

## Гидравлические характеристики оребренных каналов в системах охлаждения элементов турбомашин. Современное состояние и пути развития

Инженерный вестник # 02, февраль 2014

УДК: 536.24

авторы: Байбузенко И. Н., Иванов В. Л.

igor.msk85@gmail.com  
МГТУ им. Н.Э. Баумана.

### 1. Актуальность проблемы

В настоящее время максимальное применение для охлаждения лопаточных аппаратов первых ступеней современных газотурбинных двигателей и установок находят конвективно-пленочных систем охлаждения. Статорные тепловые экраны (в том числе и первых ступеней), а также лопаточные аппараты менее нагруженных ступеней охлаждаются конвективно с последующим выпуском отработанного воздуха через выходную кромку лопаток, а также в осевые и радиальные зазоры между элементами горячего тракта. Такие системы доказали свою реализуемость, технологичность и надежность в эксплуатации, и в настоящее время их дальнейшее развитие и совершенствование является приоритетным направлением, наравне с разработкой альтернативных систем охлаждения. Идея совершенствования заключается в усложнении конструкции.

Для охлаждения деталей горячего тракта турбины может требоваться значительная доля от расхода воздуха за компрессором, что снижает мощность турбины и эффективность работы двигателя в целом. Основной целью развития технологии систем охлаждения является увеличение глубины охлаждения при минимальном негативном эффекте на термодинамическую эффективность двигателя. Основным требованием при разработке систем охлаждения является обеспечить необходимый уровень температур металла.

На **Рис. 1** [1] показана количественная взаимосвязь между необходимым расходом охлаждающего воздуха и температурой газа при различных степенях повышения давления для одновальной газотурбинной установки при охлаждении

первых трех венцов турбины. Для температуры газа на входе в турбину  $T_{\text{газа}} = 1500^{\circ}\text{C}$  при степени повышения давления  $\pi_K = 20$  расход охлаждающего воздуха превышает 20% от общего расхода.

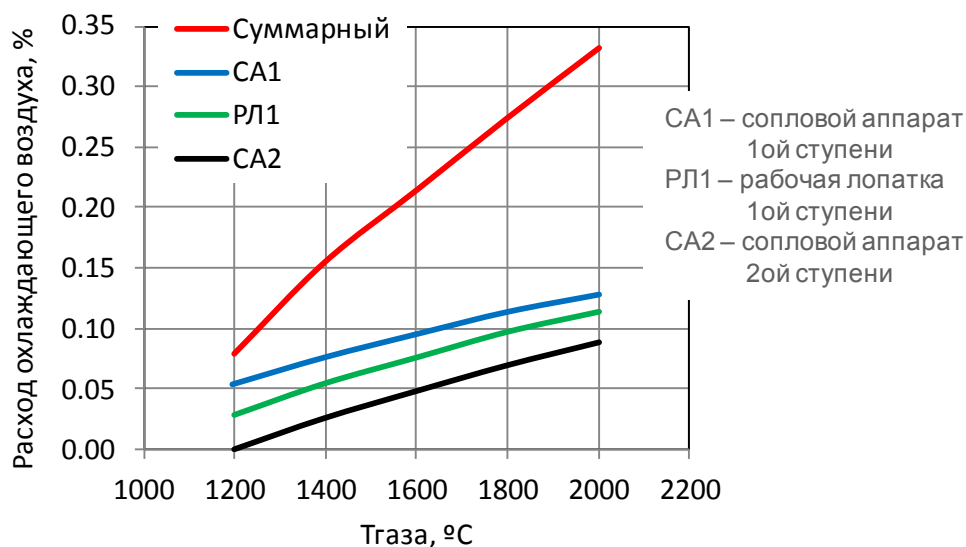


Рис. 1 - Расход охлаждающего воздуха в зависимости от температуры газа (при степени повышения давления  $\pi_K = 20$ ) [1]

Согласно данным [1] на Рис. 2 и Рис. 3 приведены результаты расчетов КПД двигателя в зависимости от температуры газа на входе в турбину при различных степенях повышения давления за компрессором  $\pi_K$  с учетом и без учета отбора воздуха на охлаждение соответственно. Данное сравнение показывает существенное влияние отбора воздуха на охлаждение на эффективность двигателя.

