

ПРЕДЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОТОЧНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛАЗЕРНЫХ ЗЕРКАЛ

Ю.И. Шанин, О.И. Шанин

ФГУП «НИИ НПО «Луч», Подольск, Россия, syi@luch.podolsk.ru

В работе приведены результаты экспериментального исследования проточных систем охлаждения применительно к лазерным зеркалам и достигнутые на них предельные характеристики.

С использованием методики [1, 2] были проведены оригинальные эксперименты по исследованию теплогидравлических характеристик около 50 макетов проточных систем охлаждения, выполненных из различных материалов с вариацией коэффициента теплопроводности в диапазоне $\lambda=10\div 400$ Вт/(м·К). Исследованы различные комбинации каналов (канальные, многоярусные, системы из гофров, со взаимопересекающимися каналами (вафельные), «щеточные») с гидравлическими диаметрами $d_r=1\div 3.5$ мм в диапазоне чисел Рейнольдса $Re=10\div 5\cdot 10^4$ на спирте и воде. Результаты обобщены в безразмерном виде по гидросопротивлению $\xi=A\cdot Re^n$ и теплоотдаче $Nu=BRe^m Pr^k$.

Системы исследованы при воздействии на них одностороннего теплового потока, получено и проанализировано решение для температурного поля в многослойной системе охлаждения проточного типа [2] как без учета термического сопротивления, так и при различной величине термического сопротивления в местах соединения системы охлаждения с другими элементами конструкции [3].

Ниже приведены результаты дальнейшего аналитического и экспериментального исследования канальных систем. Аналитически рассмотрено влияние высоты канала и материала конструкции на безразмерные характеристики теплообмена - коэффициента интенсификации теплоотдачи $K_{ин}$ и коэффициента теплоизоляции $K_{ти}$. При этом накладывались как ограничения по безразмерной скорости (Re), так и по градиенту давления. На конкретном примере рассмотрено влияние этажности системы на $K_{ин}$ и $K_{ти}$.

Одноэтажные канальные системы охлаждения наиболее просты и хорошо исследованы авторами [1] и другими исследователями [4, 5]. При гладких стенках каналов в областях ламинарного и развитого турбулентного течений поведение коэффициентов гидравлического сопротивления и поверхностной теплоотдачи практически не отличается от классических зависимостей. Отличия появляются у высоких и узких каналов и каналов с шероховатыми стенками. Наиболее интересным результатом по гидравлическому сопротивлению является превышение коэффициента гидравлического сопротивления над теоретическим для области ламинарного течения при практически неизменном коэффициенте теплоотдачи.

Ранее рассматривалась оптимизация коэффициента интенсификации $K_{ин}$ по размерам канала лишь по его пористости [1]. Здесь проанализировано влияние высоты канала на $K_{ин}$ и $K_{ти}$.

Увеличение высоты канала приводит к многостороннему воздействию на характеристики системы. При постоянной ширине канала коэффициент развития поверхности K_F

$$K_F = \Pi_k / (\delta_p + \delta_k) = 2(1 + h_k / \delta_k) / (1 + \delta_p / \delta_k) \quad (1)$$

увеличивается пропорционально высоте канала. При одновременном улучшении характеристик $K_{ин}$ и $K_{ти}$ (увеличении $K_{ин}$ и снижении $K_{ти}$) при росте высоты канала происходит уменьшение эффективности ребра. Ниже на конкретном примере рассмотрено поведение характеристик K_F , $K_{ин}$, $K_{ти}$ для двух систем охлаждения при турбулентном течении воды комнатной температуры в них при переменной высоте канала, нарезанного в меди. В первом случае толщина ребра и ширина канала одинаковы $\delta_p = \delta_k = 1$ мм ($\varepsilon = 0.5$), во втором случае $\delta_p = 0.5$ мм, $\delta_k = 1.5$ мм ($\varepsilon = 0.75$). В первом варианте исследовались характеристики при фиксированной безразмерной скорости ($Re = 5000$; $Re = 10000$), рис.1. Во втором случае фиксировался перепад давления ΔP на длине теплообменника l , рис. 2. При этом для чисел Рейнольдса и удельных расходонапряженностей получены следующие связи с геометрическими размерами канала

