

ТЕПЛООБМЕН И ГИДРОСОПРОТИВЛЕНИЕ ВАФЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛАЗЕРНЫХ ЗЕРКАЛ

АННОТАЦИЯ

Получены результаты по гидравлическому сопротивлению, коэффициентам теплоотдачи, температурным полям в системах охлаждения в виде поперечно обтекаемых призматических ребер с относительной высотой ~ 3 в диапазонах чисел Рейнольдса $100 \div 25000$, Прандтля – $5.5 \div 8.5$, пористости – $0.53 \div 0.8$ при углах раствора ромба в основании призматического ребра $60^\circ, 90^\circ$, углах атаки $0 \div 120^\circ$ и коэффициентах теплопроводности материала ребер $-100 \div 400$ Вт/(м·К). Результаты обобщены в виде критериальных зависимостей. В коридорных структурах стадия вязкого течения выражена до чисел Рейнольдса 950, в шахматных – 350. Обнаружены пульсации давления в межреберном пространстве в области переходных чисел Рейнольдса. Наблюдается сильная зависимость коэффициентов сопротивления и теплоотдачи от угла атаки ребер. Приведенный к торцевой поверхности коэффициент теплоотдачи достигает $1.5 \cdot 10^5$ Вт/(м²·К).

1. ВВЕДЕНИЕ

Главной целью применения систем охлаждения с пересекающимися каналами является интенсификация теплоотдачи. В литературе [1,2] приводятся результаты исследования гидравлических и тепловых характеристик подобных структур. Ранее нами были экспериментально исследованы гидравлические сопротивления и теплообмен в системах охлаждения с пересекающимися каналами при небольших их высотах ($h_k/\delta_k \approx 1-3$) для групп специальным образом подобранных 24 макетов [3-5] для получения и обобщения данных. Анализ показал, что вафельные системы охлаждения относятся к особому классу теплообменных поверхностей, для которых мало литературных данных, а возможность использования результатов, полученных на других аналогах (шаровые засыпки, пучки труб, короткие каналы), не подтверждена. В совокупности с дальнейшими исследованиями в этом направлении в работе излагаются только краткие выводы, полученные для этих систем.

2. ТЕХНИКА ЭКСПЕРИМЕНТА

Исследованные системы охлаждения получены путем фрезерования в материале взаимопересекающихся под углом φ каналов одинаковой высоты h_k , рис.1. Теплогидравлические характеристики изучались на специальных макетах, состоящих из двух пластин, соединенных пайкой. В одной из пластин сформирована система охлаждения. С боковых поверхностей пластины закрыты крышками. Длина,

ширина и высота макета были соответственно 110, 30 и 12 мм. Гидравлическое сопротивление измерялось по известному градиенту давления Δp на длине макета l и расходу жидкости G , в качестве которой использовалась вода комнатной температуры ($t_{ж} = 15-25$ °С). Эксперименты по теплообмену проведены по методу теплового клина, обеспечивающему равномерный тепловой поток в четырех измерительных сечениях вдоль макета.

