

УДК 536.24

Связь динамической скорости и среднего коэффициента теплоотдачи в поперечно обтекаемых коридорных и шахматных пучках труб*

В.И. Рачков, В.Н. Федосеев, М.И. Писаревский, Ю.Н. Писаревская

Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ», Москва

E-mail: MIPisarevskij@mephi.ru

На основе анализа большого массива экспериментальных данных по средней теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению проведены расчеты динамической скорости на стенке в глубинных рядах поперечно обтекаемых турбулентным потоком теплоносителя коридорных и шахматных пучков труб. Также в работе выполнены расчеты затрат мощности по экспериментальным данным гидравлического сопротивления стержневых сборок. По полученным результатам определяется коэффициент пропорциональности между динамической скоростью и затратами мощности на прокачку теплоносителя. Предложенные расчетные формулы коэффициента пропорциональности позволяют вычислять средний коэффициент теплоотдачи в поперечно обтекаемых коридорных и шахматных пучках труб в широком диапазоне шагов стержневых упаковок и чисел Рейнольдса с помощью универсальной зависимости теплоотдачи от динамической скорости.

Ключевые слова: коэффициент теплоотдачи, коридорные пучки труб, шахматные пучки труб, динамическая скорость, энергия диссипации.

Введение

Продольное и поперечное обтекание пучков труб — это два предельных случая, которые могут реализовываться в кожухотрубчатых теплообменниках. Продольное обтекание пучка труб по своему характеру аналогично течению в прямых каналах. В случае однофазного конвективного теплообмена для расчета теплоотдачи продольно обтекаемых пучков труб используются формулы, схожие по своей структуре с формулами для расчета теплоотдачи в прямых каналах. Например, в формулу для теплоотдачи в трубе вместо диаметра трубы подставляется гидравлический диаметр условных каналов, на которые разбивается пучок труб.

Для турбулентного поперечного обтекания пучка труб характерны отрывные течения и описанный выше подход к определению теплоотдачи не применим. В этом случае для расчетов предлагается большое количество эмпирических формул, структура которых обычно определяется анализом размерностей. Коэффициент теплоотдачи стержневых сборок зависит от множества параметров: продольного и поперечного шагов упаковки, гидравлического диаметра, скорости потока, свойств потока и т.д.:

* Работа выполнена за счет средств программы «Повышение конкурентноспособности НИЯУ МИФИ» (договор 02.а03.21.0005 от 27.08.2013).

$$Nu = f(Re, Pr, s_1/d, s_2/d \dots), \quad (1)$$

где Nu — число Нуссельта, Re — число Рейнольдса, Pr — число Прандтля, $S_1 = s_1/d$ — относительный поперечный шаг упаковки, $S_2 = s_2/d$ — относительный продольный шаг упаковки, d — диаметр стержня, s_1 — поперечный шаг упаковки, s_2 — продольный шаг упаковки. При этом параметры в уравнении (1) взаимосвязаны друг с другом, поэтому задача определения их влияния на теплоотдачу не только отдельно, но и комплексно является крайне сложной. К правильному выбору структуры уравнения можно прийти после численного анализа экспериментальных данных. Ниже представлен краткий обзор существующих в литературе рекомендаций для расчета теплоотдачи в поперечно обтекаемых пучках труб.

Исследованиями теплоотдачи при поперечном обтекании коридорных и шахматных пучков занимались многие известные ученые [1–5], такие как А.А. Жукаускас, В.К. Мигай, Л.П. Андреев, Е.Н. Письменный и другие. Большинство предложенных зависимостей (табл. 1) по расчету средней теплоотдачи глубинного ряда пучка представляются в форме степенного уравнения:

$$Nu = C Re_f^m Pr_f^n, \quad (2)$$

где C, m, n — эмпирические коэффициенты, определяемые экспериментально.

