

УДК 536.24

ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОВЫХ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООТДАЧИ В ОРЕБРЕННОМ ОХЛАЖДАЮЩЕМ КАНАЛЕ С ПЕРЕСЕКАЮЩИМИСЯ РЕБРАМИ

Ч. Чзан, В. Ч. Ван, Ч. Т. Тун

Тяньцзиньский технологический университет, 300384 Тяньцзинь, Китай

E-mails: czhangxj@email.tjut.edu.cn, w1418757421@163.com, tongzhiting1215@163.com

Исследуется влияние тепловых граничных условий для оребренных охлаждающих каналов с двумя пересекающимися ребрами жесткости. Результаты численных расчетов получены при значении числа Рейнольдса, равном 30 000, для двух типов тепловых граничных условий (заданная постоянная температура стенки и заданный на стенке равномерный поток тепла). Вычисляются локальное нормированное число Нуссельта и его осредненное по площади значение. Исследуется влияние граничных условий на эффективность теплопередачи. Показано, что при наличии на стенке потока тепла эффективность теплопередачи выше, чем при заданной постоянной температуре стенки. Предложена аппроксимация зависимости числа Нуссельта от отношения температуры стенки к температуре охлаждающей жидкости и проведено ее сравнение с аппроксимациями, предложенными ранее.

Ключевые слова: охлаждаемая лопатка турбины, пересекающиеся ребра, тепловые граничные условия, эффективность теплопередачи.

DOI: 10.15372/PMTF20220607

Введение. В настоящее время для охлаждения лопастей в газовых турбинах используются ребристые поверхности. Лопастей с внутренним охлаждением должны выдерживать большую тепловую нагрузку при высоких температурах на входе в турбину. Преимущества технологии внутреннего охлаждения описаны в работах [1, 2]. В последние годы разработана конструкция охлаждающего канала с использованием поперечного наклонного ребра, пересекающегося с продольными ребрами, и исследована эффективность теплопередачи в нем. В работе [3] впервые экспериментально подтверждено преимущество такой схемы с одним продольным ребром, пересекающим поперечные ребра под углом 30° . В работе [4] с использованием нейросетей выполнена оптимизация теплопередачи в прямоугольном охлаждающем канале с одним продольным ребром. Эффективность теплопередачи оребренных каналов с углом наклона поперечных ребер 45° и одним или двумя продольными ребрами экспериментально исследована в [5, 6]. Показано, что канал с двумя продольными ребрами более эффективен, чем канал с одним продольным ребром. В [7] численно исследовано влияние числа (от одного до трех) продольных ребер и установлено, что канал с двумя продольными ребрами имеет наибольшую эффективность теплопередачи.

Работа выполнена при финансовой поддержке Национального фонда науки Китая (гранты № 51976139, 51506150).

© Чзан Ч., Ван В. Ч., Тун Ч. Т., 2022

Точные данные о теплопередаче играют основную роль в определении температурного поля в конструкции внутреннего охлаждения. В работе [8] с использованием локального и осредненного коэффициентов теплопередачи определялась температура плоской пластины и установлено, что максимальная температура пластины существенно занижена. Следовательно, необходимо точно определять коэффициент локальной теплопередачи для схемы внутреннего охлаждения. Однако сложный характер потока и неопределенность тепловых граничных условий затрудняют определение поля температуры [9].

Локальные числа Нуссельта для оребренного канала при трех типах тепловых граничных условий (постоянная температура, равномерный поток тепла и сопряженная теплопередача) были получены в работе [10]. Установлено, что при заданной постоянной температуре эффективность теплопередачи наименьшая, при заданном равномерном потоке тепла — наибольшая. В [11] численно исследовалась эффективность теплопередачи в канале такого же типа, который был рассмотрен в [10], при заданном потоке тепла $q = 12; 120 \text{ кВт/м}^2$. Установлено, что величина равномерного потока тепла влияет на эффективность теплопередачи, особенно в передней части ребра, а различие локальных температур достигает 43 %. В случае сопряженной теплопередачи влияние теплопроводности на эффективность теплопередачи исследовалось для каналов с ребристой задней кромкой [12] и для игольчатых каналов [13]. Установлено, что с увеличением теплопроводности уменьшается эффективность теплопередачи, но увеличивается локальное изменение температуры. В ряде работ исследовалось влияние физических свойств охлаждающей жидкости на эффективность конвективной теплопередачи при большом различии температур. В работе [14] предложена аппроксимация зависимости числа Нуссельта от отношения температуры стенки к температуре охлаждающей жидкости для случая турбулентного течения в трубе. С увеличением различия температур число Нуссельта уменьшается. В работе [8] установлено, что при большом различии температуры жидкости и температуры стенки вследствие изменения физических свойств в турбулентном пограничном слое коэффициент конвективной теплопередачи увеличивается на 54,7 %.

