

УДК 621.165

А.И. ТАРАСОВ, канд. техн. наук, А.И. ДОЛГОВ

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,  
г. Харьков, Украина, e-mail: tars@ic.kharkov.ua, dai@vega.kharkov.ua*

## **АНАЛИЗ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ СТРУЙНОМ ОХЛАЖДЕНИИ ВХОДНОЙ КРОМКИ ЛОПАТКИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ**

Виконано чисельне моделювання течії і теплообміну в області входної кромки лопатки газової турбіни при струменевому натіканні охолоджувача на поверхню. Визначені середні значення коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні входної кромки для різних режимів течії, форми сопів, обрешітки поверхні. Ґрунтуючись на цих даних, проведений аналіз відомих критерійних залежностей для середнього теплообміну. Визначена доцільність застосування однієї із залежностей для розрахунку систем охолодження лопаток газових турбін.

The numeral analysis of the flow and heat transfer under jet cooling in area of leading edge of the gas turbine blade is studied. The average heat transfer coefficients are calculated for the leading edge surface for the different flow regimes, jets, and fins on the wall. Basing on these data, the known heat transfer equations were analyzed. One of the equations was approved for using in the nozzle vanes or blades cooling system calculations.

В гидравлических схемах систем охлаждения используются разнообразные каналы, форма которых призвана максимально интенсифицировать отвод теплоты от горячих деталей газовых турбин при минимальных потерях давления охладителя. Наиболее часто в этих схемах используются каналы с круглым, прямоугольным и кольцевым поперечными сечениями, анализ теплообмена и гидравлического сопротивления в которых неоднократно выполнялся многими исследователями [1, 2]. В этих каналах реализуется продольное вдоль канала течение, теплообмен для которого описывается надежными критериальными уравнениями. В некоторых случаях для интенсификации теплообмена используется струйное натекание охладителя на поверхность. Такой способ часто используется для охлаждения входной кромки лопатки.

Течение воздуха в зоне входной кромки, а, следовательно, гидравлическое сопротивление и теплообмен, существенно зависят от вида струй, относительных размеров полости между дефлектором и внутренней поверхности лопатки и других факторов [1]. Учитывая важность проблемы, в прошлые годы были проведены обширные экспериментальные исследования теплообмена и сопротивления, которые позволили получить соответствующие обобщения в виде критериальных уравнений. К сожалению, они приводят к значительно отличающимся значениям коэффициента теплоотдачи, что свидетельствует в первую очередь о сильной зависимости теплообмена от условий проведения опытов. Часто для увеличения поверхности теплообмена на внутреннюю сторону входной кромки наносятся ребра, которые вносят изменения в характер течения в этой области, что никак не отражено в известных уравнениях. Таким образом, имеет место ситуация, когда надежность расчетов систем охлаждения лопатки газовой турбины оказывается трудно прогнозируемой. Поэтому целесообразно для конкретных типов и размеров лопаток обосновать использование того или иного обобщения, что наиболее просто сделать путем CFD моделирования.

Рассмотрим в качестве примера направляющую лопатку высокотемпературной энергетической газовой турбины с дефлекторной системой охлаждения (рис. 1). Для

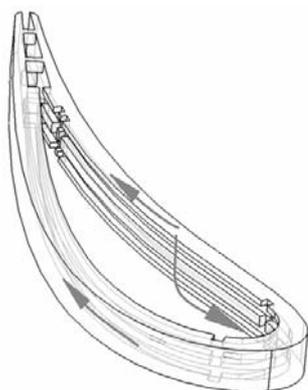


Рис. 1. Сегмент лопатки с продольными каналами охлаждения

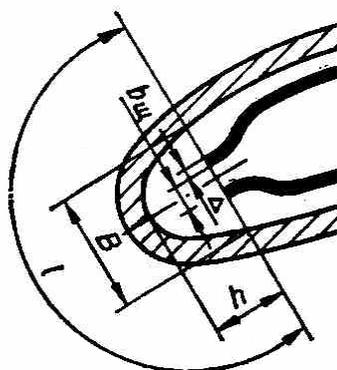


Рис. 2. Геометрические параметры входной кромки лопатки

увеличения поверхности теплообмена внутри лопатки установлены продольные ребра. Воздух поступал в полость между дефлектором и входной кромкой через один ряд отверстий. Шаг отверстий совпадал с шагом ребер, а струи направлены на участки лопатки между ребер. В связи с отсутствием сведений о закономерностях теплообмена в зоне оребренной входной кромки был выполнен соответствующий численный анализ для ряда ее конфигураций. В первую очередь был рассмотрен теплообмен неоребренной входной кромки с выдувом воздуха как из щели в дефлекторе, так и из одного ряда круглых отверстий. В завершении рассмотрена реальная конструкция с выдувом воздуха из ряда отверстий на оребренную входную кромку. Такой порядок выполнения расчетов отражал переход от анализа более надежных к менее надежным обобщениям экспериментальных данных по теплообмену.