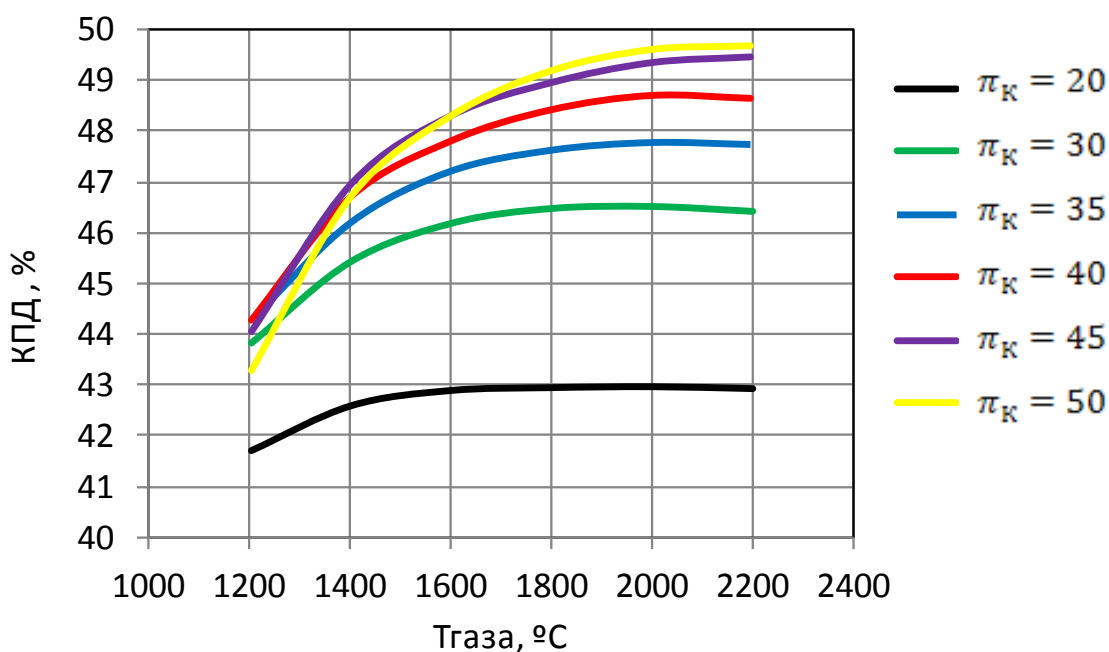


Рис. 2 - Зависимость КПД от температуры газа при различных степенях повышения давления (без учета отбора воздуха на охлаждение) [1]

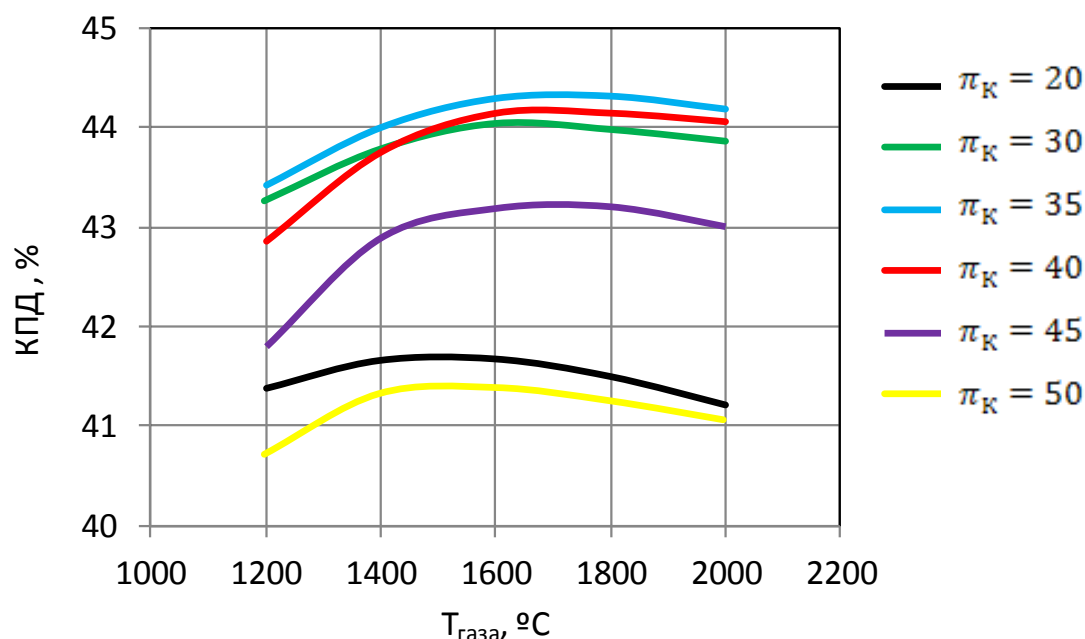


Рис. 3- Зависимость КПД от температуры газа при различных степенях повышения давления зависимость расхода охлаждающего воздуха в зависимости от температуры газа (с учетом отбора воздуха на охлаждение) [1]

Рис. 2 и Рис. 3 показывают, что КПД простого цикла лимитировано 44% при  $T_{\text{газа}} = 1750^\circ\text{C}$  и  $\pi_K = 35$ . Данное ограничение связано с тем, что увеличение температуры газа перед турбиной требует увеличения расхода охлаждающего воздуха, что в свою очередь приводит к снижению КПД цикла. Таким образом, без совершенствования систем охлаждения становится нецелесообразным повышение параметров цикла.

## 2. Внутренние оребренные каналы в системах охлаждения

На сегодняшний день одним из наиболее распространенных способов охлаждения является конвективное охлаждение при течении воздуха во внутренних каналах. На **Рис. 4** приведены примеры схем конвективного охлаждения рабочей лопатки при течении воздуха во внутренних каналах: для охлаждения входной кромки может применяться струйное натекание, средняя часть профиля лопатки охлаждается при течении воздуха в каналах по петлевой схеме, в канале выходной кромки теплообмен интенсифицируется с помощью штырьков.

