



УДК 536.245

*Н.П. Соколов, В.Г. Полищук, К.Д. Андреев***ТЕПЛООБМЕН В КАНАЛАХ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ
СО СКРЕЩИВАЮЩИМСЯ ОРЕБРЕНИЕМ***N.P. Sokolov, V.G. Polishchuk, K.D. Andreev***THE HEAT EXCHANGE IN THE RECTANGULAR CROSS SECTION
CHANNELS WITH CROSSED RIBS**

Сделан обзор всех опубликованных на момент выпуска настоящей статьи работ по экспериментальному исследованию теплообменных характеристик трактов с компланарными каналами (каналы со скрещивающимся оребрением). Проведен анализ и сопоставление результатов опытных исследований коэффициентов теплоотдачи в трактах с компланарными каналами.

КОМПЛАНАРНЫЕ КАНАЛЫ. ВИХРЕВЫЕ ТРАКТЫ. СКРЕЩИВАЮЩЕЕСЯ ОРЕБРЕНИЕ. ТЕПЛООБМЕН. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ.

The review of papers on the experimental investigations of the heat exchange characteristics of the coplanar channels tracts (the channels with crossed ribs) is made. The comparison analysis of the results of the experimental investigations of the heat-transfer coefficients in the coplanar channels tracts is carried out

COMPLANAR CHANNELS. VORTICAL CHANNELS. CROSSED RIBS. HEAT EXCHANGE. EXPERIMENTAL INVESTIGATION.

Интенсивность отвода тепла от поверхности является фактором, во многом определяющим эффективность и надежность работы теплообменного оборудования, производительность технологических процессов и качество конечного продукта.

Увеличение теплообменной поверхности за счет ее оребрения приводит к снижению термического сопротивления между поверхностью и теплоносителем и в некоторых случаях позволяет весьма значительно увеличить тепловой поток.

Оребрение не только увеличивает поверхность теплообмена с той стороны, где коэффициенты теплоотдачи имеют более низкое значение, но и оказывает большое влияние на коэффициенты теплоотдачи.

Данная статья учитывает результаты как прежних [1], так и новых исследований.

**Геометрические характеристики
трактов с компланарными каналами
и основные критерии подобия
теплообмена в таких трактах**

В различных областях теплотехники все более широкое применение находят теплообмен-

ные поверхности со сложной конфигурацией. Это обусловлено тем обстоятельством, что с помощью таких поверхностей наиболее просто получить требуемый уровень интенсификации теплоотдачи в сравнении с простым продольным течением теплоносителя возле гладкой поверхности [2]. Если же ребра на одной широкой стенке канала прямоугольного сечения с большим отношением сторон $B \times H$ пересекаются с ребрами противоположной стенки, то получается теплообменный тракт со взаимно пересекающимся и скрещивающимся оребрением. Такой тракт характеризуется следующими геометрическими размерами (рис. 1): шириной B , высотой H и длиной L исходного базового канала, толщиной b , высотой h_p и шагом установки S ребер прямоугольного сечения, величиной взаимного пересечения ребер h_n и углом их установки к направлению продольной оси канала β . Если ребра имеют не прямоугольное сечение, то вводится угол наклона поверхности ребра к плоскости основной широкой стенки α . При этом между указанными высотами H , h_p и h_n существует взаимосвязь $2h_p = H + h_n$. Входящие в выражение для d_0 объем V_B , занимаемый

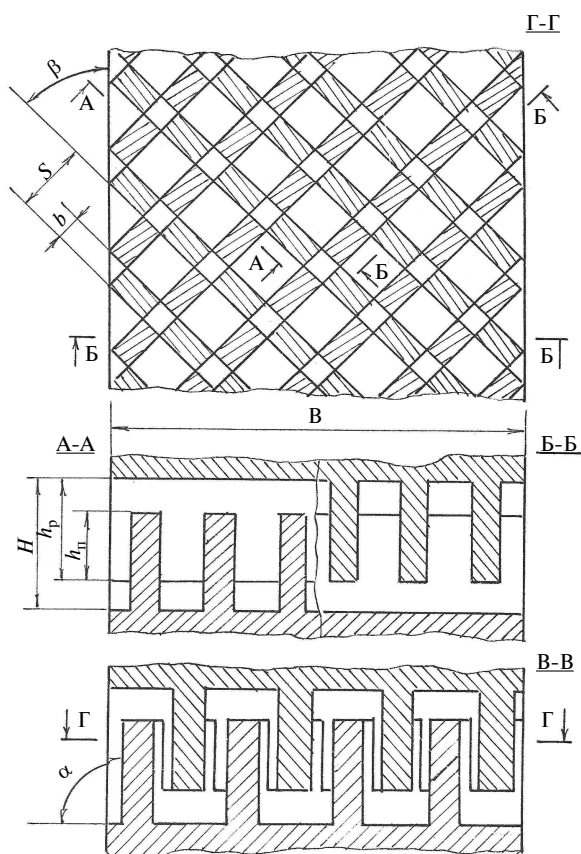


Рис. 1. Конфигурация и обозначение основных геометрических размеров тракта со взаимопересекающимся и скрещивающимся оребрением (компланарными каналами)

теплоносителем в тракте с компланарными каналами, и общая теплообменная поверхность тракта F_{Σ} в случае прямоугольного оребрения определяются выражениями

$$V_B = LB \left[2h_p(1-b/S) + h_n(b/S)^2 \right]; \quad (1)$$

$$F_{\Sigma} = 2LB \left[1 + 2h_p/S + H(1-b/S)/B - 2b(2h_n + b)/S^2 \right]. \quad (2)$$

Другой обобщенной геометрической характеристикой тракта с компланарными каналами может служить эквивалентная площадь проходного сечения $f_3 = V_B/L$.