Геометрия входной кромки обычно характеризуется рядом параметров, которые используются для формирования критериев подобия (рис. 2). Среди них расстояние от дефлектора до входной кромки лопатки  $h$ , ширина щели  $b$ , эквивалентная ширина щели  $b_{эк}$ , ширина  $B$  и периметр  $l$  входной кромки. Обычно под периметром входной кромки лопатки понимается длина дуги вдоль внутреннего профиля лопатки, ограниченная прямой

линией, проходящей через выходное сечение щели в дефлекторе.

Осреднение коэффициента теплоотдачи по периметру входной кромки, как в анализируемых ниже экспериментах, так и в проведенном численном моделировании выполнялось как

$$\bar{\alpha} = \frac{\frac{1}{F} \int_0^F q dF}{T_w - \bar{T}}, \quad (1)$$

где  $F$  – площадь поверхности входной кромки,  $\bar{T} = 0,5(T_0 - T_1)$  – средняя температура воздуха,  $T_0, T_1$  – температуры воздуха на выходе из дефлектора и на выходе из области входной кромки,  $T_w$  – осредненная по поверхности температура лопатки.

В безразмерном виде коэффициент теплоотдачи представлялся как

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} \cdot \delta}{\lambda}, \quad (2)$$

где  $\delta$  – определяющий размер. В качестве определяющего размера использовались: периметр входной кромки или удвоенная ширина щели, или некоторая эквивалентная ширина щели.

Модель входной кромки анализируемой лопатки в случае подачи воздуха через щель в дефлекторе характеризовалась следующими размерами и граничными условиями:  $h = 4$  мм,  $b = 2,5$  мм,  $l = 15,1$  мм,  $B = 12,3$  мм,  $T_0 = 300$  °С,  $T_w = 850$  °С.

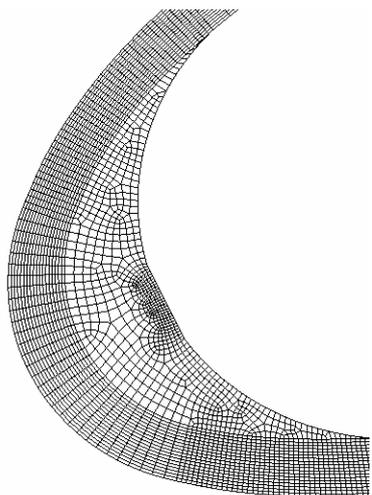


Рис. 3. Трехмерная модель входной кромки (вид сверху)

Давление подаваемого воздуха составляло приблизительно  $10^6$  Па и изменялось таким образом, чтобы скорость воздуха на выходе из щели изменялась в пределах 20–200 м/с.

Численный анализ был выполнен с помощью CFD кода FLUENT (авторы благодарят фирмы ANSYS и ProcessFlow за предоставленную возможность его использования). Расчетная сетка модели состояла приблизительно из  $10^5$  гексаэдральных элементов (рис. 3). Расчеты выполнялись с моделью турбулентности  $k - \epsilon$  совместно со стандартными пристеночными функциями для описания изменения скорости и температуры вблизи стенки. В соответствии со стратегией использования этих функций центры прилегающих к стенке элементов сетки

располагались от нее на безразмерном расстоянии  $Y^+ < 54$ .

Сопоставление результатов численного моделирования было выполнено с двумя известными критериальными уравнениями. Первое из них представлено в работе [1] и имеет вид

$$\overline{Nu} = 0,17 \cdot Re^{0,65}, \quad \frac{h}{b} \leq 7, \quad (3)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} \cdot 2b}{\lambda}, \quad Re = \frac{u \cdot 2b}{\gamma},$$

где  $u$  – скорость струи на выходе из дефлектора.

