

УДК 621.438-226.2-719

Письменный Д.Н.<sup>2</sup>, Дашевский Ю.Я.<sup>2</sup>, Халатов А.А.<sup>1</sup><sup>1</sup> ГП Научно-производственный комплекс газотурбостроения «Зоря»-«Машипроект»<sup>2</sup> Институт технической теплофизики НАН Украины

## ВЛИЯНИЕ КОНФИГУРАЦИИ РЕБЕР-ТУРБУЛИЗАТОРОВ НА ТЕПЛООБМЕН И ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ОХЛАЖДАЮЩЕМ КАНАЛЕ ВДОЛЬ ВХОДНОЙ КРОМКИ ЛОПАТКИ

У статі наведено результати CFD-дослідження теплообміну та втрат тиску в охолоджувальному каналі вздовж входної кромки лопатки при різних конфігураціях ребер-турбулізаторів. Виконано аналіз структури течії в каналі та розподілення інтенсивності тепловіддачі по контуру поперечного перерізу каналу.

В статье представлены результаты CFD-исследования теплообмена и потерь давления в охлаждающем канале вдоль входной кромки лопатки при различных конфигурациях ребер-турбулизаторов. Выполнен анализ структуры течения в канале и распределение интенсивности теплоотдачи по контуру поперечного сечения канала.

This paper presents heat transfer and pressure loss CFD-investigations in the blade leading edge cooling channel with different turbulator rib configurations. Analysis of flow structure in the channel and heat transfer distribution along the cross section perimeter of the channel was carried out.

$D_r$  – гидравлический диаметр канала;  
 $e$  – высота ребра;  
 $F$  – площадь поперечного сечения канала;  
 $f$  – коэффициент трения в канале;  
 $G$  – расход воздуха через канал;  
 $P$  – давление;  
 $p$  – шаг ребер в направлении течения охлаждающего воздуха;  
 $Q$  – объемный сток тепла в расчетной области;  
 $q$  – удельный тепловой поток;  
 $R$  – радиус скругления вершины канала у входной кромки;  
 $t$  – температура;  
 $U$  – периметр канала;  
 $x$  – координата вдоль контура канала;  
 $y^+$  – безразмерное расстояние от первого вневеночного узла до стенки;

$\alpha$  – угол наклона ребер к направлению течения охлаждающего воздуха;  
 $\lambda$  – теплопроводность воздуха;  
 $\rho$  – плотность воздуха;  
 $\gamma$  – угол заострения входной кромки;  
 $Nu$  – число Нуссельта;  
 $Pr$  – число Прандтля;  
 $Re$  – число Рейнольдса;  
 ГТД – газотурбинный двигатель;  
 КЭС – конечно-элементная сетка;  
 РЛ – рабочая лопатка.

### Индексы нижние:

0 – для гладкого круглого канала;  
 $s$  – для гладкого канала;  
 $w$  – стенка;  
 $v$  – воздух.

### Введение

Одной из наиболее сложных задач при разработке охлаждаемых лопаток современных высокотемпературных газотурбинных двигателей является обеспечение достаточной глубины охлаждения входной кромки. Это вызвано, с одной стороны, высокой интенсивностью теплообмена со стороны газа в районе точки торможения потока, а с другой – меньшей площадью теплообмена со стороны охлаждаю-

щего воздуха по сравнению с площадью теплообмена со стороны газа. Обеспечение допустимых температур усложняется также низким коэффициентом теплопроводности жаростойких и жаропрочных материалов, применяемых для изготовления лопаток высокотемпературных турбин, что существенно снижает эффективность оребрения со стороны охлаждающего воздуха. Особенно остро эта проблема стоит для рабочих лопаток, где технологические и

прочностные требования накладывают целый ряд дополнительных ограничений.