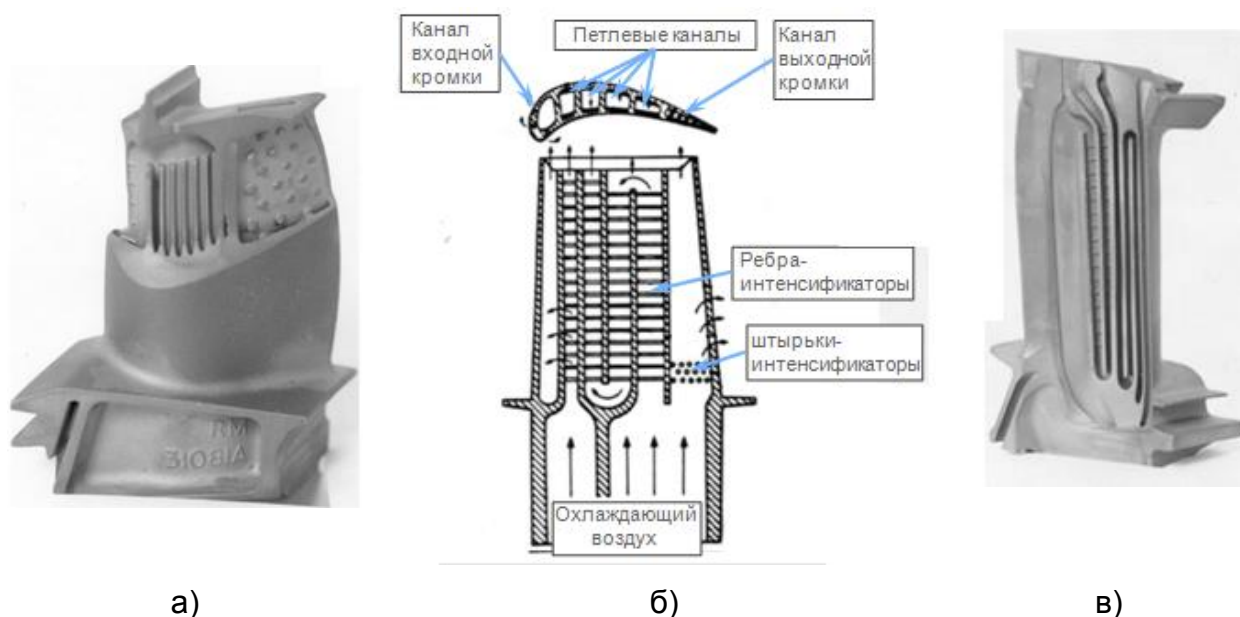


Рис. 4. Примеры схем конвективного охлаждения лопатки

Для интенсификации теплообмена во внутренних каналах широкое применение нашли периодически расположенные ребра различной конфигурации. Особенностью данного метода интенсификации теплообмена является воздействие на течение только в области пограничного слоя. Это позволяет минимизировать потери полного давления и обеспечить требуемую интенсификацию теплообмена. На Рис. 5 показан механизм процессов в отрывной зоне.

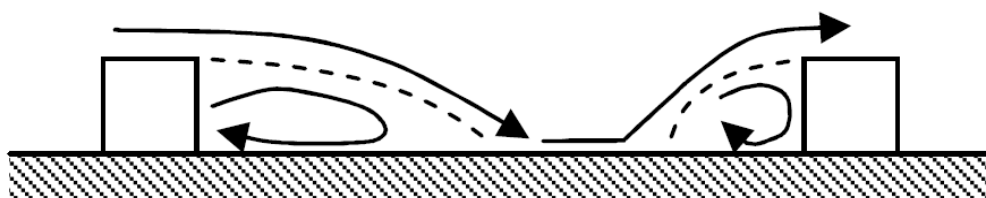


Рис. 5. Применение ребер для интенсификации теплообмена во внутренних каналах

Отрывная зона существенно влияет на интенсификацию теплообмена. При натекании воздуха на ребро происходит отрыв и образование области обратного течения за уступом, затем поток вновь присоединяется к стенке в области между ребрами и цикл повторяется на следующем ребре. Таким образом, за счет срыва пограничного слоя формируется периодическое течение на начальном участке, которое обеспечивает интенсификацию теплообмена.

### 3. Основные геометрические параметры оребрения и их влияние на интенсификацию теплообмена

Основные геометрические параметры ребер-интенсификаторов приведены на **Рис. 6**: высота ребра  $e$ , шаг между ребрами  $P$ , угол установки к потоку  $\alpha$ , соотношение сторон канала  $H/W$ , гидравлический диаметр канала  $D$ .

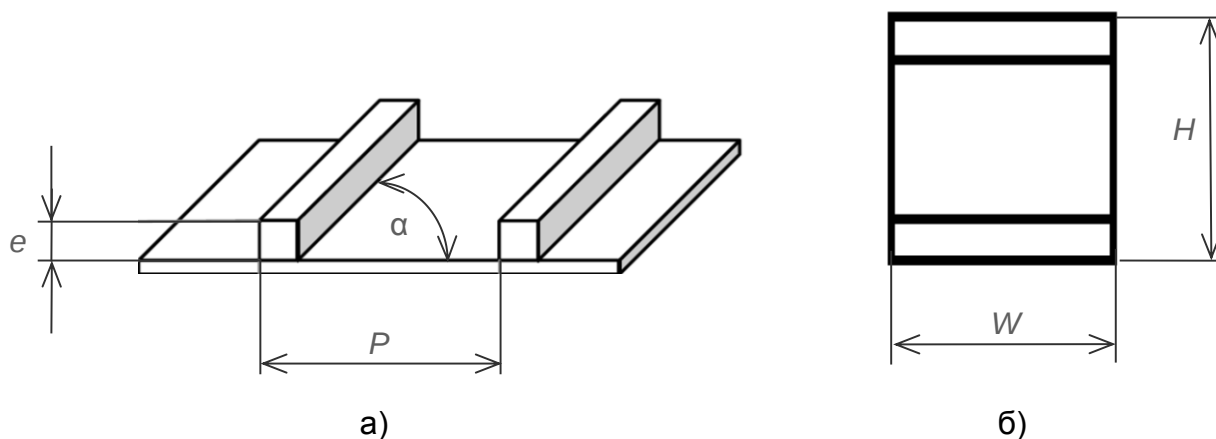


Рис. 6. Геометрические параметры ребер

Шаг  $P$ , отнесенный к высоте ребра  $e$ , является ключевым параметром, который определяет размер отрывной зоны. На сегодняшний день известно, что при относительном шаге  $P/e < 7$  в области между периодическими ребрами формируется только отрывная зона и недостаточно места для присоединения потока и формирования начального участка пограничного слоя (**Рис. 7**). Таким образом, при малых относительных шагах  $P/e < 7$  не обеспечивается интенсификация теплообмена.