Второе уравнение представлено в [2] в виде

$$\overline{Nu}_l = 0,36 \cdot Re_l^{0,62}, \quad (4)$$

$$\overline{Nu}_l = \frac{\bar{\alpha} \cdot l}{\lambda}, \quad Re_l = \frac{u \cdot l}{\nu}.$$

Для сопоставления последнее уравнение приведено к определяющему размеру – двум ширинам щели

$$\overline{Nu} = 0,36 \cdot Re^{0,62} \left( \frac{l}{2b} \right)^{-0,38}. \quad (5)$$

Сравнение (3), (5) в широком диапазоне изменения числа  $Re$  показало достаточно хорошее совпадение. Результаты численного моделирования превышали экспериментальные данные в среднем на 10–12 % (рис. 4). Учитывая несовершенство моделей турбулентности, влияние качества расчетной сетки и других факторов, полученное совпадение можно считать приемлемым. Это давало основание надеяться на достижение такой же точности расчетов и для более сложных условий течения в области входной кромки лопатки.

Обычно входная кромка лопатки охлаждается системой круглых струй, которые характеризуются диаметром  $d$  отверстия в дефлекторе, и шагом отверстий  $t$ . Для описания среднего теплообмена в [1, 2] предложено уравнение

$$\overline{Nu}_l = 0,025 \cdot Re_l^{0,98} \left( \frac{l}{b_{эк}} \right)^{-0,6}, \quad (6)$$

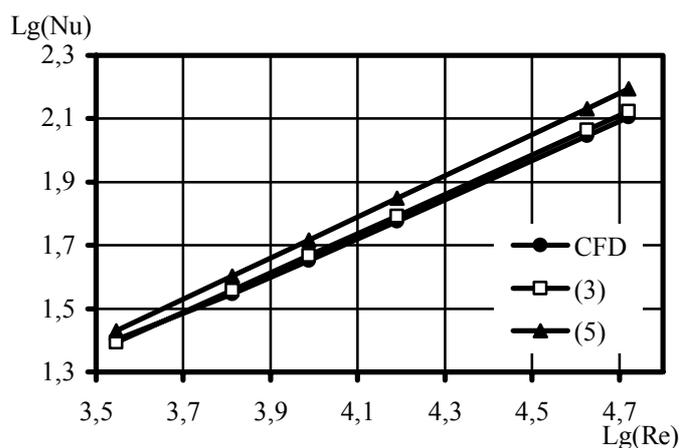


Рис. 4 Теплоотдача при щелевом охлаждении входной кромки газовой турбины. Сопоставление CFD расчета с уравнениями (3) и (5)

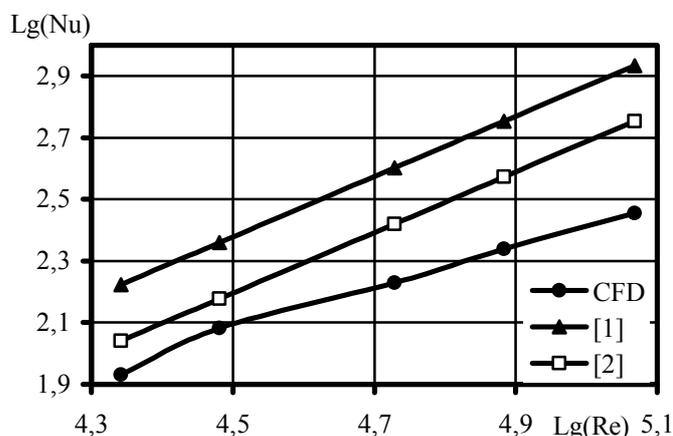


Рис. 5. Теплоотдача при охлаждении входной кромки лопатки турбины одним рядом круглых струй. Сопоставление CFD расчета с уравнением (6) с эквивалентной шириной щели, определенной по [1, 2]

взаимосвязь между коэффициентом теплоотдачи и эквивалентной шириной щели. Видимо, такая связь действительно должна иметь место для струй малого диаметра, когда при  $d/B < 0,25$  стеснение струй стенками лопатки невелико и струи проникают в полость вплоть до критической точки входной кромки [1]. При  $d/B > 0,27$  разворот струй происходит непосредственно у среза носика дефлектора. В анализируемой лопатке  $d/B \cong 0,20$  и струи достигают поверхности лопатки. Однако затем они не отталкиваются от поверхности, а после столкновения продолжают двигаться с большой скоростью вдоль поверхности. При этом значение удельного теплового потока в пятне столкновения и вне него отличается приблизительно в 1,5 – 2 раза. Однако площадь пятна по сравнению с площадью осреднения по входной кромке составляет всего 15–20 % и поэтому некоторые изменения его размера в связи с изменением диаметра отверстия незначительно проявляется на среднем коэффициенте теплоотдачи.

