

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООТДАЧИ ПОПЕРЕЧНО ОБТЕКАЕМЫХ СИММЕТРИЧНЫХ КОРИДОРНЫХ ПУЧКОВ ТРУБ ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ С РАЗЛИЧНОЙ КОНФИГУРАЦИЕЙ

А.А. Анисин

Брянский государственный технический университет

Поперечно обтекаемые пучки гладких цилиндрических труб широко используются в различных теплообменных аппаратах и устройствах энергетических установок. Во многих случаях по условиям эксплуатации и экономической целесообразности трубчатые поверхности являются более предпочтительными в ряду многочисленных эффективных конвективных поверхностей теплообмена. Поэтому проблема интенсификации процессов теплообмена и повышения энергетической эффективности трубчатых теплообменников представляет большой практический и научный интерес.

Как показывают приведенные в литературе результаты многочисленных экспериментальных исследований теплогидродинамических характеристик поперечно обтекаемых пучков гладких труб, теплоотдача шахматных пучков при средних числах Рейнольдса ($10^3 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5$) выше теплоотдачи коридорных. Однако более низкое гидравлическое сопротивление коридорных пучков по сравнению с величиной сопротивления шахматных в отдельных конкретных случаях является определяющим в оценке энергетической эффективности трубчатой поверхности и эффективность теплоотдачи коридорных пучков труб с соответствующей геометрией при $5 \cdot 10^2 \dots 5 \cdot 10^4$ выше, чем шахматных [1]. Указанное обстоятельство, а также существующие объективные производственные и эксплуатационные преимущества предопределяют широкое практическое применение коридорной компоновки труб в различных теплообменных аппаратах, что и обуславливает особую актуальность и интерес задачи повышения энергетической эффективности поперечно обтекаемых коридорных пучков гладких цилиндрических труб.

Пути совершенствования трубчатых теплообменных аппаратов в значительной мере связаны с поиском наиболее эффективных поверхностей теплообмена с различной обтекаемой формой поперечного сечения труб, геометрией и схемами их расположения в потоке теплоносителя, обеспечивающими наибольшую интенсивность теплоотдачи. Представленные в работах [2, 3] результаты экспериментальных исследований теплоаэродинамических характеристик и анализ тепловой эффективности поперечно обтекаемых пучков труб одинакового диаметра с различными схемами расположения, обусловленными изменением угла ориентации $\bar{\varphi}$ поверхности относительно направления потока теплоносителя и геометрией, показали, что массогабаритные и теплоэнергетические характеристики трубчатых теплообменных аппаратов могут быть улучшены при использовании более эффективной промежуточной (между шахматной и коридорной) схемы расположения труб, определяемой оптимальным углом ориентации $\bar{\varphi}_{opt}$, затратами мощности на перемещение теплоносителя при изменении массового расхода и рабочим диапазоном чисел Re .

Вместе с тем результаты экспериментальных исследований теплоотдачи и аэродинамического сопротивления и оценка эффективности теплообмена симметричного коридорного пучка труб одинакового диаметра d_1 с различными вариантами размещения в его ячейках круглых цилиндрических турбулизирующих стержней разных диаметров $d_2 = var (d_2 < d_1)$ [4, 5] показали целесообразность указанного подхода к интенсификации

теплообмена в поперечно обтекаемых трубных пучках в одном случае при использовании специальных турбулизирующих стержневых решёток, устанавливаемых в межтрубных каналах пучка, в другом – в виде комбинированных пучков труб разных наружных диаметров, большего d_1 и меньшего d_2 , с шахматной (треугольной) и коридорной (линейной) схемами расположения или с промежуточной (между шахматной и коридорной) схемой, определяемой оптимальным углом ориентации $\bar{\varphi}_{opt}$ комбинированной трубчатой поверхности относительно направления потока и затратами на перемещение теплоносителя [6].