Использование эквивалентных геометрических параметров d_3 и f_3 при обработке и обобщении опытных данных по тепловым и гидравлическим характеристикам каналов рассматриваемой конфигурации целесообразно

но ввиду их универсальности. Так, в соответствии с соотношениями (1), (2) для базового канала без оребрения получается обычная формула для определения эквивалентного и гидравлического диаметров:

$$d_3 = 4V_B/F_{\Sigma}; \quad d_r = 4f_3/\Pi_0. \quad (3)$$

Метод анализа размерностей позволяет определить следующий вид уравнений для описания процессов теплообмена [3]:

$$Nu = f(Re, L/B, B/H, S/B, S/b, h_p/S, \beta, Pr). \quad (4)$$

Обзор условий проведения опытов и основных результатов экспериментальных исследований теплообмена

В МВТУ были проведены хронологически первые опытные исследования условий теплообмена в тракте со скрещивающимся оребрением, образующим компланарные каналы [4]. Угол скрещивания компланарных каналов образовывался из суммы углов захода винтовой нарезки на корпусе и втулке — соответственно β_k и β_v .

Изменение геометрических параметров кольцевого тракта с компланарными каналами реализовалось за счет изменения параметров винтовой нарезки втулки модели.

Исследования выполнены методом электрокалориметрирования. Экспериментальная установка состояла из двух модельных каналов прямоугольного сечения с продольными ребрами, при наложении которых один на другой образовывался тракт с компланарными каналами.

Полученные в [4] результаты показали, что неравномерность в распределении локальных значений чисел Стентона (St) весьма велика. Отношение максимального значения St к минимальному для всех исследованных вариантов геометрических параметров тракта превышало 2,5 и достигало в некоторых случаях 4–4,5. Максимальная теплоотдача наблюдалась на передней стенке ребра и его торцевой поверхности. Начиная от угловой точки вершины передней стенки уровень теплоотдачи резко снижался к основанию канала.

Результаты опытов по теплообмену в рассматриваемой работе МВТУ [4] были представлены в форме графической зависимости средних по периметру отдельного канала тракта чисел St от величины критериев Re_r при трех значениях угла скрещивания 2β — 45, 90 и 135°.

В МАТИ были проведены исследования теплообмена собственно в каналах прямоугольного сечения со скрещивающимся оребрением [5, 6]. Опыты были поставлены на участке по калориметрированию исследуемых моделей в жидкометаллическом термостате.

В исследованном диапазоне увеличения угла 2β коэффициенты теплоотдачи возрастали на 40 %, что объяснялось более полным использованием хладоресурса воздуха за счет уменьшения непрерывной протяженности каналов и увеличения числа их поворотов.

В результате обработки опытных данных при турбулентном режиме течения воздуха для $\beta = 0,16-0,70$ получены соотношения:

для основной плоской стенки

$$Nu = 4,04 Re^{0,42} \bar{\beta}^{0,65}, \quad (5)$$

для боковой цилиндрической стенки

$$Nu = 2,1 Re^{0,5} \bar{\beta}^{0,58}. \quad (6)$$

Размещение внутри гладкого щелевого канала взаимоперекрещивающихся ребер приводит к увеличению коэффициентов теплоотдачи более чем в два раза.

Затем в МАТИ были проведены новые экспериментальные исследования тепловых характеристик охлаждаемых конструкций [7, 8].

Результаты проведенных исследований теплоотдачи во внутренней оребренной полости показали, что с увеличением относительного шага оребрения \bar{S} теплосъем с поверхности моделей увеличивается. При изменении угла скрещивания ребер от 30 до 120° наблюдается рост теплосъема с поверхности моделей за счет развития площади теплообменной поверхности и увеличения числа поворотов каналов. При этом авторы работ [7, 8] отмечали, что теплосъем на цилиндрической боковой поверхности приблизительно в 1,75–2,5 раза ниже, чем с основных плоских стенок. Опытные данные по средней теплоотдаче во внутренней оребренной полости обобщены соотношениями:

для криволинейной боковой стенки

$$Nu = \frac{1,146 Re^{0,78} \bar{\beta}^{0,42}}{(h_p/S)^{0,6}} (L/d_3)^{1,15}; \quad (7)$$

для прямой основной стенки.

$$Nu = \frac{0,95 Re^{0,8} \bar{\beta}^{0,46}}{(h_p/S)^{0,55}} (L/d_3)^{0,1}. \quad (8)$$

В КНПО «Труд» исследовался теплообмен в трактах со скрещивающимся оребрением применительно к охлаждаемым рабочим лопаткам турбин авиационных двигателей [9]. При опытах в исследованных трактах были выделены несколько участков: начальный, начинающийся от входного сечения тракта и заканчивающийся у первого поворота на боковой поверхности тракта; основной участок, состоящий из каналов, начинающихся у боковых стенок тракта.

В результате проведения тепловых исследований было выявлено, что закономерности теплообмена различны на начальном и основном участках тракта с компланарными каналами. Так, в пределах начального участка они подчиняются известным критериальным соотношениям для течения в аналогичных по геометрии коротких каналах с гидравлически гладкими стенками [3]. На основном же участке тракта средняя по длине каналов теплоотдача существенно выше, чем в гладких каналах той же длины. Уменьшение же относительной протяженности каналов вдвое при прочих равных условиях приводит к увеличению числа Nu_r на 20–30 %. При $2\beta = 60-120^\circ$ и $Re_r = 5 \cdot 10^4$ локальная теплоотдача в компланарных каналах превышает аналогичную в прямых каналах с гладкими стенками в 1,35–1,60 раза, причем интенсификация возрастает по мере уменьшения относительного расстояния \bar{x} от боковой стенки тракта. И средняя и локальная теплоотдача изменяются по углу 2β с максимумом при $2\beta = 90^\circ$. Не выявлено влияние взаимодействия скрещивающихся потоков в каналах противоположных теплопередающих поверхностей.