$$Re_i = Re_0 \left(\frac{d_{гi}}{d_{г0}} \right)^{3/n+2} \quad (2)$$

$$G_i/G_0 = F_{ки}/F_{к0} \left(\frac{d_{гi}}{d_{г0}} \right)^{3/n+2} \quad (3)$$

где $d_{г0}$, $F_{к0}$ - гидравлический диаметр и площадь канала при какой-то фиксированной высоте канала (в нашем случае $h_{к0} = 6$ мм); n - показатель в законе сопротивления. При линейном изменении и высоты канала имеем $F_{ки} = \delta_{к0} h_{ки}$ и закон изменения расходонапряженности примет вид

$$G_i/G_0 = h_{ки}/h_{к0} \left\{ \frac{h_{ки}(\delta_{гi} + h_{к0})}{h_{к0}(\delta_{к0} + h_{ки})} \right\}^{3/n+2} \quad (4)$$

За начало числа Re принято $Re = 10000$, поведение характеристик $\bar{G}_i = G_i/G_0$, $\bar{Re}_i = Re_i/Re_0$ также нанесено на рис.2. При расчете поверхностей теплоотдачи использовалась формула Михеева М.А., для расчета $K_{ин}$ выражение полученное в [2], записанное ниже с учетом изменения в расчетах только величины $\bar{h} = h_k/d_f$:

$$K_{ин} = \frac{\alpha_{np}}{\alpha_0} = \frac{(1-\varepsilon)\sqrt{D} (1-\varepsilon)\sqrt{D}th(\sqrt{D}\bar{h}) + \varepsilon Bi_0}{Bi_0 (1-\varepsilon)\sqrt{D} + \varepsilon Bi_0 th(\sqrt{D}\bar{h})} + \varepsilon_0 \quad (5)$$

где $D = Bi/(1-\varepsilon)$, $Bi_0 = Nu/\Lambda$, $\Lambda = \lambda/\lambda_{ж}$, $Bi = (\alpha_v d_s^2)/\Lambda = [2Nu\varepsilon(2\bar{h}-1)]/(\Lambda\bar{h})$, для расчета $K_{ти}$ использовано выражение, полученное в [3] с учетом изменения h :

$$K_{ти} = \left\{ -ch \left[\sqrt{\frac{Nu}{\Lambda}} \sqrt{\frac{2}{d_s \delta_p}} h \right] + \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \frac{\sqrt{Nu/\Lambda}}{\sqrt{2/(d_s \delta_p)}} sh \left[\sqrt{\frac{Nu}{\Lambda}} \sqrt{\frac{2}{d_s \delta_p}} h \right] \right\}^{-1} \quad (6)$$

Отношение $K_{ин}/K_F$, представленное на графиках, хорошо иллюстрирует достигаемую эффективность ребра по сравнению с теоретической максимально возможной, которую характеризует величина K_F . Характерным является уменьшение интенсифицирующего эффекта с ростом числа Re (см. рис.1, 2). При ограничении $Re = const$ $K_{ин}$ постоянно увеличивается при уменьшающейся скорости изменения, но не достигает максимума в исследованном диапазоне высот $h_k = 1 \div 6$ мм. При ограничении $\Delta P/l$ практически при $h_k = 3 \div 4$ мм ($\bar{h} = 1.5 \div 1.8$) имеет место $K_{ин} = const$ и дальнейшее увеличение высоты канала с целью повышения $K_{ин}$ не имеет смысла. Здесь необходимо,

правда, помнить, что имеет место дальнейшее уменьшение $K_{ти}$, который в свою очередь сильно зависит от пористости и интенсивности течения (Re).

