

## РАБОТЫ ИТТФ НАН УКРАИНЫ В ОБЛАСТИ НОВЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН

А. А. Халатов

*Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев, Украины*

### Введение

Главными направлениями повышения термодинамической эффективности газовых турбин остаются рост температуры газа перед турбиной и увеличение степени повышения давления воздуха в компрессоре. В настоящее время в серийных энергетических газовых турбинах входная температура достигла  $1500^{\circ}\text{C}$  (рис. 1) и имеет устойчивую тенденцию к дальнейшему повышению. Поскольку развитие жаропрочных материалов пока отстает от запросов практики, то почти 80% роста температуры обеспечивается за счет использования систем внутреннего и внешнего охлаждения лопаток газовых турбин.

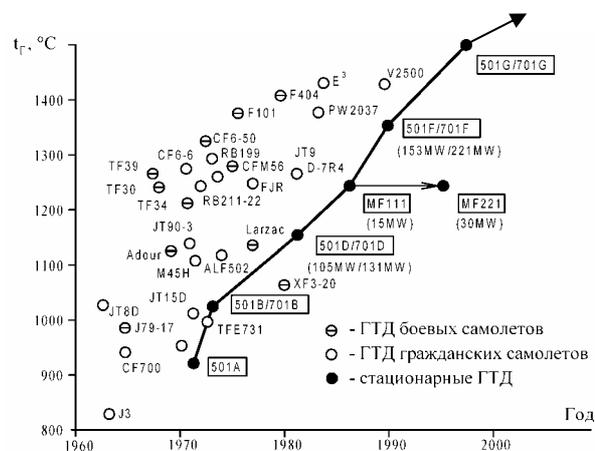


Рис 1. Рост температуры газа перед турбиной по годам в иностранных газотурбинных двигателях [1]

Потенциал современных технологий охлаждения лопаток газовых турбин близок к своему теплофизическому пределу, поэтому развитие систем охлаждения идет по пути роста расхода охлаждающего воздуха и увеличения его скорости в канале охлаждения. Основные требования к перспективным системам охлаждения состоят в следующем - высокий уровень интенсификации теплообмена при приемлемых потерях давления, низкий расход воздуха на охлаждение, относительная простая технология изготовления, обеспечивающая невысокую стоимость лопатки

при ее серийном производстве. Интенсивные исследования в этом направлении проводятся в настоящее время в ведущих университетах и центрах газотурбостроения США, Великобритании, Германии, России. В Украине такие работы проводятся в институтах Национальной академии наук в содружестве с ведущими газотурбостроительными компаниями Украины (ГП НПКГ «Зоря»-Машпроект», Николаев; ГП «Ивченко»-Прогресс», Запорожье; ОАО «Турбоатом», Харьков).

В докладе представлен обзор исследований в области новых и современных систем охлаждения, которые выполнены в Институте технической теплофизики Национальной академии наук Украины (ИТТФ НАН Украины) в содружестве с ГП НПКГ «Зоря»-Машпроект» в течение последних 10 лет. Рассмотрены три направления работ: 1. Внутреннее циклонное охлаждение рабочих лопаток. 2. Внутреннее охлаждение с использованием различных конфигураций микрооробрения. 3. Осциллирующее пленочное (завесное) охлаждение. При исследовании первого и третьего направлений использовался экспериментальный метод, при изучении второго - компьютерное (CFD) моделирование.

### **Внутреннее циклонное охлаждение**

В ИТТФ НАН Украины подробно изучены несколько схем двух- и трехмерного циклонного охлаждения наиболее теплонапряженной передней кромки лопатки. Подробный обзор работ, выполненных в этом направлении, дается в монографии [1].

*В двухмерных* схемах циклонного охлаждения создается преимущественно вращательное движение охладителя, а осевая и радиальная компоненты скорости намного меньше вращательной. В схеме, представленной на рис. 2.а охладитель подается в камеру завихрения через тангенциальную щель внутри лопатки, а выпускается на сторону разрежения через систему отверстий пленочного охлаждения. Так как сечение камеры не круглое, то внутри циклонной камеры генерируется осциллирующее вихревое течение, способствующее активному разрушению пограничного слоя и интенсификации теплообмена. Детальное экспериментальное исследование схемы циклонного охлаждения, представленной на рис.2б, показало [2], что при определенных условиях ( $s/R=0,4$ ;  $H/R<1,0$ ) локальный теплообмен в лобовой точке может даже превышать результаты, полученные для струйного охлаждения, которое широко используется в практике охлаждения лопаток турбомашин. В условиях близких к режимам эксплуатации лопаток газовых турбин ( $Re_s=20\ 000$ ;  $F_{вх}/F_{вых}=0,8$ ;

$s/R=0,40$ ;  $H/R<1,5$ ) средний теплообмен в области  $\pm 90^\circ$  от «лобовой» точки превышает средний теплообмен при струйном охлаждении.

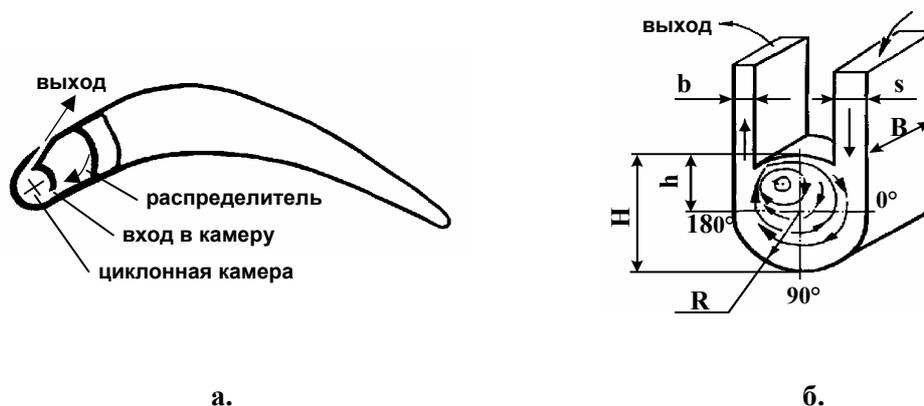


Рис. 2. Двухмерная схема циклонного охлаждения: а- лопатка; б – объект исследования

Экспериментальное исследование и численное моделирование теплообмена в циклонной камере с круглым поперечным сечением (рис. 2б;  $H=2R$ ) выполнено в работе [3]. Несмотря на «плавное» сопряжение тангенциальной прямоугольной щели и циклонной камеры охлаждения, вследствие натекания и последующего отражения струи на внутренней поверхности камеры были обнаружены два «пика» локального теплообмена. Для среднего теплообмена в исследованной циклонной камере получено следующее уравнение подобия  $\overline{Nu}_D = 0,19 \cdot Re_D^{0,64}$ , где  $\overline{Nu}_D$  и  $Re_D$  – числа Нуссельта и Рейнольдса, построенные по диаметру камеры.

Исследование аналогичной конфигурации, выполненное Р. Ligrani (США), показало образование устойчивой системы вихрей Гертлера на вогнутой поверхности циклонной камеры и вихрей Экмана около боковых поверхностей канала. Вихри Гертлера наиболее заметно проявляются на расстоянии  $57$  градусов от среза тангенциальной щели, а затем начинают разрушаться.

Несколько иная конфигурация двухмерной схемы циклонного охлаждения рассмотрена в работе [1]. Такая камера подобна представленной на рис. 2б, однако входная и выходная тангенциальные щели смещены друг относительно друга по высоте камеры, что формирует асимметричное вихревое течение внутри камеры. Несколько коротких циклонных камер относительной длиной  $l/D=1,0\dots1,5$  устанавливаются по высоте входной кромки лопатки, что позволяет регулировать закон теплообмена за счет различного расхода воздуха через отдельные циклонные камеры. Торцевые стенки между отдельными камерами обеспечивают дополнительный охлаждающий эффект за счет оребрения.

Струйно-циклонная камера подробно исследована в работе [4]. Она основана на наклонной подаче круглых струй в область «лобовой» точки с формированием «ступенчатого» отрыва потока в области входных и выходных отверстий. Для интенсификации теплообмена эти отверстия смещены по высоте камеры, а наклонный характер струй генерирует вращающиеся и прецессирующие вихревые структуры, разрушающие пограничный слой. Дискретный характер подвода и отвода охладителя приводит к неравномерному распределению теплообмена как по высоте лопатки, так и в угловом направлении, причем угловое распределение несимметрично относительно линии лобовой точки. В зависимости от величины диаметра отверстий угловое распределение теплообмена может иметь «плоский» характер (без максимума) или «острый» максимум, приблизительно соответствующий внешнему распределению теплообмена.