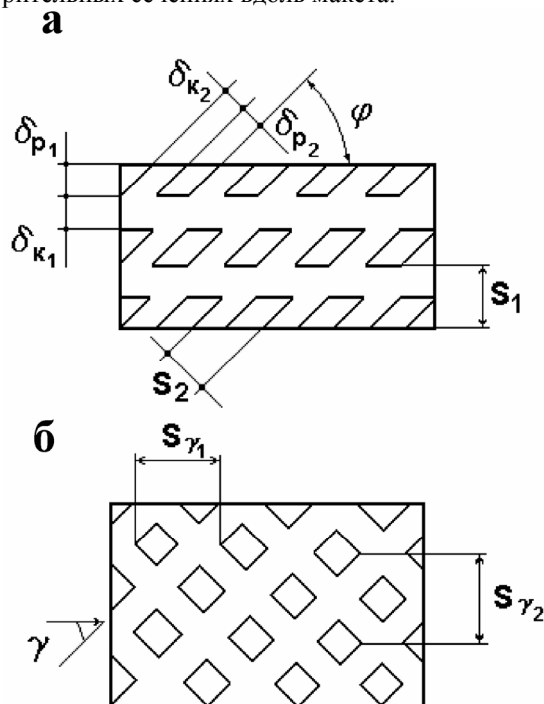


Рис. 1. Вид вафельных структур в плане: а – коридорная; б – шахматная

Измерялось температурное поле теплового клина и макета и по ним рассчитывались следующие величины: тепловой поток q_0 (максимальная погрешность 3-5 %), приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пр}$ с погрешностью 10-16 % ($\alpha_{пр} = q_0 / (t_{п} - t_{ж})$), $t_{ж}$ — среднemasсовая температура жидкости в сечении измерения, $t_{п}$ — температура охлаждаемой поверхности макета), коэффициент "теплоизоляции" $R_{ти}$ нижней пластины макета с погрешностью 5-20 % ($R_{ти} = (t_0 - t_{ж}) / (t_{п} - t_{ж})$), t_0 — температура нижней теплоизолированной пластины). Величины $\alpha_{пр}$ и $R_{ти}$ характеризуют температурное поле макета. Одновременно $\alpha_{пр}$ является характеристикой эф-

фективной теплоотдачи [3-5] и наряду с поверхностной теплоотдачей неоребреной части макета (осредненный коэффициент теплоотдачи на этой поверхности α_0) учитывает вклад в нее призматических ребер (осредненный коэффициент теплоотдачи с ребер α) и нижней пластины. Более подробно методика теплогидравлического эксперимента описана в [4-6].

При обобщении результатов за характерный размер взят гидравлический диаметр канала d_T . В качестве характерной скорости применялись скорость фильтрации W_ϕ , средняя скорость $W_2 = W_\phi \varepsilon^{-1}$, максимальная скорость $W_1 = W_\phi \varepsilon_M^{-1}$, где $\varepsilon = \varepsilon_M(2 - \varepsilon_M)$. Использование различных скоростей уместно при сравнении с данными литературных источников: скорость W_ϕ предпочтительна при рассмотрении вафельной структуры как пористого тела, W_1 — при сравнении с канальной системой охлаждения, W_2 — при обтекании одной и той же структуры под различными углами атаки γ . На основе этих скоростей получены соответствующие числа Рейнольдса $Re_i = W_i d_T / \nu_{ж}$ (с максимальной погрешностью $\sim 5-6\%$), коэффициенты гидравлического сопротивления $\xi_i = \Delta p / [\rho W_i^2 / 2(d_T/l)]$ (с максимальной погрешностью 10-15%) (здесь и ранее косвенные величины измерений определены с доверительной вероятностью 0.95).

Получены экспериментальные результаты по визуализации, гидросопротивлению ξ , приведенной теплоотдаче $\alpha_{пр}$, и распределению температур при одностороннем тепловом потоке в 24 вафельных системах охлаждения в следующих диапазонах изменения параметров: числа Рейнольдса $40 \leq Re_1 \leq 2.5 \cdot 10^4$, числа Прандтля $Pr = 5.5 \div 8.5$, гидравлического диаметра $d_T = 1.5 \div 2.4$ мм, пористости $\varepsilon = 0.53 \div 0.8$, компактности $K = 1 \cdot 10^3 \div 1.6 \cdot 10^3$ м⁻¹, угле пересечения каналов $\varphi = 60, 90^\circ$, углах обтекания (атаки) $\gamma = 0 \div 120^\circ$, ширине ребра вафли $\delta_p = 1.0 \div 2.5$ мм из различных материалов [$\lambda = 130, 380$ Вт/(м·К)].

С помощью модели температурного поля, предложенной ранее [6], показано, что у вафельных структур имеется тенденция к перераспределению вкладов в приведенную теплоотдачу оребреной и неоребреной поверхностей. Ребра (по сравнению с канальной системой) не столько развивают поверхность, сколько способствуют интенсификации поверхностной теплоотдачи. Показано, что по сравнению с канальными системами добиться одинаковых $\alpha_{пр}$ для вафельных систем можно при больших размерах их структуры.

3. ПОЛУЧЕННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

3.1. Гидравлическое сопротивление

Визуализация течения показала наличие сложной структуры течения в ламинарной и турбулентной стадиях. Существуют трехмерные вихревые течения за вафлей и в отрывных зонах, которые при

ламинарном течении в коридорной системе устойчивы, что свидетельствует о малом потреблении энергии основного потока, но вместе с тем они чувствительны к воздействию возмущающих факторов.