Одним из наиболее часто применяемых способов интенсификации теплообмена в каналах систем охлаждения РЛ современных ГТД является применение ребер-турбулизаторов квадратного сечения малой высоты, которые располагаются на стенках каналов, имеющих непосредственный контакт с газом. Интенсификация теплообмена при этом достигается за счет постоянного разрушения пограничного слоя и дополнительной турбулизации потока у теплообменной поверхности. В течение последних лет были проведены многочисленные исследования теплогидравлических характеристик таких каналов, получены эмпирические зависимости для расчетов коэффициентов трения и интенсивности теплообмена, среди которых можно отметить [1, 2]. Однако, в связи с тем, что первоначально каналы с ребрами-турбулизаторами получили широкое применение в центральной части профиля, в большинстве случаев эти работы касаются каналов прямоугольного сечения с двумя противоположными оребренными стенками.

Применение результатов таких исследований не позволяет получить достоверные результаты для расчетов других форм каналов, в частности для охлаждающего канала вдоль входной кромки. Данные по применению ребер-турбулизаторов в таком канале в открытой литературе весьма ограничены и в основном касаются каналов треугольного сечения. К таким работам можно отнести [3, 4], где исследовался теплообмен в каналах, поперечное сечение которых представляет собой равнобедренный треугольник с двумя оребренными стенками. В данных работах представлен анализ влияния различного расположения ребер-турбулизаторов на распределение интенсивности теплообмена в канале. Однако, в этих работах представлены лишь некоторые конфигурации оребрения из встречающихся в конструкциях лопаток турбин, а треугольная форма поперечного сечения не позволяет оценить интенсивность теплоотдачи на цилиндрического

участке входной кромки, что очень важно. Кроме этого, данные исследования проводились при достаточно низких числах Рейнольдса.

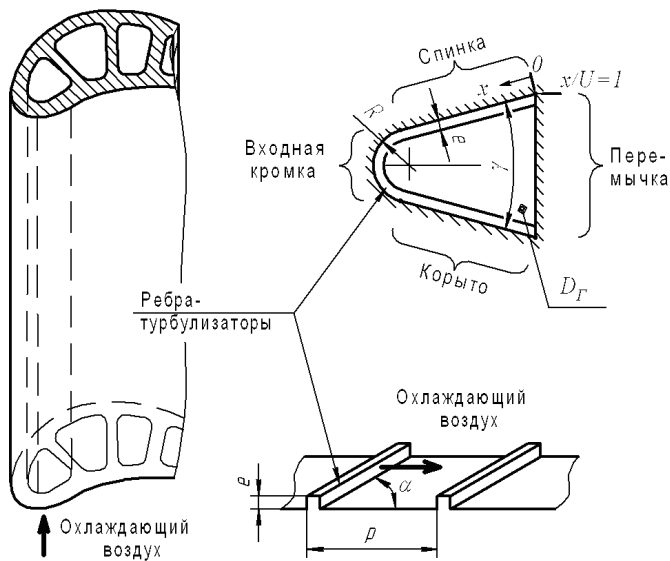
В работе [5] форма поперечного сечения исследуемого канала ближе к имеющим место в реальных охлаждаемых лопатках. Однако, в ней рассмотрена лишь одна конфигурация оребрения, при этом участок входной кромки выполнен без ребер-турбулизаторов.

Основной целью настоящей работы является исследование влияния большего количества конфигураций ребер-турбулизаторов на интенсивность теплообмена и потери давления в канале с формой поперечного сечения аналогичной охлаждающему каналу вдоль входной кромки при высоком числе Рейнольдса, имеющем место в реальных конструкциях охлаждаемых лопаток. В связи с тем, что в районе входной кромки имеет место существенная неравномерность теплоотдачи со стороны омывающего газа, особое внимание в работе уделено изучению распределения теплоотдачи по контуру поперечного сечения канала.

Основные геометрические характеристики типового канала вдоль входной кромки лопатки представлены на рис. 1. Наиболее важными геометрическими характеристиками оребрения являются: отношение высоты ребра к гидравлическому диаметру канала ( $e/D_T$ ), отношение шага ребер в направлении течения охлаждающего воздуха к высоте ребра ( $p/e$ ), угол наклона ребер к направлению течения охлаждающего воздуха ( $\alpha$ ).