Данные позволили авторам исследования [9] утверждать, что интенсификация теплообмена на основном участке тракта обусловлена лишь закруткой потока, возникающей на боковых границах тракта. Опытные данные по средней теплоотдаче в основном участке тракта удалось обобщить критериальным соотношением

$$Nu_L = A Re_L^n Pr^{0,4} / \psi^{0,55},$$

где $\psi = T_{ст}/T_b$;

$$A = 0,455 \sin^2 2\beta + 0,043;$$

$$n = 0,637 + 0,066 (2\beta - \pi/2)^2. \quad (9)$$

Числа Nu , осредненные по участку боковой поверхности между двумя ее образующими, равноудаленными от оси симметрии на углы

$\pm \pi/3$, зависели от геометрической конфигурации участка поворота и были обобщены эмпирическим критериальным соотношением

$$Nu_r = 0,165 Re_r^{0,715} \times \frac{\left(\frac{2h_p}{S-b} \sin^2 \beta\right)^{0,4} \left(\frac{S}{2B \cos \beta}\right)^{0,11}}{\left(\frac{h_p}{R} \sin^2 \beta\right)^{0,21}}, \quad (10)$$

где R — радиус кривизны вогнутой цилиндрической боковой поверхности.

В опытах, поставленных в ЛНПО имени В.Я. Климова, исследована теплоотдача в тракте с компланарными каналами, расположенными под углами β в 30 и 45° [10]. Нагрев теплообменных пластин производился с помощью специальных электронагревателей. Температура этих пластин регистрировалась проволочными термопарами. При обработке опытных данных по теплоотдаче использовались сразу три известных метода опытного определения коэффициентов теплоотдачи — энтальпийный, градиентный и электрокалориметрический [11], из которых за основу был выбран последний.

Данные по среднему теплообмену в исследованных трактах также свидетельствовали о том, что больший угол скрещивания $2\beta = 90^\circ$ обеспечивает и более высокий уровень теплоотдачи.

Опыты, в которых исследовались тракты с компланарными каналами, образованными взаимно пересекающимся и скрещивающимся оребрением, были поставлены в ЛГТУ [12]. В этих опытах коэффициенты теплоотдачи определялись методом электрокалориметрирования.

Средние по теплообменным поверхностям числа Nu представлялись в виде зависимостей от определяющего критерия Re с использованием в качестве параметров угла скрещивания каналов 2β или величины взаимного пересечения ребер h_n .

Для увеличения числа Nu в 2 раза критерии Re должны возрасти не менее чем в 5 раз. Опыты по теплообмену не зафиксировали четкого расслоения опытных точек по параметру h_n ; опытные точки вихревой системы с углом скрещивания $2\beta = 90^\circ$ и параметром h_n группируются с максимальным отклонением в $\pm 13,5\%$ от осредняющей их линии.

Интенсивность теплоотдачи в вихревых трактах охлаждения с углами скрещивания ка-

налов 2β , равными 60 и 120°, также в 2–3 раза выше интенсивности теплообмена в каналах с гладкими стенками при одинаковых значениях критериев Re . Также не выявлено значимое влияние величины пересечения ребер h_n на уровень теплоотдачи в исследованных вихревых трактах.

В противоположность этому влияние изменения другого параметра — угла скрещивания 2β — на величину коэффициентов теплоотдачи оказалась значительным во всем исследованном диапазоне критериев Re при любом реализованном в опытах значении параметра h_n . Оказалось, что увеличение угла скрещивания 2β в 2 раза (с 60 до 120°) при $h_n = 6,0$ мм ведет к росту коэффициентов теплоотдачи в оребренных поверхностях не менее чем в 1,5 раза. Таким же увеличением коэффициента теплоотдачи с ростом угла скрещивания 2β характеризуются и вихревые тракты с другой глубиной взаимного пересечения ребер.

Установлено влияние угла скрещивания ребер 2β не только на величину чисел Nu , но и на наклон линий, обобщающих опытные данные при $2\beta = \text{const}$ в логарифмических координатах степенными соотношениями вида

$$Nu = B Re^n. \quad (11)$$

Величина показателя n в критериальном соотношении (11) может быть представлена линейной зависимостью только от приведенной величины угла скрещивания:

$$n = 0,45 + 0,63\bar{\beta}. \quad (12)$$

Точно также и коэффициент B в соотношении (11) не зависит от параметра h_n при фиксированном значении угла 2β , а его линейная аппроксимация по приведенной величине $\bar{\beta}$ угла скрещивания имеет вид

$$B = 22 - 30\bar{\beta}. \quad (13)$$

В опубликованной работе [13] МГТУ рассмотрены возможности повышения интенсивности теплообмена в трактах с компланарными каналами за счет установки пристеночных турбулизаторов потока на поверхностях дна и задней стенки межребренного канала. При уменьшении гидравлического диаметра каналов, образованных скрещивающимся оребрением, уменьшаются размеры зоны смещения и степень турбулентности в потоке теплоносителя, что приводит к увеличению толщины пограничного слоя и снижению коэффициентов теплоотдачи.

Для увеличения теплоотдачи в этих условиях необходимо дополнительно турбулизовать поток теплоносителя в пределах пограничного слоя.

Использованный в опытах [13] модельный канал со скрещивающимся оребрением был образован двумя оребренными пластинами, образующими при наложении их друг на друга заданную конфигурацию. Подвод тепла к стенкам модельного канала осуществлялся посредством электронагревателя из стальной фольги. В качестве теплоносителя использовался воздух, а методика обработки и обобщения опытных данных — та же, что и в ранее выполненной работе [4].

После того, как на модельном канале были получены данные по теплообмену для базового варианта, на нем были установлены дополнительные турбулизирующие устройства. Интенсификация теплообмена возросла при этом в 1,7 раза. Это позволило более чем в 2 раза увеличить эффективность теплообмена в тракте с компланарными каналами. Таким образом, полученные в рассмотренной работе [13] результаты подтвердили возможность дополнительной интенсификации теплообмена при установке турбулизаторов в тракте с компланарными каналами малого эквивалентного диаметра.

Исследованное в ЦИАМе [14] оребрение имело не прямоугольную форму, как во всех выше рассмотренных работах, а близкую к трапециевидной со скругленными радиусами r'' и r' вершинами трапеций и промежутками между ними. Примененное оребрение поверхности характеризовалось относительно небольшими размерами и двумя значениями углов скрещивания ребер 2β : 50 и 130°.

Для определения экспериментальных исследований тепловых характеристик каналов с рассматриваемыми теплообменными поверхностями использовалась установка с водяным обогревом стенок каналов. Таким образом, коэффициенты теплоотдачи α определялись в опытах для граничного условия $T_{ст} = \text{const}$, однако о точности их определения в описании опытов ничего не говорится.