Таблица 1

Теплоотдача пучков стержней при поперечном обтекании

Коридорная упаковка	
Автор	Расчетная формула
Жукаускас А.А. [1]	$Nu_f = \begin{cases} 0,52 Re_f^{0,50} Pr_f^{0,36} (Pr_f / Pr_w)^{0,25}, & Re_f < 10^3 \\ 0,27 Re_f^{0,63} Pr_f^{0,36} (Pr_f / Pr_w)^{0,25}, & 10^3 \leq Re_f \leq 2 \cdot 10^5 \\ 0,020 Re_f^{0,84} Pr_f^{0,36} (Pr_f / Pr_w)^{0,25}, & 10^3 \leq Re_f \leq 2 \cdot 10^5 \end{cases}$
Мигай В.К. [2]	$Nu_f = 0,026 (S_1 / S_2)^{0,4} Re_f^{0,82} Pr_f^{0,4} (Pr_f / Pr_w)^{0,25}$
Андреев Л.П. [4]	$Nu_f = (1,4 + 0,17 Re_f^{0,68}) Pr_f^{0,36}$
Письменный Е.Н. [5]	$Nu_f = C Re_f^n Pr_f^{0,33}, \quad C = 0,14(1,31 - \tanh X), \quad n = 0,68 - 0,08 \tanh X$
Тепловой расчет котлов (нормативный метод) [7]	$Nu_f = 0,2C Re_f^{0,65} Pr_f^{0,33}, \quad C = [1 + (2S_1 - 3)(1 - 0,5S_2)^3]^{-2}$
Шахматная упаковка	
Автор	Расчетная формула
Жукаускас А.А. [1]	$Nu_f = \begin{cases} 0,60 Re_f^{0,50} Pr_f^{0,36} (Pr_f / Pr_w)^{0,25}, & Re_f < 10^3 \\ 0,35(a/b)^{0,2} Re_f^{0,60} Pr_f^{0,36} (Pr_f / Pr_w)^{0,25}, & 10^3 \leq Re_f \leq 2 \cdot 10^5, \quad a/b < 2 \\ 0,40(a/b)^{0,2} Re_f^{0,60} Pr_f^{0,36} (Pr_f / Pr_w)^{0,25}, & 10^3 \leq Re_f \leq 2 \cdot 10^5, \quad a/b > 2 \\ 0,021 Re_f^{0,84} Pr_f^{0,36} (Pr_f / Pr_w)^{0,25}, & Re_f > 2 \cdot 10^5 \end{cases}$
Мигай В.К. [2]	$Nu_f = 0,023 (S_1 / S_2)^{0,25} Re_f^{0,82} Pr_f^{0,4} (Pr_f / Pr_w)^{0,25}$
Толубинский В.И. [3]	$Nu_f = \begin{cases} [0,0296 + 0,065(A-1)] Re^{0,6}, & A > 1 \\ [0,0296 + 0,032(A-1)] Re^{0,6}, & A < 1 \end{cases}, \quad A = (S_1 - 1) / (S_2 - 1)$
Андреев Л.П. [4]	$Nu_f = (1,0 + 0,29 Re_f^{0,63}) Pr_f^{0,36}, \quad Re > 10^2$
Тепловой расчет котлов (нормативный метод) [7]	$Nu_f = 0,36C Re_f^{0,65} Pr_f^{0,33}, \quad C = \begin{cases} 0,95\varphi^{0,1}, & 0,1 \leq \varphi \leq 1,7 \\ 0,77\varphi^{0,5}, & 1,7 \leq \varphi \leq 4,5, \quad S_1 < 3 \\ 0,95\varphi^{0,1}, & 1,7 \leq \varphi \leq 4,5, \quad S_1 \geq 3 \end{cases}$

В работах [1, 6] приводятся экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению и теплоотдаче в поперечно обтекаемых пучках труб (табл. 2), где в качестве рабочих теплоносителей использовались вода, воздух и трансформаторное масло. Род жидкости учитывал множитель Pr^n . По результатам проведенных экспериментов [1, 6] были предложены эмпирические формулы для инженерных расчетов в форме (2). Отметим, что для описания теплоотдачи весь исследованный диапазон чисел Рейнольдса как для коридорных, так и для шахматных пучков труб разбивался на три участка: зона преобладающего ламинарного обтекания ($Re_f < 10^3$), зона смешанного обтекания ($10^2 \leq Re_f \leq 2 \cdot 10^5$) и зона турбулентного обтекания ($Re_f > 2 \cdot 10^5$). Для каждого участка была рекомендована своя отдельная формула. В дальнейшем обобщение данных проводилось путем уточнения уже полученных зависимостей (см., например [2–5]). В работах [3, 4] уточнялись значения эмпирических коэффициентов уравнения (1), в работе [2] коэффициент C был представлен функцией геометрического параметра, а в работе [5] коэффициент C и степень n числа Re_f являются функциями параметра формы пучка.

В приведенных в таблице формулах $Re_f = ud/\nu$ — число Рейнольдса потока, Pr_f — число Прандтля потока, Pr_w — число Прандтля стенки, Pr_f/Pr_w — параметр, учитывающий изменение свойств жидкости с изменением температуры в пограничном слое, $S'_2 = \sqrt{S_2^2 + (S_1/2)^2}$ — относительный диагональный шаг упаковки, $\varphi = (S_1 - 1)/(S'_2 - 1)$ — обобщающий геометрический параметр, $X = 2(2 - S_2)$ — параметр формы для коридорного пучка, $X = (S_1/S_2 - 3)$ — параметр формы для шахматного пучка.

В настоящей работе для обобщения экспериментальных данных используется геометрический параметр пучка стержней — пористость. Под пористостью понимается доля площади $F_{\text{тепл}}$, занятой теплоносителем, отнесенная к общей площади поперечного сечения стержневой упаковки $F_{\text{общ}}$: $\Pi = F_{\text{тепл}}/F_{\text{общ}}$. Для коридорных и шахматных пучков стержней

$$\Pi = 1 - \pi d^2 / (4s_1s_2).$$

В дальнейшем пучки стержней с пористостью $\Pi < 0,29$ будем называть малопористыми, а с пористостью $\Pi \geq 0,29$ — высокопористыми.