#### *Объект исследования*

В настоящей работе исследуется влияние различных конфигураций оребрения в канале с формой поперечного сечения, близкой к каналу вдоль входной кромки лопатки турбины, на распределение теплообмена и потерь давления. Для исследования используется канал с поперечным сечением в виде равнобедренного треугольника со скругленной вершиной, характеризующей участок входной кромки, как показано на рис. 1. При этом отношение радиуса «скругления» у вершины к гидравлическому диаметру канала составляет  $R/D_T = 0,3$ , а угол



**Рис. 1. Параметры канала вдоль входной кромки.**

у вершины, характеризующий угол заострения входной кромки ( $\gamma$ ), составляет  $30^\circ$ . Такие параметры соответствуют средним значениям этих величин для каналов, встречающихся в конструкциях лопаток.

Исследуемые конфигурации оребрения канала представлены на рис. 2 и также соответствуют применяемым в реальных конструкциях лопаток ГТД. Все конфигурации имеют одинаковые параметры оребрения, характерные для систем охлаждения лопаток ГТД и имеющие оптимальные теплогидравлические характеристики: ребра квадратного поперечного сечения, относительная высота ребра  $e/D_r = 0,1$ , относительный шаг оребрения  $p/e = 10$ , для наклонных ребер угол наклона ребер к направлению течения охлаждающего воздуха  $\alpha = 45^\circ$ . Помимо показанных на рисунке шести вариантов оребрения, для сравнения, исследовался также гладкий канал.

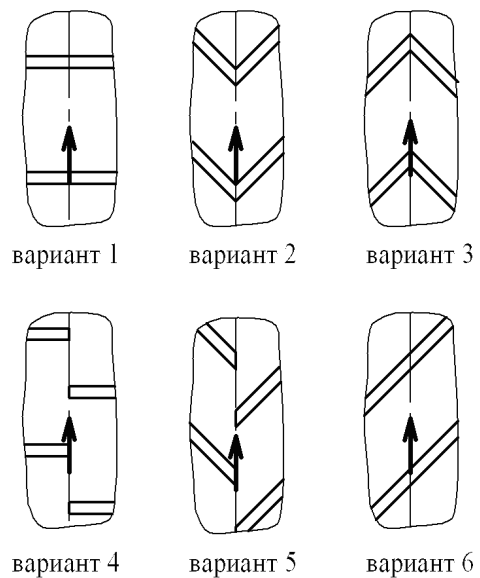
На данном этапе параметры теплообмена и потери давления исследовались при типичном числе Рейнольдса равном 100000.

**Метод исследования**

Для исследования интенсивности теплообмена и потерь давления в канале использо-

вался метод вычислительной газовой динамики (Computational Fluid Dynamics). Этот метод все чаще применяется для определения теплогидравлических характеристик каналов систем охлаждения и расчета температурного состояния охлаждаемых лопаток. Выполнение CFD-расчетов выполнялось с помощью коммерческого программного комплекса ANSYS CFX 11.0.

Для определения возможности выполнения необходимых исследований, с помощью данного метода, предварительно были выполнены тестовые CFD-расчеты каналов квадратного и треугольного поперечного сечения с ребрами-турбулизаторами и сравнение их результатов с экспериментальными данными. Результаты этих расчетов приведены в [6, 7]. При этом были определены оптимальные параметры конечно-элементной сетки (КЭС) и выбрана модель турбулентности, обеспечивающая наи-



**Рис. 2. Исследуемые конфигурации оребрения канала.**

**Варианты:** 1 – сплошные нормальные ребра, 2 – сплошные V-образные ребра, 3 – сплошные A-образные ребра, 4 – прерывистые нормальные ребра, 5 – прерывистые V-образные ребра, 6 – сплошные наклонные ребра (винтовые).

