

УДК 629.7.023.001.2(082)

А. П. Лукиша

Институт геотехнической механики им. Н. С. Полякова НАН Украины, г. Днепропетровск

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ДВУХ МЕТОДИК РАСЧЕТА МОЩНОСТНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОРИСТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ КАНАЛОВ

Рассмотрены вопросы создания двух методик расчета мощностного коэффициента эффективности пористых теплообменных элементов, применяемых в составе энергетического оборудования. Приведены фрагменты расчетных данных, а также графики зависимости мощностного коэффициента эффективности от различных расчетных параметров. Показано, в какой области расчетных параметров имеет место энергетическая эффективность пористых цилиндрических каналов при граничных условиях первого рода и движении жидкостного теплоносителя.

Ключевые слова: мощностной коэффициент эффективности, методики расчета, пористый металловолоконистый канал; ламинарный режим движения жидкостного охладителя; граничные условия первого рода.

Актуальной задачей сегодняшнего дня является увеличение эффективности работы различного рода энергетических установок. Одним из путей решения данной задачи является совершенствование работы теплообменного оборудования, входящего в состав различного рода тепловых машин и, в частности, применение пористых высокотеплопроводных теплообменных каналов. Примерами конкретных устройств, где могут применяться такие каналы, могут быть: лопатка газовой турбины, тракт охлаждения ЖРД, пористый ТВЭЛ и т. д. [1]. Преимуществом данных каналов является высокая эффективность передачи тепла от стенки канала к теплоносителю за счет высокой теплопроводности пористого фитиля. Однако эти каналы имеют и значительный недостаток – высокое гидравлическое сопротивление по сравнению с обычными гладкостенными каналами. Целью данной работы является выявление областей параметров пористых структур, в которых выигрыш в теплопередаче перекрывает бы проигрыш в гидравлике, а также сравнение двух методик расчета мощностного коэффициента эффективности пористых структур.

Расчет эффективности пористых теплообменников можно проводить, например, по методике Гухмана А. А. [2], в которой сравниваются три параметра: количество передаваемого тепла – Q , мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя – N и площадь боковой поверхности каналов – F . При этом два любых параметра из трех перечисленных выше считаются постоянными, а сравнение ведется по третьему. В качестве поверхности для сравнения удобно брать

гладкостенные каналы, имеющие хорошо изученные законы передачи тепла от стенки канала к теплоносителю, а также общеизвестные законы гидравлического сопротивления при различных режимах движения теплоносителя.

Математически, в общем виде, данная методика, применительно к пористым и гладкостенным каналам, записывается в следующем виде:

$$1. Q_p = Q_{sm}; F_p = F_{sm}; k_N = N_{sm}/N_p \\ Q = \text{idem}; F = \text{idem}; N = \text{var.} \quad (1)$$

$$2. N_p = N_{sm}; F_p = F_{sm}; k_Q = Q_p/Q_{sm} \\ N = \text{idem}; F = \text{idem}; Q = \text{var.} \quad (2)$$

$$3. Q_p = Q_{sm}; N_p = N_{sm}; k_F = F_{sm}/F_p \\ Q = \text{idem}; N = \text{idem}; F = \text{var.} \quad (3)$$

где k_N , k_Q , k_F – мощностной, тепловой и поверхностный коэффициенты эффективности пористых каналов; индексы p и sm обозначают пористую и гладкостенную трубу. Если диаметры пористого и гладкостенного каналов одинаковы, то $k_F = k_\xi = (\xi_p/\xi_{sm})$, где $\xi = x/d$ – безразмерная длина канала, x – координата вдоль оси канала, d – диаметр канала. Количество передаваемого каналом тепла может быть рассчитано по одному из двух соотношений:

$$Q = \bar{\alpha} \cdot \Delta t_l \cdot F \quad (4)$$

или
$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (\bar{t}_{вых} - t_0), \quad (5)$$

где $\bar{\alpha}$ – средний по длине канала коэффициент

теплопередачи; Δt_l – средний логарифмический температурный напор; $\bar{t}_{вых}$ – средняя по сечению температура жидкости на выходе из канала; t_0 – температура жидкости на входе в канал; \dot{m} – массовый расход теплоносителя; c_p – изобарная теплоемкость теплоносителя.

Мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя, рассчитывается по формуле:

$$N = (\Delta P_{mp} \cdot \dot{m}) / \rho, \quad (6)$$

где ΔP_{mp} – перепад давления на трение при прокачке теплоносителя, ρ – плотность теплоносителя.

Площадь боковой поверхности в случае сравнения круглых каналов вычисляется по формуле:

$$F = \pi \cdot d \cdot l, \quad (7)$$

где l – длина канала.