Средний (по углу и высоте канала) коэффициент теплообмена удовлетворительно описывается уравнением [4]:  $\overline{Nu}_D = 0,02 \cdot Re_D^{0,8} \cdot (d/S)^{0,2} \cdot (F_{вх}/F)^{-0,1} \cdot (T_w/T_{вх})^{-0,65}$ , где  $d$ ,  $S$  – диаметр камеры и эквивалентная высота тангенциальной щели;  $F_{вх}$ ,  $F$  – площадь щели и циклонной камеры;  $T_w$ ,  $T_{вх}$  – температура поверхности и охладителя на входе. Тепловая эффективность струйно-циклонной камеры ( $\eta=0,23...0,28$ ) практически не уступает комбинации струйного охлаждения и внутреннего микрооребрения канала (чем меньше тепловая эффективность, тем более эффективно используется энтальпия охладителя).

*В трехмерной схеме* циклонного охлаждения в канале создается поступательно-вращательное движение потока с соизмеримым соотношением осевой и вращательной скорости. В ИТТФ НАН Украины подробно изучены двух- и трехканальные схемы циклонного охлаждения, а также двухканальная схема с наклонно-тангенциальной подачей воздуха в канал циклонного охлаждения и выпуском охладителя в зазор между вращающейся лопаткой и корпусом турбины, или в хвостовую часть лопатки с низким давлением [1].

Схема трехканального циклонного охлаждения (ТЦО), в которой охладитель движется последовательно через три охлаждающих канала и два тангенциальных завихрителя (рис. 3), подробно исследована в ИТТФ НАН Украины совместно с сотрудниками Университета г. Кардифф (Великобритания) [5, 6]. Экспериментальное исследование ТЦО выполнено в работе [5], а результаты численного моделирования гидродинамики представлены в [6]. Показано, что ТЦО демонстрирует

достаточно высокий уровень теплообмена: для исследованной конфигурации отношение  $Nu/Nu_0$  во втором канале изменялось от 3,4 до 4,9, а в третьем – от 2,8 до 3,8. Вследствие перестройки течения теплообмен увеличивается и в первом (распределительном) канале перед завихрителем, где отношение  $Nu/Nu_0$  достигало 1,5. Численное моделирование показало существенную неравномерность течения в сечении завихрителей и формирование локальной зоны отрыва потока за завихрителями, способствующую дополнительным потерям давления [6].

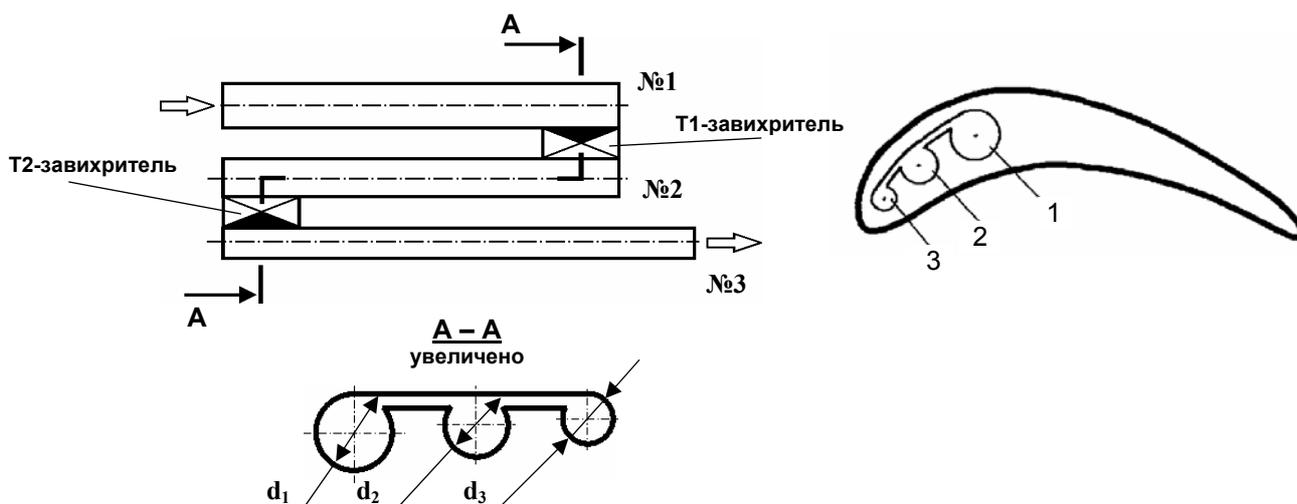


Рис. 3 Схема трехканального циклонного охлаждения и лопатка газовой турбины на ее основе [5].  
1 – канал распределения охладителя. 2, 3 – каналы охлаждения с закруткой потока.

На рис. 9 дано сравнение циклонной системы охлаждения с другими методами, использующими принцип вихревого движения потока (вихревая матрица и поверхностные углубления). Здесь же представлены опытные данные для штырьковой системы охлаждения, прямых и разрезных ребер, широко применяемых в современных системах внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин. Как следует из данных рис. 9, в области  $f/f_0 = 4,5 - 8,0$  трехмерная циклонная схема не уступает вихревой матрице и разрезным ребрам, а при  $f/f_0 > 8$  она обеспечивает уровень интенсификации теплообмена, не достижимый другими методами. Как следует, для трехмерной циклонной схемы в области  $f/f_0 > 5,0$  фактор аналогии Рейнольдса изменяется от 0,28 до 0,50.

На рис. 5 представлены сравнительные данные по среднему теплообмену для различных систем циклонного охлаждения. Экспериментальные данные, характеризующие двухмерные циклонные

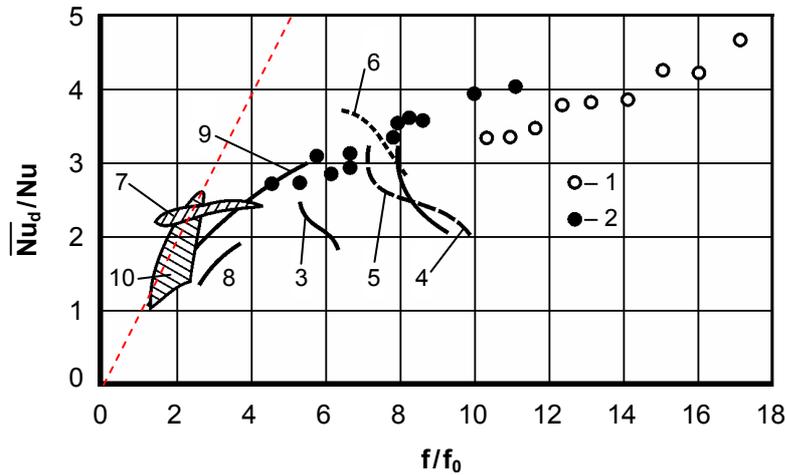


Рис. 4 Аналогия Рейнольдса в каналах системы циклонного охлаждения турбинной лопатки [5].

1 – трехканальная циклонная система, канал № 2 (рис. 3). 2 – трехканальная циклонная система, канал № 3 (рис. 3). 3 – 6: прямые и наклонные (разрезные) ребра (60°; 90°) (Chyu, Ding). 7 – поверхностные углубления (Chyu, Ding). 8 – цилиндрические штырьки [2]. 9 – вихревая матрица [2]. 10 – поверхностные сферические углубления [2]. *Пунктирная линия* – аналогия Рейнольдса.

конфигурации, удовлетворительно описываются уравнением (линия 1):  $\overline{Nu}_D = 0,49 \cdot Re_D^{0,56}$ , которое получено в области изменения числа Рейнольдса  $Re_D$  от 2 000 до 300 000. В области  $Re_D < 14 000$  опытные данные для экспериментального участка № 2 имеют небольшое отклонение от этого уравнения. Полученное уравнение располагается выше данных струйного охлаждения (линия 3), а результаты для трехмерной циклонной камеры (линии 4, 5) находятся выше данных для двухмерной конфигурации. Линия 3.a отражает опытные данные для струйного охлаждения при поперечном течении охладителя в канале.

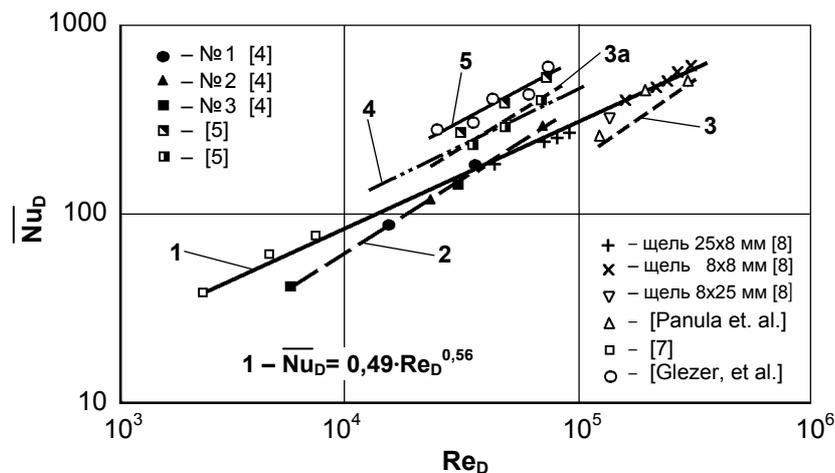


Рис. 5 Средний теплообмен: двух- и трехмерная схема циклонного охлаждения [3].