Гидросопротивление вафельных структур в сильной степени зависит от характера обтекания. У коридорных структур стадия вязкого течения ярко выражена до $Re_1 = 950$. Для них в зависимости от состояния поверхности сопротивление до двух раз может превышать сопротивление гладких каналов. Обтекание структур под углом атаки сужает область вязкого трения ($Re_1 \leq 350$). В турбулентной области характер сопротивления зависит от шероховатости поверхности: у гладких поверхностей оно изменяется по степенному закону, для шероховатых поверхностей оно автомодельно, хорошо согласуется с сопротивлением пучка труб и вписывается в рамки разработанной струйной модели течения. Увеличение угла атаки у квадратных вафельных структур приводит к сильному росту сопротивления. Сопротивление структур с ромбовидными вафлями ($\varphi = 60^\circ$) в меньшей степени зависит от угла γ при $\gamma = 0-60^\circ$, коррелирует с сопротивлением шахматных трубных пучков и сохраняет тенденцию степенного изменения с ростом γ , Re_1 . При увеличении угла γ ($\gamma = 60 \div 120^\circ$) также наблюдается интенсивный рост сопротивления (рис. 2).

3.2. Теплоотдача

Приведенная теплоотдача вафельных систем характеризуется большими достигнутыми значениями [$\alpha_{пр} = (1.2-1.5) \cdot 10^5$ Вт/(м²·К)], зависит от угла обтекания, компактности, слабо зависит от материала в диапазоне $\lambda = 100 \div 400$ Вт/(м·К). Применение шахматных структур выгодно там, где у коридорных начинается вязкостный режим течения, тогда для них $\alpha_{пр}$ в 2-3 раза выше. Коэффициенты поверхностной теплоотдачи идентифицированы по методике, изложенной в [3-6], экспериментальные результаты обобщены в различных координатах. Выявлено влияние угла атаки на теплоотдачу (рис. 2). Коэффициенты теплоотдачи коридорных систем располагаются в области, лежащей выше теплоотдачи в коротких каналах [7] и ниже теплоотдачи пучков труб. Теплоотдача шахматных структур в 1.2-1.6 раза выше коридорных. Шероховатость стенок способствует росту теплоотдачи в 1.2-1.3 раза. В коридорных структурах с гладкими стенками в переходной области течения ($1 \cdot 10^3 \leq Re_1 \leq 1.6 \cdot 10^3$) наблюдается более интенсивный рост теплоотдачи по сравнению с гидросопротивлением, сопровождающийся пульсациями давления. Энергетические характеристики $\alpha_{пр}(\Delta p/l)$ шахматных и коридорных структур при больших числах Re сопоставимы, при низких — шахматные более выгодны. Энергетические характеристики поверхностной теплоотдачи $\alpha(\Delta p/l)$ у шахматных структур выше.

В качестве базового варианта для выявления зависимости сопротивления $\xi_2(\gamma)$ и теплоотдачи $Nu(\gamma)$ от угла атаки выбран вариант с коридорной вафель-

ной структурой. Обобщением результатов по методу наименьших квадратов для коридорной вафельной системы получены следующие степенные зависимости:

$$\xi_2 = 0.75 Re_2^{-0.036},$$

$$K_1 = Nu Pr^{-1/3} = 0.75 Re_1^{0.74} \quad (1)$$

для $\varphi = 60^\circ, \gamma = 0^\circ, 60^\circ$ и $3 \cdot 10^2 < Re_2 < 8 \cdot 10^3$;

$$\xi_2 = 0.72 Re_2^{-0.12},$$

$$K_1 = Nu Pr^{-1/3} = 0.115 Re_1^{0.73} \quad (2)$$

для $\varphi = 90^\circ, \gamma = 0^\circ$ и $8 \cdot 10^2 < Re_2 < 1.5 \cdot 10^4$.