Решение задачи о распределении температурного поля в круглом гладкостенном канале при движении однофазного теплоносителя с постоянными физическими свойствами и при граничных условиях первого рода дано в [3]. При этом выражение для средней по сечению канала температуры теплоносителя имеет следующий вид:

$$\bar{\theta} = \frac{\bar{T} - T_w}{T_0 - T_w} = 8 \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \left(\frac{B_n}{\varepsilon_n} \right) \cdot \exp(-2 \varepsilon_n^2 \frac{1}{Pe} \cdot \frac{x}{d}), \quad (8)$$

где ε_n^2 , B_n – собственные значения и постоянные задачи о теплообмене в цилиндрическом гладкостенном канале при граничных условиях первого рода, \bar{T} – среднemasсовая температура жидкости на выходе из канала, T_w – температура стенки канала, T_0 – температура жидкости на входе в канал, $Pe = Re \cdot Pr$ – критерий Пекле; $Re = (w \cdot d) / \nu$ – критерий Рейнольдса при движении несжимаемой жидкости в круглой трубе, w – средняя по сечению канала скорость жидкости, $\nu = \mu / c$ – коэффициент кинематической вязкости, μ – коэффициент динамической вязкости, $Pr = \mu \cdot c_p / \lambda$ – критерий Прандтля, λ – коэффициент теплопроводности жидкости.

Решение задачи о распределении температурных полей жидкостного теплоносителя и обогреваемой пористой цилиндрической матрицы, при движении сквозь нее жидкости, при постоянной температуре стенки ($t_w = \text{const}$), дано в [1]. При этом выражение для средней по сечению пористого канала температуры жидкости имеет следующий вид:

$$\bar{\theta} = \frac{\bar{t} - t_w}{t_0 - t_w} = 4 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n} \exp(-B_n' \xi) \quad (9)$$

при $\gamma^2 = (h_v \cdot d^2) / \lambda > 10^3$.

В данном случае имеет место режим локального теплового равновесия, когда температуру жидкости и температуру пористого каркаса можно принять равными. В выражении (9)

$$B_n' = [(Pe/2)^2 + 4\mu_n^2]^{1/2} - Pe/2. \quad (10)$$

При $\gamma^2 \leq 10^3$ имеет место режим форсированного теплообмена, когда необходимо учитывать разность температур пористого каркаса и охладителя. При этом выражение для средней по сечению пористого канала температуры жидкости приобретает следующую форму:

$$\bar{\theta} = 4 \cdot \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n} \exp(-4\mu_n^2 \xi / Pe(1 + 4\mu_n^2 / \gamma^2)). \quad (11)$$

В выражениях (9)–(11) приняты следующие обозначения: \bar{t} – средняя по сечению пористого канала температура жидкости, t_0 – температура жидкости на входе в пористый канал, t_w – температура стенки пористого канала, $Pe = (G \cdot d \cdot c_p) / \lambda_{pm}$ – модифицированный критерий Пекле потока теплоносителя внутри пористого заполнителя в канале, $G = \dot{m} / F_{cs}$ – удельный массовый расход теплоносителя, F_{cs} – площадь поперечного сечения канала, λ_{pm} – коэффициент теплопроводности пористого материала, μ_n – последовательные корни уравнения $I_0(\mu) = 0$, ($n=1,2,3,\dots, (\mu_1 = 2,4048)$) I_0 – функция Бесселя первого рода нулевого порядка, γ^2 – параметр, характеризующий интенсивность внутрипорового теплообмена, h_v – интенсивность объемного внутрипорового теплообмена, $\xi = x/d$ – безразмерная координата, направленная вдоль оси пористого канала. Расчет параметра h_v проводится по критериальным уравнениям вида

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c, \quad (12)$$

где коэффициенты a , b и c берутся из экспериментальных данных, для конкретного вида пористого материала и теплоносителя.

Критерий Нуссельта в этом уравнении рассчитывается по формуле $Nu = (h_v \cdot (\beta/\alpha)^2) / \lambda_1$, а критерий Рейнольдса вычисляется по соотношению $Re = (G \cdot (\beta/\alpha)) / \beta/\mu$, где α – вязкостный коэффициент сопротивления пористого материала, β – инерционный коэффициент сопротивления пористого материала, λ_1 – теплопроводность теплоносителя.

Обзор экспериментальных работ и перечень критериальных уравнений (12) для конкретных видов пористых материалов и теплоносителей можно найти, например, в [1]. Расчет параметров α и β проводится по эмпирическим соотношениям, получаемым из экспериментальных данных и характеризующим конкретный вид пори-

стого материала. Обзор экспериментов и сводную таблицу по расчету параметров α и β также можно найти в [1].