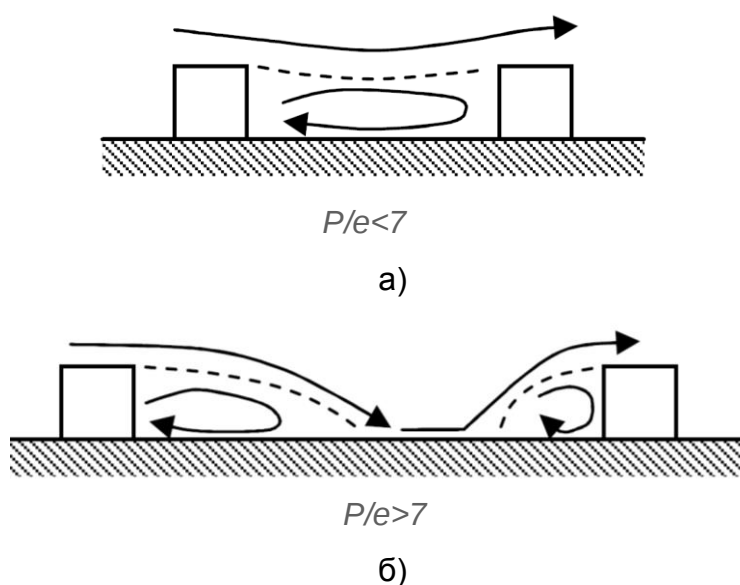


Рис. 7. Влияние шага на размер отрывной зоны

Также важным параметром является угол установки ребер к потоку  $\alpha$ . При  $\alpha = 90^\circ$  обеспечивается равномерная интенсификация теплообмена по всей ширине канала. Также находят применение схемы с углами установки отличными от  $90^\circ$ , а именно с углами  $\alpha = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$  (Рис. 8). В этом случае наблюдается неравномерная интенсификация теплообмена по ширине канала: между ребрами возникает продольное вторичное течение и максимальная интенсификация приходится на зону за входной кромкой ребра, где вторичное течение не оказывает сносящий эффект. В условиях неравномерной тепловой нагрузки со стороны горячего газа данную конфигурацию можно применить для выравнивания поля температур и тепловых напряжений.

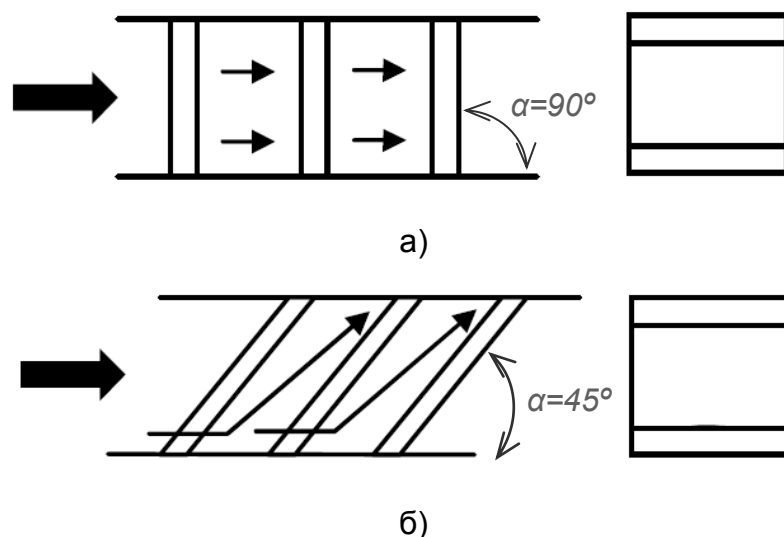


Рис. 8. Угол установки ребер к потоку  $\alpha$

#### 4. Методы расчета теплоотдачи для оребренных каналов. Критериальные зависимости

Из-за сложности структуры потока, расчет теплообмена в канале системы охлаждения представляет собой сложную задачу. Поэтому для определения значений коэффициентов теплоотдачи во внутренних каналах используют обобщенные экспериментальные критериальные зависимости для характерных интенсификаторов теплообмена. На сегодняшний день существует база экспериментальных данных.

В работах Хана и др. [3-7] обобщены критериальные зависимости для теплообмена и гидравлического сопротивления в оребренных каналах. Критериальная зависимость для теплообмена определяется как число Стантона и коэффициент гидравлического сопротивления в зависимости от числа

Рейнольдса  $Re$  и совокупности геометрических параметров: относительной высоты ( $e/D$ ) и шага оребрения ( $P/e$ ), соотношения ширины к длине канала ( $W/H$ ) и угла установки ребер  $\alpha$ . На **Рис. 9** и **Рис. 10** приведены критериальные зависимости для теплообмена и гидравлического сопротивления при развитом течении для оребренного канала при угле установки ребер равном  $90^\circ$ .

В качестве критериальной зависимости трения вводится функция  $R$  (уравнение (1)), которая для угла установки  $\alpha = 90^\circ$  определяется относительным шагом оребрения ( $P/e$ ) (**Рис. 10**). Зная параметр  $R$  и относительную высоту ребра ( $e/D$ ) из уравнения (2) можно определить коэффициент гидравлического сопротивления  $f$  для канала с четырехсторонним оребрением. Коэффициент гидравлического сопротивления для канала с двухсторонним оребрением  $\bar{f}$  определяется по  $f$  из уравнения (3), где  $f_s$  - коэффициент трения для канала с гладкими стенками, определяемый по уравнению Блазиуса для течения вдоль гладкой стенки.

В качестве критериальной зависимости теплообмена вводится параметр  $G$ , который для угла установки  $\alpha = 90^\circ$  с помощью комплекса  $e+ = e/D Re(f/2)^{1/2}$  определяется по графику на **Рис. 10**. Далее по уравнению (4) определяется число Стантона для оребренной стенки  $St_r$ .

