

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ ВХОДНОЙ КРОМКИ ЛОПАТКИ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ КОНФИГУРАЦИЯХ РЕБЕР- ТУРБУЛИЗАТОРОВ

Д. Н. Письменный

Руководитель группы расчетов систем охлаждения и температурного состояния деталей*
Контактный тел.: (0512) 49-76-20

Ю. Я. Дашевский

Начальник сектора тепловых и гидравлических расчетов*
Контактный тел.: (0512) 49-37-09
*Отдел турбин

ГП Научно-производственный комплекс газотурбостроения
«Зоря»-«Машпроект»
пр. Октябрський, 42а, г. Николаев, Україна, 54018
E-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua

А. А. Халатов

Доктор технических наук, профессор, член-корреспондент
НАН Украины
Заведующий отделом высокотемпературной
термогазодинамики
Институт технической теплофизики НАН Украины
ул. Желябова, 2а, г. Киев, Украина, 03057
Контактный тел.: (044) 456-93-02
E-mail: khalatov@vortex.org.ua

У статті наведені результати CFD-дослідження теплообміну в охолоджувальному каналі вздовж вхідної кромки лопатки при різних конфігураціях ребер-турбулізаторів. Виконано аналіз розподілення інтенсивності тепловіддачі по контуру поперечного перерізу каналу. Одержано вплив конфігурації оребрення на температурний стан лопатки біля вхідної кромки

Ключові слова: охолоджувана лопатка, вхідна кромка, температурний стан

В статье представлены результаты CFD-исследования теплообмена в охлаждающем канале вдоль входной кромки лопатки при различных конфигурациях ребер-турбулизаторов. Выполнен анализ распределения интенсивности теплоотдачи по контуру поперечного сечения канала. Получено влияние конфигурации оребрения на температурное состояние лопатки в районе входной кромки

Ключевые слова: охлаждаемая лопатка, входная кромка, температурное состояние

This paper presents CFD heat transfer investigations in the leading edge cooling channel of the blade with different rib turbulator configurations. Analysis of heat transfer factor distribution along the cross section perimeter of the channel was carried out. The effect of rib configurations on the blade leading edge thermal state was also obtained

Key words: cooling blade, leading edge, thermal state

1. Введение

Одной из наиболее сложных задач при разработке охлаждаемых лопаток современных высокотемпературных газотурбинных двигателей (ГТД) является обеспечение требуемой глубины охлаждения входной кромки. Это обусловлено высокой интенсивностью теплоотдачи со стороны газа в районе точки торможения потока, меньшей площадью теплообмена со стороны охлаждающего воздуха по сравнению с площадью теплообмена со стороны газа, а также низким коэффициентом теплопроводности жаропрочных сплавов, применяемых для изготовления лопаток турбин.

Одним из наиболее эффективных и часто применяемых способов интенсификации теплоотдачи в каналах систем охлаждения лопаток современных ГТД

является применение ребер-турбулизаторов квадратного сечения малой высоты, которые располагаются на стенках каналов, имеющих непосредственный контакт с газом. В течение последних лет были проведены многочисленные исследования теплогидравлических характеристик таких каналов, получены эмпирические зависимости для расчетов интенсивности теплоотдачи, среди которых можно отметить работы [1, 2]. Однако, в большинстве случаев эти работы касаются каналов прямоугольного сечения с двумя противоположными оребренными стенками. К исследованиям каналов треугольного сечения можно отнести работы [3, 4], в которых отмечена существенная неравномерность распределения интенсивности теплоотдачи по контуру канала и сильное влияние на нее конфигурации оребрения. Однако, результаты этих исследова-

ний не позволяют достоверно оценить интенсивность теплоотдачи для охлаждающего канала вдоль входной кромки, которое имеет более сложную форму поперечного сечения, особенно на цилиндрическом участке входной кромки, что очень важно.

Основной целью настоящей работы является исследование влияния конфигурации ребер-турбулизаторов в охлаждающем канале вдоль входной кромки на распределение интенсивности теплоотдачи со стороны охлаждающего воздуха и как следствие на температурное состояние лопатки в районе входной кромки.

2. Объект исследования

В настоящей работе исследовался участок входной кромки лопатки, показанный на рис. 1. На стенках охлаждающего канала, имеющих непосредственный контакт с газом, выполнены ребра-турбулизаторы.