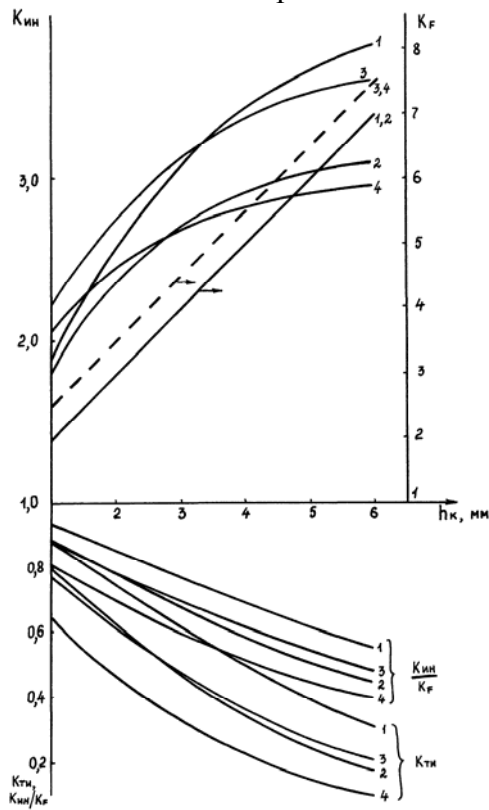


Рис. 1. Зависимость характеристик от высоты канала при $Re = const$: 1, 2 - $\delta_k = \delta_p = 1$ мм, $\epsilon = 0.5$; 3, 4 - $\delta_k = 1.5$ мм, $\epsilon = 0.75$; 1, 3 - $Re = 5 \cdot 10^3$; 2, 4 - $Re = 10^4$.

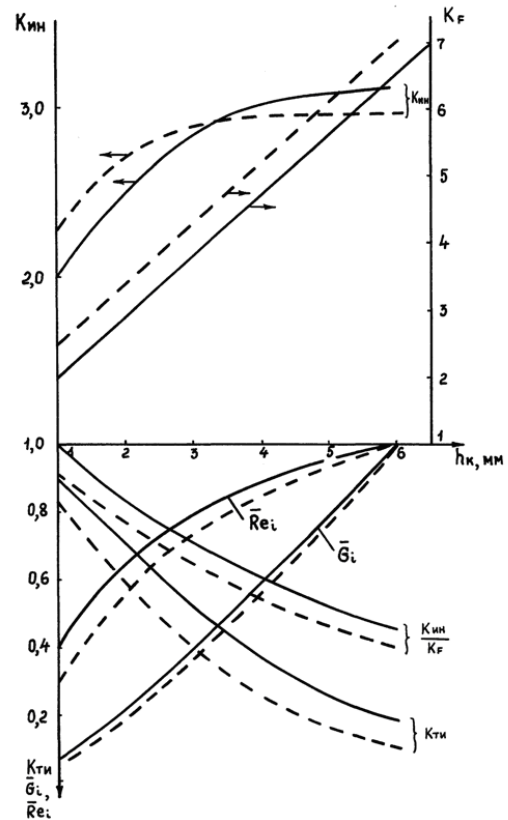


Рис. 2. Зависимость характеристик от высоты канала при $\Delta p/l = const$ ($Re = 10^4$): сплошная линия – 1, штриховая линия – 2; 1 - $\delta_k = 1$ мм, $\epsilon = 0.5$; 2 - $\delta_k = 1.5$ мм, $\epsilon = 0.75$