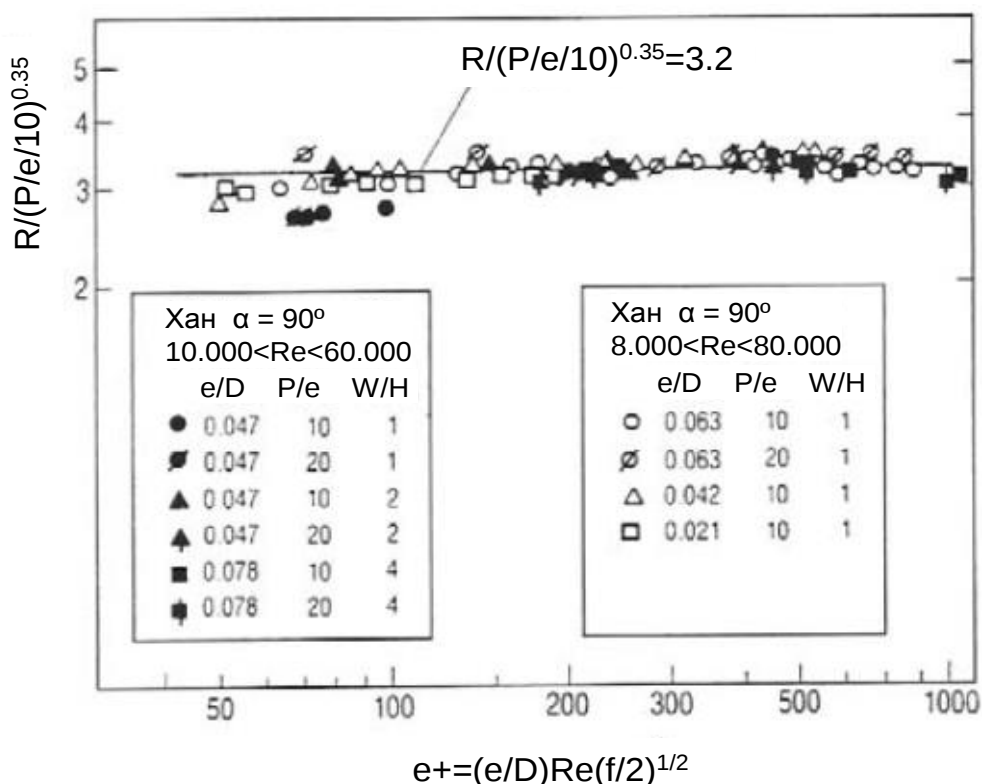
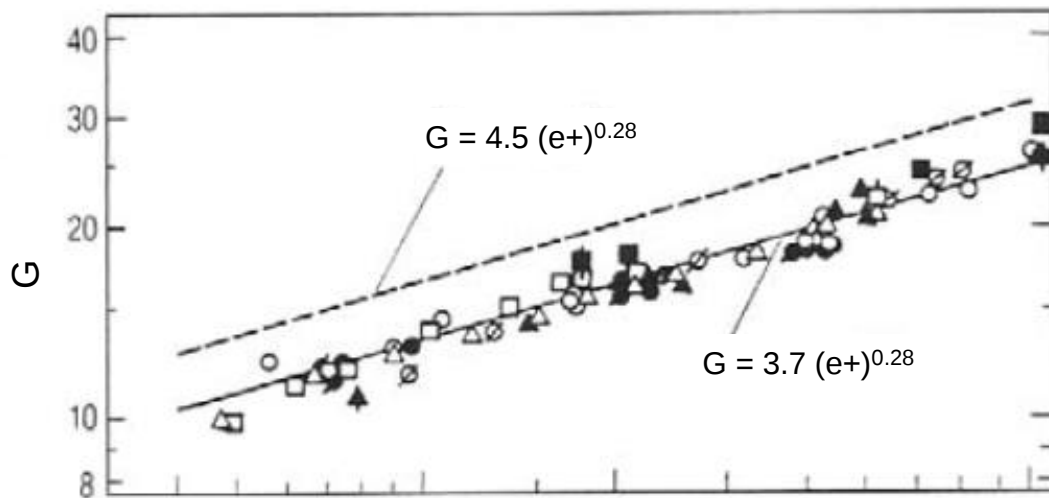


Рис. 9. Критериальная зависимость для гидравлического сопротивления при угле установки оребрения 90°



$$e+ = (e/D)Re(f/2)^{1/2}$$

Рис. 10. Критериальная зависимость для теплообмена при угле установки оребрения 90°

Критериальная зависимость для коэффициента трения  $f$  в оребренном канале:

$$R = 3.2 \left( \frac{P/e}{10} \right)^{0.35}, \text{ для } \alpha = 90^\circ \quad (1)$$

$$R = \sqrt{\frac{2}{f}} + 2.5 \ln \left[ \frac{2e}{D} \left( \frac{2W}{H+W} \right) \right] + 2.5 \quad (2)$$

$$f = \bar{f} + \frac{H}{W} (\bar{f} - f_s) \quad (3)$$

Критериальная зависимость для числа Стантона для оребренной стенки  $St_r$ :

$$G = R + \frac{\frac{f}{2St_r} - 1}{\sqrt{\frac{f}{2}}} \quad (4)$$

В дальнейшем критериальная зависимости для теплообмена и трения были расширены для случая оребрения под острыми углами к потоку. На **Рис. 11** показана критериальная зависимость для теплообмена и гидравлического сопротивления для различных углов установки ребер  $\alpha$ . Функция  $R$  определяется углом установки ребер  $\alpha$ , относительным шагом  $(P/e)$  и соотношением ширины к длине канала  $(W/H)$  (**Рис. 11**). Коэффициент гидравлического сопротивления для канала с двухсторонним оребрением рассчитывается аналогичным образом по уравнениям (2), (3), что и для случая  $\alpha = 90^\circ$ . Также аналогично по уравнению (4) рассчитывается число Стантона для оребренной стенки по функции  $G$  (**Рис. 11**).