Из-за конструктивных особенностей лопаток газовых турбин наиболее приемлемой является наклонная подача охладителя к щели тангенциальных завихрителей, а выпуск воздуха из канала целесообразно выполнять в выходную кромку лопатки (зону с наименьшим давлением), т.е. с поворотом потока на выходе (схема экспериментального участка на рис. 5). В работе [1] приводятся опытные данные по теплообмену и сопротивлению в канале охлаждения, области завихрителей и выходном повороте при наклонно-тангенциальной закрутке потока в канале охлаждения.

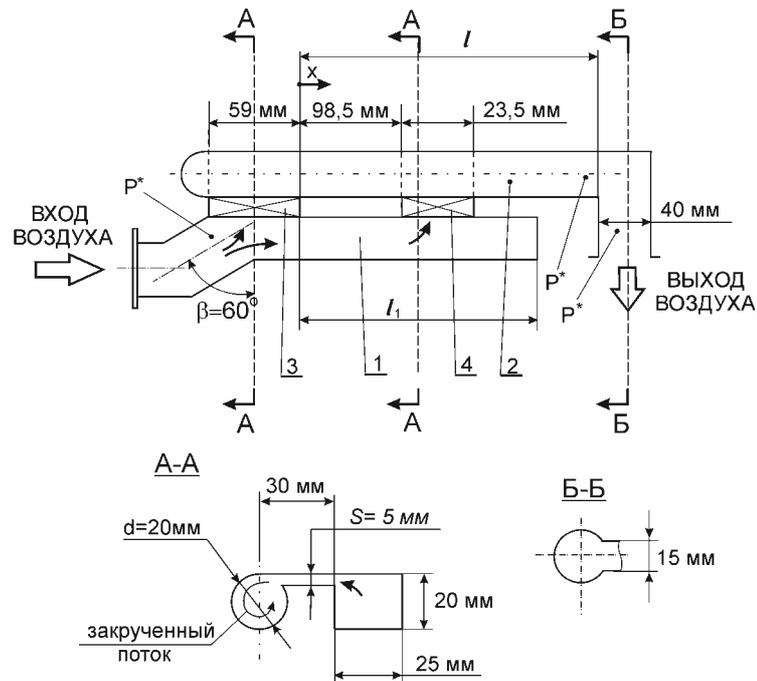


Рис. 6 Экспериментальный участок с наклонно-тангенциальной закруткой потока (два завихрителя): 1 – распределительный канал; 2 – цилиндрический канал; 3, 4 – завихрители №1 и №2.

На рис. 7 представлено продольное распределение фактора интенсификации теплообмена для схемы с одним завихрителем. Как видно, число Рейнольдса в пределах погрешности эксперимента практически не влияет на фактор интенсификации теплообмена. Для схемы с одним завихрителем и открытым выходом для относительного числа Нуссельта получена следующая зависимость:

$$\frac{Nu_d}{Nu_0} = 1 + 2.65 \exp\left(-\frac{x/d}{13}\right).$$

Обработка данных по теплообмену закрученного потока в цилиндрическом канале с одним завихрителем, показала, что величина фактора интенсификации теплообмена  $Nu_d/Nu_0$  не зависит от числа Рейнольдса, а определяется только интенсивностью закрутки потока.

Аппроксимацией экспериментальных данных получена зависимость отношения  $Nu_d/Nu_0$  от

$$\frac{Nu_d}{Nu_0} = 1 + 2 \operatorname{tg}\varphi_w^{1,6}.$$

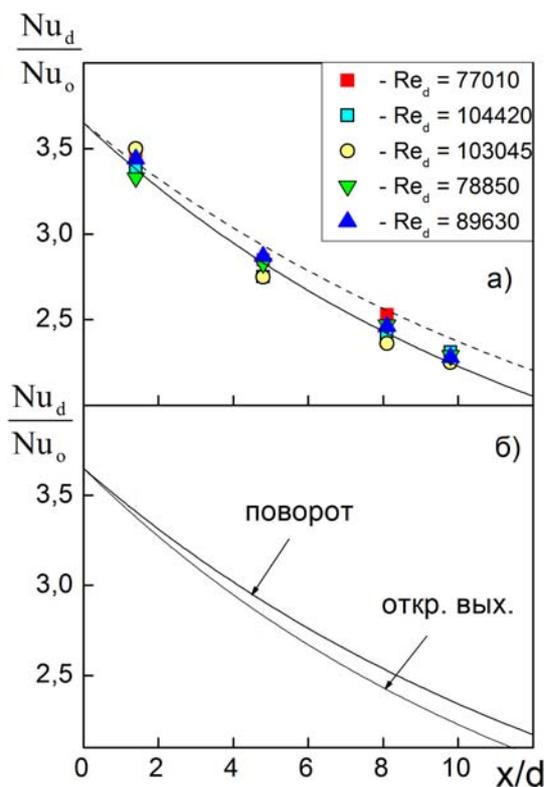


Рис. 6

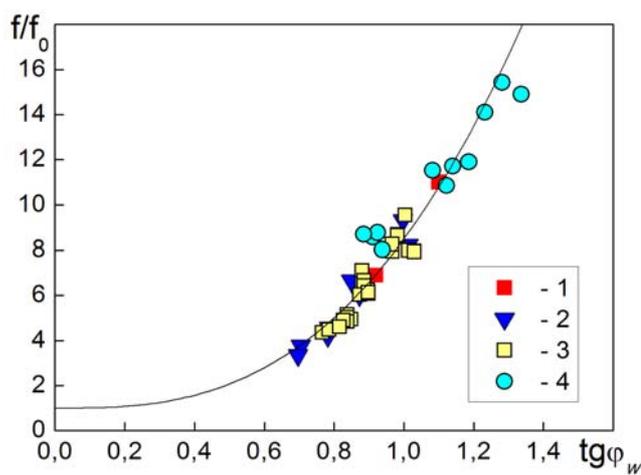


Рис. 7

Рис. 7 Фактор интенсификации теплообмена при различных числах Рейнольдса (схема с одним завихрителем). а – поворот потока; сплошная линия – аппроксимация опытных данных, пунктирная – данные Хэй, Вест (США); б – сравнение циклонных схем с открытым выходом и с поворотом потока.

Рис. 8 Фактор повышения сопротивления (схема с одним завихрителем). 1 – средние значения на длине канала, ширина щели  $b = 59$  мм и  $47$  мм; 2 – 4 – локальные значения. 2 – открытый выход,  $b = 59$  мм; 3 – поворот потока на выходе,  $b = 59$  мм; 4 – поворот потока на выходе  $b = 47$  мм.

Обработка данных по гидравлическому сопротивлению закрученного потока в цилиндрическом канале с одним завихрителем показала, что величина фактора повышения сопротивления  $f/f_0$  не зависит от числа Рейнольдса, а определяется только интенсивностью закрутки потока  $\operatorname{tg}\varphi_w$ . Аппроксимацией экспериментальных данных (рис. 8) получена зависимость отношения  $f/f_0$  от

$$\frac{f}{f_0} = 1 + 7,5 \operatorname{tg}\varphi_w^{3,0}.$$

На рис. 9 показана зависимость фактора аналогии Рейнольдса от фактора повышения сопротивления для различных схем наклонно-тангенциальной закрутки потока. Экспериментальные

данные (с учетом и без учета сопротивления завихрителя и теплообмена в области завихрителя) располагаются в области между двумя предельными линиями 3 и 4. Для сравнения на рис. 9 приведены опытные данные для круглого канала с микроребрами оптимальной конфигурации [9] при  $Re_d = 100\ 000$ . Эти результаты располагаются практически на одной линии с данными для закрученного потока с учетом сопротивления и теплообмена в области завихрителя, т.е. имеют примерно одинаковую теплогидравлическую эффективность.