Таблица 2

Коридорные и шахматные пучки стержней

Коридорные пучки стержней			Шахматные пучки стержней		
$S_1 = s_1/d$	$S_2 = s_2/d$	Π	$S_1 = s_1/d$	$S_2 = s_2/d$	Π
2,45	2,00	0,84	1,30	3,90	0,85
200	2,00	0,80	2,10	1,85	0,80
2,60	1,30	0,77	2,60	1,30	0,77
1,30	2,60	0,77	1,95	1,30	0,69
1,65	2,00	0,76	2,60	0,92	0,67
2,63	1,10	0,73	1,50	1,50	0,65
1,26	2,00	0,69	1,30	1,73	0,65
1,95	1,30	0,69	1,97	0,99	0,60
1,05	1,85	0,60	1,30	1,30	0,54
1,30	1,30	0,54	1,30	1,13	0,47
1,053	1,053	0,29	2,10	0,61	0,39
1,026	1,026	0,254	1,026	0,89	0,140
1,02	1,020	0,245	—	—	—
1,013	1,013	0,235	—	—	—
1,008	1,008	0,227	—	—	—

Сравнение расчетов по рекомендуемым формулам [1–5, 7] с экспериментальными данными в высокопористых коридорных пучках труб показывает, что различие между экспериментальными данными и расчетными значениями в среднем не превышает 25–30%. Однако следует учитывать, что для малопористых коридорных пучков рекомендуемые формулы не подходят. Различие между экспериментальными данными и расчетными значениями составляет от 30 до 350% (рис. 1).

На рис. 2 представлены экспериментальные и расчетные значения теплоотдачи для шахматных упаковок стержней из работы [1]. Различие между экспериментальными данными и расчетными значениями в среднем не превышает 25–30%.

Проведенный выше анализ показывает, что рекомендованные эмпирические формулы не обеспечивают полного точного описания теплоотдачи в поперечно обтекаемых пучках труб в широком диапазоне геометрических параметров и чисел Рейнольдса. Для плотных коридорных пучков результаты расчетов и экспериментов сильно расходятся. По этой причине остаются актуальными выработка новых подходов к обобщению экспериментальных данных и поиск универсальных расчетных формул.

Универсальная зависимость теплоотдачи от динамической скорости при турбулентном течении в каналах

В работах [8, 9] показано, что при турбулентном течении в круглых трубах на участке стабилизированного теплообмена при постоянной тепловой нагрузке теплоотдача хорошо описывается полученной на основе теоретического расчета формулой

$$Nu = \frac{(\xi/8) Re_f Pr_f}{k_1 + k_2 \sqrt{\xi/8} (Pr_f^{2/3} - 1)}, \quad (3)$$

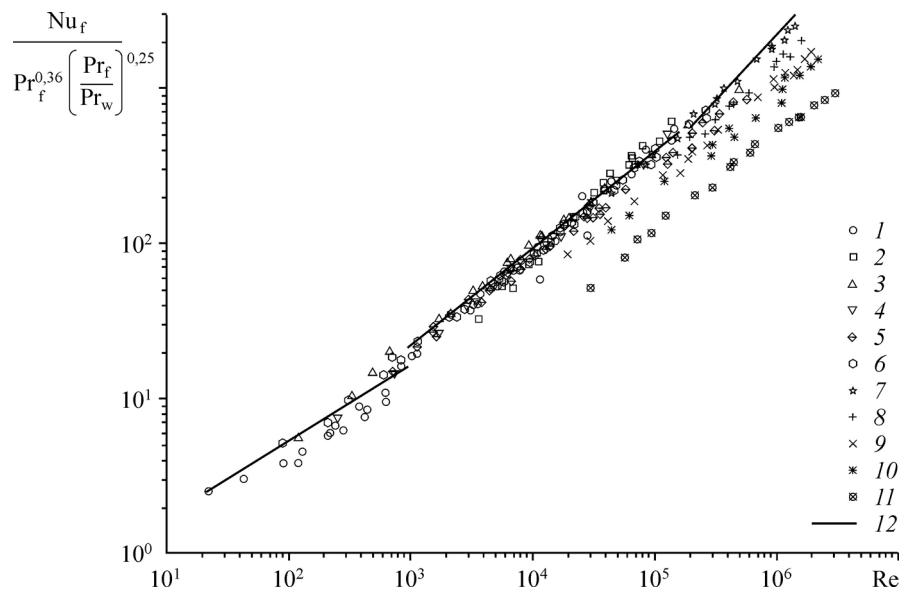


Рис. 1. Зависимость комплекса теплоотдачи от числа Re для коридорных пучков.

- 1 — 2,60×1,30, 2 — 2,60×1,10, 3 — 2,45×2,00, 4 — 2,00×2,00, 5 — 1,26×2,00,
 6 — 1,65×2,00, 7 — 1,053×1,053, 8 — 1,026×1,026, 9 — 1,020×1,020,
 10 — 1,013×1,013, 11 — 1,008×1,008, 12 — расчетные значения [1].