Результаты экспериментальных исследований тепловых характеристик теплопередающих поверхностей с компланарными каналами, образованными волнистым скрещивающимся оребрением, представлялись в форме зависимостей

$Nu = f(Re)$. Анализ этих зависимостей, выполненный авторами рассматриваемой работы [14], показал, что наиболее сильная интенсификация теплообмена наблюдается в поверхностях с углом скрещивания каналов $2\beta = 130^\circ$. При этом чем больше интенсификация, тем больше коэффициент гидравлического сопротивления.

Результаты экспериментальных исследований тепловых характеристик с отклонением, не превышающим $\pm 16\%$, аппроксимировались критериальным соотношением

$$Nu = 0,0396 Re^{0,723} \bar{\beta}^{1,05} (d_r/l)^{0,982} / (h/S)^{0,394} \bar{\alpha}^{3,747}. \quad (14)$$

Таким образом, авторам рассматриваемой работы [14] удалось выявить зависимости Nu от основных геометрических размеров волнистого оребрения. Диапазон же изменения относительной длины l/d_r остался неопределенным.

В работе сотрудников Chemical Engineering Research Group из Council for Scientific and Industrial Research (CSIR, ЮАР, Претория) рассмотрено влияние угла скрещивания двух противоположных синусоидально гофрированных стенок на теплогидравлические характеристики [15].

Для определения массообменных характеристик использовался метод электрохимической аналогии.

При обработке опытных данных по тепловым характеристикам канала рассматриваемой конфигурации в качестве характерного линейного размера использовалась удвоенная высота канала $2H$.

Коэффициенты массоотдачи (теплоотдачи) оценивались через полную площадь массообменной (теплообменной) поверхности F , так что в итоге числа Шервуда определялись как $Sh = 2H\beta'/D$ (здесь β' и D — соответственно коэффициенты массоотдачи и турбулентной диффузии), а соответствующие им числа Нуссельта — как

$$Nu = \frac{2H\alpha}{\lambda}. \quad (15)$$

Опытные данные по массоотдаче (теплоотдаче) представлялись в форме корреляций так называемых j -факторов Колбурна (Colburn) $j = Sh/Re\sqrt{Sc}$ с критериями Re Рейнольдса:

$$j = \frac{A}{Re^m}. \quad (16)$$

При анализе опытных данных по массоотдаче, представленных, как указывалось выше, в форме корреляций между j -факторами и критериями Рейнольдса, в рассматриваемой работе [15] было установлено, что при фиксированном значении угла скрещивания β увеличение критериев Re ведет к монотонному снижению j -факторов. Увеличение же углов β от 0 до 72° при фиксированном значении критериев ведет к монотонному увеличению j -факторов, но дальнейшее увеличение угла β свыше 80° приводит уже к их снижению.

Что же касается конкретных числовых значений коэффициентов и показателей степеней в критериальных соотношениях для j -факторов, то в рассматриваемой работе [15] они были также определены в зависимости от величины угла β скрещивания гофр, что, например, для угла $\beta = 45^\circ$ выглядит так:

$$\begin{aligned} Re = 45-300 \dots\dots\dots j &= 1,67/Re^{0,56}; \\ Re = 300-2 \cdot 10^3 \dots\dots\dots j &= 0,405/Re^{0,30}; \\ Re = (2-20) \cdot 10^3 \dots\dots\dots j &= 0,84/Re^{0,40}. \end{aligned} \quad (17)$$

Таким образом, по итогам рассмотренной работы [15] можно сделать заключение о том, что угол скрещивания гофр β является существенным параметром для теплоотдачи в пластичных теплообменниках, поскольку изменение этого угла воздействует на основную структуру потока, и это в свою очередь приводит к изменению теплоотдачи. Так, увеличение этого угла от 90 до 180° при постоянном значении критерия Re приводит к росту потерь давления по порядку степени $5/2$, тогда как массоотдача увеличивается только в $5-10$ раз.

**Соотношение
между различными параметрами подобия
процессов теплообмена в трактах
с компланарными каналами**

Все модельные каналы выполнялись плоскими и имели поперечное сечение либо в форме прямоугольника с прямыми [4, 10, 12] или скругленными [5, 6, 9] углами, либо в форме вытянутого равнобедренного треугольника со скругленным острым углом у вершины [8].

Все опыты проведены на экспериментальных установках с использованием воздуха в качестве теплоносителя. Коэффициенты теплоотдачи определялись или методом электрокалориметри-

рования [4, 10, 12], или методом осаждения из расплава на поверхности модели слоя кристаллизующего металла [5-9], причем в первом случае использовался либо непосредственный омический разогрев тонкой металлической фольги [4], либо ставились специальные нагревательные элементы из высокоомной проволоки [10, 12].

Полученные критериальные соотношения по теплоотдаче на основной теплообменной поверхности трактов с компланарными каналами, кроме указанных выше геометрического (2β) и гидродинамического (Re) параметров, могут содержать еще дополнительные как геометрические ($L/d_3, h_p/S$), так и теплофизические (ψ, Pr) параметры.

В целом же многообразие и неоднородность параметров, используемых различными авторами для описания закономерностей теплообмена в вихревых трактах, не дает возможности провести непосредственное сопоставление полученных опытных результатов. Для реализации такого сопоставления требуется провести определенные дополнительные преобразования имеющихся критериальных соотношений. Поэтому необходимо установить связи между различными параметрами, использованными и полученными в исследованиях. Гидравлический диаметр определяется, как обычно, т. е. через площадь проходного сечения f_k и смоченный периметр $\Pi_k = S - b + 2h_p$ отдельного межреберного канала $d_r = 4f_k/\Pi_k$, а эквивалентный диаметр отыскивается с использованием выражений для площадей поверхности и объемов (1), (2).