Проанализировано влияние на характеристики $K_{ин}$ и $K_{ти}$ коэффициента теплопроводности конструкционного материала. Используются те же конструкции, что и выше и те же режимы течения ($Re = 5000$, $Re = 10000$), но при этом зафиксирована относительная высота канала \bar{h} ($\bar{h} = 1.0$; $\bar{h} = 2.5$). Как и следовало ожидать $K_{ин}$ и $K_{ти}$ с ростом относительного коэффициента теплопроводности увеличиваются. При этом для низкотеплопроводных материалов скелета (например, инвар, нержавеющая сталь) оребрение может снижать приведенную теплоотдачу ($K_{ин} < 1$), рис. 3. Для относительно низких каналов ($\bar{h} < 1$) и средних пористостей ($\epsilon = 0.5$) в диапазоне $200 < \Lambda = \lambda/\lambda_{ж} < 630$ Вт/(м·К) наблюдается слабая зависимость $K_{ин}$ от Λ , что объясняется практически равномерным распределением температуры по периметру канала при одностороннем тепловом потоке. Этот факт подтверждается поведением $K_{ти}$ для этих каналов, рис. 4. Отметим, что материал может оказывать сильное воздействие на $K_{ин}$ и увеличение Λ при неизменной высоте канала может быть столь же эффективно, как и увеличение высоты канала при одном и том же материале. Создание же системы высоких узких каналов технологически сложно. При увеличении скорости теплоносителя, несмотря на уменьшение комплекса $K_{ин}$, безразмерная приведенная теплоотдача $Nu_{ин}$ растет и поэтому добиться одинаковых $K_{ти}$ можно, уменьшая одновременно высоту канала.

Аналогично можно проанализировать влияние материала конструкции на терморасширение пакета охлаждения при работе (проявляющееся через коэффициент линейного расширения β), что важно для теплообменников лазерных зеркал [4].

Совместное влияние на эффективность оребрения пористости и материала конструкции при $\bar{h} = \text{const}$ выявляет зависимость $K_{ин} = f(\epsilon)$, рис.5.

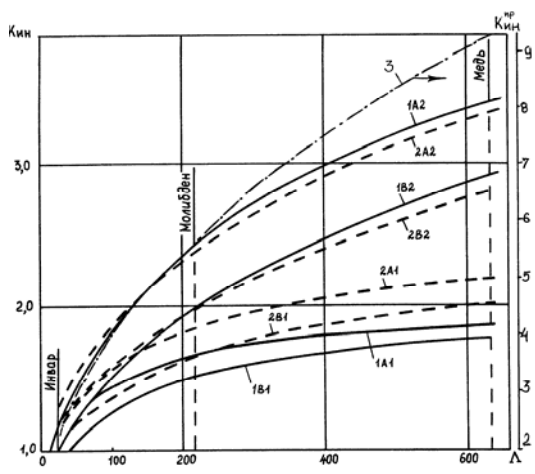


Рис. 3. Зависимость интенсификации теплоотдачи от коэффициента теплопроводности материала ($Pr_{ж}=7, \lambda=0.6$ Вт/(м·К)): 1A1, 1A2, 1B1, 1B2- $\delta_k=1$ мм, $\epsilon=0.5$; 2A1, 2A2, 2B1, 2B2- $\delta_k=1.5$ мм, $\epsilon=0.75$; А – $Re=5 \cdot 10^3$; В – $Re=10^4$; 1A1, 1B1 – $h_k=1$ мм, $\bar{h}=1$; 1A1, 1B1 – $h_k=1$ мм, $\bar{h}=1$; 2A1, 2B1 – $h_k=4$ мм, $\bar{h}=2.5$; 1A2, 1B2 – $h_k=1$ мм, $\bar{h}=0.833$; 2A2, 2B2 – $h_k=4$ мм, $\bar{h}=0.833$; 3 – по формуле (9).