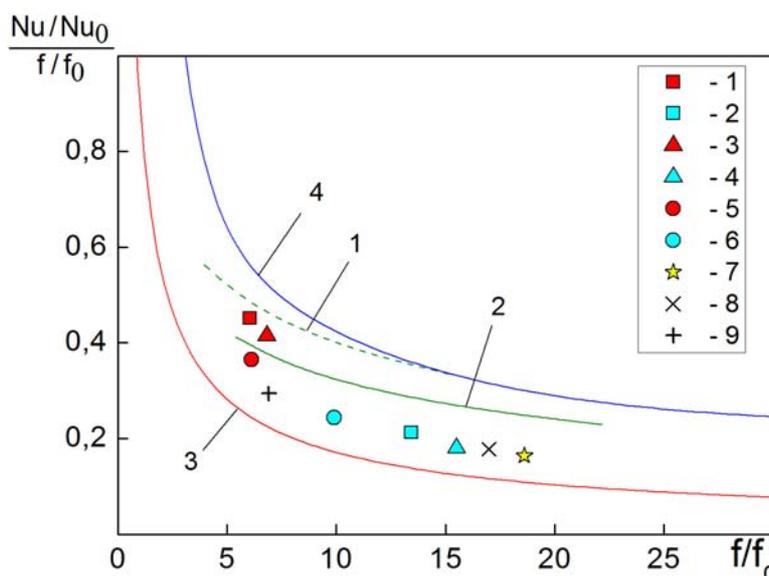


Рис. 9 Фактор аналогии Рейнольдса как функция фактора повышения сопротивления [1].

Линии: 1, 2 – закрученный поток в трубе с открытым и тангенциальным выходом. 3 – прямые ребра при высоких числах Рейнольдса. 4 – сферические углубления при низких числах Рейнольдса.

Символы: 1 - 6 : схемы, исследованные в ИТТФ НАНУ. 1, 2 : один завихритель и открытый выход потока без учета и с учетом сопротивления и теплообмена завихрителя. 3, 4 : один завихритель и поворот потока на выходе без учета и с учетом сопротивления и теплообмена завихрителя. 5, 6 : два завихрителя и поворот потока на выходе без учета и с учетом сопротивления и теплообмена завихрителя № 1.

Символы 7 – 9: микроорезрение различной конфигурации [9]; 7 : сплошные V-образные ребра, 8 : прерывистые V-образные ребра; 9 : сплошные наклонные ребра.

Опубликованные в настоящее время результаты демонстрируют высокий теплофизический потенциал концепции закрученного потока при создании систем внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин. Прежде всего, высокий уровень теплообмена позволяет расширить температурный предел функционирования внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин. Кроме высокого уровня теплообмена концепция закрученного потока имеет несколько других важных преимуществ. Так как центробежные силы вытесняют нагретый охладитель в ядро потока, то в охлаждающем канале наблюдается постоянное «обновление» охладителя около поверхности. Вследствие увеличения

статического давления на внутренней поверхности охлаждающего канала при закрутке потока следует ожидать улучшения эффективности пленочного охлаждения внешней поверхности. Вращение лопатки не уменьшает эффективности циклонного охлаждения, а элементы системы охлаждения полностью воспринимают центробежную нагрузку при вращении [1]. Важной особенностью циклонного охлаждения является относительная технологическая простота изготовления лопаток и возможность избежать изготовления каналов охлаждения малого диаметра и ребер малой высоты, склонных к засорению.

### Внутреннее охлаждение микроорребрением

В настоящее время микроорребрение (рис. 10) является одним из наиболее распространенных методов интенсификации теплообмена в каналах лопаток высокотемпературных газовых турбин. Применение микроребер высотой 0,05 до 0,20 от гидравлического диаметра канала обеспечивает высокую интенсификацию теплообмена за счет периодического разрушения пограничного слоя и турбулизации потока у поверхности канала.

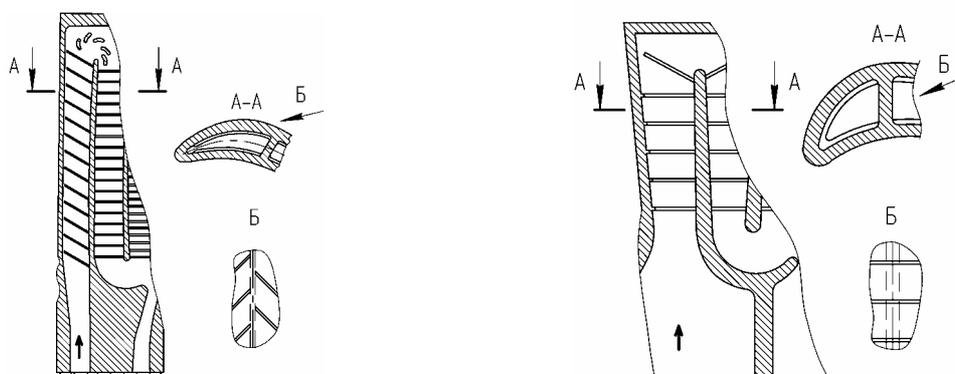


Рис. 10 Схемы микроорребрения внутренних каналов охлаждения входной кромки [9]

В ИТТФ НАНУ совместно с ГП НПКГ «Зоря»-Машпроект» выполнена большая программа исследования различных конфигураций микроорребрения характерных для внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин (рис. 11). Характерной особенностью исследования является использование формы поперечного сечения канала охлаждения, которая соответствует реальной конструкции лопаток газовых турбин (треугольник со скругленной вершиной, рис. 11). В качестве базовых приняты следующие параметры поперечного сечения (рис. 12):  $\gamma = 30^{\circ}$ ,  $R/D = 0,3$ ,  $\beta = 0^{\circ}$ . Параметры орребрения

(рис. 12) выбраны близкими к оптимальным для наклонных ребер:  $e/D = 0,10$ ;  $p/e = 10$ ;  $\alpha = 45^\circ$ . Изучен локальный и средний теплообмен, осредненная и вихревая структура потока, гидравлическое сопротивление, а также теплогидравлическая эффективность [9 – 11].

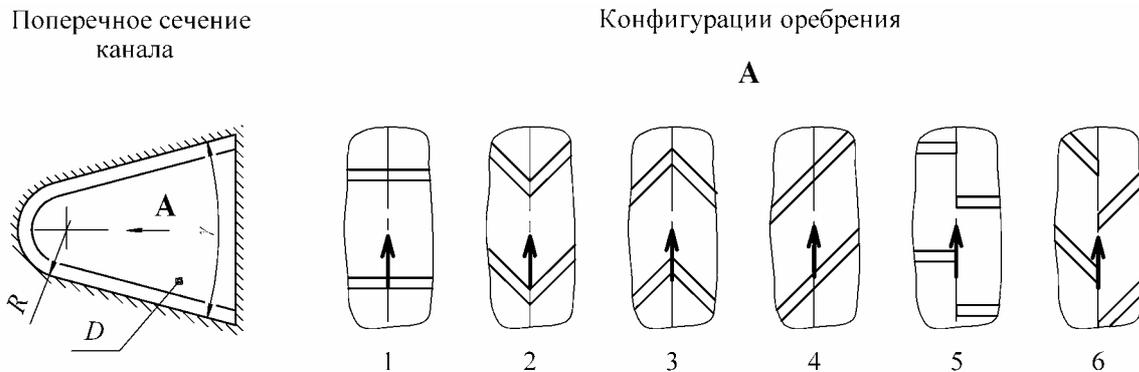


Рис. 11 Исследованные конфигурации микрооробрения. 1 – нормальные ребра. 2 – V-образные ребра. 3 –  $\Lambda$ -образные ребра. 4 – винтовые ребра. 5 – нормальные прерывистые ребра. 6 – V-образные прерывистые ребра.

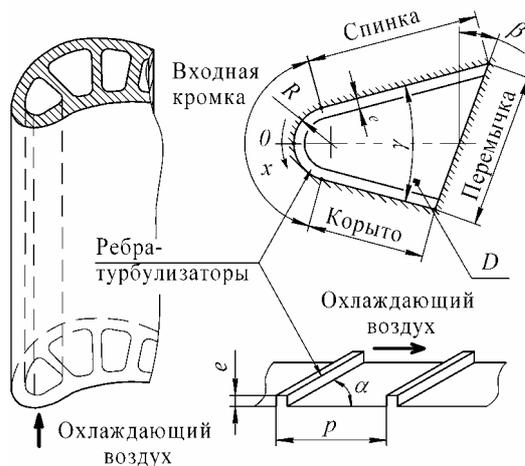


Рис. 12 Внутренний канал охлаждения лопатки газовой турбины с микрооробрением

Распределение изолиний относительного числа Нуссельта ( $Nu/Nu_0$ ) на участке канала между микроребрами дается на рис. 13. Влияние конфигурации оребрения на распределение осредненного в осевом направлении теплообмена по контуру поперечного сечения канала (вдоль координаты  $x$ , отнесенной к радиусу входной кромки  $R$ , рис. 12) для сплошных и прерывистых ребер приведено на рис. 14. Результаты расчета среднего теплообмена ( $Nu/Nu_0$ ) на характерных участках канала и в канале в целом, а также относительных коэффициентов трения ( $f/f_0$ ) в каналах с различной конфигурацией микрооробрения представлены в таблице 1.