Тогда эквивалентный диаметр для случая $h_{\pi} = 0$ будет

$$\begin{aligned} d_3 &= \frac{4V_B}{F_{\Sigma}} = \\ &= \frac{2H(1-b/S)}{1 + H/S + (H/B)(1-b/S) - 2(b/S)^2}. \end{aligned} \quad (18)$$

Гидравлический диаметр отдельного межреберного канала при $h_{\pi} = 0$

$$d_r = \frac{4f_{k\Sigma}}{\Pi_{\Sigma}} = \frac{2H}{1 + H/S} \left(1 - \frac{b}{S} \right). \quad (19)$$

Итак, для трактов с компланарными каналами при непересекающемся оребрении ($h_{\pi} = 0$) эквивалентный диаметр определяется через (18), а гидравлический — через (19). Отсюда их соотношение выглядит так:

$$\frac{d_3}{d_r} = \frac{1 + H/S}{1 + H/S + (H/B)(1-b/S) - 2(b/S)^2}. \quad (20)$$

Далее целесообразно найти соотношение между двумя проходными площадями сечений: $f_{к\Sigma}$ — по потоку, f_3 — некоторой эквивалентной, определяемой по формуле $f_3 = V_B/L$. Формула для определения проходной площади $f_{к\Sigma}$ в случае $h_{\Pi} = 0$ имеет вид

$$f_{к\Sigma} = 2(S - b)h_p B \cos\beta / S = HB(1 - b/S)\cos\beta,$$

а эквивалентная площадь сечения f_3 определяется как

$$f_3 = BH(1 - b/S),$$

откуда для их отношения получается совсем простое выражение

$$f_3 / f_{к\Sigma} = 1 / \cos\beta.$$

Полученные связи между диаметрами d_r , d_3 и площадями $f_{к\Sigma}$, f_3 позволяют выполнять пересчеты критериев Re и чисел Nu с одних характерных размеров на другие. Так, к примеру, критерии Re_r , вычисленные по гидравлическому диаметру d_r и проходной площади $f_{к\Sigma}$, можно пересчитать на критерии Re_3 , определенные по d_3 и f_3 , согласно формуле

$$Re_r = \frac{Gd_r}{\mu f_{к\Sigma}} = \frac{1 + H/S + (H/B)(1 - b/S) - 2(b/S)^2}{(1 + H/S)\cos\beta} Re_3. \quad (21)$$

Числа Nu , входящие в эмпирические критериальные соотношения для описания осредненных по теплопередающей поверхности коэффициентов теплоотдачи, также могут быть просто пересчитаны с одного определяющего размера на другой. Например:

$$Nu_3 = \alpha d_3 / \lambda = (\alpha d_r / \lambda) = Nu_r d_3 / d_r.$$

Анализ и сопоставление результатов экспериментальных исследований теплообмена в трактах с компланарными каналами

Переходя к сравнению результатов опытных исследований теплообмена в трактах с компланарными каналами, следует, прежде всего, отметить, что они относятся к орбреннию и скрещивающемуся под углом $2\beta = 90^\circ$, и непересекающемуся ($h_{\Pi} = 0$). Далее рассматривается теплоотдача на основных широких поверхностях тракта без учета теплоотдачи на его боковых узких поверхностях, где происходит поворот потока теплоносителя.

Для этих условий критериальное соотношение ЛГТУ (11) принимает вид

$$Nu_3 = 0,07 Re_3^{0,765}, \quad (22)$$

а соответствующая ему линия отмечена на рис. 2 номером 1.

Опытные данные МВТУ [4] не были обобщены каким-либо эмпирическим критериальным соотношением, тем не менее наличие графика с опытными точками, отражающими зависимость числа Стантона St от величины критерия Re , позволило провести некоторую осредняющую эти точки линию и затем уже перестроить ее с помощью формул преобразования в используемые в настоящей работе обобщенные переменные:

$$Nu_3 = St_r Pr Re_r d_3 / d_r = 0,723 St_r Re_3, \quad (23)$$

где отношение диаметров d_3/d_r получено с помощью формулы (20). Переход же от Re_r к Re_3 осуществлен по формуле (21). Построенная таким образом линия, отражающая результаты проведенного в МВТУ [4] опытного исследования теплообмена в тракте с компланарными каналами, отмечена на графике рис. 2 номером 2.

Результаты приведения опытных данных по теплообмену в трактах с компланарными каналами, полученных в МАТИ, представлены на рис. 2 двумя линиями. Линия 3'' соответствует расчетам по критериальному соотношению (5), которое для рассматриваемого частного случая $2\beta = 90^\circ$ превращается в

$$Nu_3 = 2,57 Re_3^{0,42}. \quad (24)$$

Линия 3' характеризует критериальное соотношение (8). Это последнее критериальное соотношение после установки в него принятых нами для проведения сравнения значений параметров $h/S = 6/14$ и $L/d_3 = 210/9,15$ приобретает форму

$$Nu_3 = 0,0417 Re_3^{0,8}. \quad (25)$$

Для сопоставления данных по теплообмену в трактах с компланарными каналами, полученных в КНПО [9], с результатами других авторов использовалась зависимость (9), описывающая среднюю теплоотдачу на основном участке тракта, которая после перехода от характерного размера $x = l$ к характерному размеру d_r для рассматриваемого случая $2\beta = 90^\circ$ принимала вид