Известно критериальное уравнение, в котором коэффициент теплоотдачи не зависит от ширины эквивалентной щели, хотя критерий Нуссельта поставлен в зависимость от нее

где  $\overline{Nu}_l = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$ ,  $Re_l = \frac{u \cdot l}{\nu}$ . Однако

в этих работах различно трактуется эквивалентная ширина щели, что приводит к заметно отличающимся результатам. В [1] эквивалентная ширина щели равна  $b_{\text{эк}} = \frac{\pi d^2}{2t}$ , в [2] –  $b_{\text{эк}} = \frac{\pi d^2}{4t}$ .

В анализируемой лопатке газовой турбины в дефлекторе был выполнен один ряд отверстий диаметром  $d = 2,5$  мм и шагом  $t = 4$  мм. Моделирование течения и теплообмена для этого случая было выполнено аналогично предыдущему случаю. Для сопоставления результатов CFD расчета и уравнения (6) критерий Нуссельта и Рейнольдса были приведены к эквивалентной ширине щели (рис. 5). Видно, что в случае отверстий расхождение как экспериментальных зависимостей между собой, так и расчетных велико. Отклонение между расчетным значением критерия Нуссельта и ближайшим экспериментальным оказывается большим 50 %.

Анализируя (6) можно обнаружить достаточно сильную

$$\overline{Nu} = 0,11 \cdot Re_b^{0,7} \left( \frac{h}{b_{\text{ЭК}}} \right)^{-0,3}, \quad (7)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha b_{\text{ЭК}}}}{\lambda}, \quad Re_b = \frac{u \cdot b_{\text{ЭК}}}{\nu}, \quad b_{\text{ЭК}} = \frac{\pi d^2}{4t}.$$

Из этого уравнения эквивалентная щель может быть исключена и тогда оно приобретает вид

$$\overline{Nu}_h = 0,11 \cdot Re_h^{0,7}, \quad (8)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha h}}{\lambda}, \quad Re_h = \frac{u \cdot h}{\nu}.$$

Таким образом, зависимость (8) утверждает, что средний теплообмен на входной кромке лопатки зависит только от расстояния до входной кромки, а остальные геометрические размеры для применяемых в газовых турбинах конструкция лопаток достаточно сильно взаимосвязаны с расстоянием от дефлектора до поверхности лопатки.

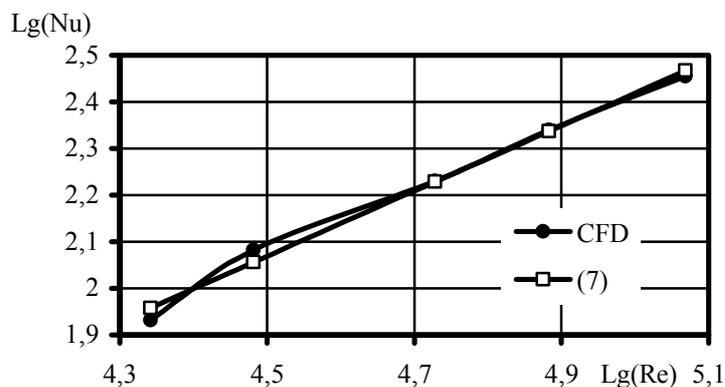


Рис. 6. Теплоотдача при охлаждении входной кромки лопатки турбины одним рядом круглых струй. Сопоставление CFD расчета с уравнением (7)

Сопоставление (7) с результатами численного моделирования показало очень хорошее соответствие (рис. 6), что подтверждает сделанное выше предположение.

В случае оребренной входной кромки лопатки характер течения изменился за счет большего стеснения струй. В этой ситуации не вполне очевидна справедливость использования какой-либо из приведенных формул. Для обоснования их использования

было выполнено численное моделирование течения в области входной кромки с теми же, что и ранее размерами, но с ребрами высотой 2,5 мм, толщиной 1,5 мм, и шагом 4 мм (рис. 7).