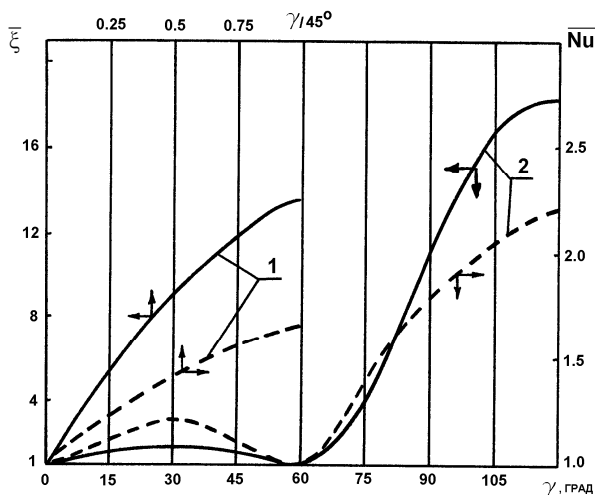


Рис. 2. Зависимость относительного сопротивления $\bar{\xi}$ и теплоотдачи \bar{Nu} от угла обтекания γ : 1 — $\varphi=90^\circ, Re_2=2.5 \cdot 10^3$; 2 — $\varphi=60^\circ$

На рис. 2 представлены графики зависимостей относительного сопротивления $\bar{\xi} = \xi_2(\gamma)/\xi_2(\gamma=0^\circ)$ и относительной теплоотдачи $\bar{Nu} = Nu(\gamma)/Nu(\gamma=0^\circ)$ от угла атаки γ , полученные путем нормирования на характеристики для базового варианта (формулы (1), (2)) при постоянном числе Рейнольдса. Общим признаком для всех структур является повышение сопротивления и теплоотдачи при увеличении γ . При этом при переходе от коридорной к шахматной структуре характерен превалирующий рост гидросопротивления (в 14÷16 раз) по сравнению с теплоотдачей (в 1.6÷2.2 раза).

Получены следующие формулы для аппроксимации экспериментальных данных полиномом (n -й степени, $n = 4$) по гидросопротивлению и теплоотдаче в зависимости от угла:

$$\bar{\xi} = -4.267 \bar{\gamma}^4 + 6.4 \bar{\gamma}^3 - 9.333 \bar{\gamma}^2 + 19.6 \bar{\gamma} + 1, \quad (3)$$

$$\bar{Nu} = -0.853 \bar{\gamma}^4 + 1.493 \bar{\gamma}^3 - 1.067 \bar{\gamma}^2 + 1.067 \bar{\gamma} + 1 \quad (4)$$

при $\varphi = 90^\circ, \bar{\gamma} = \gamma/45, 0^\circ < \gamma < 45^\circ$,

$$\bar{\xi} = 0.213 \bar{\gamma}^4 - 0.427 \bar{\gamma}^3 - 4.013 \bar{\gamma}^2 + 4.227 \bar{\gamma} + 1, \quad (5)$$

$$\bar{Nu} = 2.944 \bar{\gamma}^4 - 5.888 \bar{\gamma}^3 + 2.856 \bar{\gamma}^2 + 0.088 \bar{\gamma} + 1 \quad (6)$$

при $\varphi = 60^\circ, \bar{\gamma} = \gamma/30, 0^\circ < \gamma < 30^\circ$,

$$\bar{\xi} = 29.867 \bar{\gamma}^4 - 102.4 \bar{\gamma}^3 + 95.733 \bar{\gamma}^2 - 6 \bar{\gamma} + 1, \quad (7)$$

$$\bar{Nu} = 3.413 \bar{\gamma}^4 - 7.467 \bar{\gamma}^3 + 4.427 \bar{\gamma}^2 + 0.827 \bar{\gamma} + 1 \quad (8)$$

при $\varphi = 60^\circ, \bar{\gamma} = (\gamma - 60)/60, 60^\circ < \gamma < 120^\circ$.