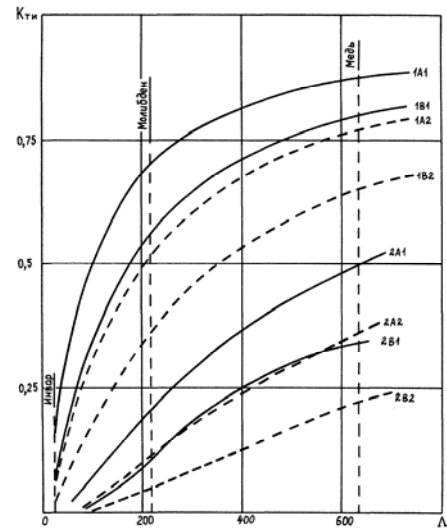


Рис. 4. Зависимость теплоизоляции конструкции от коэффициента теплопроводности материала ($Pr_{ж}=7, \lambda=0.6$ Вт/(м·К)). Обозначения соответствуют рис. 3.

При уменьшении гидравлического диаметра канала и одновременном увеличении (или сохранении постоянной) высоты канала отношение h_k/δ_k (h_k/d_r) увеличивается и d_r стремится к значению, характерному для плоской щели $d_r \approx 2\delta_k$. Наблюдается только ламинарный режим течения теплоносителя в каналах с большой гидравлической длиной ($(l_k/d_r) > 0.07Re$). Теплоотдача в таких каналах при условии $q = \text{const}$ постоянна ($Nu \approx 8$). Экстремальные значения теплоотдачи в щелевой системе охлаждения соответствуют оптимальной пористости $\epsilon = 0.5$. Для таких условий и предположении $th(mh+\varphi) \approx 1$ уравнение приведенной теплоотдачи модифицируется к виду

$$Nu_{np} = Nu / 2 + \sqrt{Nu\Lambda} \quad (7)$$

и максимально достижимая интенсификация теплоотдачи равна

$$K_{ин}^{np} = \frac{Nu_{np}}{Nu} = 0.5 + \sqrt{\frac{\Lambda}{Nu}} \quad (8)$$

Эта зависимость при условии $Nu=8$ трансформируется к виду

$$K_{ин}^{np} = 0.5 + \sqrt{\frac{\Lambda}{8}} \quad (9)$$

и представлена на рис. 3.

Многоэтажные системы охлаждения. Применение многоэтажных систем охлаждения может быть вызвано следующими причинами: стремлением повысить приведенную теплоотдачу (т.е. увеличить произведение коэффициента поверхностной теплоотдачи на теплообменную площадь), стремлением снизить температуру основной

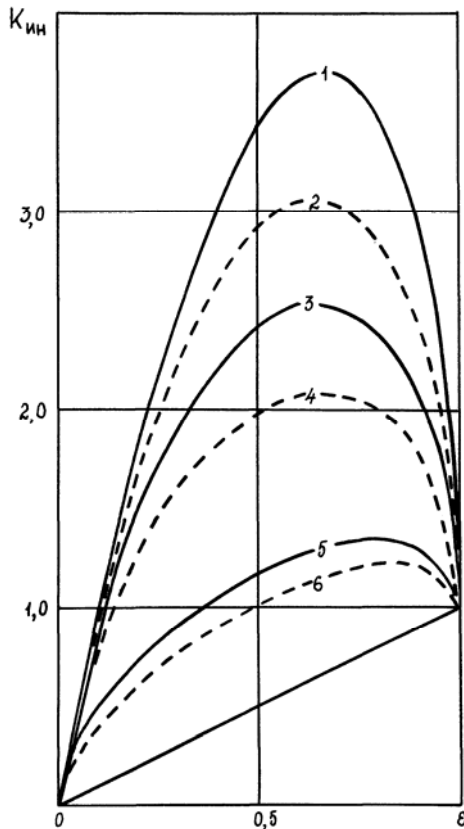


Рис. 5. Зависимость интенсификации теплоотдачи от пористости для различных материалов конструкции ($\bar{h} = 2.5$, вода, $Pr_{ж} = 7$): 1, 2 – медь, 3, 4 – молибден, 5, 6 – инвар; 1, 3, 5 –

несущей конструкции.