Экспериментальные и численные исследования оребренных охлаждающих каналов с продольными ребрами проводились при постоянной температуре стенки канала [4, 7] или при равномерном потоке тепла [14, 15]. При различных тепловых граничных условиях характеристики теплопередачи в канале могут различаться, что создает определенные трудности при использовании полученных данных для прогнозирования температуры лопасти турбины.

В данной работе проведено численное исследование эффективности теплопередачи в канале с поперечными наклонными ребрами и двумя продольными ребрами при различных тепловых граничных условиях.

Постановка задачи. Впервые конструкции с продольными ребрами были предложены в работе [3]. Предполагалось, что в конструкциях с такой конфигурацией ребер процесс теплопередачи более эффективен, чем в конструкциях с W-образной конфигурацией. Поэтому в данной работе в качестве физической модели рассматривается прямоугольный охлаждающий канал с двумя продольными ребрами, расположенными как на верхней, так и на нижней поверхности канала. Прямоугольный канал симметричен относительно среднего поперечного сечения в направлении по нормали к стенке (по координате z). Начало координат находится в середине канала между 13-м и 14-м ребрами, x, y — координаты вдоль и поперек потока соответственно. Вследствие экономии вычислительных ресурсов рассматривается только половина физической модели, показанной на рис. 1. Ширина прямоугольного канала равна $W = 100 \text{ мм}$, высота — 25 мм , что соответствует гидравлическому диаметру канала $D_h = 40 \text{ мм}$. Шестнадцать поперечных ребер расположены под углом 60° к направлению потока охлаждающей жидкости. Расстояние между двумя со-

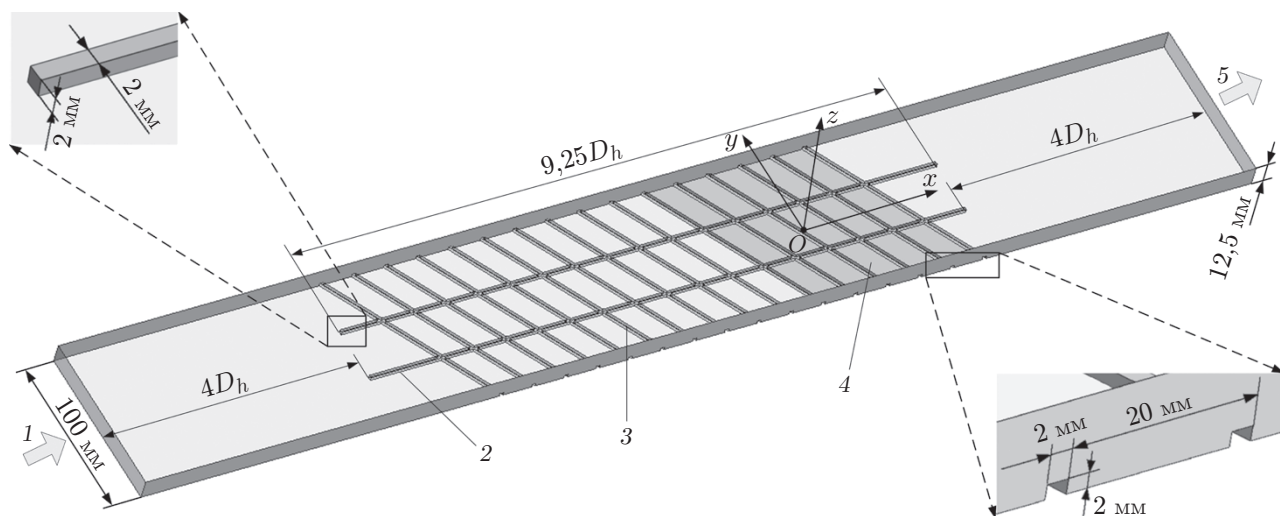


Рис. 1. Физическая модель:

1 — вход в канал, 2 — продольное ребро, 3 — поперечное наклонное ребро, 4 — расчетная область, 5 — выход из канала

седними ребрами составляет 20 мм. Продольные и поперечные ребра имеют одинаковые высоту и ширину, равные 2 мм. Отношение высоты ребра к гидравлическому диаметру равно 0,05. Два продольных ребра расположены симметрично относительно осевой линии канала. Длина поперечного ребра составляет $9,25D_h$.

Для обеспечения периодического потока входной и выходной участки канала расширяются на величину, равную $4D_h$. На рис. 1 выделена область, в которой исследуются параметры потока. Эта область незначительно отличается от области, используемой в эксперименте, результаты которого приведены в работе [3].

