, а), эффективность охлаждения вблизи боковых стенок меньше, чем в области, примыкающей к центральной линии. Эффективность охлаждения уменьшается по мере движения вниз по течению вследствие ослабления пары “антивихрей”. При $H/D = 0,25$, $M = 2,0$ в любой точке стенки коэффициент эффективности охлаждения $\eta < 0,1$ (см. рис. 6, в). Таким

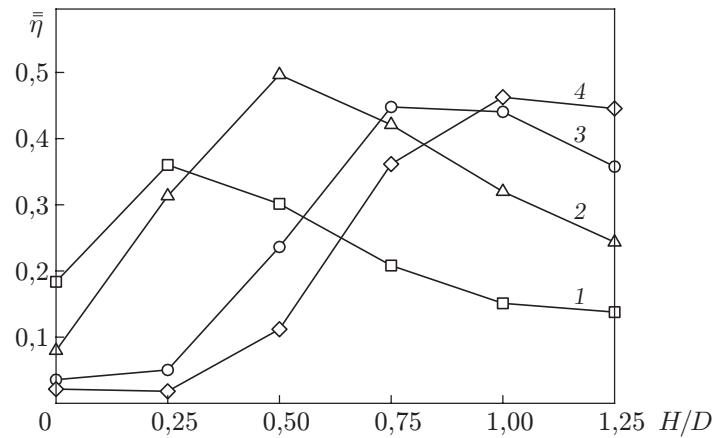


Рис. 7. Зависимость осредненного по площади коэффициента охлаждения от высоты блока при различных значениях коэффициента вдува:
1 — $M = 0,5$, 2 — $M = 1,0$, 3 — $M = 1,5$, 4 — $M = 2,0$

образом, при наличии блока высотой $H/D = 0,25$ и $M = 0,5$ эффективность охлаждения больше, чем при отсутствии блока, но меньше, чем при наличии блока высотой $H/D = 0,25$ и при $M = 2,0$. Наибольшая эффективность охлаждения имеет место при $H/D = 1,0$ и $M = 2,0$ (см. рис. 6,2). В этом случае во всей области, расположенной ниже по течению от отверстия, коэффициент эффективности охлаждения $\eta > 0,3$, что обусловлено наличием пары сильных “антивихрей” (см. рис. 5,6). В этом случае охлаждаются практически все стенки канала. Таким образом, эффективность охлаждения зависит как от высоты блока, так и от коэффициента вдува.

На рис. 7 приведена зависимость осредненного по площади коэффициента охлаждения от высоты блока при различных значениях коэффициента вдува. Видно, что при наличии блока серповидной формы, расположенного ниже по течению от отверстия, эффективность охлаждения увеличивается при любых значениях высоты блока и коэффициента вдува, за исключением случаев $H/D = 1,0$ и $H/D = 1,25$ при $M = 0,5$.

Эффективность охлаждения различается при различных значениях высоты блоков и коэффициента вдува. В случае отсутствия блока ($H/D = 0$) или блока малой высоты ($H/D = 0,25$) эффективность охлаждения при $M = 0,5$ больше, чем при $M = 1,0; 1,5; 2,0$. Однако для блоков большой высоты ($H/D = 0,50; 0,75; 1,00$) эффективность охлаждения при больших значениях коэффициента вдува $M = 1,0; 1,5; 2,0$ существенно выше, чем при $M = 0,5$. На рис. 7 также видно, что наибольшая эффективность охлаждения имеет место при высоте блока $H/D = 0,5$ и коэффициенте вдува $M = 1$.

Закключение. В работе исследовано влияние на структуру течения и эффективность охлаждения высоты блока серповидной формы, установленного в канале с потоком горячего газа вниз по течению от цилиндрического отверстия. Анализ результатов исследования позволяет сделать следующие выводы.

Наличие блока серповидной формы, установленного в главном канале ниже по течению от выходного отверстия цилиндрического канала, существенно меняет структуру струи поступающего в канал хладагента. Эффективность охлаждения увеличивается вследствие образования пары “антивихрей” при взаимодействии струи хладагента с препятствием.