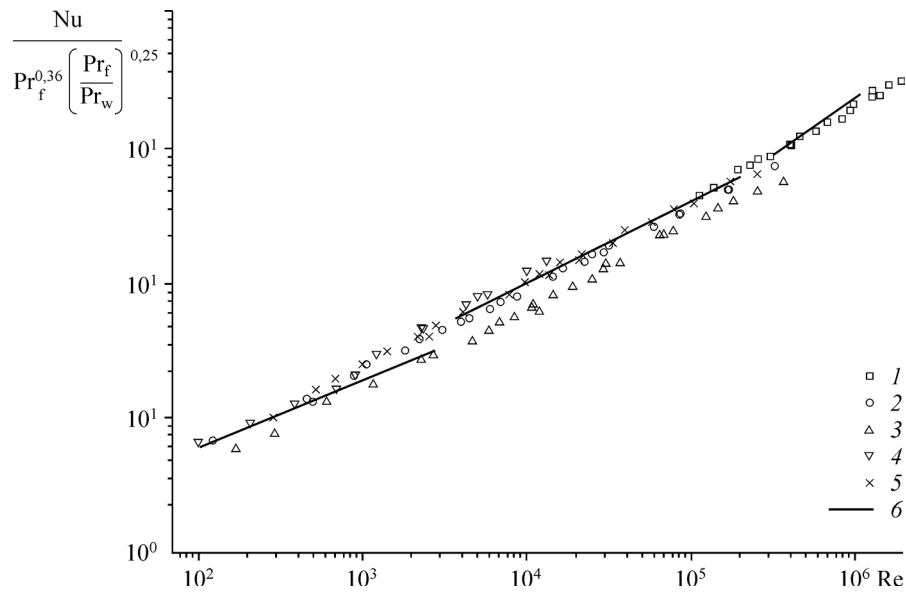


Рис. 2. Зависимость комплекса теплоотдачи от числа Re для шахматных пучков.

1 — $1,026 \times 0,89$, 2 — $1,3 \times 1,3$, 3 — $1,3 \times 3,9$, 4 — $1,97 \times 0,99$, 5 — $2,6 \times 0,92$,
6 — расчетные значения [1].

где $Nu = \alpha d / \lambda$, d — диаметр трубы, α — коэффициент теплоотдачи, λ — коэффициент теплопроводности теплоносителя, $\xi = (1,8 \lg Re - 1,64)^{-2}$ — коэффициент гидравлического сопротивления трубы, $k_1 = 1,07$, $k_2 = 12,7$. Формула (3) справедлива для чисел Re от 10^4 до $5 \cdot 10^5$ и чисел Pr от 0,5 до 2000.

В работе [6] была рекомендована формула зависимости теплоотдачи от сопротивления при турбулентном течении на гладкой пластине, записанная с использованием фактора аналогии:

$$c_f / (2St) = k_1 + k_2 \sqrt{c_f / 2} (\text{Pr}^{2/3} - 1), \quad (4)$$

где $St = Nu / (Re_f \text{Pr}_f)$ — число Стантона, c_f — фактор трения, $k_1 = 0,93$, $k_2 = 12,5$. Объединив (3) и (4), приняв $k_1 = 1$, $k = k_2 = 12,7$, $n = 2/3$, получим общее уравнение:

$$St = \frac{\xi / 8}{1 + k \sqrt{\xi / 8} (\text{Pr}_f^n - 1)}. \quad (5)$$

Важной характеристикой распределения скорости теплоносителя вблизи стенки трубы является динамическая скорость u_* , которая связана со средней скоростью \bar{u} и коэффициентом сопротивления ξ :

$$u_* = \bar{u} \sqrt{\xi / 8}. \quad (6)$$

Используя (6), формулу для теплоотдачи (5) можно преобразовать к виду

$$St_* = \frac{\alpha}{\rho c_p u_*} = \frac{g(\text{Re}_*)}{k \text{Pr}^n}, \quad (7)$$

$$\alpha = \rho c_p u_* \frac{g(\text{Re}_*)}{k \text{Pr}^n},$$

где $\frac{1}{g(\text{Re}_*)} = \text{Pr}^{-n} \left(\frac{f(\text{Re}_*)}{k} - 1 \right) + 1$, $\text{Re}_* = dV_* / \nu$, $f(\text{Re}_*) = u_* / u$.

В исследовании [10] автор отмечал консервативность коэффициента теплоотдачи и его слабую зависимость от градиента давления [10]. На основании этого факта в работах [11, 12] было сделано предположение об универсальном характере уравнения (7) и его применимости к расчету средней теплоотдачи в каналах сложной формы с отрывными течениями. Основной задачей при этом является поиск взаимосвязи между динамической скоростью на стенке и средней скоростью потока теплоносителя в канале.

Для трубы зависимость $f(Re_*)$ можно получить интегрированием профиля скорости в трубе по радиусу, используя, например, единую зависимость Рейхардта [8]. Результаты численных расчетов с высокой точностью аппроксимируются функцией $f(Re_*) = 2,5 \ln Re_*$, отклонение не превышает 1 %. Формулу, аналогичную (7), можно также получить и для продольно обтекаемой пластины. Если принять средний по длине пластины фактор трения $c_f = \xi/4$, то отношение динамической скорости к скорости набегающего на пластину потока будет иметь вид $f(Re_*) = 6,33 Re_{*L}^{1/8}$. В качестве характерного геометрического размера пластины принимается ее длина L .