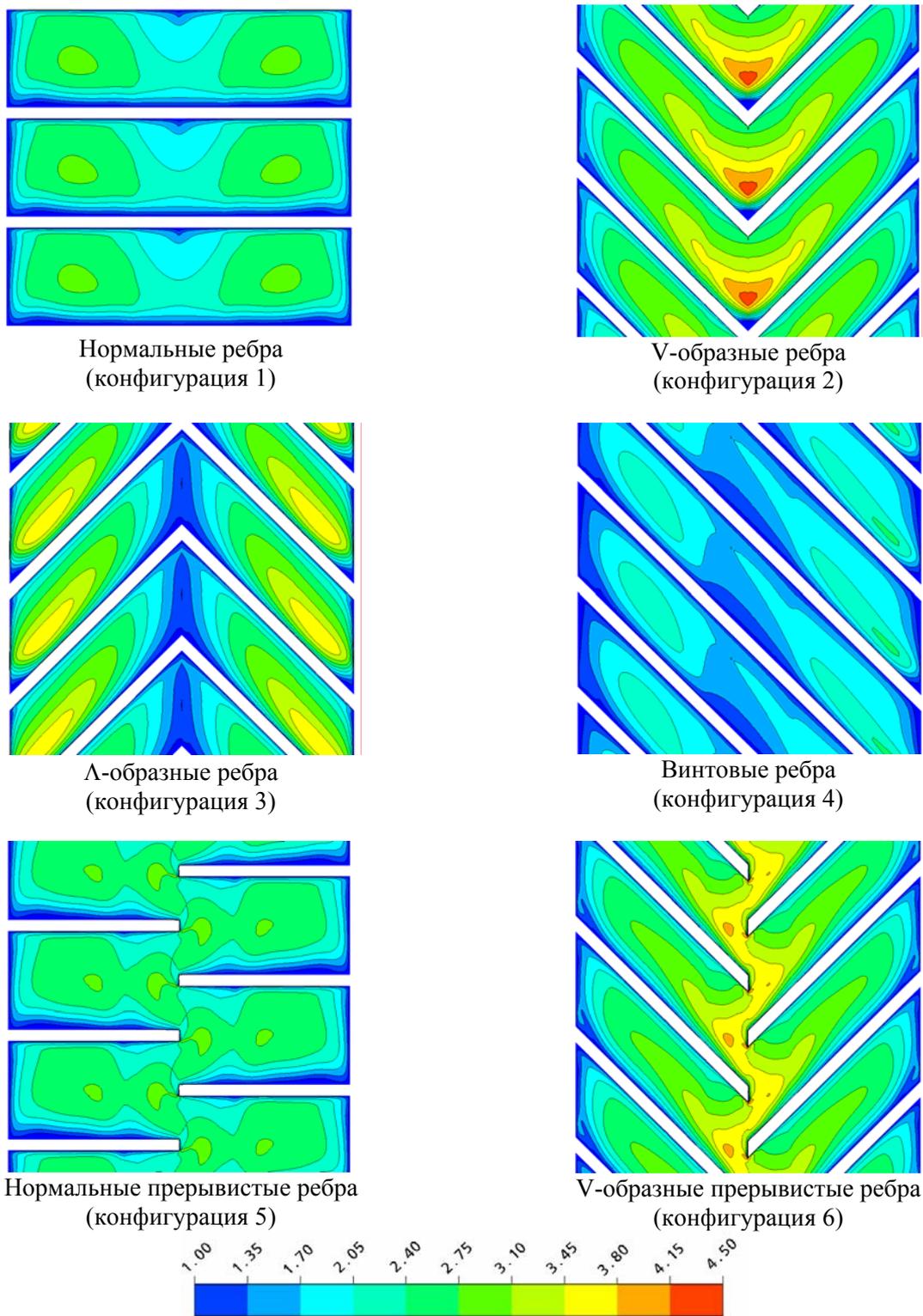


Рис. 13 Изолинии относительного локального теплообмена ( $Nu/Nu_0$ ) для различных конфигураций микрооредрения.

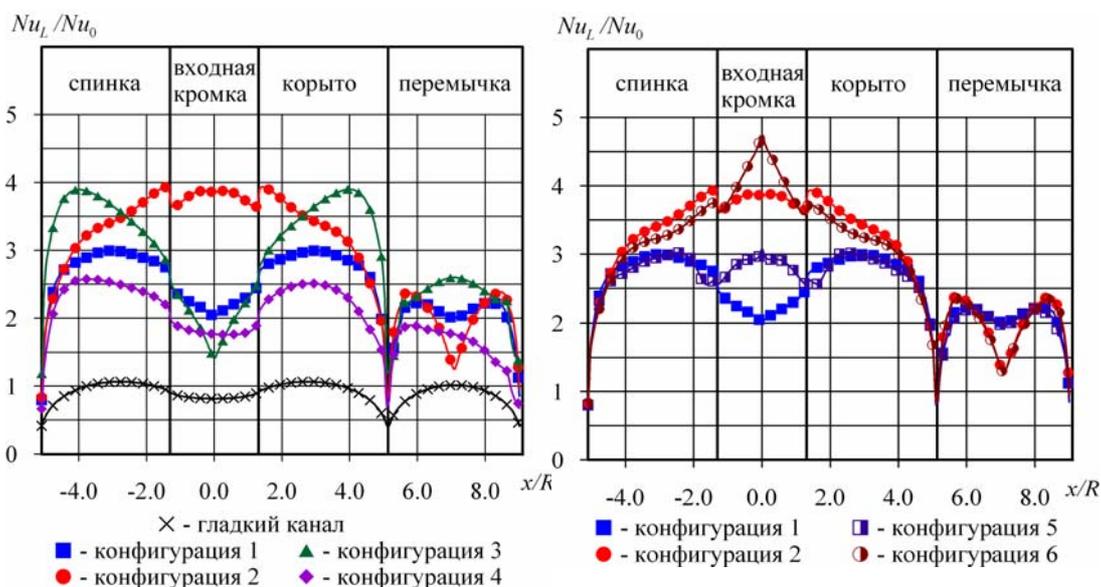


Рис. 14 Теплообмен по контуру канала с микроорбрением: **а**: сплошные ребра; **б**: сплошные и прерывистые ребра (сравнение)

Таблица 1. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в канале для различных конфигураций микроорбрения

| Вариант канала | Nu/Nu <sub>0</sub>  |                 |           |                           | f/f <sub>0</sub> |
|----------------|---------------------|-----------------|-----------|---------------------------|------------------|
|                | Средний на участках |                 |           | Среднее значение в канале |                  |
|                | Входная кромка      | Спинка и корыто | Перемычка |                           |                  |
| Гладкий канал  | 0,84                | 0,95            | 0,86      | 0,91                      | 0,97             |
| Конфигурация 1 | 2,21                | 2,76            | 2,03      | 2,46                      | 19,11            |
| Конфигурация 2 | 3,70                | 3,17            | 1,98      | 2,94                      | 18,72            |
| Конфигурация 3 | 1,96                | 3,40            | 2,28      | 2,83                      | 18,61            |
| Конфигурация 4 | 1,78                | 2,26            | 1,59      | 1,99                      | 6,92             |
| Конфигурация 5 | 2,80                | 2,70            | 1,99      | 2,53                      | 19,21            |
| Конфигурация 6 | 4,02                | 3,02            | 1,95      | 2,92                      | 17,11            |

Анализ представленных выше результатов позволяет сделать следующие выводы. Конфигурация орбрения существенно влияет на вихревую структуру потока, локальный и средний теплообмен в канале, потери давления. Наибольшее увеличение теплообмена в районе входной кромки демонстрируют сплошные и прерывистые V-образные ребра, обеспечивающие подмешивание более холодного воздуха из ядра потока в область входной кромки (рис. 16) и начало формирования в этом месте пограничного слоя.