Граничные условия подобраны таким образом, чтобы они соответствовали эксперименту [3] (за исключением условий на дне канала и на поверхности ребер). На входе в канал охлаждающий воздух поступает с постоянной скоростью 11,28 м/с, интенсивность турбулентности составляет 5 %, статическая температура равна $T_m = 293$ К. Таким образом, число Рейнольдса на входе в канал, вычисленное с учетом характерной длины и гидравлического диаметра, составляет $Re_{in} = 30\,000$. На выходе из канала задано статическое давление, равное 10^5 Па. На поверхности $z = 12,5$ мм ставятся условия симметрии. На поверхности поперечных наклонных ребер, на дне канала и его боковых стенках задаются условия отсутствия скольжения. Рассматриваются тепловые граничные условия двух типов: 1) постоянная температура стенки $T_w = T_R T_m$; 2) равномерный тепловой поток на стенке q . При охлаждении лопасти газовой турбины отношение температуры теплоносителя к температуре основного потока, как правило, равно 2,0. В данной работе отношение температуры стенки к температуре охлаждающей жидкости принималось равным $T_R = 1,1; 1,3; 1,5; 1,7; 1,9$, что соответствует общей эффективности охлаждения в диапазоне от 0,9 до 0,1. Значения равномерного теплового потока принимались равными $q = 1700; 3400; 5100; 6800; 8500$ Вт/м². Известно, что при охлаждении лопасти газовой турбины общая эффективность охлаждения составляет $0,5 \div 0,7$. Тепловые свойства охлаждающего воздуха, включая удельную теплоемкость при постоянном давлении, динамическую вязкость и теплопроводность, зависят от температуры. Выражения для температуры в диапазоне от 200 до 2000 К приведены в [16].

В данной работе численное моделирование выполнено с использованием коммерческого программного обеспечения ANSYS CFX, предназначенного для решения задач о течении

жидкости и задач теплообмена в охлаждающем канале. Решены трехмерные стационарные уравнения Навье — Стокса, осредненные по Рейнольдсу. Уравнения неразрывности, импульса и энергии записываются в дифференциальной форме

$$\begin{aligned}\frac{\partial(\rho U_j)}{\partial x_j} &= 0, \\ \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} &= -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_M, \\ \frac{\partial(\rho U_j h_{tot})}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j h} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} [U_i(\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})] + S_E,\end{aligned}$$

где U_i, U_j — компоненты средней скорости; u_i, u_j — компоненты пульсирующей скорости; P — среднее давление; h — флуктуирующая энтальпия; h_{tot} — средняя полная энтальпия; T — средняя температура; S_M — суммарная массовая сила; τ — тензор молекулярных напряжений (включая нормальную и касательную составляющие напряжения); S_E — источник энергии.

Для замыкания уравнений используется модель турбулентности, предложенная в [17], учитывающая напряжения сдвига и содержащая уравнение переноса (модель shear-stress-transport (SST)). Модель SST представляет собой линейную комбинацию $(k-\omega)$ -модели и стандартной $(k-\varepsilon)$ -модели. Более подробно эта модель описана в работе [17]. В [4, 7] исследована эффективность модели турбулентности для определения характеристик теплообмена для оребренного канала с одним продольным ребром. В работе [7] проведено сравнение результатов, полученных с использованием модели турбулентности SST, с экспериментальными данными при числе Рейнольдса, равном 10 000. В [3] установлено, что полученное в расчетах локальное распределение температуры хорошо согласуется с экспериментальными данными. В работе [4] проведено сравнение результатов, полученных с использованием $(k-\varepsilon)$ -модели турбулентности, базовой модели турбулентности с учетом напряжений Рейнольдса и модели SST. Установлено, что результаты, полученные с помощью модели турбулентности SST, наиболее близки к экспериментальным данным. Поэтому в данной работе используется модель турбулентности SST.

Для дискретизации дифференциальных уравнений применялся неявный метод конечных объемов. Адвективные члены в уравнениях аппроксимировались со вторым порядком точности. Связь между скоростью и давлением устанавливалась с помощью интерполяции Ри — Чоу [18]. Для замыкания задачи о теплопередаче в турбулентном потоке использовалось уравнение для полной энергии, число Прандтля принято равным 0,9. В качестве критерия сходимости приняты среднеквадратичные невязки. Для импульса невязка принята равной 10^{-5} , для коэффициента теплопередачи — 10^{-6} . Продолжительность одного расчета на компьютере с 38 параллельными ядрами составляет приблизительно 1,5 ч.