Диапазон геометрических характеристик, для который справедливы приведенные соотношения, указан на **Рис. 11**.

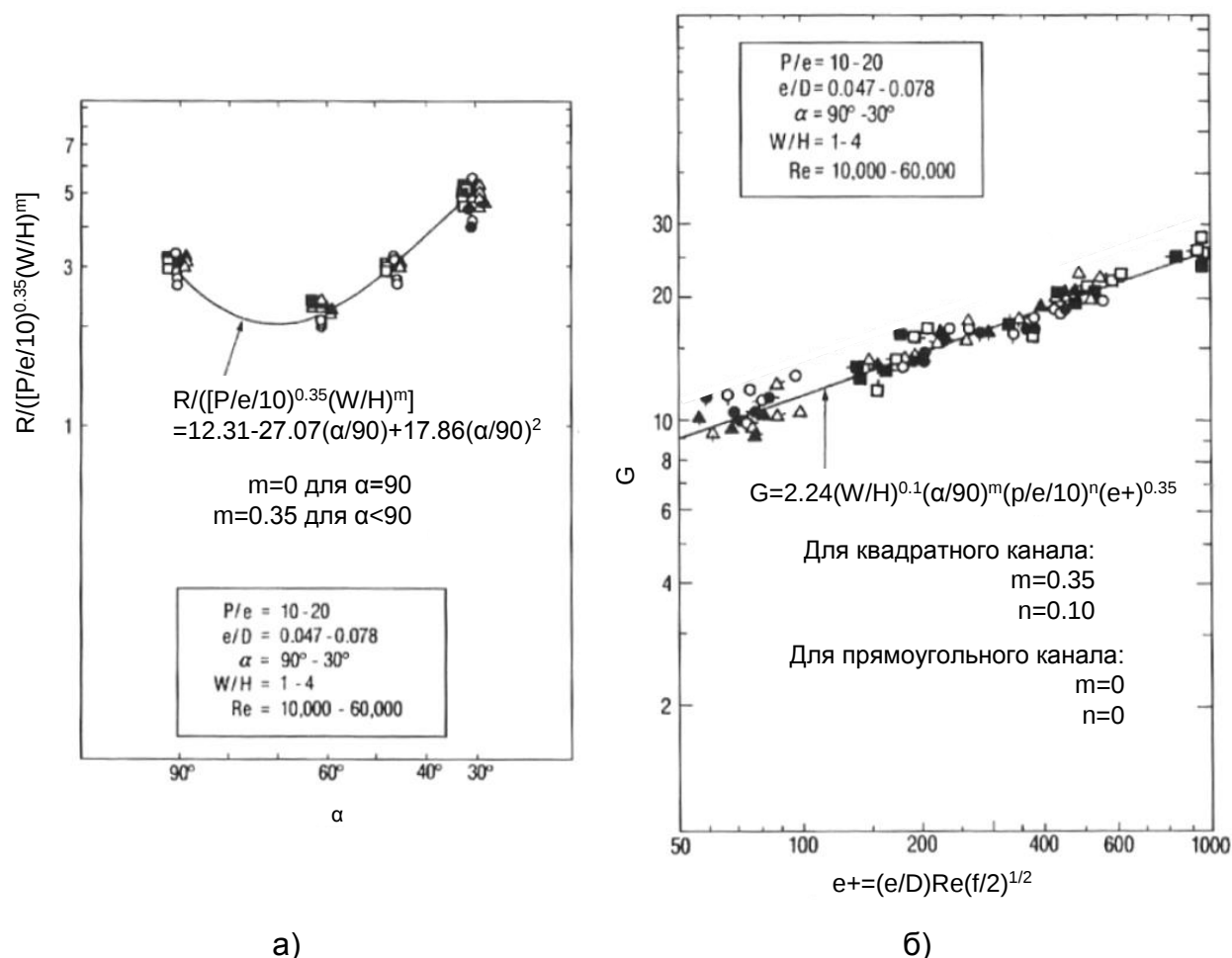


Рис. 11- Критериальные зависимости для теплообмена и гидравлического сопротивления для прямоугольно канала

Применение ребер, установленных под острым углом к потоку обеспечивает большую интенсификацию теплообмена. Углы установки ребер  $\alpha = 60^\circ$  обеспечивает интенсификацию теплообмена при наименьшем относительном увеличении гидравлического сопротивления. Однако большинство исследований, опубликованных в открытой печати, было проведено для чисел Рейнольдса в диапазоне от 10000 до 80000. Высота оребрения составляет 5-10% от гидравлического диаметра, а относительный шаг варьируется в пределах от 5 до 15. Зависимости, приведенные выше [2-9], представлены в неявном виде от числа Рейнольдса, что неудобно при практических расчетах. В работе [10] данные зависимости были переработаны и представлены в виде критериальных зависимостей числа Нуссельта от числа Рейнольдса и коэффициента трения в

зависимости от геометрических параметров. Коэффициент трения представлен в виде явной функции (5) от относительной высоты ребра  $(e/D)$ , угла установки ребра  $\alpha$  (функция  $F(\alpha)$ ) и соотношения сторон канала  $W/H$  (функция  $G(W/H)$ ). **Рис. 12** иллюстрирует согласование экспериментальных данных [2-9] и функции (5) [10] для различных углов установки и соотношения сторон для числа Рейнольдса 31500