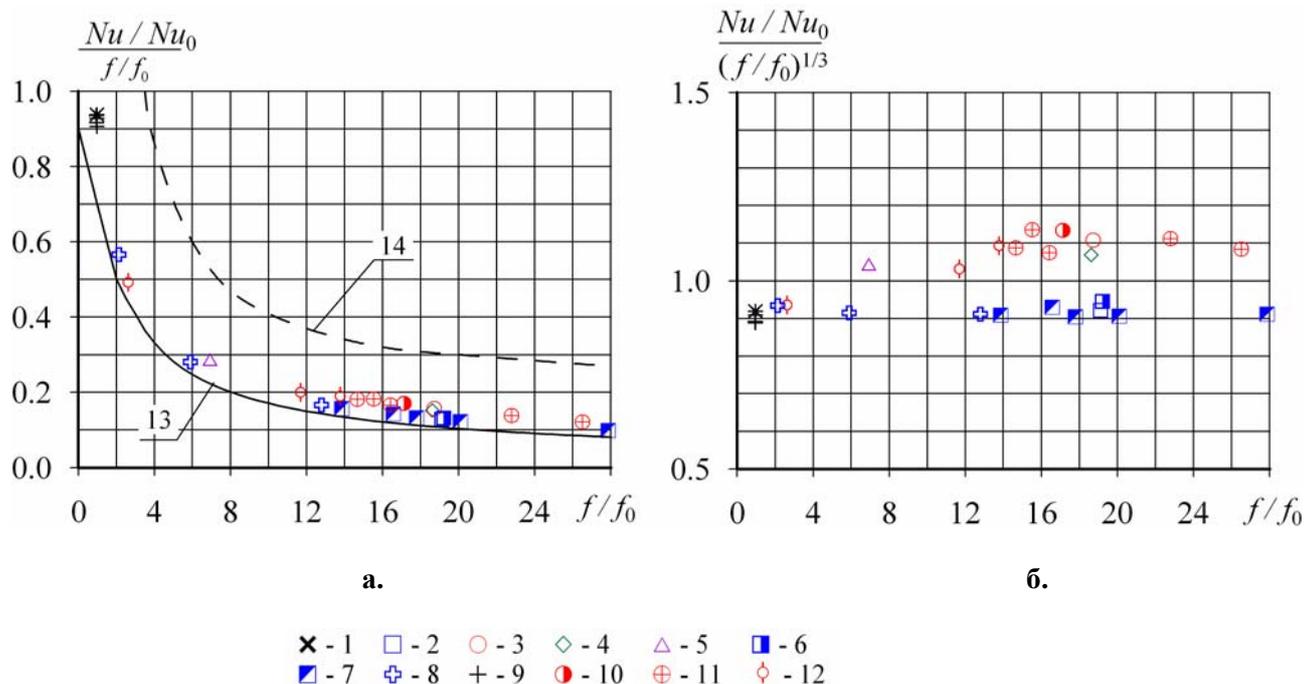


Рис. 15 Фактор аналогии Рейнольдса (а) и коэффициент теплогидравлической эффективности (б) для исследованных конфигураций микрооробрения:

1 – гладкий канал, 2 – нормальные ребра, 3 – V-образные ребра, 4 – Λ-образные ребра, 5 – винтовые ребра, 6 – нормальные прерывистые ребра, 7 – нормальные ребра при различной форме поперечного сечения, 8 – нормальные ребра при частичном оребрении, 9 – гладкий канал при различной форме поперечного сечения, 10 – V-образные прерывистые ребра, 11 – V-образные ребра при различной форме поперечного сечения, 12 – V-образные ребра при частичном оребрении, 13 – поверхность с поверхностным оребрением при больших числах Рейнольдса, 14 – поверхность со сферическими углублениями при малых числах Рейнольдса.



Рис. 16 Структура вторичных течений в каналах со сплошными ребрами

Уменьшение угла заострения канала  $\gamma$  с  $60^\circ$  до  $10^\circ$  (рис. 11) и уменьшение относительного радиуса входной кромки  $R/D$  с 0,50 до 0,15 приводят к увеличению среднего теплообмена в канале соответственно на 27 и 4 %. При  $R/D = 0,15$  на входной кромке отмечен наименьший уровень интенсификации теплообмена ( $Nu/Nu_0 = 1,53$  для нормальных ребер). Применение сплошного и

прерывистого V-образного оребрения обеспечивает минимальные значения температуры и температурной неравномерности на участке входной кромки лопатки, как при равенстве чисел Рейнольдса, так и при равенстве потерь давления в канале.

Применение микрооребрения в канале охлаждения входной кромки для используемых на практике вариантов характеризуется широким диапазоном приведенного коэффициента трения (от 2,1 до 27,9) и фактора аналогии Рейнольдса (рис. 15.а). Наибольшие значения фактора аналогии Рейнольдса получены для случая оребрения только участка входной кромки. При этом микрооребрение канала и внутреннее циклонное охлаждение лопатки (рис. 9) характеризуются общей закономерностью. Коэффициент теплогидравлической эффективности канала (рис. 15.б) определяется, главным образом, конфигурацией оребрения и слабо зависит от формы канала и длины оребренного участка. Для большинства исследованных вариантов с нормальным оребрением коэффициент теплогидравлической эффективности близок к 0,90, а для каналов с V-образным оребрением – к 1,1.

В целом, микрооребрение канала охлаждения входной кромки имеет теплогидравлические характеристики близкие к другим методам интенсификации теплообмена, которые используются в современных и перспективных системах охлаждения лопаток газовых турбин. Однако микрооребрение позволяет получить более интенсивный локальный теплообмен, превышающий среднее значение почти на 70 % на наиболее термически нагруженных участках канала.

Более подробное исследование V-образного оребрения показало, что частичное оребрение боковых стенок канала (уменьшение  $\bar{L}_R$  с 0,72 до 0,45), при сохранении оребрения на входной кромке канала, позволяет уменьшить гидравлическое сопротивление канала на 37% при незначительном снижении интенсивности теплообмена на участке входной кромки (менее 8 %). Вращение канала в диапазоне числа вращения  $Ro$  от 0,05 до 0,10 несущественно влияет на средний теплообмен в канале с V-образными ребрами, но оказывает влияние на локальные характеристики. Реальное распределение температуры стеки канала несущественно влияет на теплообмен V-образных ребер, однако для нормальных ребер это влияние проявляется достаточно заметно. Средний теплообмен на участке входной кромки в случае реального распределения температуры стенки почти на 10% меньше, чем в случае равномерной температуры стенки.

## Осциллирующее пленочное охлаждение

Пленочное охлаждение остается основным методом защиты поверхностей лопаток газовых турбин от воздействия высокой температуры газа, при этом чаще всего используются двух- трех- и многорядные системы отверстий (рис. 17.а). Однако с ростом температуры потребный расход охладителя существенно возрастает и после определенного значения термодинамические и газодинамические потери за счет охлаждения могут даже превысить достигаемый полезный эффект. В связи с этим значительный интерес представляют новые технические решения, которые наряду с высокой эффективностью пленочного охлаждения характеризуются приемлемым расходом охладителя и более простой технологией изготовления по сравнению с фасонными отверстиями, используемыми в настоящее время. Одним из таких направлений является выпуск охладителя в поверхностные углубления различного типа в форме двухмерной траншеи, «кратера» или сферического сегмента. В ИТТФ НАН Украины выполнен цикл исследований осциллирующего пленочного охлаждения за одно- и двухрядной системой традиционных наклонных отверстий (рис. 17.а) и системой наклонных отверстий, расположенных в сферических углублениях (рис. 17.б) или «кратере» (рис. 24).

В системе *сферических углублений* диаметр углубления  $D$  составлял 8 мм, глубина  $h$  - 4 мм ( $h/D = 0,50$ ), диаметр отверстий  $d$  - 3,2 мм, поперечный шаг углублений (отверстий)  $t$  - 16 мм ( $t/d = 5$ ), продольный  $t_1$  - 8 мм ( $t_1/d = 2,5$ ). Нижняя линия проекции отверстия на плоскость  $XU$  проходила через край углубления, угол  $\alpha$  наклона осей отверстий к поверхности пластины был постоянным и составлял  $30^\circ$ . Дополнительные эксперименты проводились с однорядной системой углублений, для этого отверстия и углубления первого ряда (вверх по потоку) замазывались акриловой шпаклевкой. Для исследования эффективности пленочного охлаждения выбрано обратное направление теплового потока: основной поток - холодный, а охладитель - горячий.

Параметры экспериментов были следующими: скорость основного потока 33...34 м/с, которая выбиралась из расчета гарантированного обеспечения режима осциллирования вихря в сферическом углублении [1]. Температура основного потока воздуха изменялась от 15 до  $20^\circ\text{C}$ , вдуваемого потока - от 50 до  $70^\circ\text{C}$ ; отношение плотностей вдуваемого и основного потока составляло 0,85...0,9; параметр вдува  $m$  изменялся от 0,5 до 2,5, число Рейнольдса  $Re_d$  по эквивалентному диаметру канала

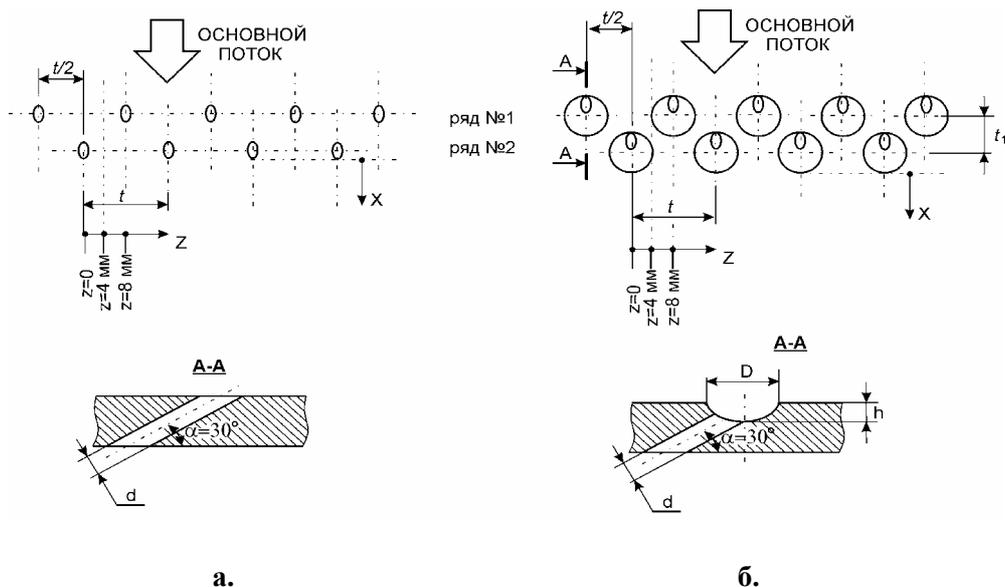


Рис. 17 Традиционное (а) и осциллирующее (б) пленочное охлаждение.