Аналитическое решение для температурного поля многоэтажных систем канального типа для условия одностороннего теплового потока и теплоизоляции другой стороны получено в [2]. Там же рассмотрены предельные случаи поведения комплексов $K_{ин}$ и $K_{ти}$ для бесконечного числа этажей идентичных размеров. Интенсифицирующее влияние нижних этажей вырождается при превышении параметром ребра $m h_k > 2$ и выгодно, как правило, в ламинарной области течения теплоносителя.

Здесь на конкретном примере трехэтажной системы рассмотрено влияние каждого последующего этажа на $K_{ин}$ и $K_{ти}$. Коэффициент приведенной теплоотдачи для одноэтажной системы

$$\alpha_{np1} = \frac{(1 - \varepsilon_1) \lambda m_1 sh[m_1 h_k + 2\varphi_{01}]}{ch\varphi_{01} ch[m_1 h_k + \varphi_{01}]}, \quad (10)$$

для каждого этажа двухэтажной системы

$$\alpha_{np1}(1) = \frac{(1 - \varepsilon_1) \lambda m_1 sh[m_1 (h_1 - h_{01}) + \varphi_{01} + \varphi_1]}{ch\varphi_1 ch[m_1 h_k + \varphi_1]}, \quad (11)$$

$$\alpha_{np2}(2) = \frac{(1 - \varepsilon_2) \lambda m_2 sh[m_2 h_k + 2\varphi_{02}]}{ch\varphi_{02} ch[m_2 h_k + \varphi_{02}]}, \quad (12)$$

для последовательных этажей трехэтажной системы

$$\alpha_{np1}(1) = \frac{(1 - \varepsilon_1) \lambda m_1 sh[m_1 (h_1 - h_{01}) + \varphi_{01} + \varphi_1]}{ch\varphi_{01} ch[m_1 h_k + \varphi_1]}, \quad (13)$$

$$\alpha_{np2}(2) = \frac{(1 - \varepsilon_2) \lambda m_2 sh[m_2 h_k + \varphi_{02} + \varphi_2]}{ch\varphi_{02} ch[m_2 h_k + \varphi_2]}, \quad (14)$$

$$\alpha_{np3}(3) = \frac{(1 - \varepsilon_3) \lambda m_3 sh[m_3 h_k + 2\varphi_{03}]}{ch\varphi_{03} ch[m_3 h_k + \varphi_{03}]}, \quad (15)$$

В идентичных каналах этажей имеет место: 1) $m_i = m$; 2) $\varepsilon_i = \varepsilon$; 3) $th\varphi_{0i} = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} * \frac{\alpha_0}{\lambda m}$;

$$4) th\varphi_i = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} * \frac{\alpha_0}{\lambda m} + \frac{1}{(1-\varepsilon)\lambda m} * \frac{1}{\left(\frac{h_{пер}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{прi}}\right)}$$

Имея в виду, что $K_{ин} = \alpha_{пр}/\alpha_0$ введем новое понятие - меру интенсификации

$$K_{мэ}(i) = \frac{\alpha_{пр1}(i)}{\alpha_{пр1}(1)}, \text{ где } i=2,3. \quad (16)$$

Тогда для двухэтажной системы имеем

$$K_{мэ}(2) = \frac{\alpha_{пр1}(2)}{\alpha_{пр1}(1)} = \frac{sh(mh_k + \varphi_{01} + \varphi_1)}{ch\varphi_1 ch(mh_k + \varphi_1)} \cdot \frac{ch\varphi_{01} ch(mh_k + \varphi_{01})}{sh(mh_k + 2\varphi_{01})}, \quad (17)$$