Расчетные сетки генерировались с использованием ANSYS ICEM (рис. 2). При использовании модели турбулентности SST проводился анализ вязкого подслоя. Вблизи стенки расстояние между точками составляло 0,01 мм, что соответствует величине $y^+ \approx 1,0$. В целом вблизи стенки располагалось 20 ячеек. Этого количества достаточно для анализа пограничного слоя. При построении сетки в пограничном слое использовалась биометрическая функция с показателем роста, равным 1,2. В результате предварительных численных экспериментов была выбрана сетка, содержащая $4,3 \cdot 10^6$ ячеек (896 ячеек в направлении потока, 120 ячеек в поперечном направлении, 40 ячеек по нормали к стенке). Верхняя горизонтальная поверхность в окрестности поперечных наклонных ребер и боковых стенок дискретизирована 40 и 30 ячейками в продольном и поперечном направлениях соответственно. На продольном ребре в поперечном направлении расположено 15 ячеек.

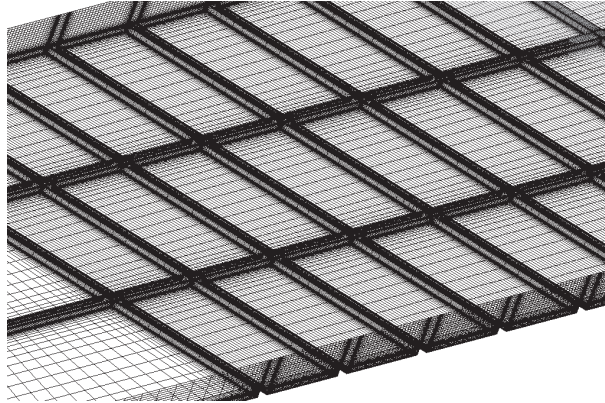
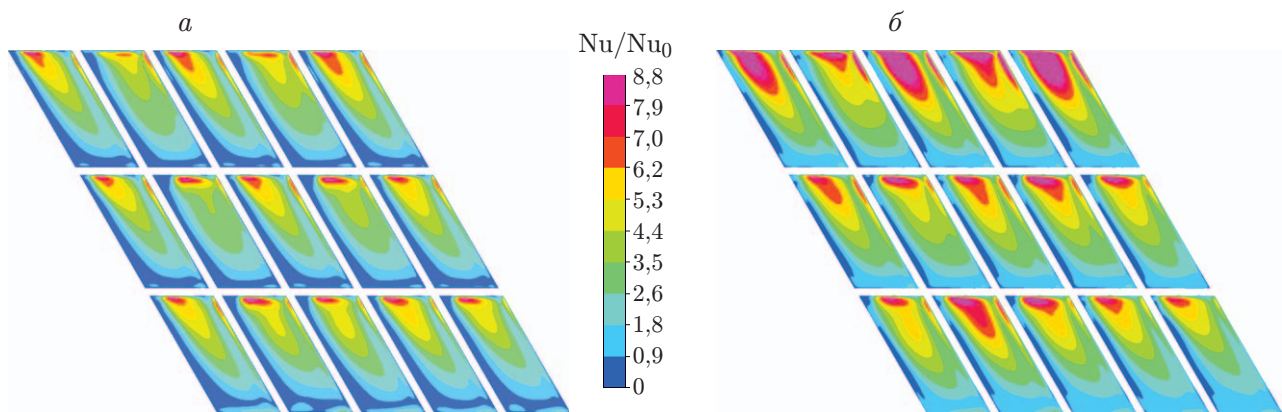


Рис. 2. Расчетная сетка

Рис. 3. Изолинии Nu / Nu_0 на нижней поверхности:
 $a — T_R = 1,3$, $б — q = 1700 \text{ Вт/м}^2$

Локальный коэффициент теплопередачи h вычислялся по формуле

$$h = q / (T_w - T_{bulk}), \quad (1)$$

где q — локальный тепловой поток; T_w — температура стенки; T_{bulk} — средняя объемная температура охлаждающей жидкости.

Локальное число Нуссельта Nu на нижней поверхности определялось следующим образом:

$$Nu = h D_h / k_f$$

(k_f — теплопроводность охлаждающей жидкости при температуре T_{bulk}).

Нормированное число Нуссельта вычислялось по формуле

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{Nu}{0,023 Re_{in}^{0,8} Pr_f^{0,4}},$$

где Pr_f — число Прандтля для охлаждающей жидкости; Nu_0 — число Нуссельта в развитом турбулентном потоке внутри гладкой круглой трубы, которое принимается в качестве отсчетного значения.