Как отмечается в ряде работ [7-12], с целью интенсификации теплообмена и повышения энергетической эффективности трубчатых теплообменных аппаратов, наряду с пучками труб разных наружных диаметров, возможно также использование пучков труб переменного сечения с различной конфигурацией: с цилиндрическими участками поверхности разных диаметров $d_1 > d_2$ [13], с конической поверхностью [14], обусловленной разными концевыми диаметрами трубы $d_1 > d_2$, с коническо-цилиндрической, сочетающей элементы представленных разновеликой цилиндрической и конической поверхностей, в виде чередующихся по оси трубы цилиндрических участков одинаковой длины с разными наружными диаметрами $d_1 > d_2$ и соединяющих их соразмерных участков конической поверхности с оптимальными углами раскрытия диффузоров и конфузоров канала трубы. В этом случае взаимодействие потока с поверхностью со сложной геометрией приводит к формированию переменных полей давлений и созданию более благоприятных условий обтекания трубчатой поверхности, сопровождающихся действием вторичных течений в рециркуляционных зонах и повышением уровня турбулентности в пограничном слое, позволяющих дополнительно интенсифицировать теплоотдачу и улучшать показатели эффективности по сравнению с характеристиками распространённых в практике эксплуатации традиционных симметричных коридорных пучков труб одинакового диаметра.

В этой связи заслуживает внимания оценка теплоэнергетической эффективности симметричных пучков труб переменного сечения с указанной конфигурацией с различной плотностью компоновки, определённой шагом разбивки s .

Опытные варианты поверхности теплообмена представляли собой вертикальные симметричные коридорные пучки гладких латунных труб переменного сечения длиной 100 мм с различной конфигурацией: пучки труб 1...3 с разновеликими цилиндрическими участками с $d_1 = 11$ мм и $d_2 = 8$ мм, пучки 4...6 конусоидальных труб с концевыми диаметрами $d_1 = 11$ мм и $d_2 = 8$ мм и пучки 7...9 конусоидально-цилиндрических труб с чередующимися вдоль оси трубы конфузорными, цилиндрическими с $d_1 = 11$ мм и $d_2 = 8$ мм и диффузорными участками длиной $l = 8,33$ мм ($l/d \approx 0,76$) с оптимальным углом раскрытия диффузоров и конфузоров $\beta_{opt} = 10^\circ$ [15]. Размеры каждого из опытных пучков определялись соответствующими шагами разбивки $s = 14,5; 13$ и $11,5$ мм с числом поперечных рядов труб по потоку $z_2 = 12$ и продольных $z_1 = 4$. В качестве объекта сравнения был принят базовый пучок 10 цилиндрических труб одинакового диаметра $d = 11$ мм с шагом разбивки $s = 16$ мм, имеющий одинаковые межтрубные зазоры $\delta = 5$ мм с пучками труб переменного сечения (1, 4, 7) с шагом разбивки $s = 14,5$ мм.

Отдельные результаты исследований средней теплоотдачи и аэродинамического сопротивления указанных вариантов трубчатой поверхности были приведены в работе [10]. На рис. 1 представлены опытные данные по теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению

для всех исследованных пучков труб переменного сечения в виде зависимостей $Nu = f(Re)$ и $Eu = f'(Re)$, в таблице - в виде коэффициентов a и b и показателей степени n и m в соответствующих уравнениях подобия теплоотдачи $Nu = a Re^n$ и сопротивления $Eu = b Re^{-m}$.

Таблица

Коэффициенты и показатели степени критериальных уравнений теплоотдачи и сопротивления опытных пучков труб с различной конфигурацией