Критериальная зависимость для коэффициента трения  $f$  в оребренном канале в явном виде:

$$f_{er} = \left(0.03 + 1.65 \frac{e}{D_e}\right) F_f(\alpha_r) G_f\left(\frac{W}{H}\right), \quad (5)$$

$$F_f(\alpha_r) = 1 + 1.044\alpha_r - 0.5163\alpha_r^2 + 0.0565\alpha_r^3,$$

$$\alpha_r = \frac{(90^\circ - \alpha)}{15^\circ}$$

$$G_f\left(\frac{W}{H}\right) = 1.127 - 0.127 \frac{W}{H}$$

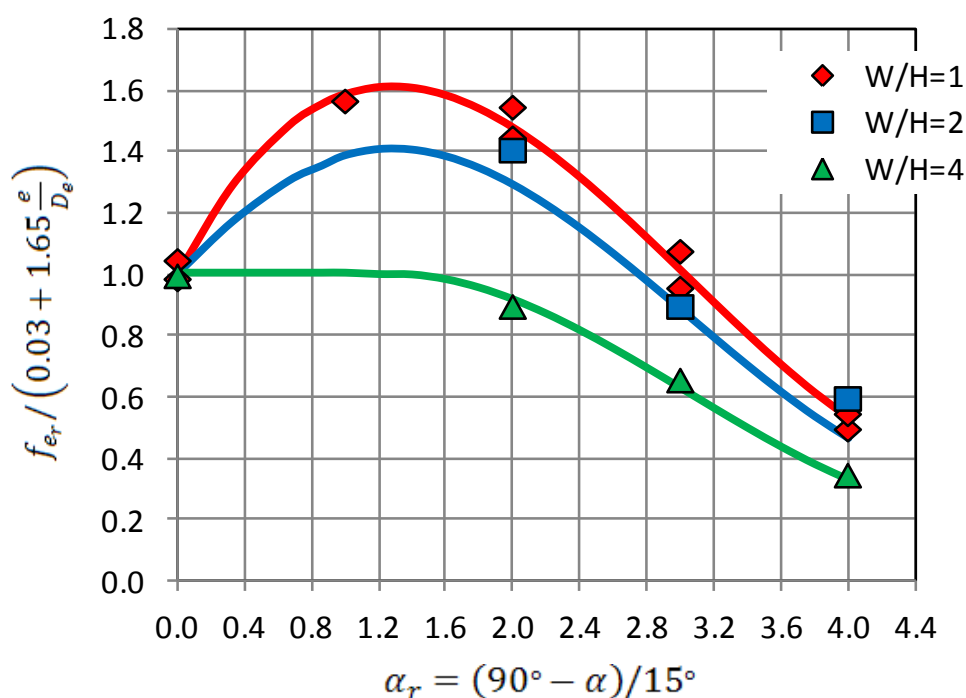


Рис. 12. Сравнение критериальной зависимости коэффициента трения и экспериментальных данных для  $Re=31500$  [10]

Зависимость числа Нуссельта, так же как и коэффициент трения, представлено в виде явной функции (6) от числа Рейнольдса, угла установки ребра  $\alpha$  (функции  $F(\alpha)$ ,  $n(\alpha)$ ) и соотношения сторон канала  $W/H$  (функция  $G(W/H)$ ). **Рис. 13** иллюстрирует согласование экспериментальных данных [2-9] и функции (6) [10] для различных углов установки и соотношения сторон для числа  $Re=31500$ .

Критериальная зависимость для числа Нуссельта  $Nu_r$  для оребренной стенки:

$$Nu_r = F_h(\alpha_r) G_h(\alpha_r, \frac{W}{H}) Re_r^{n(\alpha_r)}, \quad (6)$$

$$F_h(\alpha_r) = 0.0705 + 0.099\alpha_r - 0.016\alpha_r^2 + 0.00018\alpha_r^3,$$

$$\alpha_r = \frac{(90^\circ - \alpha)}{15^\circ}$$

$$G_h(\alpha_r) = \left(\frac{4}{W/H}\right)^{0.075\alpha_r},$$

$$n(\alpha_r) = \frac{0.749}{(1+\alpha_r)^{0.135}}.$$

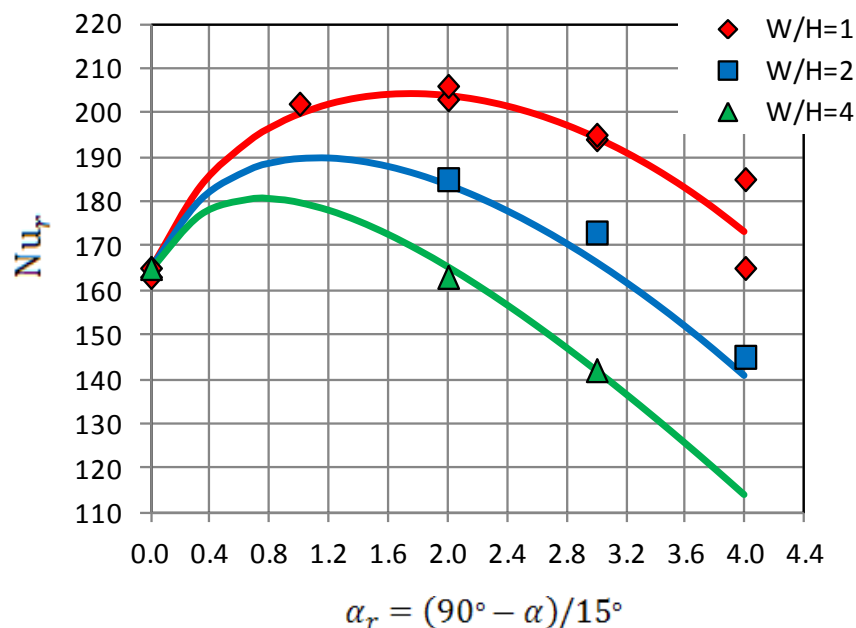


Рис. 13. Сравнение критериальной зависимости числа Нуссельта и экспериментальных данных для  $Re=31500$  [10]