Расчет гидравлического сопротивления при ламинарном движении несжимаемой жидкости по круглой трубе постоянного поперечного сечения проводится по общеизвестному соотношению

$$\Delta P_{mp} = \xi_0 \frac{\rho w_0^2}{2} \cdot \frac{l}{d}; \quad \xi_0 = \frac{64}{Re} \quad (13)$$

или после преобразований

$$\Delta P_{mp} = 32 \frac{\mu w_0}{d} \cdot \frac{l}{d}, \quad (14)$$

где w_0 – скорость теплоносителя на входе в канал.

Гидравлическое сопротивление при движении однофазного несжимаемого теплоносителя сквозь пористый материал можно определить по модифицированному уравнению Дарси

$$\frac{\Delta P_{mp}}{l} = \alpha \mu \frac{G}{\rho} + \beta \frac{G^2}{\rho} \quad (15)$$

Предварительный расчет средней температуры жидкости, проведенный по зависимостям (9)–(11) для пористых круглых каналов, заполнен-

ных металловолоконным фитилем, при движении сквозь них охладителя воды, при граничных условиях первого рода, показал, что в такого рода каналах теплообмен завершается на расстоянии в несколько калибров от входа в канал, т.е. на этом расстоянии температура жидкости прогревается до температуры стенки канала (см. рис. 1).

При этих условиях расчет количества передаваемого тепла по зависимости (4) проводить нельзя, т.к. расчет среднего по длине канала коэффициента теплопередачи $\bar{\alpha} = (\bar{Nu} \cdot \lambda)/d = f(Re, Pr)$, полученного для длинных пористых каналов (десятки и сотни калибров), приводит к неверным результатам. Поэтому для расчета количества тепла, передаваемого нагреваемыми пористым и гладкостенным каналами, будем использовать зависимость (5).

Поскольку для многих практических задач большой интерес представляет расчет мощностного коэффициента эффективности, рассчитанного из условия (1), то остановимся более подробно на методике расчета этого коэффициента применительно к пористым цилиндрическим теплообменным элементам для нагрева несжимаемой жидкости при граничных условиях первого рода. При этом условии (1) приведет к следующей результирующей системе уравнений.

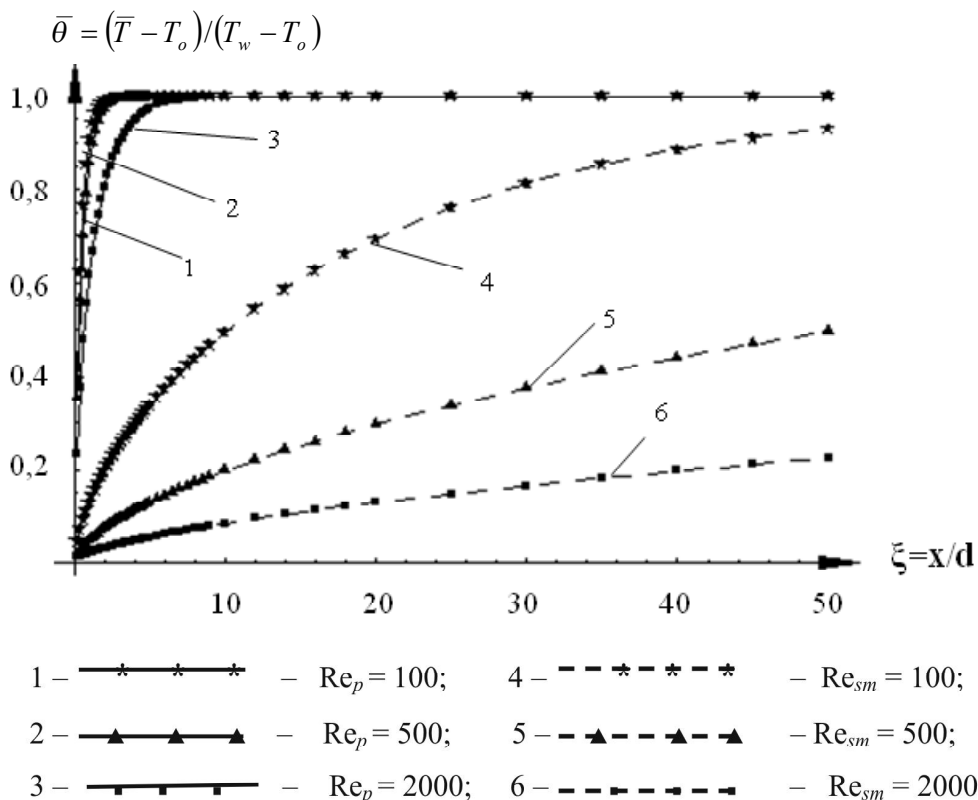


Рис. 1. Распределение средней относительной температуры жидкости вдоль пористого и гладкостенного каналов