Результаты численного моделирования и их обсуждение. На рис. 3 приведены изолинии локального нормированного числа Нуссельта Nu / Nu_0 на нижней поверхности при $T_R = 1,3$ и $q = 1700 \text{ Вт/м}^2$. Большие значения Nu / Nu_0 наблюдаются вблизи точек пересечения поперечных ребер с боковой стенкой и в окрестности точек пересечения

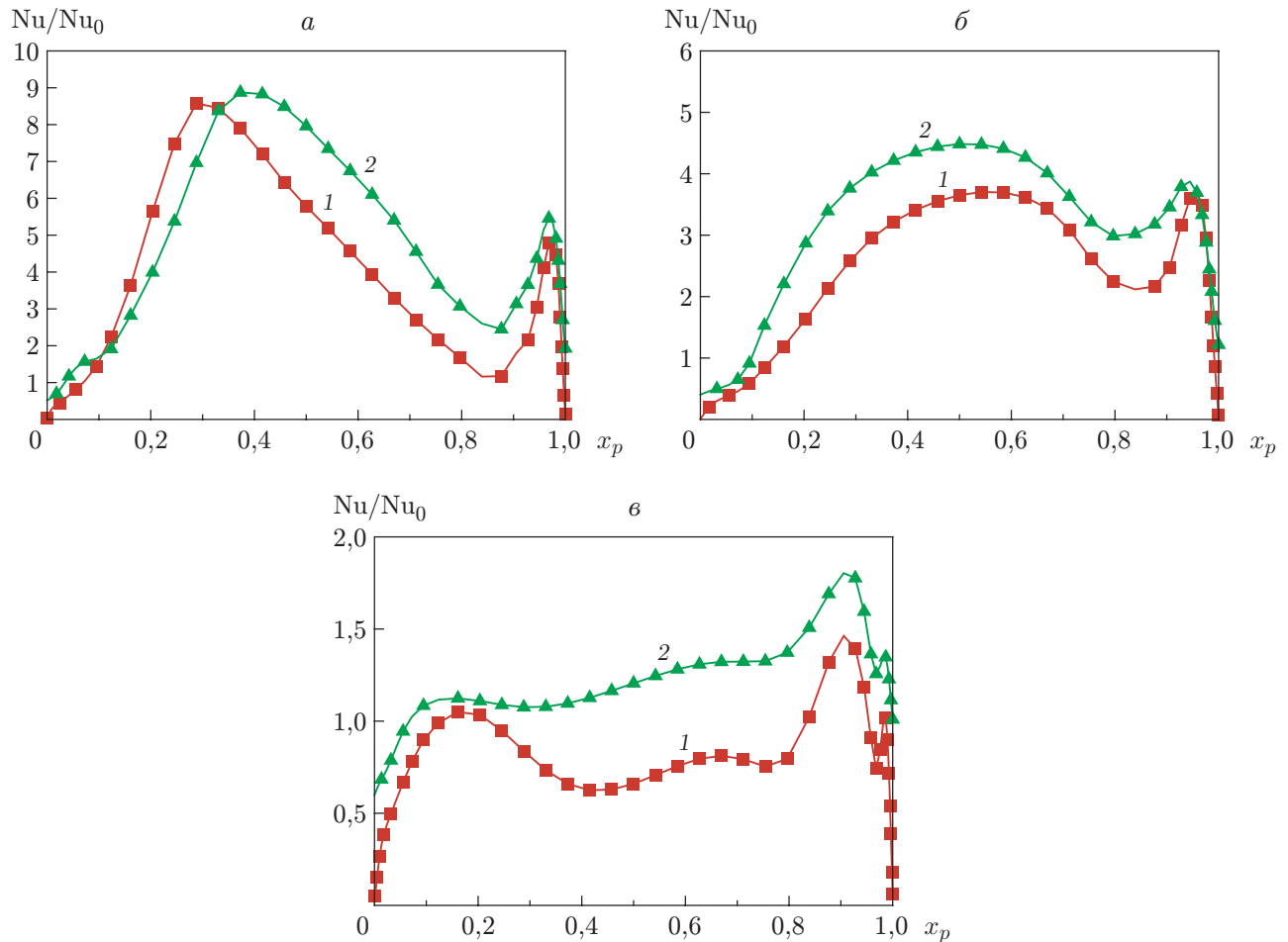


Рис. 4. Распределения локального числа Нуссельта Nu/Nu_0 по продольной координате в трех поперечных сечениях:
a — $y/W = 0,15$, *б* — $y/W = 0$, *в* — $y/W = -0,15$; 1 — $T_R = 1,3$, 2 — $q = 1700 \text{ Вт/м}^2$

ребер, что может быть обусловлено образованием вторичного потока [7]. По мере уменьшения интенсивности вторичного потока уменьшаются эффективность теплопередачи и значение Nu/Nu_0 . При наличии равномерного теплового потока на нижней поверхности нормированный коэффициент Нуссельта Nu/Nu_0 существенно больше, чем при постоянной температуре поверхности. Например, при заданном на поверхности потоке тепла $q = 1700 \text{ Вт/м}^2$ область, в которой $Nu/Nu_0 < 0,9$, существенно меньше, чем при заданной на ней температуре при $T_R = 1,3$, особенно в области, расположенной вниз по течению за поперечными ребрами.