$$Nu_r = A Re_r^n (l/d_r)^{n-1} Pr^{0,4} / \psi^{0,55},$$

где

$$A = 0,498; n = 0,637. \quad (26)$$

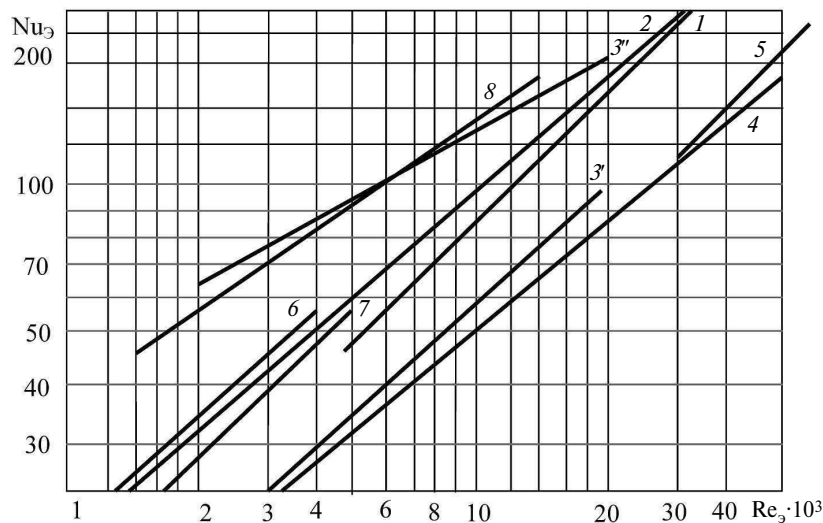


Рис. 2. Сопоставление эмпирических критериальных соотношений, полученных в различных исследованиях, для расчетов средних чисел Нуссельта на основных плоских поверхностях в трактах с компланарными каналами, скрещивающимися под углом $2\beta = 90^\circ$: 1 – ЛГТУ [12]; 2 – МВТУ [4]; 3', 3'' – МАТИ [6, 8]; 4 – КНПО [9]; 5 – ЛНПО [10]; 6, 7 – ЦИАМ [14, 16]; 8 – CSIR [15]

После подстановки условий проведения опытов ($Pr = 0,7$; $\psi = T_{ст}/T_b = 1,034$) это критериальное соотношение приводилось к окончательному виду в координатах $Nu_3 = f(Re_3)$:

$$Nu_3 = \frac{0,148}{Re_3^{0,637}} \quad (27)$$

Расчеты по этому критериальному соотношению отображены на графике рис. 2 линией 4, которая при фиксированном значении Re_3 приводит к существенно меньшим числам Nu_3 в сравнении с соотношениями ЛГТУ (линия 1), МВТУ (линия 2) и МАТИ (линии 3' и 3'').

Обработанные соответствующим образом опытные данные по теплообмену тракта с компланарными каналами ЛНПО [10] нанесены на график рис. 2 в виде линии 5. Эта линия лучше всего коррелируется с линией 4, отражающей результаты опытов КНПО [9] и, следовательно, дает заниженные значения чисел Nu по сравнению с рекомендуемыми ЛГТУ (линия 1) или МВТУ (линия 2).

Интересно сопоставить все эти данные с данными по теплообмену в трактах с волнистым оребрением [14], полученными в ЦИАМ.

Формула для расчетов среднего теплообмена в тракте с волнистым оребрением имеет вид

$$Nu_3 = 1,337 \cdot 0,08755 (Re_3 / 0,945)^{0,723} = 0,122 Re_3^{0,723} \quad (28)$$

Расчеты по этой формуле представлены на графике рис. 2 линией 6, которая также неплохо коррелируется с линией 2, описывающей обобщение опытных данных МВТУ [4].

В целом же все представленные на рис. 2 зависимости $Nu_3 = f(Re)$ (за исключением лишь (24), которая представлена линией 3'') укладываются в полосу, характеризующую разбросом от некоторого ее среднего значения, например при $Re_3 = 10^4$ — на уровне $\pm 55\%$. То есть, если не сомневаться в достоверности всех исходных данных и проделанных преобразований, то значения среднего теплообмена в трактах с компланарными каналами, скрещивающимися под углом $2\beta = 90^\circ$, полученные различными авторами, могут отличаться почти в 2 раза.

Столь существенное различие сразу подводит к предположению о существовании некоторого параметра, характерного для каждой из рассмотренных закономерностей теплоотдачи и вызывающего полученное расслоение линий, которые отражают эти закономерности на графике рис. 2. И действительно, уже простейший

анализ показывает, что таким параметром может быть отнесенная к шагу оребрения высота канала H/S . Налицо определенная закономерность, заключающаяся в уменьшении средних чисел Nu в тракте с компланарными каналами, скрещивающимися под углом $2\beta = 90^\circ$, при увеличении его относительной высоты H/S .

Для аналитического описания указанной закономерности влияния параметра H/S на уровень средней теплоотдачи необходимо было отфильтровать влияние критерия Re , что достигалось отнесением числа Nu к соответствующему ему критерию Re , возведенному в степень m , отвечающую каждой из нанесенных на графике рис. 2 линий. Однако оказалось, что показатель степени зависит от рассматриваемого параметра H/S . Причем эту зависимость можно аппроксимировать линейной функцией

$$m = 0,16(H/S) + 0,62, \quad (29)$$

которая имеет относительное отклонение от экспериментальных значений m , не превышающее 3,5 %.

Построение графика $Nu/Re^m = f(H/S)$ и его последующий анализ на предмет подбора аппроксимирующей функции подходящего вида показали, что здесь наилучшим приближением будет линейная функция вида

$$Nu_3/Re_3^m = 0,24 - 0,185(H/S), \quad (30)$$

дающая максимальное относительное отклонение от экспериментальных точек в середине интервала изменения параметра H/S на уровне 7,0 %. В итоге эмпирическая формула для определения средних коэффициентов теплоотдачи на основной теплообменной поверхности трактов с компланарными каналами, скрещивающимися под углом 90° , с учетом соотношений (29) и (30) принимает вид

$$Nu_3 = [0,24 - 0,185(H/S)] Re_3^{0,16(H/S) + 0,62}. \quad (31)$$

Расчеты, проведенные по этой формуле, показали, что максимальное отклонение ее от соответствующих эмпирических зависимостей, представленных на рис. 2, определенное для концов соответствующих интервалов изменения критериев Re , не выходит за пределы 11,0 %. Полученное критериальное соотношение (31) действительно для трактов с компланарными каналами, образованными скрещивающимся под углом $2\beta = 90^\circ$ непересекающимся оребрением прямоугольного профиля в диапазонах изменения критериев Рейнольдса $Re_3 = (5-50) \cdot 10^3$ и относительных высот тракта $H/S = 0,5-1,15$.

Определены основные геометрические характеристики и установлены связи между этими характеристиками для описания конфигурации трактов с компланарными каналами, образованными взаимно пересекающимся и скрещивающимся оребрением прямоугольного профиля.

Получены безразмерные комплексы, входящие в уравнения подобия для определения теплообмена при течении несжимаемого теплоносителя — газа в трактах с компланарными каналами. Они могут быть использованы для обработки и обобщения опытных данных по теплообменным характеристикам таких трактов.