$$k_N = \frac{N_{sm}}{N_p} = \left(\frac{32}{d \cdot \beta} \cdot \frac{\xi_{sm}}{\xi_p} \cdot Re_{sm}^2 \right) / \left(Re_p^3 + \frac{\alpha \cdot d}{\beta} \cdot Re_p^2 \right); \quad (16)$$

$$\begin{aligned} Q_p &= Q_{sm} = Re_p \times \\ &\times \left[1 - 4 \cdot \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \exp(-4\mu_n^2 \cdot \xi_p / Pe_p (1 + 4\mu_n^2 / \gamma^2)) \right] = \\ &= Re_{sm} \left[1 - 8 \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \left(\frac{B'_n}{\varepsilon_n^2} \right) \cdot \exp(-2 \varepsilon_n^2 \frac{\xi_{sm}}{Pe_{sm}}) \right] \end{aligned} \quad (17)$$

при $\gamma^2 \leq 10^3$ или

$$k_N = \frac{N_{sm}}{N_p} = \left(\frac{32}{d \cdot \beta} \cdot \frac{\xi_{sm}}{\xi_p} \cdot Re_{sm}^2 \right) / \left(Re_p^3 + \frac{\alpha \cdot d}{\beta} \cdot Re_p^2 \right); \quad (18)$$

$$\begin{aligned} Q_p &= Q_{sm} = Re_p \left[1 - 4 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \exp(-B'_n \xi_p) \right] = \\ &= Re_{sm} \left[1 - 8 \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \left(\frac{B'_n}{\varepsilon_n^2} \right) \cdot \exp(-2 \varepsilon_n^2 \frac{\xi_{sm}}{Pe_{sm}}) \right], \end{aligned} \quad (19)$$

где $B'_n = [(Pe_n/2)^2 + 4M_n^2]^{1/2} - Pe_n/2$

при $\gamma^2 > 10^3$.

Здесь Re_p и Re_{sm} — число Рейнольдса в пористом и гладкостенном каналах; $Pe_p = Re_p \cdot Pr_p = (G \cdot d \cdot c_p) / \lambda_p$ — критерий Пекле пористого канала; $Pe_{sm} = Re_{sm} \cdot Pr_{sm}$; Pr_p и Pr_{sm} — критерий Прандтля пористого и гладкостенного каналов; $G = \dot{m} / F_{cs}$ — удельный массовый расход охладителя; F_{cs} — площадь поперечного сечения; \dot{m} и c_p — расход и теплоемкость жидкости.

Если обратиться к указанному выше замечанию о том, что в пористых каналах прогрев жидкости до температуры стенки происходит на расстоянии в несколько калибров, то можно прийти к выводу о том, что целесообразно сравнивать гладкостенный и пористый каналы одинаковой длины, поскольку пористый канал, после завершения в нем теплообмена на короткой длине, работает дальше только как гидравлическое сопротивление. Поэтому представляется логичным несколько видоизменить исходную методику Гухмана А. А. для расчета мощностного коэффициента эффективности применительно к пористым каналам путем введения дополнительного условия для расчета их длины. На первый взгляд оправданным является определение длины пористого канала, исходя из условия завершения теплообмена в нем.

Для этого случая значения выражений в квадратных скобках левых частей уравнений (17) и

(19), представляющих собой среднюю безразмерную температуру жидкости

$$k = 1 - \bar{\vartheta} = (\bar{t} - t_0) / (t_w - t_0), \quad (20)$$

Однако проведенные расчеты показали, что в этом случае мощностной коэффициент эффективности принимает значение меньше 1, т. е. в данных условиях мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя через пористый канал будет больше, чем мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя через гладкостенный канал. Попытка нахождения длины пористого канала из дополнительного условия равенства выражения $k = 1 - \bar{\vartheta}$ определенному значению $k = 0,9; 0,8 \dots 0,5 < 1$ привела к положительному результату.

Расчет мощностного коэффициента эффективности пористых каналов исходя из условия достижения средней безразмерной температурой жидкости на выходе пористого канала определенной величины $k = 1 - \bar{\vartheta} < 1$ составляет суть первой методики вычислений.

По **первому методу** нахождения величины мощностного коэффициента эффективности k_N , ввиду того, что значение $k = 1 - \bar{\vartheta}$ принимается равным определенной фиксированной величине, вначале из уравнения (17) необходимо найти значение $Re_p = T/k$, где T — правая часть уравнения (17). После этого, путем перебора значений ξ_p от 0 до ξ_{sm} , следует определить то значение ξ_p , при котором выражение (20), или значение выражения в квадратной скобке левой части уравнения (17), будет равняться величине k из диапазона $k = 1 - 0,5$. Затем найденные значения Re_p и ξ_p необходимо подставить в выражение (16) и найти значение коэффициента k_N . После этого так же можно вычислить значение коэффициента $k_F = F_p / F_{sm}$, соответствующего коэффициенту k_N .