На рис. 4 представлены распределения нормированного числа Нуссельта Nu/Nu_0 по продольной координате x_p в трех поперечных сечениях в средней части канала. Вдоль линии $y/W = 0,15$ число Нуссельта изменяется в диапазоне $Nu/Nu_0 = 0 \div 8,58$ при заданной температуре стенки и в диапазоне $Nu/Nu_0 = 0,52 \div 8,87$ при заданном на ней тепловом потоке. В большей части области значения Nu/Nu_0 при заданном тепловом потоке на стенке больше соответствующих значений при заданной температуре. При $0,1 < x_p < 0,3$ вдоль линии $y/W = 0,15$ число Нуссельта при заданной температуре больше, чем при заданном тепловом потоке. Это означает, что при заданном тепловом потоке область с высокой интенсивностью теплопередачи перемещается вниз по течению.

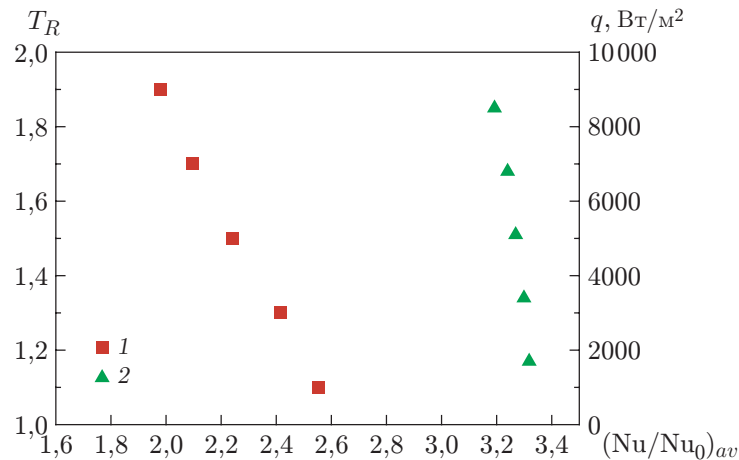


Рис. 5. Зависимости нормированного числа Нуссельта $(Nu / Nu_0)_{av}$ от отношения T_R (1) и потока тепла на стенке q (2)

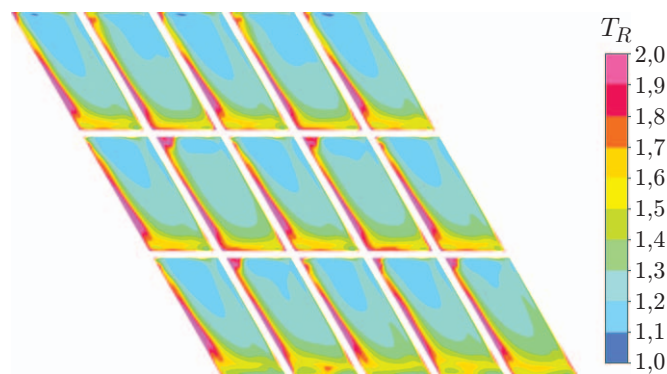


Рис. 6. Расчетное распределение T_R на нижней поверхности канала при $q = 8500$ Вт/м²

Осредненные по площади расчетной области нормированные числа Нуссельта при различных значениях отношения T_R и теплового потока на стенке q приведены на рис. 5. При увеличении значения отношения T_R с 1,0 до 1,9 значение числа Нуссельта $(Nu / Nu_0)_{av}$ уменьшается с 2,56 до 1,98. При увеличении значения q с 1700 до 8500 Вт/м² значение числа Нуссельта $(Nu / Nu_0)_{av}$ уменьшается с 3,32 до 3,20. Диапазон значений $(Nu / Nu_0)_{av}$ при изменении отношения T_R больше, чем при изменении q . Более того, при заданном равномерном тепловом потоке значения $(Nu / Nu_0)_{av}$ больше, чем при заданной постоянной температуре. Такая же закономерность при этих двух типах тепловых граничных условий имеет место в случае течения турбулентного потока в трубе [19].

В том случае, когда на стенке задается равномерный тепловой поток, в областях, находящихся вниз и вверх по течению относительно поперечных наклонных ребер, коэффициент теплопередачи имеет небольшое значение (см. рис. 3, 4). В соответствии с законом конвективного теплопереноса (1), в случае если на стенке задается тепловой поток, в области с малым коэффициентом теплопередачи большой тепловой поток соответствует большой температуре стенки. Кроме того, вследствие существенного изменения числа Нуссельта на стенке ее температура изменяется также существенно (рис. 6). В данной работе максимальное значение отношения T_R на стенке составляет 2,0. В этом случае температура стенки равна температуре основного потока газа. Вычисленное значение отношения T_R в области вниз по течению относительно поперечных наклонных ребер при-