а для трехэтажной

$$K_{мэ}(3) = \frac{\alpha_{пр1}(3)}{\alpha_{пр1}(1)} = \frac{sh(mh_k + \varphi_{01} + \varphi_1)}{ch\varphi_1 ch(mh_k + \varphi_1)} \cdot \frac{ch\varphi_{01} ch(mh_k + \varphi_{01} + \varphi_1)}{sh(mh_k + \varphi_{01} + \varphi_1)}. \quad (18)$$

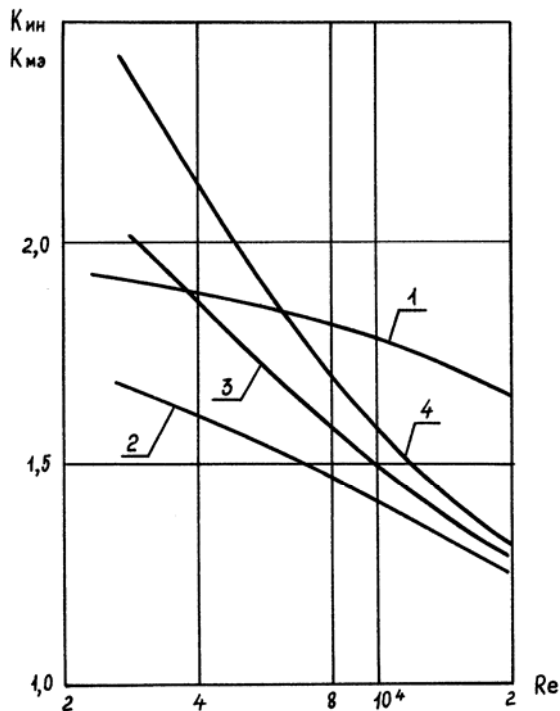


Рис. 6. Интенсификация теплоотдачи в многоэтажной системе охлаждения в зависимости от числа Re: $\delta_p = \delta_k = 1$ мм, $h_k = 1$ мм, $h_{пер} = 1$ мм, $\Lambda = 633.3$ ($\lambda_{ж} = 0.6$, $\lambda = 380$ Вт/(м·К)); 1 - $K_{ин} = \alpha_{пр}(1)/\alpha_0$; 2 - $K_{мэ}(2) = \alpha_{пр}(2)/\alpha_{пр}(1)$; 3 - $K_{мэ}(3) = \alpha_{пр}(3)/\alpha_{пр}(1)$; 4 - $K_{мэ}^* = \alpha_{пр}(i \rightarrow \infty)/\alpha_{пр}(1)$;

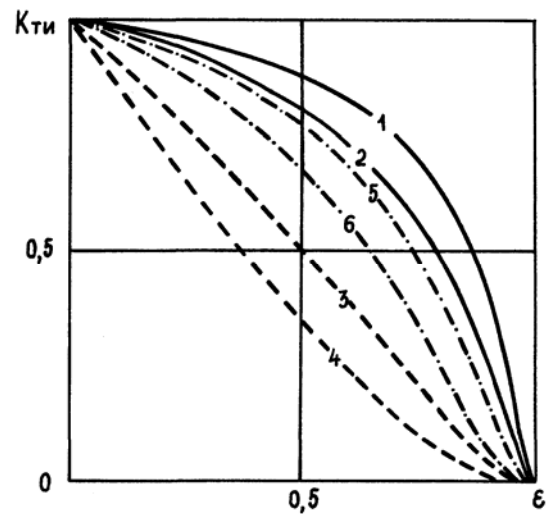


Рис. 7. Зависимость теплоизоляции конструкции от пористости при различном числе этажей: 1,2,5,6 - $\bar{h} = 1$; 3,4 - $\bar{h} = 2.5$; 1,3,5,6 - $Re = 5 \cdot 10^3$; 2,4 - $Re = 10^4$; 1-4 - $n = 1$; 5 - $n = 2$; 6 - $n = 3$.