Для данного метода расчета мощностного коэффициента эффективности пористых теплообменных каналов были проведены вычисления для следующих параметров: пористый материал — металлический, изготовленный из медных волокон диаметром 200 мкм, пористость: $\theta = 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9$; число Рейнольдса гладкого канала: $Re_{sm} = 100; 200; 300; 500; 1000; 2000$; относительная длина гладкостенного канала $\xi_{sm} = x/d = 2; 5; 20; 50; 100; 500; 1000$; диаметр канала $d = 1, 2, 3, 4, 5, 10, 20, 50$ мм; температура стенки $T_w = 25; 30; 40; 70; 100$ °C; температура жидкости на входе в канал $T_0 = 20$ °C, относительный перегрев $k = 1 - \bar{\vartheta} = 1,0; 0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,5$. При расчете коэффициента теплопроводности пористого материала

ла λ_p использовалась зависимость, полученная в [4] и дающая согласно [5] хорошее согласование с экспериментальными данными. Расчет интенсивности внутрипорового теплообмена проводился с помощью критериального уравнения, взятого из обзора, приведенного в [1]. Данное критериальное уравнение получено экспериментально для пористого материала, изготовленного из волокон:

$$Nu = 0,007Re^{1,2}. \quad (21)$$

Для вычисления параметров α и β использовались следующие соотношения [5]:

$$\alpha = 2,57 \cdot 10^8 \cdot \theta^{-3,91}; \quad (22)$$

$$\beta = 0,91 \cdot 10^3 \cdot \theta^{-5,33}. \quad (23)$$

Расчеты были проведены для всего поля параметров, что составляло 70560 точек. Наилучшие результаты расчетов для коэффициента k_N были получены при $k = 0,8$ (см. рис. 7). Фрагмент расчетных данных вычисления по данному методу коэффициента k_N и соответствующего ему коэффициента k_F для значений расчетных параметров $t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $d = 0,005\text{м}$; $\xi_{sm} = x/d = 20$; $k = 0,8$ представлен в таблицах 1 и 2.

Таблица 1 – $k_N = f(Re_{sm}, \theta)$ (метод 1) $T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005\text{м}$; $k = 0,8$

Пористость, θ	Число Рейнольдса в гладкостенном канале Re_{sm}		
	500	1000	2000
0,3	0,002	0,004	0,009
0,4	0,008	0,018	0,042
0,5	0,026	0,060	0,138
0,6	0,066	0,148	0,347
0,7	0,136	0,309	0,707
0,8	0,251	0,553	1,232
0,9	0,343	0,720	1,501

Таблица 2 – $k_F = f(Re_{sm}, \theta)$ (метод 1) $T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005\text{м}$; $k = 0,8$

Пористость, θ	Число Рейнольдса в гладкостенном канале Re_{sm}		
	500	1000	2000
0,3	2,941	3,077	3,175
0,4	4,000	4,167	4,348
0,5	5,000	5,263	5,405
0,6	6,061	6,061	6,250
0,7	6,667	6,667	6,667
0,8	7,143	6,897	6,667
0,9	6,061	5,556	5,000

Вторым методом расчета коэффициента k_N может быть метод, основанный на определении длины пористого канала исходя из условия минимизации значения мощности, затрачиваемой на прокачку охладителя через пористый канал.

При этом в качестве независимой переменной, по которой происходит минимизация, является величина k , определяемая по соотношению (20). Ее значения последовательно перебираются в диапазоне $k = 0,6-1,0$, поскольку из расчета величины k_N по первому методу известно, что максимум зависимости $k_N = f(k)$ находится в районе $k \approx 0,8$. При этом методика расчета оптимизационного коэффициента эффективности k_N будет выглядеть следующим образом. Значения k последовательно перебираются в интервале $k = 0,6-1,0$ с шагом 0,01. При заданном значении k из уравнения (17) или (19) находится значение числа Рейнольдса в пористом канале по соотношению:

$$Re_p = T/k, \quad (24)$$

где T – правая часть уравнения (17) или (19), которая может быть рассчитана при известном задаваемом сочетании параметров пористого канала T_0, T_w, Re_{sm}, d . Далее, перебирая в цикле значения относительной длины пористого канала от $\xi_p = 0,1$ до $\xi_p = \xi_{sm}$, находим то значение ξ_p , при котором квадратная скобка левой части уравнения (17) или (19), при вычисленном из условия (24) значении Re_p , принимает значение k . Далее, при известном сочетании параметров k, ξ_p, Re_p находим мощность N_p , передаваемую пористым каналом и поверхностный (геометрический или размерный) коэффициент эффективности, $k_F = \xi_{sm} / \xi_p$, соответствующий заданному значению k . Перебирая значения k во всем заданном интервале $k = 0,6-1,0$ и вычисляя при каждом значении k величины N_p и k_F , получаем два массива чисел, из которых при помощи опций MINVAL и MINLOC, реализуемых в среде FORTRAN FPS 4.0, находим минимальное значение N_{pmin} и соответствующее ему значение k_F . Минимальное значение N_p выбирается для того, чтобы получить максимальное значение k_N по соотношению (16). Пример вычисления коэффициента k_N по оптимизационной методике для значений параметров $t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $d = 0,005 \text{ м}$; $\xi_{sm} = x/d = 20$ приведен в табл. 3. Соответствующие этому значению коэффициент k_F и параметр k приведены соответственно в таблицах 4 и 5.

Если в процессе расчета ЭВМ перебирала все значения ξ_p в интервале $0 - \xi_{sm}$ для конкретного k и рассчитанного Re_p и не находила решения уравнения $A = k$, где A – выражение в квадратной скобке правой части уравнения (17) или (19), то величине k_N присваивалось значение $k_N = -1$, означающее, что при данном сочетании расчетных параметров решения задачи не существует.

Сравнение расчетных данных по двум, приведенным выше, различным методикам, показывает их практически полное совпадение, что может служить подтверждением корректности расчетов при отсутствии прямых экспериментальных данных.

Таблица 3 – $k_N = f(\text{Re}_{sm}, \theta)$ (метод 2 – оптимизация) $T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $x/d=20$; $d = 0,005 \text{ м}$

Пористость, θ	Число Рейнольдса в гладкостенном канале Re_{sm}		
	500	1000	2000
0,3	0,002	0,004	0,009
0,4	0,008	0,019	0,043
0,5	0,026	0,060	0,139
0,6	0,067	0,154	0,352
0,7	0,141	0,323	0,729
0,8	0,253	0,559	1,236
0,9	0,354	0,733	1,510

Таблица 4 – $k_F = f(\text{Re}_{sm}, \theta)$ (метод 2 – оптимизация) $T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $x/d=20$; $d = 0,005 \text{ м}$

Пористость, θ	Число Рейнольдса в гладкостенном канале Re_{sm}		
	500	1000	2000
0,3	3,448	3,390	3,774
0,4	5,000	4,762	5,263
0,5	6,897	7,143	6,897
0,6	6,667	7,692	6,897
0,7	7,692	8,000	7,692
0,8	8,000	8,000	7,692
0,9	7,143	6,667	4,651

Таблица 5 – Параметр $k = f(\text{Re}_{sm}, \theta)$ (метод 2) $T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005 \text{ м}$

Пористость, θ	Число Рейнольдса в гладкостенном канале Re_{sm}		
	500	1000	2000
0,3	0,75	0,77	0,75
0,4	0,73	0,76	0,74
0,5	0,70	0,70	0,72
0,6	0,77	0,73	0,77
0,7	0,76	0,75	0,76
0,8	0,76	0,75	0,75
0,9	0,75	0,74	0,83

Анализ проведенных расчетов мощностного коэффициента эффективности показывает следующую тенденцию его поведения при изменении расчетных параметров модели. Значение данного коэффициента изменяется обратно пропорционально изменению диаметра канала d , температурного напора $t_w - t_0$, и длины сравниваемого гладкостенного канала ξ_{sm} . Значение этого же коэффициента изменяется прямо пропорционально изменению пористости θ и числу Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале Re_{sm} . Графики изменения коэффициента k_Q в зависимости от диаметра канала d , температуры

стенки t_w , числа Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале Re_{sm} , относительной длины гладкостенного канала, пористости и средней безразмерной температуры жидкости на выходе из канала $k = 1 - \bar{\theta}$ представлены на рисунках 2–7. Исходными параметрами для расчета графиков были следующие точки: пористость $\theta = 0,9$; число Рейнольдса гладкого канала: $\text{Re}_{sm} = 2000$; относительная длина гладкостенного канала $\xi_{sm} = x/d = 20$; диаметр канала $d = 5 \text{ мм}$; температура стенки $T_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; температура жидкости на входе в канал $T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; значение средней безразмерной температуры жидкости на выходе из канала $k = (1 - \bar{\theta}) = 0,8$.

Увеличение коэффициента эффективности с ростом числа Рейнольдса можно объяснить существенным отклонением друг от друга кривых распределения средних температур жидкости по длине пористого и гладкостенного канала при росте Re_{sm} (см. рис. 1).