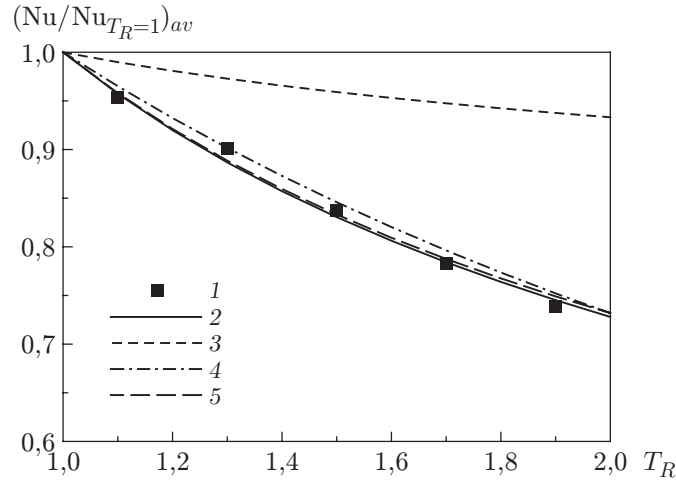


Рис. 7. Зависимость $(Nu / Nu_{T_R=1})_{av}$ от T_R , полученная в данной работе для оребренного канала с двумя продольными ребрами (1), и аппроксимации, предложенные в различных работах (2–5):

2 — аппроксимация $(Nu / Nu_{T_R=1})_{av} = T_R^{-0,458}$, предложенная в данной работе, 3 — $(Nu / Nu_{T_R=1})_{av} = (\mu_w / \mu_f)^{-0,14}$ [20], 4 — $(Nu / Nu_{T_R=1})_{av} = T_R^{-[0,3 \log_{10}(T_R) + 0,36]}$ [14], 5 — $(Nu / Nu_{T_R=1})_{av} = T_R^{-0,45}$ [21]

ближенно равно 2,0 при $q = 8500$ Вт/м². При увеличении теплового потока вычисленное значение отношения T_R может быть больше значения 2,0, которому соответствует нефизическое значение температуры. Таким образом, если при моделировании на стенке задается тепловой поток, его значение не должно превышать максимального значения. Тем не менее значение температуры может находиться в интервале между минимальным значением температуры охлаждающей жидкости и максимальным значением температуры основного потока газа при постоянной температуре стенки.

На рис. 7 приведены вычисленная для оребренного канала с двумя продольными ребрами зависимость $(Nu / Nu_{T_R=1})_{av}$ от отношения T_R , предложенная в данной работе аппроксимация $(Nu / Nu_{T_R=1})_{av} = T_R^{-0,458}$, а также аппроксимации, предложенные ранее в других работах: $(Nu / Nu_{T_R=1})_{av} = (\mu_w / \mu_f)^{-0,14}$ [20], $(Nu / Nu_{T_R=1})_{av} = T_R^{-[0,3 \log_{10}(T_R) + 0,36]}$ [14], $(Nu / Nu_{T_R=1})_{av} = T_R^{-0,45}$ [21]. Значение $(Nu / Nu_0)_{av}$ при $T_R = 1$ может быть вычислено с помощью экстраполяции данных, представленных на рис. 5. Аппроксимация, предложенная в работе [20], является функцией отношения динамической вязкости при температуре стенки T_w к динамической вязкости при температуре жидкости T_f . Динамическая вязкость может быть рассчитана на основе закона Сазерленда. В соответствии с аппроксимацией [21] отклонение зависимости $(Nu / Nu_{T_R=1})_{av}(T_R)$ от зависимости, полученной с использованием пакета CFD, является наибольшим, с увеличением T_R величина отклонения увеличивается. Характеристики теплопередачи, полученные в соответствии с аппроксимацией [14], на 1,56 % больше, чем характеристики, полученные в соответствии с аппроксимацией [21], и на 1,85 % больше, чем характеристики, полученные в соответствии с аппроксимацией, предложенной в данной работе. Несмотря на то что в работах [14, 21] аппроксимации получены для случая потока в трубе, они качественно согласуются с зависимостью, предложенной в данной работе. Следовательно, аппроксимации, полученные в работах [14, 21], можно использовать для аппроксимации данных, полученных в случае течения в оребренном канале с продольными ребрами, при этом погрешность не будет превышать 2 %. С учетом сказанного выше заметим, что в методе, предложенном

в работе [22], для лабораторного экспериментального проектирования сопряженной теплопередачи при внутреннем охлаждении турбины следует учитывать наличие теплового пограничного слоя в охлаждающей жидкости.

Закключение. Проведено исследование конвективного теплопереноса в оребренном охлаждающем канале при двух типах краевых условий. Получены следующие результаты.