На рис. 3 представлены результаты расчетов функции $g(Re_*)$, полученных с использованием связей между динамической и средней скоростями потока $f(Re_*)$ для трубы и продольно обтекаемой пластины соответственно при $Pr = 7$. В обоих случаях значения функций близки друг к другу и не отличаются более чем на 6 %. При увеличении числа Pr различие в значениях становится еще меньше. Это свидетельствует в пользу универсальности формулы (7).

Динамическую скорость можно определять через затраты мощности на прокачку теплоносителя. Из соображений размерностей получается соотношение:

$$u_* = c(\nu\varepsilon)^{1/4} = c(\nu u \nabla P / \rho)^{1/4}, \quad (8)$$

где ν — коэффициент кинематической вязкости, ε — энергия диссипации в турбулентном потоке, c — коэффициент пропорциональности, характеризующий долю энергии диссипации, образованной за счет трения на стенке, в общих затратах мощности на прокачку теплоносителя и зависящий в общем случае от геометрии канала и числа Re .

Авторами [11, 12] было показано, что для круглой гладкой трубы, где затраты мощности на прокачку теплоносителя полностью определяются трением на стенках, $c = (\xi Re/32)^{0,25}$. Также на основе анализа экспериментальных данных было установлено, что для многих сложных поверхностей теплообмена (шаровых засыпок и зернистых слоев, поперечно обтекаемых шахматных пучков труб, сетчатых вставок, пакетов перфорированных пластин) коэффициент « c » можно принять постоянным и равным приблизительно 3. При этом выражение (7) становится универсальным для всех рассмотренных в работах [11, 12] поверхностей, а весь массив исследованных экспериментальных данных обобщается с точностью 30–35 %. Однако для поперечно обтекаемых коридорных пучков труб, где можно выделить сквозные участки прямолинейного движения теплоносителя в межтрубном пространстве, предположение о том, что $c = 3$, неверно. Более точные расчеты теплоотдачи по формуле (7) для теплообменной поверхности с отрывным течением требуют знания зависимости коэффициента « c » от геометрии данной поверхности и скорости течения теплоносителя.

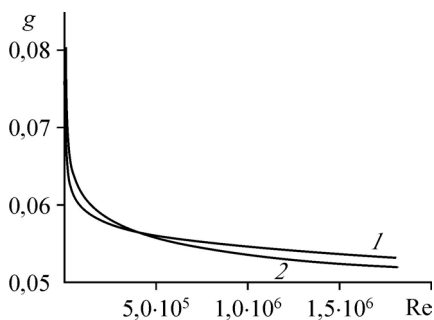


Рис. 3. Результаты расчетов $g(Re_*)$, полученных с использованием связей между динамической и средней скоростями потока $f(Re_*)$ для трубы (1) и продольно обтекаемой пластины (2).

Определение динамической скорости в поперечно обтекаемых пучках труб

Для определения динамической скорости u_* использовались приведенные в монографии [1] экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению и теплоотдаче различных коридорных и шахматных упаковок стержней. Методика расчета заключалась в следующем. Из уравнения (7) с помощью преобразования получено трансцендентное уравнение (9), по которому итерационным методом определялась динамическая скорость u_* :

$$u_* = \frac{\alpha k \text{Pr}^n}{\rho c_p} \left(\text{Pr}^{-n} \left(\frac{f(\text{Re}_*)}{k} - 1 \right) + 1 \right), \quad (9)$$

где $f(\text{Re}_*) = 2,5 \ln \text{Re}_*$, $\text{Re}_* = u_* d / \nu$.

В таблицах экспериментальных данных [1] в качестве характеристики гидравлического сопротивления стержневой сборки представлено число Eu , через которое определялась энергия диссипации турбулентного потока:

$$\varepsilon = u^3 \text{Eu} / (\Pi l), \quad (10)$$

где Eu — число Эйлера, u — скорость набегающего потока (скорость фильтрации), l — длина стержневой сборки, Π — пористость стержневой сборки. Длина стержневой сборки вычислялась по формуле

$$l = z s_2, \quad (11)$$

где z — количество рядов стержневой сборки, s_2 — продольный шаг стержневой сборки.

Далее из формулы (8) находился коэффициент пропорциональности «с» и выполнялась аппроксимация полученных значений для всех типов стержневых сборок.