и скорости основного потока было постоянным и составляло 125 000. Тестовые эксперименты показали, что поток перед системой двухрядных углублений был турбулентный.

На рис. 18 показано продольное распределение осредненной по ширине адиабатической пластины эффективности пленочного охлаждения для двухрядной системы традиционных наклонных отверстий и отверстий в сферических углублениях. Как следует, эффективность охлаждения для схемы с отверстиями в углублениях существенно (при больших параметрах вдува на начальном участке в 2 раза) превышает эффективность для схемы наклонных отверстий без углублений. Основной причиной увеличения эффективности является тот факт, что сразу после выхода из отверстия вторичная струя «размывается», поперечное распределение охладителя в углублении снижает его скорость, и даже при больших параметрах вдува  $m$  не происходит отрыва потока от поверхности.

На рис. 19 приведено распределение эффективности пленочного охлаждения в поперечном направлении (поперек пластины) при различных значениях  $x/d$  (расстояние от системы углублений в продольном направлении) для двухрядной системы отверстий и системы отверстий в углублениях. Как следует, для системы отверстий в углублениях поперечное распределение эффективности охлаждения более равномерное, особенно на начальном участке ( $x/d = 3,4$ ).

На рис. 20 показана зависимость эффективности пленочного охлаждения на линии, проходящей через центр сферического углубления ( $z = 0$ ; рис. 17) от параметра вдува за одно- и двухрядной конфигурацией углублений с отверстиями. Как видно из рисунка, для однорядной конфигурации при  $x/d = 1,7$  зависимость имеет максимум при  $m \approx 0,9$ , а при дальнейшем увеличении продольной координаты эффективность слабо изменяется с ростом параметра вдува. Для двухрядной

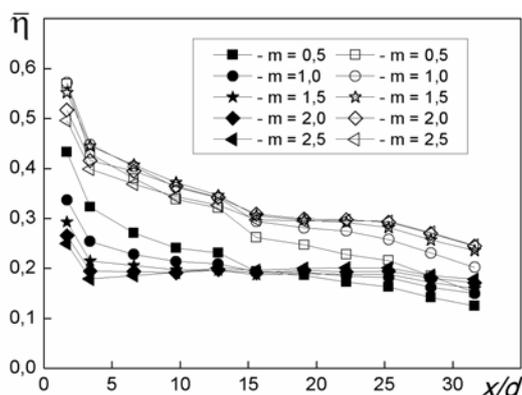


Рис. 18

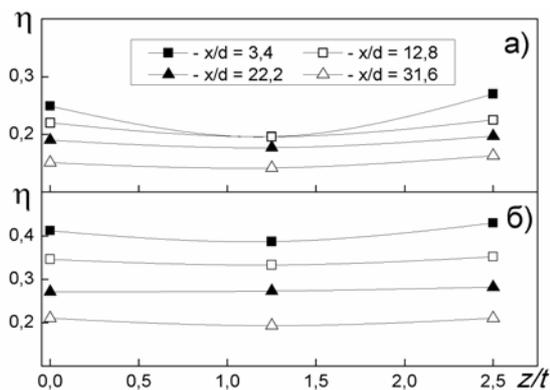


Рис. 19

Рис. 18 Средняя по ширине пластины эффективность пленочного охлаждения пластины для однорядной системы отверстий. Закрытые символы – система наклонных отверстий; открытые символы – наклонные отверстия в сферических углублениях.

Рис. 19 Средняя по ширине пластины эффективность пленочного охлаждения для двухрядной системы отверстий. Закрытые символы – система наклонных отверстий; открытые символы – наклонные отверстия в сферических углублениях

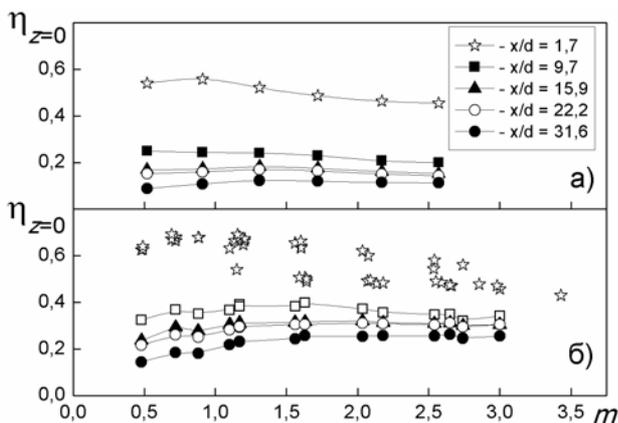


Рис. 20

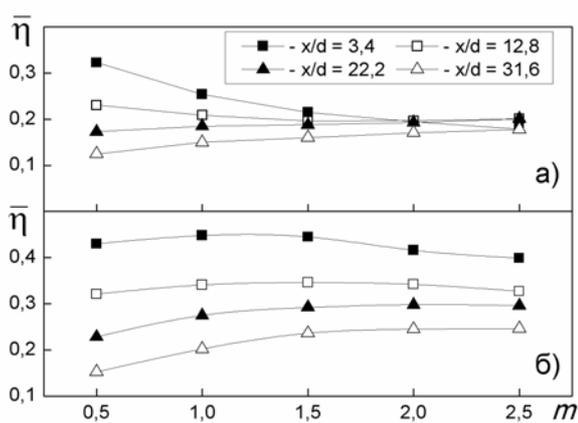


Рис. 21

Рис. 20 Эффективность пленочного охлаждения на линии, проходящей через центр отверстия. Отверстия в сферическом углублении: однорядная (а) и двухрядная (б) схемы.

Рис. 21 Средняя по ширине пластины эффективность пленочного охлаждения пластины для системы двухрядных отверстий (а) и системы отверстий в углублениях (б).

конфигурации углублений на начальном участке имеет место расслоение опытных данных (примерно на 30%), что может свидетельствовать о неустойчивости потока, вызванной влиянием первого ряда, поскольку в однорядной системе этого расслоения нет. В дальнейшем это расслоение исчезает и кривые становятся плавными с максимумом при  $m \approx 1,0 \dots 1,5$ .

На рис. 21 показана зависимость средней по ширине эффективности пленочного охлаждения от параметра вдува для традиционной двухрядной системы отверстий и системы отверстий в сферических углублениях. Как видно из рисунка, для схемы без углублений по мере увеличения продольной координаты зависимость изменяется от возрастающей до убывающей, а для конфигурации с отверстиями в углублениях на начальном участке зависимость имеет максимум при  $m \approx 1,5$ , затем она становится более полой и при дальнейшем увеличении продольной координаты имеет возрастающий характер.

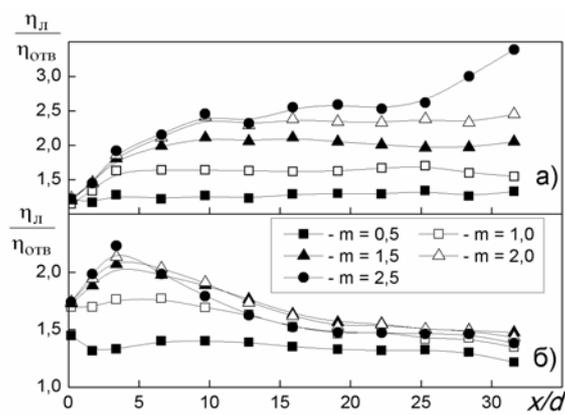


Рис. 22

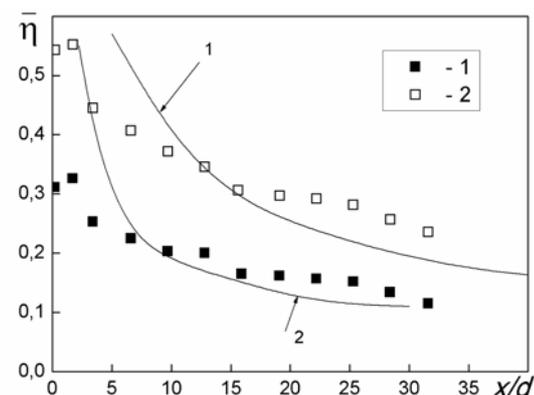


Рис. 23

Рис. 22 Отношение эффективности пленочного охлаждения для системы отверстий в углублениях и без углублений. а, б – однорядная и двухрядная системы.