Согласно критериальным зависимостям [10] можно определить интенсификацию теплообмена по сравнению с гладким каналом с помощью уравнения (7):

$$\overline{Nu} = Nu_r / (0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}), \quad (7)$$

На Рис. 14 на примере ребер с углом установки  $\alpha = 60^\circ, 90^\circ$  и соотношением сторон  $W/H = 2$  показано, что применение ребер-интенсификаторов позволяет существенно (в два и более раз) увеличить коэффициент теплоотдачи на оребренной стенке канала в системах охлаждения.

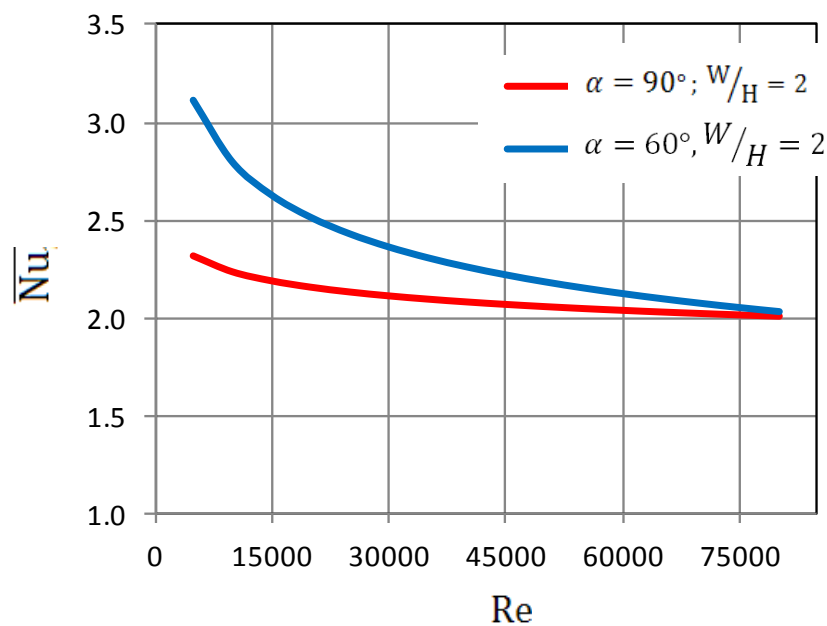


Рис. 14. Интенсификация теплообмена в зависимости от числа Re согласно критериальным зависимостям [10]

## Заключение

Метода интенсификации теплообмена с помощью ребер-интенсификаторов является эффективным способом увеличения теплоотдачи в каналах, поскольку он основан на воздействии на течение только в области пограничного слоя. Это позволяет интенсифицировать теплообмен при условии, что гидравлическое сопротивление остается в допустимых пределах. Сравнение теплоотдачи в оребренном канале с гладким каналами показывает, что применение ребер-интенсификаторов позволяет существенно (в два и более раз) увеличить коэффициент теплоотдачи.

В открытой печати на сегодняшний день существует совокупность критериальных зависимостей для гидравлического сопротивления и теплоотдачи в оребренных каналах для чисел Рейнольдса в диапазоне от 10000 до 80000. Высота оребрения составляет 5-10% от гидравлического диаметра, а относительный шаг варьируется в пределах от 5 до 15. Однако в современных системах охлаждения энергетических газовых турбин числа Рейнольдса достигают значений вплоть до 500000. Поэтому очевидно, что требуется расширение существующей базы данных для чисел Рейнольдса превышающих 80000.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 13-08-00983.

## 5. Список литературы

1. Horlock J. H. Advanced gas turbine cycles. Oxford: Elsevier Science, 2003, p. 203
2. Dennis R. NETL Turbine Handbook. U.S. Department of Energy's National Energy Technology Laboratory. Режим доступа:  
<http://www.netl.doe.gov/technologies/coalpower/turbines/refshelf/handbook>, 2006
3. Han J.C., Glicksman L.R., Rohsenow W.M. An Investigation of Heat Transfer and Friction for Rib-Roughened Surfaces // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1978, p.1143-1156
4. Han J.C., Park J.S., Lei C.K. Heat Transfer Enhancement in Channels with Turbulence Promoters // ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1985. p.628-635
5. Han J.C. Heat Transfer and Friction Characteristics in Rectangular Channels with Rib Turbulators // ASME Journal of Heat Transfer. 1988. p.321-328
6. Han J.C., Park J.S. Developing Heat Transfer in Rectangular Channels with Rib Turbulators // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1988. p. 183-195
7. Han J.C., Zhang Y.M., Lee C.P. Augmented Heat Transfer in Square Channels with Parallel, Crossed, and V-shaped Angled Ribs // Journal of Heat Transfer, Transactions ASME. 1991, p.590-596
8. Han J.C., Zhang Y.M. High Performance Heat Transfer Ducts with Parallel and V-Shaped Broken Ribs // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1992. p. 513-523
9. Ekkad S.V., Han J.C. Detailed Heat Transfer Distributions in Two-Pass Square Channels with Rib Turbulators // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1997. p. 2525-2537
10. Vassiliev V., Schnedler P. Thermal state analysis of industrial gas turbine blades // Proceedings of GT2005 ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air June 6-9, 2005, Reno-Tahoe, Nevada, USA GT2005-68951. p. 1-12