Стоит отметить, что для проведения расчетов предложенным методом необходимо для каждого конкретного пучка при фиксированном числе Рейнольдса иметь данные одновременно по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению, поэтому для фиксированного числа Re в таблицах [1] подбирались числа Nu , Pr , Eu . Отбор данных выполнялся следующим образом: выбиралась геометрия пучка и подбирались данные по гидравлическому сопротивлению и теплоотдаче при одинаковой скорости потока теплоносителя и его температуры. Затем рассчитывался коэффициент c . Расчеты проводились по данным для глубинных рядов пучков, начиная с четвертого, где уже наступила стабилизация условий обтекания стержней [12]. Если для выбранной геометрии не удавалось подобрать достаточного числа точек с одинаковыми параметрами, то выбирались экспериментальные значения коэффициента теплоотдачи и для них рассчитывались коэффициенты гидравлического сопротивления по рекомендованным в исследовании [1] расчетным зависимостям. Для коридорных пучков при $\text{Re} \in [1 \cdot 10^4; 2 \cdot 10^5]$

$$\text{Eu} = \begin{cases} 0,26 \left(\frac{b-0,8}{a-1} \right)^{1,5} z \text{Re}^r, & \frac{b-0,8}{a-1} \geq 1, \\ 0,26 \left(\frac{b-0,8}{a-1} \right) z \text{Re}^r, & \frac{b-0,8}{a-1} \leq 1, \end{cases}$$

где a — поперечный шаг упаковки, b — продольный шаг упаковки, z — число пучков в упаковке. При этом

$$r = -0,12(b-1/a-1)^{0,5}.$$

Для шахматных пучков, расположенных по равностороннему треугольнику,

$$Eu = \begin{cases} 0,71 \left(\frac{1}{a-1} \right)^{0,33} z Re^{-0,15}, & Re \in [6 \cdot 10^2; 7 \cdot 10^3], \\ 2,6 \left(\frac{1}{a-1} \right)^{0,25} z Re^{-0,29}, & Re \in [7 \cdot 10^3; 2 \cdot 10^5]. \end{cases}$$

Такой подход позволял увеличить количество обработанных данных по коридорным и шахматным пучкам с высокой пористостью. Проводилась проверка этого подхода путем сравнения результатов расчетов по полному набору экспериментальных данных и расчетов с использованием формул для гидравлического сопротивления пучков. Расхождение полученных значений коэффициента пропорциональности c не превышало 20 %. Полученные значения коэффициента пропорциональности обобщены зависимостями, приведенными в табл. 3.

С использованием формул из табл. 3 рассчитывается коэффициент пропорциональности c , с помощью которого по соотношению (8) рассчитывается динамическая скорость, а затем по формуле (7) определяется коэффициент теплоотдачи α .

Обобщение данных по малопористым коридорным пучкам ($\Pi < 0,29$) проводилось по следующим упаковкам: $1,026 \times 1,026$, $1,020 \times 1,020$, $1,013 \times 1,013$, $1,008 \times 1,008$. Число Re располагалось в диапазоне от $3 \cdot 10^4$ до $2 \cdot 10^6$. Получено, что значения коэффициента « c » не зависят от режима течения (рис. 4). Среднее отклонение расчетных значений коэффи-

Таблица № 3
Расчетные формулы

Вид упаковки	Малопористые пучки стержней ($\Pi < 0,29$)	Высокопористые пучки стержней ($\Pi \geq 0,29$)
Коридорная	$c = 4\Pi - 8$	$c = 7,7 Re^{-0,09}$
Шахматная	$c = 1,08 Re^{0,07}$	$c = 2,52$

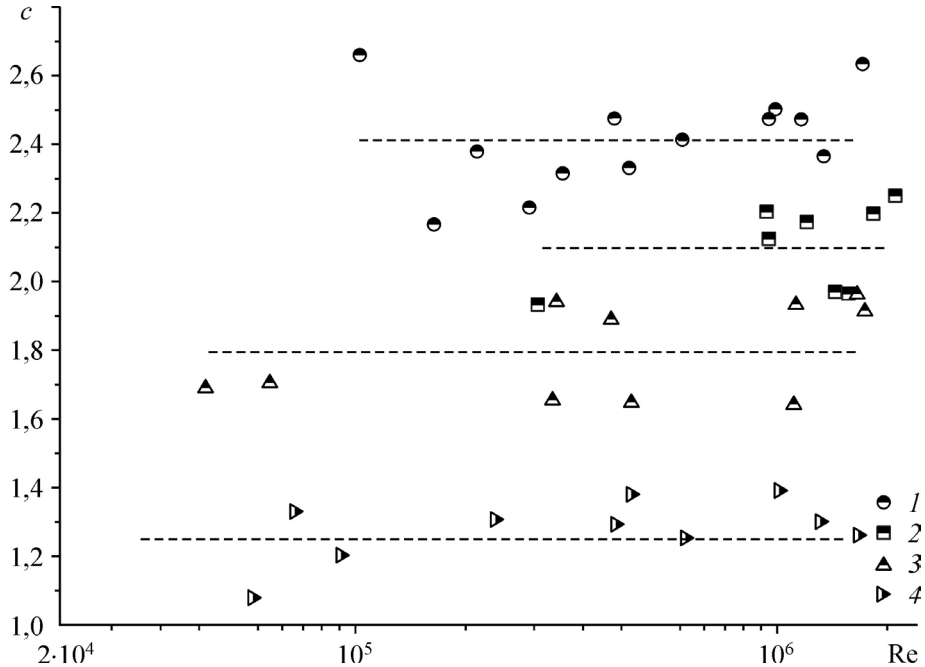


Рис. 4. Зависимость коэффициента пропорциональности c от числа Re для малопористых коридорных пучков ($\Pi < 0,29$).