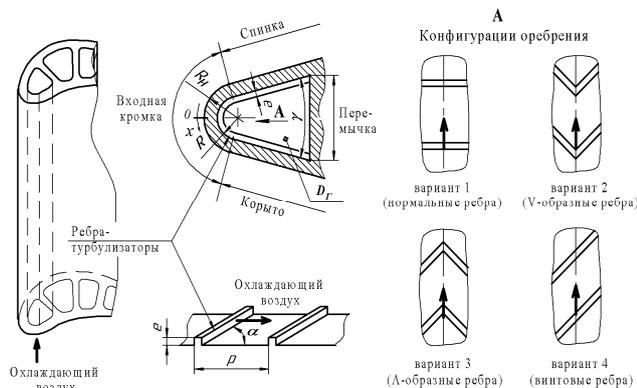


Рис. 1. Участок входной кромки лопатки и исследуемые конфигурации оребрения

Исследуемый охлаждающий канал характеризуется отношением внутреннего радиуса канала $R/D_{Г} = 0,3$, и углом заострения входной кромки $\gamma = 30^\circ$. Такие параметры являются типичными для каналов, встречающихся в конструкциях лопаток. На рис. 1 также представлены исследуемые конфигурации оребрения канала. Все конфигурации имеют одинаковые параметры оребрения, которые характерны для систем охлаждения лопаток ГТД и обладают оптимальными теплогидравлическими характеристиками: ребра квадратного поперечного сечения, относительная высота ребра $e/D_{Г} = 0,1$, относительный шаг оребрения $p/e = 10$, для наклонных ребер угол наклона ребер к направлению течения охлаждающего воздуха $\alpha = 45^\circ$. Геометрические размеры участка входной кромки приняты характерными для рабочих лопаток ГТД средней мощности (15...40 МВт).

3. Влияние конфигурации оребрения на интенсивность теплоотдачи.

Для исследования теплоотдачи в охлаждающем канале при различных конфигурациях оребрения использовались CFD-расчеты (Computational Fluid Dynamics), выполненные с помощью коммерческого программного комплекса ANSYS CFX 11.0. Для этого,

предварительно были выполнены тестовые CFD-расчеты каналов с ребрами-турбулизаторами и сравнение их результатов с экспериментальными данными. Некоторые результаты этих расчетов приведены в [5]. При этом были определены параметры конечно-элементной сетки (КЭС) и модель турбулентности, обеспечивающие наилучшее согласование результатов расчета с экспериментальными данными.

С целью сокращения количества элементов КЭС расчет выполнялся на длине канала, равной двум шагам оребрения в периодической постановке, что позволяет получить результаты расчета, соответствующие полностью развитому турбулентному режиму течения. Для расчетов использовалась k-ε модель турбулентности с масштабированной (scalable) пристеночной функцией. Для каждого варианта оребрения с помощью программного комплекса ANSYS ICEM CFD 11.0 были созданы гексаэдрические структурированные КЭС, обеспечивающие требования применяемой модели турбулентности к величине безразмерного расстояния от первого пристеночного узла до стенки (y^+). Для всех расчетов значение y^+ составляло от 5 до 10, что соответствует требованиям [6]. Расчеты для всех конфигураций каналов выполнялись при числе Рейнольдса $Re = 100\ 000$, определенном по гидравлическому диаметру канала ($D_{Г}$).

Полученная в результате расчета интенсивность теплоотдачи, выраженная числом Нуссельта (Nu), была приведена к значению числа Нуссельта для развитого турбулентного течения в гладком круглом канале (Nu_0), определенному по зависимости Диттуса-Бойлтера:

$$Nu_0 = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \tag{1}$$

На рис. 2 представлено распределение по контуру поперечного сечения канала приведенного числа Нуссельта, осредненного в направлении течения на длине канала равной шагу оребрения. При этом теплообмен на оребренных поверхностях приводился к площади соответствующей поверхности гладкого канала, то есть увеличение интенсивности теплоотдачи включает в себя увеличение площади теплообменной поверхности за счет оребрения. Такой подход характерен для большинства расчетов теплообмена в случае применения турбулизаторов данного типа.

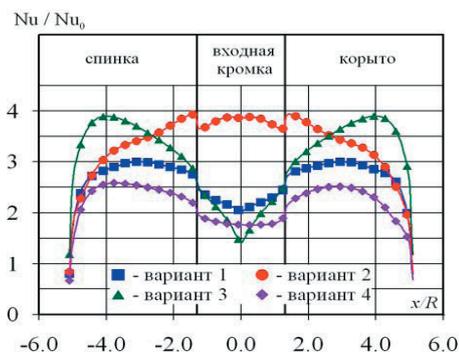


Рис. 2. Распределение интенсивности теплоотдачи по контуру поперечного сечения исследуемого канала

Кроме этого в табл. 1 представлены значения приведенных чисел Нуссельта (Nu/Nu_0), усредненных по четырем характерным участкам теплообмена, расположение которых представлено на рис. 1.