лучшее совпадение результатов расчета с экспериментальными данными. Показано, что в случае применения модели турбулентности  $k-\varepsilon$  для высоких чисел Рейнольдса результаты расчетов с достаточной степенью точности соответствуют экспериментальным данным как на оребренной, так и на гладкой стенке для случаев применения как нормальных, так и наклонных ребер.

Большой объем тестовых расчетов, сравнение результатов моделирования с имеющимися в литературе данными, а также выполнение требований к модели турбулентности позволяют утверждать о достоверности полученных результатов.

### Расчетная модель

Для выполнения CFD-расчетов были созданы расчетные модели, соответствующие исследуемым конфигурациям канала с гидравлическим диаметром  $D_\Gamma = 10$  мм. 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.

В качестве граничных условий задавались:

- постоянная температура стенки канала  $t_w$ ;
- объемный сток тепла  $Q$ , обеспечивающий периодичность температурного поля, определенный как суммарный тепловой поток со стенок канала, отнесенный к объему расчетной области;

- потери полного давления  $\Delta P$  на расчетном участке, обеспечивающие необходимый расход воздуха через канал, соответствующий условию  $Re = 100000$ .

Температуры стенки канала и воздуха приняты, исходя из соответствия условиям, имеющим место в системах охлаждения реальных лопаток.

Для каждого типа расчетных моделей с помощью программного комплекса ANSYS ICEM CFD 11.0 были созданы гексаэдрические структурированные КЭС, обеспечивающие

требования к величине безразмерного расстояния от первого внестеночного узла до стенки ( $y^+$ ). Для всех вариантов расчета значение  $y^+$  составляло от 5 до 10, что удовлетворяет требованиям модели турбулентности  $k-\varepsilon$  с применением масштабированной (scalable) пристеночной функции [8].

На рис. 3, в качестве примера, представлена расчетная модель и элемент КЭС для варианта №2 конфигурации оребрения.

### Результаты исследований

**Теплообмен.** Интенсивность теплообмена на стенках канала характеризуется числами Нуссельта, определенными по полученным в результате моделирования распределениям удельных тепловых потоков ( $q$ ):

$$Nu = \frac{D_\Gamma}{\lambda} \frac{q}{t_w - t_B}, \quad (1)$$

где  $\lambda$  – теплопроводность воздуха;  
 $q$  – удельный тепловой поток;  
 $D_\Gamma$  – гидравлический диаметр канала;  
 $t_w$  – температура стенки канала;  
 $t_B$  – среднемассовая температура воздуха в расчетной области.

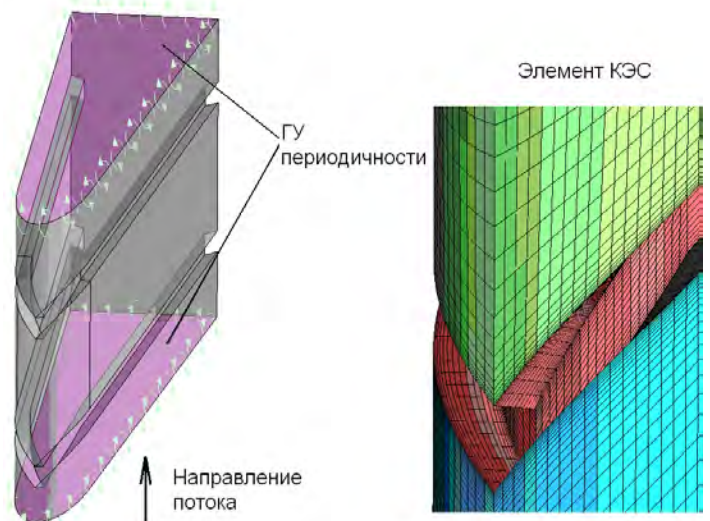


Рис. 3. Расчетная модель для конфигурации оребрения (вариант 2).