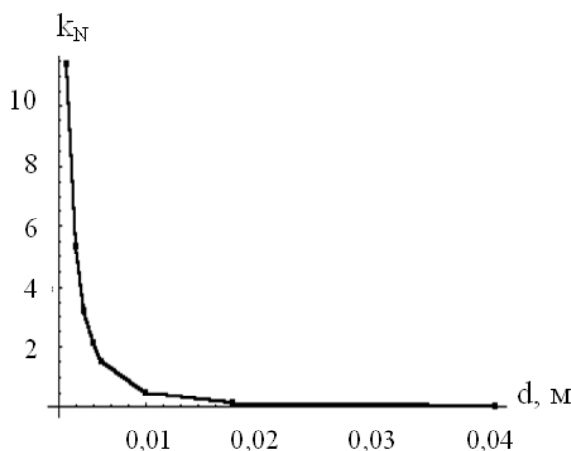


Рис. 2. Зависимость мощностного коэффициента эффективности k_N от диаметра канала $k_N = f(d, \text{ м})$

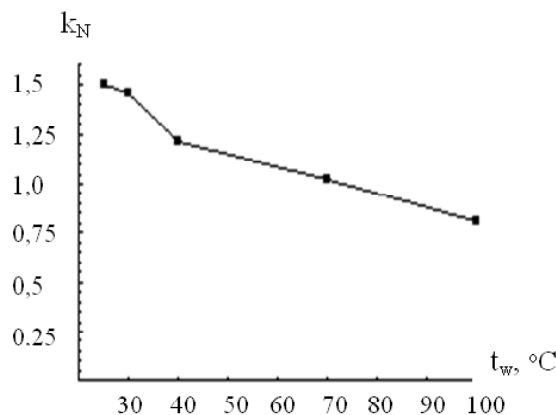


Рис. 3. Зависимость мощностного коэффициента эффективности k_N от температуры стенки канала $k_N = f(t_w, \text{ }^\circ\text{C})$

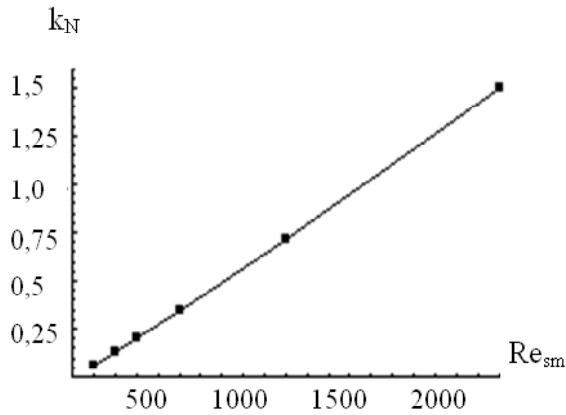


Рис. 4. Зависимость мощного коэффициента эффективности k_N от числа Рейнольдса относительной длины гладкостенного канала $k_N = f(Re_{sm})$

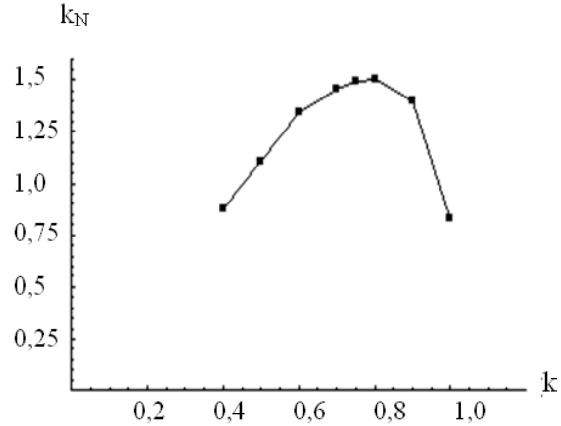


Рис. 7. Зависимость мощного коэффициента эффективности k_N от параметра k : $k_N = f(k)$

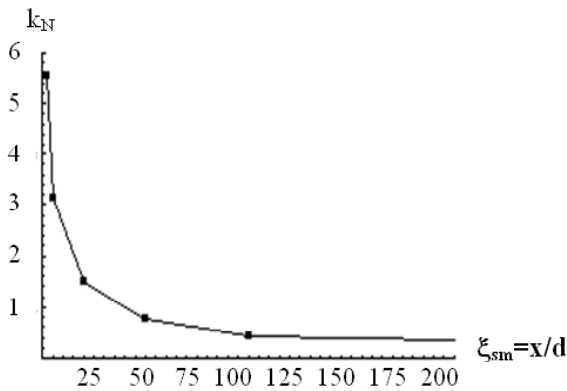


Рис. 5. Зависимость мощного коэффициента эффективности k_N от канала $k_N = f(\xi_{sm} = x/d)$