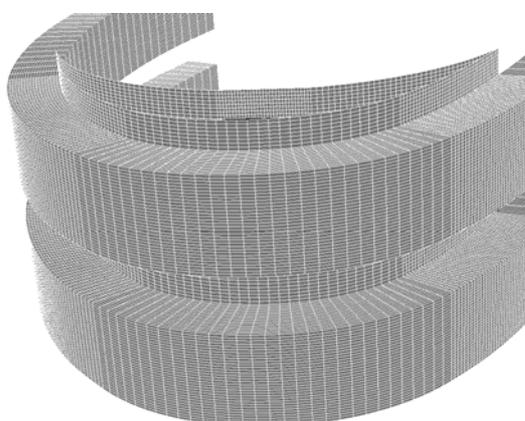


Рис. 7. Модель расчетной области входной кромки с оребрением

Визуализация течения (рис. 8) показала, что воздух в основном достигает поверхности лопатки и далее движется в каналах, образованных ребрами. Хотя скорость воздуха в каналах и ожидается несколько большей, чем при отсутствии таковых, так как ребра перекрывают часть живого сечения канала. Вследствие некоторого стеснения потока, локальные значения коэффициентов теплоотдачи в зоне входной кромки ожидаются несколько меньшими, чем при неоребренной поверхности. Общий выигрыш от применения оребрения можно получить

только за счет увеличения поверхности теплообмена. Сопоставление результатов численного моделирования, выявило практически полное совпадение средних коэффициентов теплоотдачи в случае оребренной и неоребренной поверхностей (рис. 10). Очевидно, увеличение поверхности теплообмена за счет оребрения привело к соразмерному уменьшению локальных коэффициентов теплоотдачи.

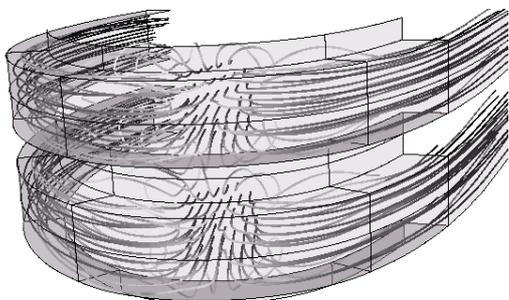


Рис. 8. Характер течения охлаждающего воздуха в зоне входной кромки



Рис. 9. Локальное распределение коэффициентов теплоотдачи (более темный оттенок соответствует большому значению теплового потока)

Подводя итог проведенному анализу, можно утверждать, что зависимость (7) или (8) более корректно описывает средний теплообмен на входной кромке и может использоваться для расчетов систем охлаждения как в случае неоребренных внутренних поверхностей лопатки, так и оребренных.

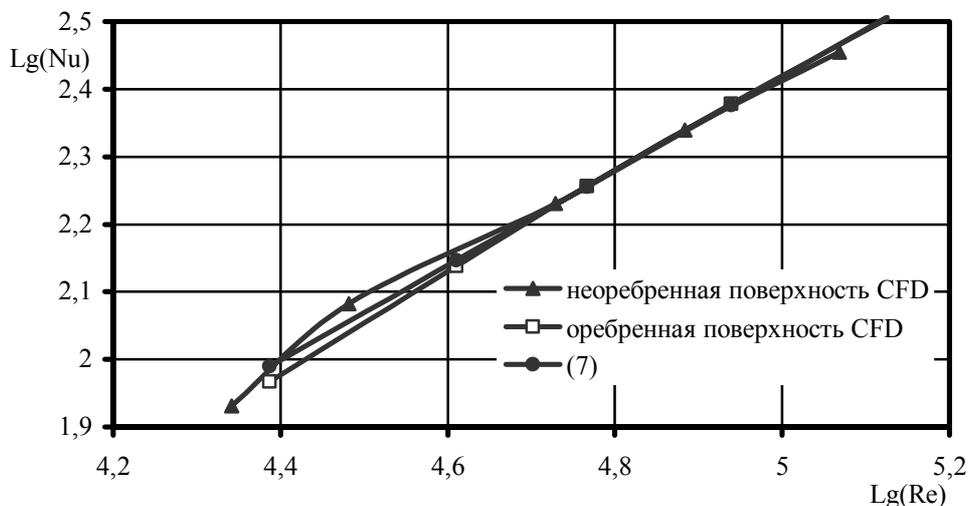


Рис. 10. Теплоотдача при охлаждении входной кромки лопатки турбины одним рядом круглых струй. Сопоставление CFD расчета с уравнением (7) для оребренной и неоребренной кромки

#### Литература

1. Швец И.Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан. – Киев: Наукова думка, 1974. – 488 с.
2. Копелев С.З. Конструкция и расчет систем охлаждения / С.З. Копелев, А.Ф. Слитенко. – Харьков: Основа, 1994. – 240 с.