1 — $1,026 \times 1,026$, 2 — $1,020 \times 1,020$, 3 — $1,013 \times 1,013$, 4 — $1,008 \times 1,008$; штриховыми линиями отмечено среднее значение c каждого пучка.

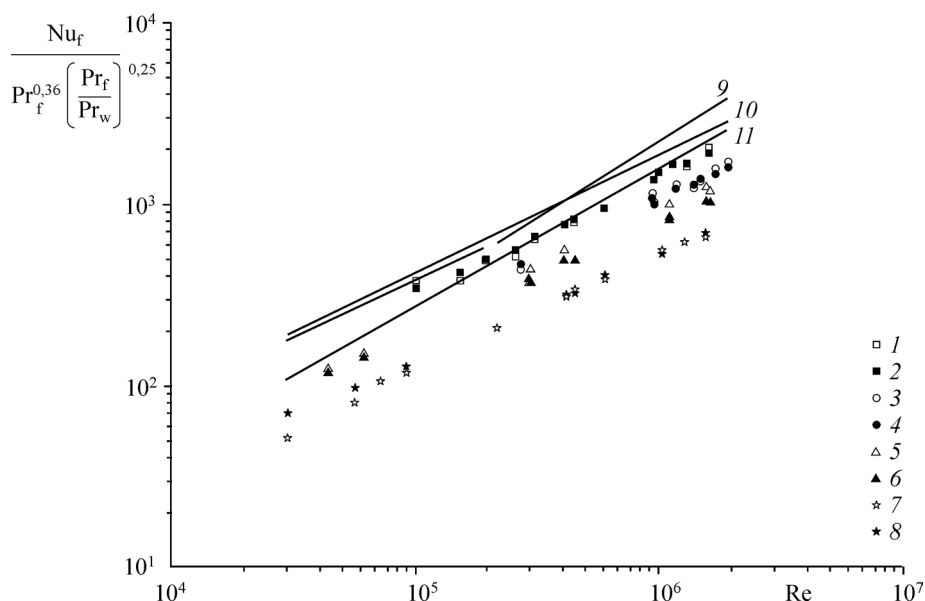


Рис. 5. Зависимость теплоотдачи от числа Re для малопористых коридорных пучков. $\Pi < 0,29$; 1 — экспериментальные данные [1] для пучка $1,026 \times 1,026$, 2 — расчетные значения по формуле (7) для пучка $1,026 \times 1,026$, 3 — экспериментальные данные [1] для пучка $1,020 \times 1,020$, 4 — расчетные значения по формуле (7) для пучка $1,020 \times 1,020$, 5 — экспериментальные данные [1] для пучка $1,013 \times 1,013$, 6 — расчетные значения по формуле (7) для пучка $1,013 \times 1,013$, 7 — экспериментальные данные для пучка $1,008 \times 1,008$, 8 — расчетные значения по формуле (7) для пучка $1,008 \times 1,008$, 9 — расчетные значения по формулам [1], 10 — расчетные значения по формулам [7], 11 — расчетные значения по формулам [5].

циента теплоотдачи от экспериментальных данных в таких пучках составляет 6 %, максимальное отклонение — 20 % (рис. 5).

Обобщение данных по высокопористым коридорным пучкам проводилось по следующим упаковкам: $1,30 \times 1,30$, $2,00 \times 2,00$, $2,60 \times 1,30$, $2,63 \times 1,10$, $1,30 \times 2,60$, $2,45 \times 2,00$, $1,95 \times 1,30$, $1,65 \times 2,00$, $1,05 \times 1,85$. Число Re находилось в диапазоне от $1 \cdot 10^4$ до $2 \cdot 10^5$. Определено, что значения коэффициента «с» зависят от режима течения (см. табл. 3). Для 93 % расчетных значений максимальное отклонение от экспериментальных данных представленных коридорных пучков не превышает 33 %, а среднее отклонение по всем значениям составляет 19 %.

В работе [1] был представлен полный набор необходимых данных только для одного шахматного пучка с малопористой упаковкой $1,026 \times 0,89$. Число Re располагалось в диапазоне от $1 \cdot 10^5$ до $2 \cdot 10^6$. Значения коэффициента теплоотдачи, полученные в настоящей работе по предложенным соотношениям определены точнее, чем по рекомендованным формулам табл. 1 (рис. 6). Среднее отклонение расчетных значений от экспериментальных данных в таком шахматном пучке составило 3 %, максимальное отклонение — 8 %. В исследованном диапазоне чисел Рейнольдса коэффициент s изменяется от 2,42 до 2,98.