Расчет по этим формулам реализован для трехэтажной системы, сформированной из меди в виде идентичных каналов с размерами $\delta_k = h_k = 1$ мм, $\varepsilon = 0.5$ и толщиной промежуточных перегородок $h_{пер} = 1$ мм. При турбулентном течении воды ($Pr = 7$) получены следующие результаты, рис.6. Предельно достижимый уровень интенсификации теплоотдачи за счет последующих за первым этажей [2]

$$K_{MЭ}^* = K_{MЭ}(i \rightarrow \infty) = th(mh_k + \varphi_0)^{-1}. \quad (19)$$

Тогда предельный приведенный коэффициент теплоотдачи выразится формулой

$$K_{np} = K_{ин}(1) K_{MЭ}^*. \quad (20)$$

Интенсифицирующий эффект быстро вырождается с ростом числа Re при $Re > 20000$ бесконечное число этажей увеличит теплоотдачу по сравнению с двухэтажной схемой всего на 5 %. Основными путями получения низких K_{mi} (рис. 7), являются оптимизация $K_{ин}$ по пористости (т.к. обычно максимум $K_{ин}$ достигается при $\varepsilon = 0.6 \div 0.85$, а при таких пористостях K_{mi} достаточно мал), снижение теплопроводности материала, увеличение высоты канала и увеличение числа этажей. Последние два направления альтернативны и при конструировании необходимо оценивать различные факторы (технологичность конструкции, ограничения по расходу и перепадам давления, целевое назначение конструкции).

Дальнейшего увеличения поверхностной теплоотдачи можно добиться, уменьшая гидравлический диаметр канала, а для увеличения приведенного коэффициента теплоотдачи у многослойной системы охлаждения необходимо применять высокотеплопроводную многэтажную матрицу с малыми размерами слоев и каналов и организовывать достаточно вялое течение в них (с числами Re , характерными для ламинарного и переходного течений в них). Например, при $h = 3 \div 5$ мм, $\delta_k = \delta_p = 0.2$ мм, $h_k = 0.2 \div 0.5$ мм, $h_{пер} = 0.2 \div 0.5$ мм можно получить $\alpha_{np} = (2 \div 3) \cdot 10^5$ Вт/(м²·К).

Применительно к лазерным зеркалам эффективность системы охлаждения предложено оценивать по минимизации перемещений оптической поверхности зеркала при фиксированном градиенте давления по длине системы охлаждения. Разработана простая методика, позволяющая сравнивать эффективность систем охлаждения лазерных зеркал [6].

Литература

- [1] В.Н. Федосеев, О.И. Шанин, Ю.И. Шанин, В.А. Афанасьев Теплообмен в прямоугольных каналах с теплопроводными стенками при одностороннем нагреве. - ТВТ.1989. Т.27. № 6. С. 1132-1138.
- [2] Ю.И. Шанин, В.Н. Федосеев, О.И. Шанин Теплообмен в многослойных проточных системах охлаждения при одностороннем нагреве. – ТВТ, 1991, т.29, №2, с. 308-316.
- [3] Шанин Ю.И., Федосеев В.Н., Шанин О.И. Влияние неидеальности контакта на теплообмен в компактных теплообменниках. – ИФЖ, 1991, т.60, №5, с. 776-782.
- [4] Субботин В.И., Гордеев В.Ф., Харитонов В.В., Плаксеев А.А. О пределах интенсификации теплообмена в компактных теплообменниках. – ДАН СССР. 1984. Т.279. №4. с.888-891.
- [5] Харитонов В.В. Теплофизика лазерных зеркал. Учебное пособие. 3-е изд. – М.: Изд. МИФИ, 1993. – 152 с.
- [6] Шанин Ю.И., Шанин О.И. Сравнение эффективности охлаждения лазерных зеркал. - Тепломассообмен-ММФ-96. Тепломассообмен в двухфазных системах. Т. 4. Часть 2. Минск: АНК “ИТМО им. А.В.Лыкова” АНБ, 1996. С.174-177.