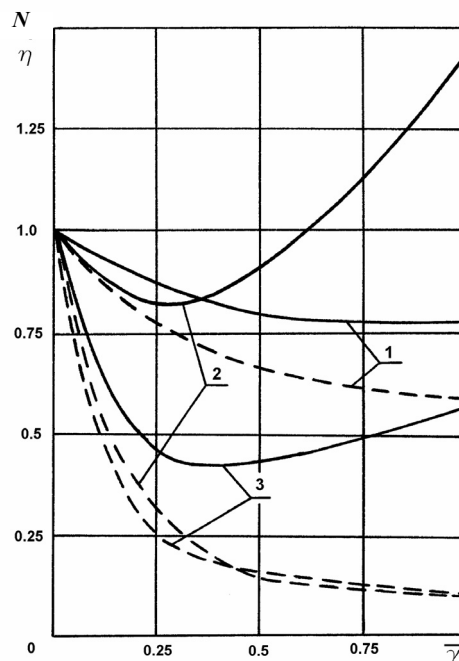


Рис. 3. Зависимость величин η и N от угла обтекания $\bar{\gamma}$: 1 — $\varphi=60^\circ, 0^\circ \leq \gamma \leq 30^\circ, \bar{\gamma}=\gamma/30, Re_2=2 \cdot 10^3$; 2 — $\varphi=60^\circ, 60^\circ \leq \gamma \leq 120^\circ, \bar{\gamma}=(\gamma-60)/60, Re_2=2 \cdot 10^3$; 3 — $\varphi=90^\circ, 0^\circ \leq \gamma \leq 45^\circ, \bar{\gamma}=\gamma/45, Re_2=2.5 \cdot 10^3$; сплошные линии — N , штриховые линии — η

Отношение $\eta = \bar{Nu}/\bar{\xi}$ (рис. 3) показывает, во сколько раз теплоотдача с ростом γ превосходит сопротивление. При заданной тепловой мощности теплозащитного устройства (лазерного зеркала) и поверхности теплообмена интенсификацию теплоотдачи характеризуют затраты мощности на прокачку теплоносителя. Имея характеристики для базового варианта в виде степенных функций $Nu = C_1 Re^n$ и $\xi_2 = C_2 Re^m$ (где C_1, C_2 — постоянные) и зависимости $\bar{\xi}(\bar{\gamma}), \bar{Nu}(\bar{\gamma})$, отношение мощностей на прокачку теплоносителя охарактеризуем комплексом

$$N = Nu^{(m+3)/n} / \bar{\xi}, \quad (9)$$

где $(m+3)/n = 4$ (для $\varphi = 60^\circ$) и 3.93 (для $\varphi=90^\circ$). Этот комплекс сравнивает тепловую мощность устройств при одинаковых расходах теплоносителя и гидравлических сопротивлениях и в зависимости от угла $\bar{\gamma}$ представлен на рис.3. Его поведение отличается от поведения $\eta = \bar{Nu}/\bar{\xi}$ тем, что для некоторых случаев имеется точка минимума по N с дальнейшим его нарастанием. Само значение N не так сильно отличается от 1 по сравнению с η . Для $\varphi = 60^\circ$ при $\gamma > 96^\circ N \geq 1$.

3.3. Улучшение характеристик теплоотдачи

Рассмотрим некоторые меры [8], направленные на дальнейшее форсирование теплоотдачи в вафельных структурах, и среди них применение многоярусных систем и измельчение структуры. Для примера возьмем двухъярусную систему охлаждения, представляющую собой комбинацию коридорной (на верхнем ярусе) и шахматной (на нижнем ярусе) схем расположения ребер. Такое расположение обеспечивает снижение расхода теплоносителя при сохранении высокой эффективности теплообмена по сравнению со случаем использования коридорной схемы для двух ярусов. По результатам оценок использование двухъярусной вафельной структуры целесообразно для существенного уменьшения $R_{\text{ти}}$, т.к. даже при достаточно малых скоростях течения теплоносителя ($Re_1 \leq 600$) вклад второго яруса в приведенную теплоотдачу не превышает 20-25 %.

При измельчении размеров структуры до размеров $\varepsilon = 0.5 \div 0.75$, $\delta_p = 0.3 \div 1.0$ мм, $h_k = 0.5 \div 2.0$ мм, получим $K = 1750 \div 8700 \text{ м}^{-1}$, что существенно превосходит исследованный ранее [3-5] диапазон $K = 1000 \div 1600 \text{ м}^{-1}$. Для гипотетической системы охлаждения с размерами $\varepsilon = 0.75$, $\delta_p = 0.3$ мм, $h_k = 0.5$ мм при охлаждении водой ($Pr = 7$) и безразмерной скорости $Re_1 = 3000$ получим $\alpha_{\text{пр}} = 2.5 \cdot 10^5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Оценки показывают, что применение 3-4- ярусной системы охлаждения дает практически полную теплоизоляцию основной конструкции при достаточно высокой приведенной теплоотдаче $\alpha_{\text{пр}} = (2.5 \div 2.8) \cdot 10^5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Они, вероятно, являются предельно достижимыми для конструкций подобного типа.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, результаты, полученные в настоящей работе и ранее [3-5], могут быть использованы для определения гидросопротивления и теплоотдачи в вафельных структурах с различным углом пересечения каналов и далее, как граничные условия, при построении математической модели для расчета локальных расходонапряженностей и температурных полей в двумерных областях.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

d_T – гидравлический диаметр канала, м;
 $d_T = 4F_k/\Pi_k$;
 F_k – площадь канала, м^2 ;
 Π_k – периметр канала, м;
 δ_k, h_k – ширина и высота канала, м;
 φ – угол пересечения каналов, град;
 γ – угол атаки (обтекания), град;
 δ_p – толщина ребра, м;