Полученные таким образом числа Нуссельта были приведены к значению числа Нуссельта для развитого турбулентного течения в гладком круглом канале ( $Nu_0$ ), определенному по зависимости Диттуса-Бойлтера:

$$Nu_0 = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}. \quad (2)$$

Для анализа распределения интенсивности теплоотдачи при разных вариантах оребрения полученные значения чисел Нуссельта были осреднены по четырем характерным участкам теплообмена, расположение которых представлено на рис. 1. При этом теплообмен на оребренных поверхностях приводился к площади соответствующей поверхности гладкого канала, т.е. включает в себя увеличение площади теплообменной поверхности за счет оребрения.

Такой подход характерен для большинства расчетов теплообмена в случае применения турбулизаторов данного типа. В табл. 1 представлены значения приведенных чисел Нуссельта ( $Nu/Nu_0$ ) для каждого из участков тепло-

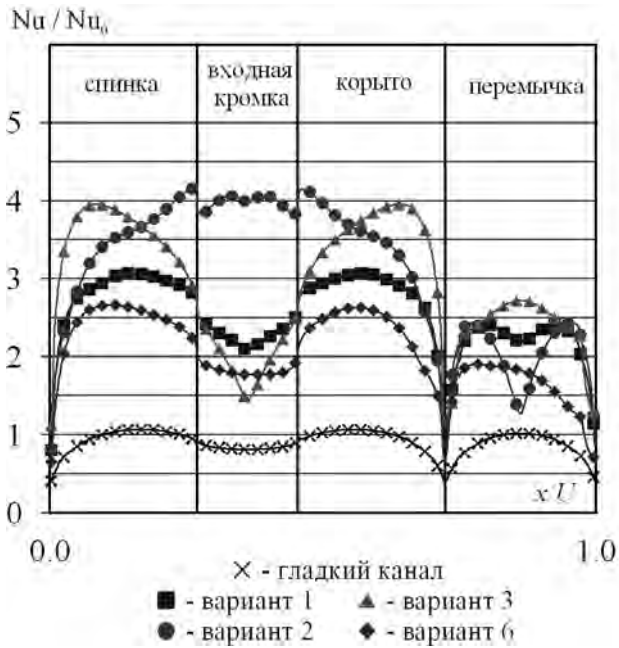
обмена и для канала в целом.

Кроме этого, на рис. 4 представлено распределение по контуру поперечного сечения приведенного числа Нуссельта, осредненного в направлении течения на длине канала равной шагу оребрения и приведенного к гладкой поверхности. Распределение по контуру представлено вдоль координаты  $x$  (см. рис. 1), при этом началу отсчета координаты  $x$  соответствует пересечение участков спинки и перемычки, обход контура осуществляется в следующей очередности: спинка – входная кромка – корыто – перемычка. Для удобства, значение координаты  $x$  приведено к периметру поперечного сечения канала  $U$ ; таким образом, приведенное расстояние  $x/U$  находится в диапазоне от 0 до 1.

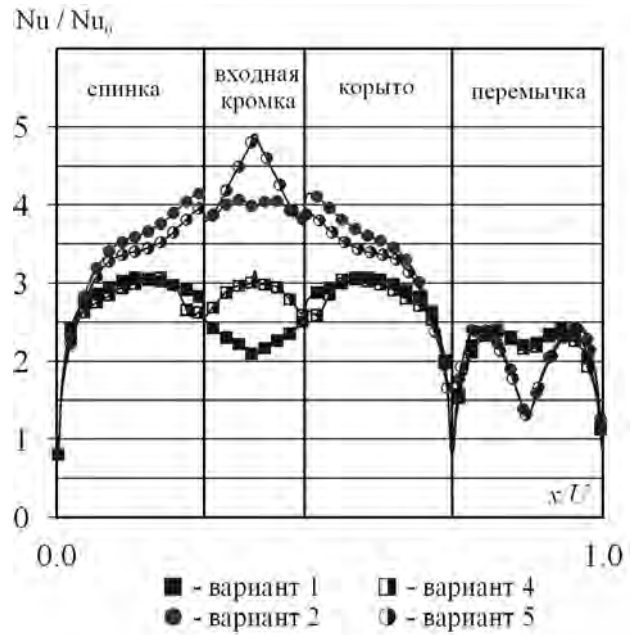
Как видно из представленных результатов, конфигурация оребрения даже при одинаковых параметрах оребрения ( $e/D_r$ ,  $p/e$ ), существенно влияет не только на распределение интенсивности теплообмена по контуру поперечного сечения, но и на среднее значение числа Нуссельта в канале. При этом, даже для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