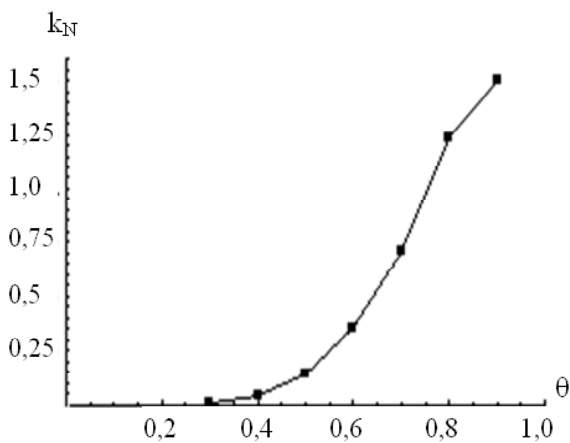


Рис. 6. Зависимость мощного коэффициента эффективности k_N от пористости канала $k_N = f(\theta)$

Выводы

1. Наибольшая величина мощного коэффициента эффективности пористых каналов при граничных условиях первого рода (для следующих расчетных параметров: $d = 0,005$ м; $x/d = 20$; $Re_{sm} = 2000$; $\theta = 0,9$; $t_w = 25$ °С; $t_0 = 20$ °С), полученная для металловолокна, составляет $k_N = 1,51$

2. Положительные значения мощного коэффициента эффективности пористых каналов при движении жидкостного охладителя и граничных условиях первого рода могут быть достигнуты при числе Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале $Re_{sm} \approx 2000 \div 2300$ и пористости канала $\theta = 0,8 \div 0,9$ (см. табл. 1).

3. Получено полное совпадение расчетных данных вычисления мощного коэффициента эффективности пористых структур k_N по двум приведенным выше методикам, что может служить подтверждением корректности расчетов при отсутствии прямых экспериментальных данных.

4. В качестве рекомендации, можно предложить универсальный (объединенный) метод нахождения мощного коэффициента эффективности пористых каналов. Вначале по первой методике необходимо найти длину пористого канала, на которой в нем завершается теплообмен, а затем по второй методике искать максимальное значение передаваемого пористым каналом тепла не на всей длине $0 - \xi_{sm}$, а на участке $0 - \xi_p$ ($\bar{\theta} = 1$).

5. Проведенный анализ показывает необходимость дальнейшего проведения исследований с целью выявления новых областей параметров пористых структур, в которых имеет место энергетическая эффективность пористых каналов по сравнению с традиционными каналами с гладкой стенкой.

Перечень ссылок

1. Поляев В. М. Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкций летательных аппаратов / В. М. Поляев, В. А. Майоров, Л. Л. Васильев. – М. : Машиностроение, 1988. – 168 с.
2. Гухман А. А. Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей / А. А. Гухман. – Теплоэнергетика. – 1977. – № 4. – С. 5–8.
3. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б. С. Петухов. – М. : Энергия, 1967. – 411 с.
4. Singh B. S. Experimental study of the effective thermal conductivity of liquid saturated sintered fiber metal wicks / B. S. Singh, A. Dybbs, F. A. Lyman // Int. J. Heat and Mass Transfer, 1973. – № 16. – P. 1–12.
5. Косторнов А. Г. Проницаемые металлические волоконные материалы / А. Г. Косторнов. – К. : Техніка, 1983. – 128 с.

Поступила в редакцию 25.05.2010

Лукіша А.П. Порівняльний аналіз двох методик розрахунку потужнісного коефіцієнта ефективності пористих теплообмінних каналів

Розглянуто питання створення двох методик розрахунку потужнісного коефіцієнта ефективності пористих теплообмінних елементів, які застосовують у складі енергетичного устаткування. Приведено фрагменти розрахункових даних, а також графіки залежності потужнісного коефіцієнта ефективності від різних розрахункових параметрів. Показано, у якій області розрахункових параметрів має місце енергетична ефективність пористих циліндричних каналів при граничних умовах першого роду і русі рідинного теплоносія.

Ключові слова: потужнісний коефіцієнт ефективності, методики розрахунку, пористий металоволокнистий канал, ламінарний режим руху рідинного охолоджувача; граничні умови першого роду.

Lukisha A.P. Comparative analysis of two methods of calculating power coefficient efficiency of porous heat channels

The problems of development of two procedures of calculation of power coefficients of efficiency of porous heat exchange devices used in a composition of energy inventory are surveyed. As the fragments of calculation data, so the diagrams of dependence of power coefficients of efficiency from various parameters are given. The area of parameters is shown, where the energy efficiency of porous cylindrical channels takes place at boundary conditions of the first kind and at motion of the liquid coolant.

Key words: power coefficient of efficiency, procedures of calculation, porous metal-felt channel, laminar regime of a motion of liquid coolant; first-type boundary conditions.