Тип краевых условий существенно влияет на характеристики теплопередачи (величину отношения Nu / Nu_0). При заданном равномерном тепловом потоке значения локальной и осредненной по площади эффективности теплопередачи больше, чем при заданной постоянной температуре стенки.

Предложена аппроксимация зависимости числа Нуссельта от величины T_R в случае течения в оребренном канале с двумя продольными ребрами. Аппроксимации, полученные в работах [14, 21] для течения в трубе, можно использовать для аппроксимации данных, полученных в случае течения в оребренном канале с продольными ребрами. При этом погрешность не будет превышать 2 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Han J.-C., Michael H.** Recent studies in turbine blade internal cooling // *Heat Transfer Res.* 2010. V. 41, N 8. P. 803–828.
2. **Town J., Straub D., Black J., et al.** State-of-the-art cooling technology for a turbine rotor blade // *J. Turbomach.* 2018. V. 140, N 7. 071007.
3. **Chung H., Park J. S., Park S., et al.** Augmented heat transfer with interesting rib in rectangular channels having different aspect ratios // *Intern. J. Heat Mass Transfer.* 2015. V. 88. P. 357–367.
4. **Afzal A., Chung H., Muralidhar K., et al.** Neural-network-assisted optimization of rectangular channels with intersecting ribs for enhanced thermal performance // *Heat Transfer Engng.* 2020. V. 41, N 18. P. 1609–1625.
5. **Baggetta L., Satta F., Tanda G.** A possible strategy for the performance enhancement of turbine blade internal cooling with inclined ribs // *Heat Transfer Engng.* 2019. V. 40, N 1/2. P. 184–192.
6. **Tanda G., Satta F.** Heat transfer and friction in a high aspect ratio rectangular channel with angled and intersecting ribs // *Intern. J. Heat Mass Transfer.* 2021. V. 169. 120906.
7. **Zhang C., Wang Z., Kang J.** Flow and heat transfer in a high-aspect-ratio rib-roughened cooling channel with longitudinal intersecting ribs // *J. Appl. Mech. Tech. Phys.* 2018. V. 59, N 4. P. 679–686.
8. **Lee C.-S., Shih T. I.-P., Bryden K. M.** Effects of averaging the heat transfer coefficient on predicted material temperature and its gradient // *J. Heat Transfer.* 2017. V. 139, N 2. 022002.
9. **Dunn M. G.** Convective heat transfer and aerodynamics in axial flow turbines // *J. Turbomach.* 2001. V. 123, N 4. P. 637–686.
10. **Cukurel B., Arts T.** Local heat transfer dependency on thermal boundary condition in ribbed cooling channel geometries // *J. Heat Transfer.* 2013. V. 135, N 10. 101001.
11. **Scholl S., Verstraete T., Torres-Garica J., et al.** Influence of the thermal boundary conditions on the heat transfer of a rib-roughened cooling channel using LES // *Proc. Inst. Mech. Engrs. Pt A: J. Power Energy.* 2015. V. 229, N A5. P. 498–507.
12. **Coletti F., Scialanga M., Arts T.** Experimental investigation of conjugate heat transfer in a rib-roughened trailing edge channel with crossing jets // *J. Turbomach.* 2012. V. 134, N 4. 041016.

13. **Li W. H., Yang L., Ren J., et al.** Effect of thermal boundary conditions and thermal conductivity on conjugate heat transfer performance in pin fin arrays // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2016. V. 95. P. 579–592.
14. **Petukhov B. S.** Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties // Adv. Heat Transfer. 1970. V. 6. P. 503–564.
15. **Greiner N. J., Polanka M. D., Rutledge J. L., et al.** Effect of variable properties within a boundary layer with large freestream-to-wall temperature differences // J. Engng Gas Turbines Power. 2014. V. 136, N 5. 052604.
16. **Rohsenow M. W.** Handbook of heat transfer / M. W. Rohsenow, J. P. Hartnett, Y. I. Cho. N. Y.: McGraw-Hill Press, 1998.
17. **Menter F. R.** Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA J. 1994. V. 32, N 7. P. 1598–1605.
18. **Rhie C., Chow W.** Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation // AIAA J. 1983. V. 21, N 11. P. 1525–1532.
19. **Kays W. M.** Convective heat and mass transfer. N. Y.: McGraw-Hill Press, 2004.
20. **Seider E. N., Tate E.** Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes // Industr. Engng Chem. 1936. V. 28. P. 1429–1435.
21. **Gnielinski V.** New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow // Intern. Chem. Engng. 1976. V. 16, N 2. P. 359–368.
22. **Ramachandran S. G., Shih T. I.-P.** Biot number analogy for design of experiments in turbine cooling // J. Turbomach. 2015. V. 137, N 6. 061002.

*Поступила в редакцию 11/X 2021 г.,
после доработки — 13/II 2022 г.
Принята к публикации 28/II 2022 г.*