Сделан детальный обзор всех опубликованных на момент выпуска настоящей статьи работ по экспериментальному исследованию теплообменных характеристик трактов с компланарными каналами и на базе этого обзора проведен анализ и сопоставление результатов опытных исследований коэффициентов теплоотдачи в трактах с компланарными каналами. Это позволило установить наиболее надежные эмпирические соотношения и обобщить опытные данные различных работ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Андреев, К.Д.** Сопоставление результатов экспериментальных исследований гидравлического сопротивления и теплообмена в трактах с компланарными каналами [Текст] / К.Д. Андреев, В.Г. Полищук, Н.П. Соколов // Физические основы экспериментального и математического моделирования процессов газодинамики и теплообмена в энергетических установках: Труды XIII Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика

РАН А.И. Леонтьева. Том 2.— М.: Изд.-во МЭИ, 2001.— С. 383–386.

2. **Копелев, С.З.** Конструкция и расчет систем охлаждения ГТД [Текст] / С.З. Копелев, А.Ф. Слитенко / Под ред. А.Ф. Слитенко.— Харьков: Основа, 1994.— 240 с.

3. **Исаченко, В.П.** Теплопередача [Текст] / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел.— М.: Энергия, 1975.— 488 с.

4. **Кудрявцев, В.М.** Экспериментальное исследование теплообмена в тракте с компланарными каналами [Текст] / В.М. Кудрявцев, С.А. Орлин, С.А. Поснов // Тепловые процессы в двигателях и энергоустановках летательных аппаратов: Межвуз. науч. сб.— Казань: Изд-во КАИ, 1985.— С. 56–62.
5. **Галкин, М.Н.** Расчет и анализ внутренней теплоотдачи в охлаждаемых конструкциях с перекрестным течением охладителя [Текст] / М.Н. Галкин, А.Н. Бойко, В.Г. Попов, Н.Л. Ярославцев // Методы и средства машинной диагностики газотурбинных двигателей и их элементов: Тезисы докл. всесоюзной конф.— Харьков: Изд-во ХАИ, 1983.— С. 105–106.
6. **Галкин, М.Н.** Внутренняя теплоотдача в орбренных каналах со скрещивающимися струями охлаждающего воздуха [Текст] / М.Н. Галкин, А.Н. Бойко, В.Г. Попов, Н.Л. Ярославцев // Изв. вузов. Машиностроение.— 1984.— №5.— С. 56–60.
7. **Галкин, М.Н.** Исследование и расчет гидравлических и тепловых характеристик охлаждаемых конструкций с компланарными каналами [Текст] / М.Н. Галкин, В.Г. Попов, Н.Л. Ярославцев // Изв. вузов. Машиностроение.— 1985.— № 3.— С. 73–76.
8. **Галкин, М.Н.** Интенсификация теплообмена в орбренных трактах с предельно большими углами скрещивающихся каналов [Текст] / М.Н. Галкин, В.П. Литвинков, В.А. Мальков [и др.] // Изв. вузов. Машиностроение.— 1987.— №9.— С. 60–63.
9. **Нагога, Г.П.** Теплообмен и гидравлическое сопротивление в трактах из компланарно-скрещивающихся каналов [Текст] / Г.П. Нагога, И.С. Копылов, М.В. Рукин // Рабочие процессы в охлаждаемых турбомашинных газотурбинных двигателях: Межвуз. научн. сб.— Казань: Изд-во КАИ, 1989.— С. 35–41.
10. **Лебедев, А.С.** Экспериментальное исследование теплообмена в модельных каналах охлаждения турбинных лопаток [Текст] / А.С. Лебедев // Изв. вузов. Энергетика.— 1986.— №9.— С. 92–95.
11. **Гортышов, Ю.Ф.** Теория и техника теплофизического эксперимента: Учеб. пособие для вузов [Текст] / Ю.Ф. Гортышов, Ф.Н. Дресвянников, Н.С. Идиатуллин [и др.] / Под ред. В.К.Щукина.— М.: Энергоатомиздат, 1985.— 360 с.
12. **Андреев, К.Д.** Исследование теплообмена и гидравлических сопротивлений в канале прямоугольного сечения со взаимно пересекающимся и скрещивающимся орбрением [Текст] / К.Д. Андреев, Л.В. Арсеньев, В.Г. Полищук, Н.П. Соколов // Промышленная теплотехника.— 1998. Т. 20, № 3.— С. 70–75.
13. **Муравьев, В.В.** Пути повышения эффективности теплообмена в трактах с компланарными каналами [Текст] / В.В. Муравьев, Ф.В. Пелевин // Труды II Росс. нац. конф. по теплообмену.— Т. 8. Студенческая секция. Тезисы докладов.— М.: Изд-во МЭИ.— С. 34–35.
14. **Антонов, А.Н.** Экспериментальное исследование теплопередающих поверхностей с компланарными каналами (типа Френкеля) [Текст] / А.Н. Антонов, Ю.Ф. Баранов, А.Ю. Клочков [и др.] // Вестник МЭИ.— 1997.— №1.— С. 21–23.
15. **Focke, W.W.** The effect of the corrugation inclination on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers [Текст] / W.W. Focke, J. Zachariades, I. Olivier // Int. J. Heat and Mass Transfer.— 1985. Vol. 28, № 8.— P. 1469–1479.
16. **Савостин, А.Ф.** Исследование характеристик пластинчатых поверхностей нагрева [Текст] / А.Ф. Савостин, А.М. Тихонов // Теплоэнергетика.— 1970.— № 9.— С. 75–78.