Рис. 23 Средняя по ширине пластины эффективность пленочного охлаждения пластины при  $m = 1,5$ . Символы – данные настоящей работы для системы отверстий в углублениях: 1, 2 – соответственно однорядная и двухрядная конфигурации. Линии: 1 – отверстия «веерной» формы с расширением в вертикальной плоскости; 2 – траншейная конфигурация цилиндрических отверстий, относительный поперечный шаг  $t/d = 3$ .

На рис. 22 показано сравнение эффективности охлаждения за системой одно- и двухрядных отверстий в углублениях и без углублений. Как видно из рисунка, за однорядной конфигурацией эффективность пленочного охлаждения возрастает по длине пластины при увеличении параметра вдува. За двухрядной конфигурацией наибольший эффект (порядка 2) достигается на начальном

участке при  $m > 1,5$ ; при дальнейшем увеличении продольной координаты отношение  $\eta_{л}/\eta_{отв}$  изменяется слабо и составляет 1,3...1,6 при  $m > 1,5$ .

На рис. 23 показано сравнение исследованных вариантов пленочного охлаждения с отверстиями в сферических углублениях с рассмотренными выше перспективными способами пленочного охлаждения. Как видно из рисунка, однорядная схема по величине эффективности близка к траншейному способу охлаждения, а двухрядная – к профилированным отверстиям «веерной» формы - наилучшей на сегодня схеме пленочного охлаждения с помощью наклонных отверстий.

Выполненные исследования показали, что внешняя турбулентность потока ( $Tu = 7\%$ ) при пленочном охлаждении пластины двухрядной системой отверстий в сферических углублениях незначительно влияет на эффективность пленочного охлаждения. Снижение эффективности на начальном участке ( $x/d < 15$ ) при  $m > 1,5$  составляет около 8%. Ускорение потока при тех же условиях в диапазоне изменения параметра ускорения  $10^{-6} < K < 2,5 \cdot 10^{-6}$  снижает эффективность пленочного охлаждения на 5...7%.

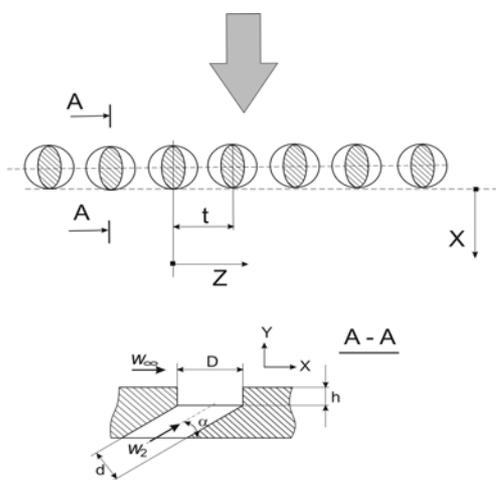


Рис. 24

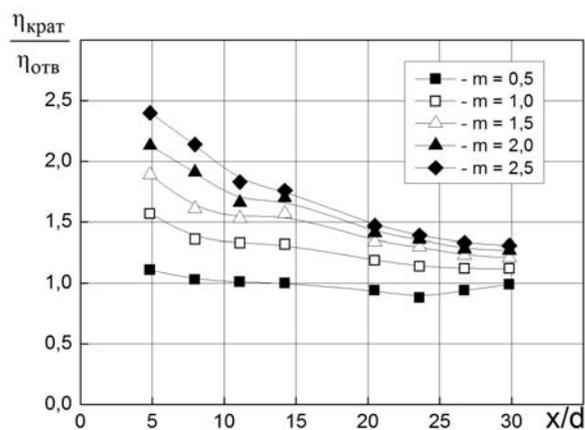


Рис. 25

Рис. 24 Схема однорядной системы отверстий в «кратерах».

Рис.2.4 Продольное распределение отношения эффективности пленочного охлаждения однорядной системы отверстий в «кратерах» и отверстий без «кратеров» при различных параметрах ддува

Для исследования влияния формы углубления на эффективность пленочного охлаждения были выполнены эксперименты с однорядной системой наклонных отверстий и системой отверстий в *круглых «кратерах»* (рис. 24). Диаметр отверстия  $d$  составлял 3,2 мм, диаметр «кратера»  $D = 6,5$  мм,

высота «кратера»  $h = 2,5$  мм ( $h/d \approx 0,8$ ), поперечный шаг углублений (отверстий)  $t = 10$  мм ( $t/d \approx 3$ ). Здесь продольное расстояние  $x$  отсчитывается от «среза» углубления или от среза отверстия (для конфигурации отверстий без «кратеров»).

На рис. 25 приведено продольное распределение отношения эффективности пленочного охлаждения за однорядной системой отверстий в «кратерах» и за однорядной системой отверстий без «кратеров» при различных параметрах вдува. Как видно из рисунка, эффективность пленочного охлаждения за однорядной системой «кратеров» существенно превышает эффективность охлаждения за однорядной системой наклонных отверстий без «кратеров». При увеличении продольной координаты  $x$  отношение  $\eta_{\text{крат}} / \eta_{\text{отв.}}$  постепенно снижается. Исследование показало, что поперечное распределение охладителя за системой отверстий в «кратерах» более равномерное, чем за системой отверстий без «кратеров».

### **Заключение**

Результаты выполненных исследований могут быть использованы при разработке и совершенствовании систем охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин для авиации, судостроения, энергетики и механического привода на газопроводах.

### **Благодарность**

Автор выражает благодарность сотрудникам ИТТФ НАН Украины к.т.н. Борису И.И., к.т.н. Северину С.Д., к.т.н. Шевцову С.В., к.т.н. Коваленко А.С., а также сотрудникам ГП НПКГ «Зоря»-Машпроект» к.т.н. Дашевскому Ю.Я. и вед. инж. Письменному Д.Н. за подготовку материалов совместных публикаций для настоящего доклада.

### **Литература**

- [1] Халатов А.А., Романов В.В., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Северин С.Д. (2010) Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Том 9: Теплообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин. ИТТФ НАН Украины, Киев.
- [2] Нагога Г.П. (1996) Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин. Московский авиационный институт, Москва.
- [3] Khalatov A., Syred N., Bowen P. & Al-Ajmi R. Enhanced Cyclone Cooling Technique for High Performance Gas Turbine Blades. Heat Transfer-2002. Proceedings of the 12th Intern. Heat Transfer Conference. Grenoble, France. 2002. p.p. 626-672.
- [4] Khalatov A., Syred N., Bowen P. & Al-Ajmi R. Quasi Two-Dimensional Cyclone-Jet Cooling Configuration: Evaluation of Heat Transfer and Pressure Losses. ASME Paper № GT2000-230. 2000.
- [5] Khalatov A., Syred N., Bowen P., et al. Innovative Cyclone Cooling Scheme for Gas Turbine Blade: Thermal-Hydraulic Performance Evaluation. ASME Paper № GT2000-237. 2000.
- [6] Khalatov A. & Lam K. CFD Simulation on the Cyclone Cooling System of the Turbine Blade.- Cardiff University Report. 1998. № 1328. United Kingdom. 45p.
- [7] Khalatov A., Smith A., Syred N. & Bowen P. A CFD Study into the Flow Pattern in a Double Overlapped Cyclone Cooling Configuration. Промышленная теплотехника. 2002. Том 24. № 5. С.34-45.
- [8] Al-Ajmi R., Syred N., Bowen P. & Khalatov A.A. Evaluation of Vortex Cooling System for Turbine Blade. 1998 Proceedings of FEDSM'98. ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting. Paper № FEDSM'98-4996.

[9] Дашевский Ю.Я., Письменный Д.Н., Халатов А.А. Влияние конфигурации ребер-турбулизаторов на теплообмен и потери давления в охлаждаемом канале входной кромки лопатки/ Промышленная теплотехника. 2010. Том 32. №4. С.54–62.

[10] Письменный Д.Н. CFD-расчет теплоотдачи и потерь давления в канале с ребрами-турбулизаторами. Вісник двигунобудування. 2009. №3. С.82–87.

[11] Халатов А.А., Романов В.В., Дашевский Ю.Я., Письменный Д.Н. Тенденции развития систем охлаждения лопаток высокотемпературных энергетических ГТД. ч. 2. Перспективные схемы охлаждения. Промышленная теплотехника. 2010. Том 32. № 2. С.60–72.