Таблица 1

Интенсивность теплоотдачи в канале

Вариант расчета	Nu/Nu ₀			средняя в канале
	средняя по участкам			
	входная кромка	спинка и корыто	пере-мычка	
Вариант 1	2,21	2,76	2,03	2,46
Вариант 2	3,70	3,17	1,98	2,94
Вариант 3	1,96	3,40	2,28	2,83
Вариант 4	1,78	2,26	1,59	1,99

Как видно из представленных результатов, конфигурация оребрения даже при одинаковых параметрах оребрения (e/D_Г, p/e), существенно влияет не только на распределение интенсивности теплоотдачи по контуру поперечного сечения, но и на среднее значение числа Нуссельта в канале.

Наибольший прирост интенсивности теплоотдачи в районе входной кромки получен в варианте 2 (V-образные ребра). В этом варианте среднее приведенное число Нуссельта на участке входной кромки составляет 3,70. Наименьшая интенсивность теплоотдачи в районе входной кромки получена в варианте 3 (Λ-образные ребра) и в варианте 4 (винтовые ребра). При этом, в варианте 4 получено наименьшее увеличение средней интенсивности теплоотдачи в канале, а в варианте 3 имеет место наибольшее увеличение интенсивности теплоотдачи в районе неоребренной пере-мычки.

Необходимо отметить, что скачкообразное уменьшение числа Нуссельта при переходе с плоской оребренной стенки, характеризующей участки спинки и корыта, на цилиндрическую стенку, характеризующую входную кромку, вызвано в основном уменьшением коэффициента оребрения с 1,2 до 1,13 для нормальных ребер и с 1,28 до 1,21 для наклонных ребер.

Такое изменение распределения интенсивности теплоотдачи объясняется возникновением в канале вторичных течений, вызванных применением наклонных ребер-турбулизаторов. Так, применение V-образных и Λ-образных ребер приводит к возникновению парного вихря. Этот вихрь в первом случае «приносит» более холодный воздух из ядра потока в область входной кромки, где только начинает формироваться пограничный слой, а во втором случае наоборот, более холодный воздух подмешивается в районе неоребренной пере-мычки, а в область входной кромки направляется воздух уже подогретый от боковых стенок канала. В случае применения винтового оребрения (вариант 4), в канале создается завихрение, соответствующее направлению ребер. При этом увеличение средней интенсивности теплоотдачи несколько меньше.

4. Влияние конфигурации оребрения на температурное состояние

Для определения температурного состояния стенки лопатки на участке входной кромки с помощью CFD-расчета было определено распределение интенсивности теплоотдачи со стороны газа к профилю лопатки в районе входной кромки. При этом использовалась SST модель турбулентности с учетом переходной турбу-

лентности, выбор которой осуществлен на основании выполненных тестовых расчетов, результаты которых сравнивались с экспериментальными данными. Для расчета использовалась гексаэдрическая структурированная КЭС, обеспечивающая $y^+ < 1$.

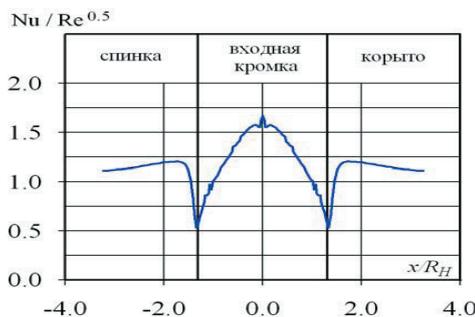


Рис. 3. Распределение интенсивности теплоотдачи в районе входной кромки со стороны газа

Полученное в результате расчета распределение интенсивности теплоотдачи со стороны газа в районе входной кромки, в виде числа Нуссельта, отнесенного к квадратному корню из числа Рейнольдса представлено на рис. 3. Такой способ приведения часто применяется для сравнения интенсивности теплоотдачи в районе входной кромки лопатки. В данном случае число Рейнольдса определено по скорости газа на входе и наружному диаметру входной кромки.

Значение числа Рейнольдса, в расчете составляло 100000, а степень турбулентности набегающего потока - 10 %.

По полученным распределениям интенсивности теплоотдачи со стороны газа и со стороны охлаждающего воздуха для каждой конфигурации оребрения было определено температурное состояние лопатки в районе входной кромки. Расчеты температурного состояния выполнены с помощью программного комплекса ANSYS Mechanical 11.0.