ε – пористость, т.е. отношение объема пустот к полному объему элементарной ячейки системы охлаждения;
 K – компактность, т.е. отношение площади теплообменной поверхности к объему элементарной ячейки, $1/\text{м}$;
 $\Delta P/l$ – перепад давления ΔP на расстоянии l между отборными давлениями, $\text{Па}/\text{м}$;
 W_ϕ – скорость фильтрации, $\text{м}/\text{с}$;
 $W_1 = W_\phi/\varepsilon_m$, [$\varepsilon_m = \delta_k/(\delta_p + \delta_k)$], $W_2 = W_\phi/\varepsilon$ – характерные скорости, $\text{м}/\text{с}$;
 ξ – коэффициент гидравлического сопротивления;
 $\alpha_{\text{пр}}, \alpha, \alpha_0$ – коэффициенты теплоотдачи (приведенной, на ребре, на неоребренной части пластины), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
 $R_{\text{ти}} = (t_0 - t_{\text{ж}})/(t_{\text{п}} - t_{\text{ж}})$ – коэффициент теплоизоляции;
 q_0 – удельный тепловой поток, $\text{Вт}/\text{м}^2$;
 t – температура, $^\circ\text{C}, \text{K}$;
 ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 $\nu_{\text{ж}}$ – динамическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$;
 $\lambda, \lambda_{\text{ж}}$ – коэффициенты теплопроводности материала и жидкости, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
 $Re_i = d_i W_i/\nu_{\text{ж}}$ – число Рейнольдса;
 Pr – число Прандтля;
 $Nu = d_i \alpha_i/\lambda_{\text{ж}}$ – число Нуссельта;
 $\xi = \xi_2(\gamma)/\xi_2(\gamma = 0^\circ)$ – относительное гидравлическое сопротивление;
 $Nu = Nu(\gamma)/Nu(\gamma = 0^\circ)$ – относительная теплоотдача.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Харитонов В.В. Теплофизика лазерных зеркал: Учеб. пособие. М.: Изд. МИФИ, 1993. 150 с.
2. Sparrow E.M. and Grannis V.B. Pressure drop characteristics of heat exchangers consisting of arrays of diamond-shaped pin fins // Int. J. Heat Mass Transfer. 1991. V.34. N.3. P.589-600.
3. Шанин Ю.И., Афанасьев В.А., Шанин О.И. Гидродинамика и теплообмен в системах охлаждения с пересекющимися каналами. 1. Гидродинамические характеристики // ИФЖ. 1991. Т.61. № 5. С.717-725.
4. Шанин Ю.И., Афанасьев В.А., Шанин О.И. Гидродинамика и теплообмен в системах охлаждения с пересекющимися каналами. 2. Теплоотдача и температурные поля // ИФЖ. 1991. Т.61. № 6. С.915-924.
5. Шанин Ю.И., Афанасьев В.А., Шанин О.И. Гидродинамика и теплообмен в системах охлаждения с пересекющимися каналами. 3. Влияние угла обтекания и числа ярусов // ИФЖ. 2000. Т.73. № 2. С.214-223.
6. Теплообмен в прямоугольных каналах с теплопроводными стенками при одностороннем нагреве / В.Н. Федосеев, О.И. Шанин, Ю.И. Шанин, В.А. Афанасьев // ТВТ. 1989. Т.27. № 6. С. 1132-1138.
7. Сукомел А.С., Величко В.И., Абросимов Ю.Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах. М.: Энергия, 1979. 216 с.
8. Шанин Ю.И., Федосеев В.Н., Шанин О.И. Теплообмен в многослойных проточных системах охлаждения при одностороннем нагреве // ТВТ. 1991. Т.29. № 2. С. 308-316.