Табл. 1. Теплогидравлические характеристики течения в канале

Вариант расчета	$Nu/Nu_0$				$f/f_0$	$\frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}}$	
	по участкам			средний в канале		входная кромка	средний в канале
	входная кромка	спинка и корыто	перемычка				
Гладкий канал	0,84	0,95	0,86	0,91	0,96	0,85	0,92
Вариант 1	2,25	2,80	2,15	2,52	19,14	0,84	0,94
Вариант 2	3,85	3,31	2,01	3,06	18,61	1,45	1,15
Вариант 3	1,96	3,52	2,41	2,93	18,54	0,74	1,11
Вариант 4	2,83	2,72	2,11	2,58	19,18	1,06	0,96
Вариант 5	4,20	3,15	1,99	3,03	16,99	1,63	1,18
Вариант 6	1,79	2,32	1,62	2,03	6,91	0,94	1,07



а)



б)

**Рис. 4. Распределение интенсивности теплообмена по контуру поперечного сечения исследуемого канала.**

канала из-за наличия углов и сложной формы поперечного сечения канала имеет место существенная неравномерность интенсивности теплообмена по контуру и снижение среднего числа Нуссельта в канале по сравнению с зависимостью (2) на 9 %. Такое отличие для участка входной кромки составляет 16 %. Показанные результаты для гладкого канала хорошо соответствуют обзору экспериментальных исследований для каналов треугольной формы, приведенному в [5].

Наибольший прирост интенсивности теплообмена в районе входной кромки получен в вариантах 2 и 5 с наклонном ребер от входной кромки по течению (V-образные ребра), что согласуется с результатами исследований, приведенных в [3, 4]. В данных вариантах приведенное число Нуссельта на участке входной кромки составляет, соответственно, 3,85 и 4,20. Наименьшая интенсивность теплообмена в районе входной кромки получена при обратном наклоне ребер (вариант 3) и в случае применения винтовых ребер (вариант 6). При этом, в варианте 6 получено наименьшее увеличе-

ние средней интенсивности теплообмена в канале, а варианте 3 имеет место наибольшее увеличение интенсивности теплообмена в районе неоребреной перемычки.

«Разрыв» ребер в районе входной кромки приводит к увеличению интенсивности теплообмена в районе входной кромки на 26 % для нормальных ребер и на 9 % для наклонных V-образных ребер.

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.

Анализируя структуру течения в каналах можно отметить, что указанное выше изменение в распределении теплообмена объясняется возникновением вторичных течений, вызванных применением наклонных ребер-турбулизаторов. Как видно из рис. 5, где представлены распределения век-

торов скорости в поперечном сечении канала, применение V-образных и Λ-образных ребер приводит к возникновению парного вихря. Этот вихрь в первом случае подводит 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 перемычки, а в область входной кромки направляется воздух уже подогретый от боковых стенок канала. В случае применения винтового оребрения (вариант б), в канале создается завихрение, соответствующее направлению ребер, однако при этом увеличение средней интенсивности теплообмена невелико. В случае применения нормальных ребер (вариант 1) существенных вторичных течений, влияющих на структуру течения в канале не наблюдается.

В связи с этим, особый интерес представляет распределение по контуру поперечного сечения канала чисел Нуссельта, приведенных к соответствующему значению числа Нуссельта для гладкого канала ( $Nu/Nu_s$ ), которое представлено на рис. 6. Как видно из этого рисунка, для канала с нормальным оребрением (вариант 1) и канала с винтовым оребрением (вариант б) увеличение теплоотдачи, вызванное оребрением, почти постоянно по контуру оребренных участков и несколько снижается на участке входной кромки из-за уменьшения

коэффициента оребрения. Резкое изменение прироста интенсивности теплообмена вызывают именно парные вихри, описанные ранее и возникающие в случае применения наклонных V-образных и Λ-образных ребер.