Распределение глубины охлаждения по наружному контуру лопатки в районе входной кромки представлено на рис. 4. Глубина охлаждения (η) определялась по температуре стенки лопатки со стороны газа по зависимости:

$$\eta = \frac{T_G - T_{Л}}{T_G - T_B} \tag{2}$$

где T_Г – температура газа;
T_Л – температура стенки лопатки со стороны газа;
T_В – температура охлаждающего воздуха.

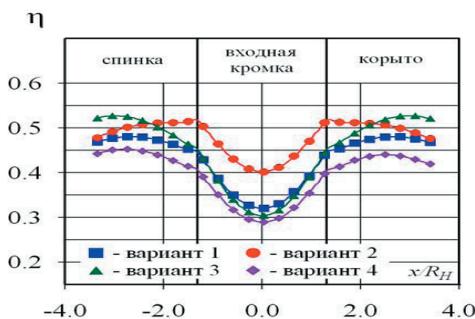


Рис. 4. Распределение глубины охлаждения в районе входной кромки

Как видно из рис. 4, наибольшая глубина охлаждения достигнута в варианте оребрения 2, то есть с V-образными ребрами. При этом различие глубин охлаждения в районе точки торможения потока между вариантом 1 ($\eta = 0,32$) и вариантом 2 ($\eta = 0,40$) при разности температур газа и охлаждающего воздуха 650°C (например, $T_{\Gamma} = 1150^\circ\text{C}$ и $T_{\text{В}} = 500^\circ\text{C}$) соответствует разности температур стенки лопатки со стороны газа 53°C , что весьма существенно. Остальные варианты оребрения при постоянстве числа Рейнольдса имеют более низкую глубину охлаждения в районе входной кромки.

Применение V-образных ребер также обеспечивает наименьшую неравномерность температуры лопатки в районе входной кромки. Однако, даже при этом разность между максимальной и минимальной температурами стенки со стороны газа в районе входной кромки при $T_{\Gamma} - T_{\text{В}} = 650^\circ\text{C}$ составляет 66°C .

5. Выводы

По результатам выполненного исследования влияния конфигурации ребер-турбулизаторов на интенсивность теплоотдачи в охлаждающем канале и температурное состояние лопатки в районе входной кромки необходимо отметить следующее:

1. Конфигурация оребрения существенно влияет на распределение локальной теплоотдачи по контуру поперечного сечения и на среднюю интенсивность теплоотдачи в канале.

2. Наибольшее увеличение теплоотдачи со стороны охлаждающего воздуха наблюдается в районе входной кромки, где имеет место максимум интенсивности теплоотдачи со стороны газа, обеспечивают V-образные ребра.

3. Применение V-образных ребер, вместо нормальных к направлению потока, при рассматриваемой геометрии участка входной кромки и при разности температур газа и охлаждающего воздуха 650°C позволяет

снизить температуру стенки лопатки со стороны газа в районе точки торможения на 53°C . Такая конфигурация оребрения обеспечивает также наименьшую неравномерность температуры лопатки в районе входной кромки.

4. Наиболее высокие температуры в районе точки торможения потока получены в случае применения винтовых и Λ -образных ребер. Последние в свою очередь обеспечивают также наибольшую неравномерность температуры лопатки в районе входной кромки, так как полученное в этом случае распределение теплоотдачи со стороны охлаждающего воздуха противоположно распределению теплоотдачи со стороны газа.

Литература

1. Хан, Парк, Лей Интенсификация теплообмена в канале с турбулизаторами // Энергетические машины. – 1985. – Т. 107, №3. – С. 38-45.
2. Taslim M.E., Li T., Kercher D.M. Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped and discrete ribs on two opposite walls // – 1994, ASME Paper 94-GT-163.
3. Lee D.H., Rhee D.H., Cho H.H. Heat transfer measurements in a rotating equilateral triangular channel with various rib arrangements // ASME Turbo Expo 2006. ASME Paper GT2006-90973.
4. Liu Y.H., Huh M., Han J.C., Moon H.K. High rotation number effect on heat transfer in triangular channel with 45° , invert 45° and 90° ribs // ASME Turbo Expo 2009. ASME Paper GT2009-59216.
5. Письменный Д.Н. CFD-расчет теплоотдачи и потерь давления в канале с ребрами-турбулизаторами // Вісник двигунобудування. – 2009. – №3 (22). – С. 82–87.
6. Turbulence and near-wall modelling // ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0.