Эффективность охлаждения зависит как от высоты блока, так и от коэффициента вдува. Оптимальными являются значения высоты $H/D = 0,25; 0,50; 0,75; 1,00$ при коэффициентах вдува $M = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$ соответственно.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Han J. C.** Gas turbine heat transfer and cooling technology / J. C. Han, S. Dutta, S. V. Ekkad. L.: Taylor and Francis, 2000.
2. **Stefan B., Martin G. R., Reza S. A.** Modeling of film cooling. 1. Experimental study of flow structure // J. Turbomach. 2006. V. 128, N 1. P. 141–149.
3. **Bogard D. G., Thole K. A.** Gas turbine film cooling // J. Propuls. Power. 2006. V. 22, N 2. P. 249–270.
4. **Bunker R. S.** A review of shaped hole turbine film-cooling technology // J. Heat Transfer. 2005. V. 127, N 4. P. 441–453.
5. **Sargison J. E., Guo S. M., Oldfield M. L. G., et al.** A converging slot-hole film-cooling geometry. 2. Transonic nozzle guide vane heat transfer and loss // J. Turbomach. 2002. V. 124, N 3. P. 461–471.
6. **Kusterer K., Bohn D., Sugimoto T., et al.** Double-jet ejection of cooling air for improved film cooling // J. Turbomach. 2007. V. 129, N 4. P. 809–815.
7. **Na S., Shih T. I.-P.** Increasing adiabatic film-cooling effectiveness by using an upstream ramp // J. Heat Transfer. 2007. V. 129, N 4. P. 464–471.
8. **Zheng D. R., Wang X. J., Zhang F., et al.** Numerical investigation on the effects of the divided steps on film cooling performance // Appl. Therm. Engng. 2017. V. 124. P. 652–662.
9. **Kawabata H., Funazaki K., Nakata R., et al.** Experimental and numerical investigations of effects of flow control devices upon flat-plate film cooling performance // J. Turbomach. 2013. V. 136, N 6. 061021.
10. **Funazaki K., Nakata R., Kawabata H., et al.** Improvement of flat-plate film cooling performance by double flow control devices. 1. Investigations on capability of base-type device. S. l., 2014. (Paper / ASME; N GT2014-25751).
11. **Shih T. I.-P., Na S., Chyu M.** Preventing hot gas ingestion by film-cooling jets via flow-aligned blockers. S. l., 2006. (Paper / ASME; N GT2006-91161).
12. **Rigby D. L., Heidmann J. D.** Improved film cooling effectiveness by placing a vortex generator downstream of each hole. S. l., 2008. (Paper / ASME; N GT2008-51361).
13. **Shinn A. F., Vanka S. P.** Large eddy simulations of film cooling flows with a micro-ramp vortex generator // J. Turbomach. 2013. V. 135, N 1. 011004.
14. **Song L. M., Zhang C., Song Y. J., et al.** Experimental investigations on the effects of inclination angle and blowing ratio on the flat-plate film cooling enhancement using the vortex generator downstream // Appl. Therm. Engng. 2017. V. 119. P. 573–584.
15. **An B. T., Liu J. J., Zhang C., et al.** Film cooling of cylindrical hole with downstream short crescent-shaped block // J. Heat Transfer. 2013. V. 135, N 3. 031702.
16. **Khorsi A., Guelailia A., Hamidou M. K.** Improvement of film cooling effectiveness with a small downstream block body // J. Appl. Mech. Tech. Phys. 2016. V. 57, N 4. P. 666–671.
17. **Zaman K. B. M. Q., Rigby D. L., Heidmann J. D.** Inclined jet in crossflow interacting with a vortex generator // J. Propuls. Power. 2010. V. 26. P. 947–954.
18. **Zhang C., Song Y. J., Song L. M., et al.** Experimental investigation for effects of vortex generator height on film cooling property // J. Xi'an Jiaotong Univ. 2017. V. 51, N 3. P. 20–26.
19. **Baldauf S., Scheurlen M., Schultz A., et al.** Correlation of film-cooling effectiveness from thermographic measurements at enginelike conditions // J. Turbomach. 2002. V. 124, N 4. P. 686–698.

*Поступила в редакцию 26/IX 2017 г.,
в окончательном варианте — 14/II 2018 г.*