**Потери давления.** Потери давления в канале в настоящей работе характеризуются коэффициентом трения Фаннинга, который рассчитывался по следующей зависимости:

$$f = \frac{\Delta P \cdot \rho \cdot D_{\Gamma} \cdot F^2}{2 \cdot p \cdot G^2}, \quad (3)$$

где  $\Delta P$  – перепад полного давления на длине канала, равной шагу оребрения  $p$ ;

$\rho$  – плотность воздуха;

$F$  – площадь поперечного сечения канала;

$G$  – расход воздуха через канал.

Полученные значения коэффициентов трения были приведены к значению коэффициента трения для развитого турбулентного течения в гладком круглом канале ( $f_0$ ), определенному по зависимости Блазиуса:

$$f_0 = 0,079 \cdot Re^{-0,25}. \quad (4)$$

Значения приведенных коэффициентов трения ( $f/f_0$ ) приведены в табл. 1 и, сравнивая их для различных вариантов оребрения, можно отметить, что практически все варианты имеют близкие значения. Существенное отличие

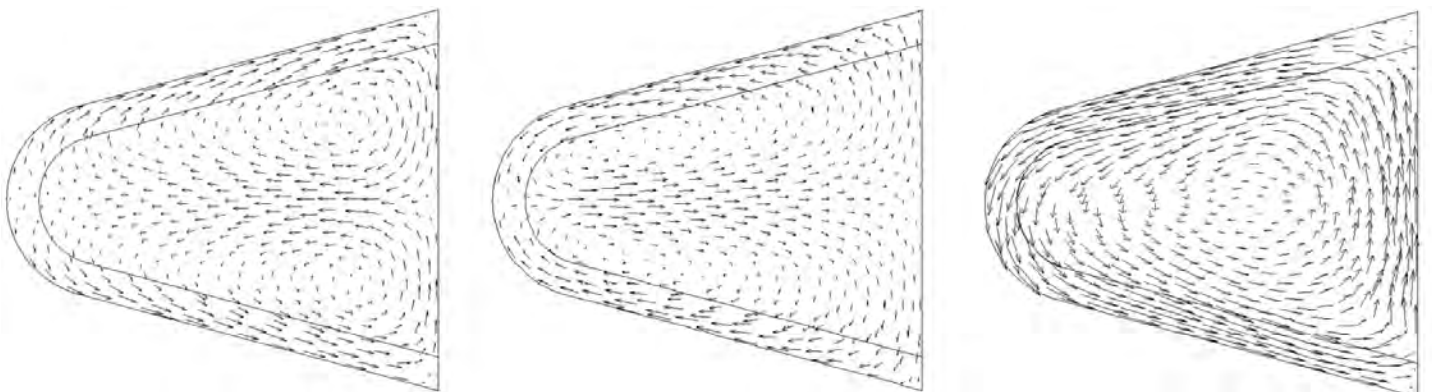
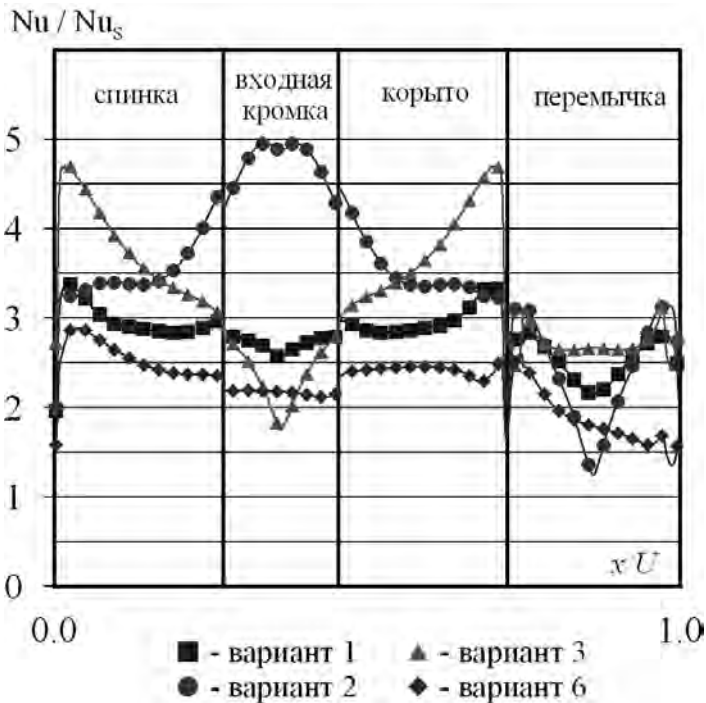