Обобщение данных шахматных пучков с пористостью $\Pi \geq 0,29$ проводилось по следующим упаковкам: $1,5 \times 1,5$, $1,3 \times 1,3$, $1,3 \times 3,9$, $1,3 \times 1,13$. Число Re находилось в диапазоне от $4 \cdot 10^3$ до $3 \cdot 10^5$. Как было получено ранее [11, 12], для шахматных пучков труб коэффициент s можно принять постоянным. При этом среднее отклонение расчетных значений от экспериментальных данных в таких пучках составило 8 %, максимальное отклонение — 29 %.

Заключение

Получены расчетные формулы для коэффициента пропорциональности s , позволяющие определить важную характеристику распределения скорости в турбулентном потоке

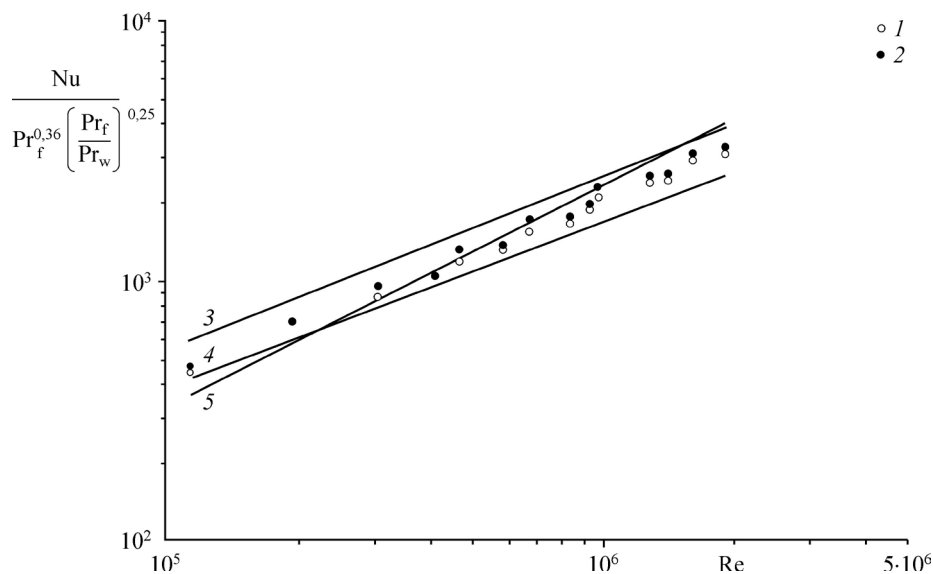


Рис. 6. Зависимость теплоотдачи от числа Рейнольдса для мелкопористого шахматного пучка $1,026 \times 1,026$.

1 — экспериментальные данные [1], 2 — расчетные значения по формуле (7),
3 — расчетные значения по формулам [1], 4 — расчетные значения по формулам [3],
5 — расчетные значения по формуле [4].

близ стенки — динамическую скорость. Знание динамической скорости позволяет рассчитывать средний коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании коридорных и шахматных упаковок стержней. Использование полученных в настоящей работе формул для константы c повышает точность проводимых расчетов и увеличивает спектр геометрий структур в сравнении с рекомендованными ранее эмпирическими формулами.

Список литературы

1. Жукаускас А.А., Макарявичус В., Шланчяускас А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: Изд-во «МИНТИС», 1968. 191 с.
2. Мигай В.К., Фирсова Э.В. Теплообмен и гидравлическое сопротивление пучков труб. Л.: Наука, 1986. 195 с.
3. Толубинский В.И., Лёгкий В.М. Теплоотдача компактных шахматных пучков при поперечном омывании // Теплоэнергетика. 1961. № 3. С. 53–55.
4. Андреев Л.П., Никульшин В.Р., Андрищенко А.М. Обобщенное уравнение теплоотдачи при поперечном обтекании пучков гладких труб // Тр. Одесского политехн. ун-та. 2006. Вып. 1. С. 76–79.
5. Письменный Е.Н. Универсальная зависимость для расчета конвективного теплообмена поперечно-обтекаемых пучков гладких труб // Теплоэнергетика. 2010. № 3. С. 34–41.
6. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука. 1982. 472 с.
7. Федорович Е.Д., Фокин Б.С. и др. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). 3-е изд., перераб. и доп. СПб: НПО «ЦКТИ», 1998. 256 с.
8. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М: Энергоатомиздат, 1986. 233 с.
9. Петухов Б.С., Кириллов В.В. К вопросу о теплообмене при турбулентном течении жидкости в трубах // Теплоэнергетика. 1958. № 4. С. 63–68.
10. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. 416 с.
11. Кокорев Л.С., Федосеев В.Н., Харитонов В.В., Воскобойников В.В. О взаимосвязи гидравлического сопротивления и теплоотдачи в пористых средах // Теплофизика высоких температур. 1987. Т. 25, № 1. С. 92–97.
12. Федосеев В.Н., Субботин В.И., Харитонов В.В. Универсальная зависимость теплоотдачи от градиента давления в пористых средах // Теплоэнергетика. 1987. № 6. С. 61–64.

Статья поступила в редакцию 25 января 2020 г.,
после доработки — 31 марта 2020 г.,
принята к публикации 28 апреля 2020 г.