REFERENCES

1. **Andreev K.D., Polishchuk V.G., Sokolov N.P.** So-postavlenie rezul'tatov eksperimental'nykh issledovaniy gidravlicheskogo soprotivleniia i teploobmena v traktakh s komplarnymi kanalami [Текст] // Fizicheskie osnovy eksperimental'nogo i matematicheskogo modelirovaniia protsessov gazodinamiki i teploobmena v energeticheskikh ustanovkakh: Trudy XIII Shkoly-seminara molodykh uchenykh i spetsialistov pod rukovodstvom akademika RAN A.I. Leont'eva. Tom 2.— М.: Изд-во MEI, 2001.— С. 383–386. (rus.)
2. **Kopelev S.Z., Slitenko A.F.** Konstruktsiia i raschet sistem okhlazhdeniia GTD [Текст] / Pod red. A.F. Slitenko.— Khar'kov: Osnova, 1994.— 240 s. (rus.)
3. **Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S.** Teploperedacha [Текст] / М.: Energiia, 1975.— 488 s. (rus.)
4. **Kudriavtsev V.M., Orlin S.A., Posnov S.A.** Eksperimental'noe issledovanie teploobmena v trakte s komplarnymi kanalami [Текст] // Teplovyie protsessy v dvigate-liakh i energoustanovkakh letatel'nykh apparatov: Mezhvuz. nauch. sb.— Kazan': KAI, 1985.— S. 56–62. (rus.)
5. **Galkin, M.N.** Raschet i analiz vnutrennei teplootdachi v okhlazhdaemykh konstruksiiakh s perekrestnym techeniem okhladitel'ia [Текст] / M.N. Galkin, A.N. Boiko, V.G. Popov, N.L. Iaroslavtsev // Metody i sredstva mashinnoi diagnostiki gazoturbinnnykh dvigatelei i ikh elementov: Tezisy dokl. vsesoiuznoi konf.— Khar'kov: KhAI, 1983.— S. 105–106. (rus.)
6. **Galkin, M.N.** Vnutrenniaia teplootdacha v orebrennykh kanalakh so skreshchivaiushchimisia struiami okhlazhdaiushchego vozdukha [Текст] / M.N. Galkin, A.N. Boiko, V.G. Popov, N.L. Iaroslavtsev // Izv. vuzov. Mashinostroenie.— 1984.— № 5.— S. 56–60. (rus.)
7. **Galkin M.N., Popov V.G., Iaroslavtsev N.L.** Issledovanie i raschet gidravlicheskikh i teplovykh kharakter-

istik okhlazhdaemykh konstruktssii s komplannymi kanalami [Tekst] // Izv. vuzov. Mashinostroenie.— 1985.— № 3.— S. 73–76. (rus.)

8. **Galkin, M.N.** Intensifikatsiia teploobmena v orebrennykh traktakh s predel'no bol'shimi uglami skreshchivaiushchikhsia kanalov [Tekst] / M.N. Galkin, V.P. Litvinkov, V.A. Mal'kov [i dr.] // Izv. vuzov. Mashinostroenie.— 1987.— № 9.— S. 60–63. (rus.)

9. **Nagoga G.P., Kopylov I.S., Rukin M.V.** Teploobmen i gidravlichesкое soprotivlenie v traktakh iz komplannno-skreshchivaiushchikhsia kanalov [Tekst] // Rabochie protsessy v okhlazhdaemykh turbomashinakh gazoturbinnnykh dvigatelei: Mezhevuz. nauchn. sb.— Kazan': KAI, 1989.— S. 35–41. (rus.)

10. **Lebedev, A.S.** Eksperimental'noe issledovanie teploobmena v model'nykh kanalakh okhlazhdeniia turbinnnykh lopatok [Tekst] // Izv. vuzov. Energetika.— 1986.— № 9.— S. 92–95. (rus.)

11. **Gortyshev, Yu.F.** Teoriia i tekhnika teplofizicheskogo eksperimenta: [Tekst] Ucheb. posobie dlia vuzov / Yu.F. Gortyshev, F.N. Dresviannikov, N.S. Idiatullin [i dr.] / Pod red. V.K. Shchukina.— M.: Energoatomizdat, 1985.— 360 s. (rus.)

12. **Andreev, K.D.** Issledovanie teploobmena i gidravlicheskih soprotivlenii v kanale priamougol'nogo secheniia so vzaimno peresekaiushchimsia i skreshchivaiushchimsia orebreniem [Tekst] / K.D. Andreev, L.V. Arsen'ev, V.G. Polishchuk, N.P. Sokolov // Promyshlennaia teplotekhnika.— 1998.— T. 20, № 3.— S. 70–75. (rus.)

13. **Murav'ev V.V., Pelevin F.V.**, Puti povysheniia effektivnosti teploobmena v traktakh s komplannymi kanalami [Tekst] // Trudy II Ross. nats. konf. po teploobmenu.— T. 8. Studencheskaia sektsiia. Tezisy dokladov.— M.: MEI.— S. 34–35. (rus.)

14. **Antonov, A.N.** Eksperimental'noe issledovanie teploperedaiushchikh poverkhnostei s komplannymi kanalami (tipa Frenkelia) [Tekst] / A.N. Antonov, Yu.F. Baranov, A.Iu. Klochkov [i dr.] // Vestnik MEI.— 1997.— № 1.— S. 21–23. (rus.)

15. **Focke W.W., Zachariades J., Olivier I.** The effect of the corrugation inclination on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers [Tekst] // Int. J. Heat and Mass Transfer.— 1985. Vol. 28, № 8.— P. 1469–1479. (rus.)

16. **Savostin A.F., Tikhonov A.M.** Issledovanie kharakteristik plastinchatykh poverkhnostei nagreva [Tekst] // Teploenergetika.— 1970.— № 9.— S. 75–78. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

СОКОЛОВ Николай Павлович — кандидат технических наук ведущий инженер Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: turbo@pef.spbstu.ru

SOKOLOV Nikolay P. — St.-Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St.-Petersburg, Russia; e-mail: turbo@pef.spbstu.ru

ПОЛИЩУК Владимир Григорьевич — кандидат технических наук доцент заведующий лабораторией кафедры турбин, гидромашин и авиационных двигателей Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: turbo@pef.spbstu.ru

POLISHCHUK Vladimir G. — St.-Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St.-Petersburg, Russia; e-mail: turbo@pef.spbstu.ru

АНДРЕЕВ Константин Дмитриевич — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: akostik@land.ru

ANDREEV Konstantin D. — St.-Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St.-Petersburg, Russia; e-mail: akostik@land.ru