Рис. 5. Структура вторичных течений в каналах.





**Рис. 6. Распределение интенсивности теплообмена по контуру поперечного сечения исследуемого канала.**

имеет место лишь для варианта с винтовыми ребрами, где отсутствует парный вихрь, и наклон ребер при этом приводит к меньшим потерям давления, вызванным обтеканием ребер-турбулизаторов. Снижение потерь давления, вызванное обтеканием ребер-турбулизаторов в случае применения других конфигураций наклонных ребер, по всей видимости, компенсируется увеличением потерь давления из-за возникновения парного вихря.

#### **Теплогидравлическая эффективность.**

Для анализа эффективности применения исследуемых вариантов оребрения в табл. 1 представлены значения коэффициента теплогидравлической эффективности  $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$ , который характеризует прирост интенсивности теплообмена при одинаковой мощности, затраченной на прокачку охлаждающего. В таблице приведены значения коэффициента теплогидравлической эффективности, определенные с учетом увеличения интенсивности теплоотдачи только на участке входной кромки и для среднего значения для канала. Как видно, все варианты оребрения имеют значение коэффициентов теплогидравлической эффективности выше, чем для гладкого канала такой же формы. При этом с точки зрения обеспечения максимальной интенсивности теплообмена на участке входной кромки наиболее предпочтительными являются варианты 2 и 5. Вариант 6, несмотря на низкий коэффициент гидравлического сопротивления, имеет невысокий коэффициент теплогидравлической эффективности.

#### **Выводы**

По результатам выполненного исследования можно сделать следующие основные выводы:

1. Конфигурация оребрения при одинаковых значениях параметров оребрения существенно влияет на распределение интенсивности теплоотдачи по контуру поперечного сечения и среднюю интенсивность теплоотдачи в канале.

2. Наибольшее увеличение интенсивности теплоотдачи в районе входной кромки, где имеет место максимум интенсивности теплоотдачи со стороны омывающего газа, обеспечивает применение сплошных и прерывистых V-образных ребер. Такое распределение теплообмена по контуру поперечного сечения канала вызвано возникновением парного вихря, способствующего транспорту более холодного воздуха из ядра потока в область входной кромки, где начинает формироваться пограничный слой.

3. Применение прерывистых ребер в сравнении со сплошными ребрами приводит к дополнительному увеличению интенсивности теплообмена в районе входной кромки.

#### **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. *Dmaschke N., Wolfersdorf J., Semmler K.* Heat transfer and pressure Drop measurements in a rib roughened leading edge cooling channel //

ASME Turbo Expo 2009, ASME Paper GT2009-59399.

6. *Письменный Д.Н.* CFD-расчет теплоотдачи и потерь давления в канале с ребрами-турбулизаторами // Вісник двигунобудування. – 2009. – №3 (22). – С. 82–87.

7. *Письменный Д.Н.* Исследование теплогидравлических характеристик каналов с ребрами-турбулизаторами в ANSYSYS-CFX // Суднова енергетика: стан та проблеми. Матеріали III міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів, науковців та фахівців. – 2009. – С. 163 – 164.

8. *Turbulence and near-wall modelling* // ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0.

*Получено 01.03.2010 г.*