Номер опытного теплообменника (пучок труб)	Теплоотдача		Сопротивление		Диапазон изменения чисел Рейнольдса: $Re_1 \dots Re'$, $Re' \dots Re_2$
	a	n	b	m	
1	0,288	0,68	15,238 44,258	- 0,14	250...2030 2030...10 ⁴
2	0,324	0,68	26,683 78,52	- 0,14	250...2229 2229...10 ⁴
3	0,375	0,69	96,794 252,34	- 0,14	250...938 938...10 ⁴
4	0,1318	0,76	12,809 33,88	- 0,12	200...3316 3316...10 ⁴
5	0,1419	0,78	28,08 70,63	- 0,12	300...2179 2179...10 ⁴
6	0,1678	0,8	104,89 392,193	- 0,18	450...1520 1520...10 ⁴
7	0,211	0,72	18,1 42,85	- 0,12	370...1315 1315...10 ⁴
8	0,222	0,73	30,67 88,308	- 0,14	450...1908 1908...10 ⁴
9	0,19	0,78	91,6 342	- 0,18	500...1508 1508...10 ⁴
10	0,324	0,65	18,4 46,55	- 0,12	630...2286 2286...10 ⁴

На рис. 1 видно, что с повышением плотности компоновки (с уменьшением межтрубных зазоров) величина средней теплоотдачи и особенно сопротивления опытных пучков труб каждого конструктивного типа повышаются. Согласно полученным степенным зависимостям $Nu = f(Re)$ и $Eu = f'(Re)$ (таблица, пучки 1...9), изменение интенсивности теплоотдачи и величины сопротивления в области выраженного смешанного обтекания при $Re = 10^4$ каждого из пучков труб переменного сечения с межтрубными зазорами $\delta = 5$ мм по отношению к характеристикам базового коридорного пучка $1,45 \times 1,45$ (10) выглядит следующим образом: $Nu_1/Nu_{10} = 1,172$ и $Eu_1/Eu_{10} = 0,79$; $Nu_4/Nu_{10} = 1,28$ и $Eu_4/Eu_{10} = 0,727$; $Nu_7/Nu_{10} = 1,241$ и $Eu_7/Eu_{10} = 0,92$.

Из представленных соотношений видно, что в указанной области обтекания средняя теплоотдача пучков 1, 4, 7 труб переменного сечения, имеющих сопоставимые геометрические параметры с базовым, существенно выше, чем соответствующие характеристики базового пучка 10 труб одинакового диаметра. При этом показатель степени n при числе Re в уравнении подобия теплоотдачи для пучка 4 конусоидальных труб ($n = 0,76$) существенно больше, чем для пучков 1 цилиндрических ($n = 0,68$) и 7 коническо-цилиндрических ($n = 0,72$) труб переменного сечения, а также базового пучка 10 ($n = 0,65$). Причём для пучка 7 коническо-цилиндрических труб значение показателя степени n представляет собой среднее арифметическое значение n для пучков цилиндрических 1 и конусоидальных 4 труб.

Как установлено в [16], в межтрубном пространстве плотных коридорных пучков труб одинакового диаметра ($1,1 \times 1,1$; $1,25 \times 1,25$; $1,3 \times 1,3$) течение является струйным. Схема расположения труб в указанных пучках такова, что в них частично реализуются особенности течения, присущие изолированным каналам. Картины течения в подобных пучках труб [17] показывают, что плотные пучки “вырождаются” в систему щелевых каналов различной формы с прерывистыми стенками. При коридорном (линейном) расположении труб одинакового диаметра эти каналы прямые, а при шахматном (треугольном) – зигзагообразные; т.е. внешняя задача поперечного обтекания потоком труб в плотном пучке усложняется и в определённом плане может рассматриваться как внутренняя: движение потока теплоносителя по криволинейным каналам. При обтекании воздушным потоком опытных плотных пучков труб со сложной геометрией проходного сечения дополнительно возникают различно ориентированные и распределённые в межтрубном пространстве вторичные течения, способствующие заметному перемешиванию потока по сечению канала теплообменника и влияющие на темп изменения теплоотдачи трубчатой поверхности, характерный для щелевых профилированных каналов при переходном режиме обтекания. При этом разные значения показателя степени n при числе Рейнольдса, установленные для переходного от смешанного к турбулентному режиму обтекания коридорных пучков труб с разной конфигурацией (табл., пучки 1 - 9), в основном соответствуют участкам

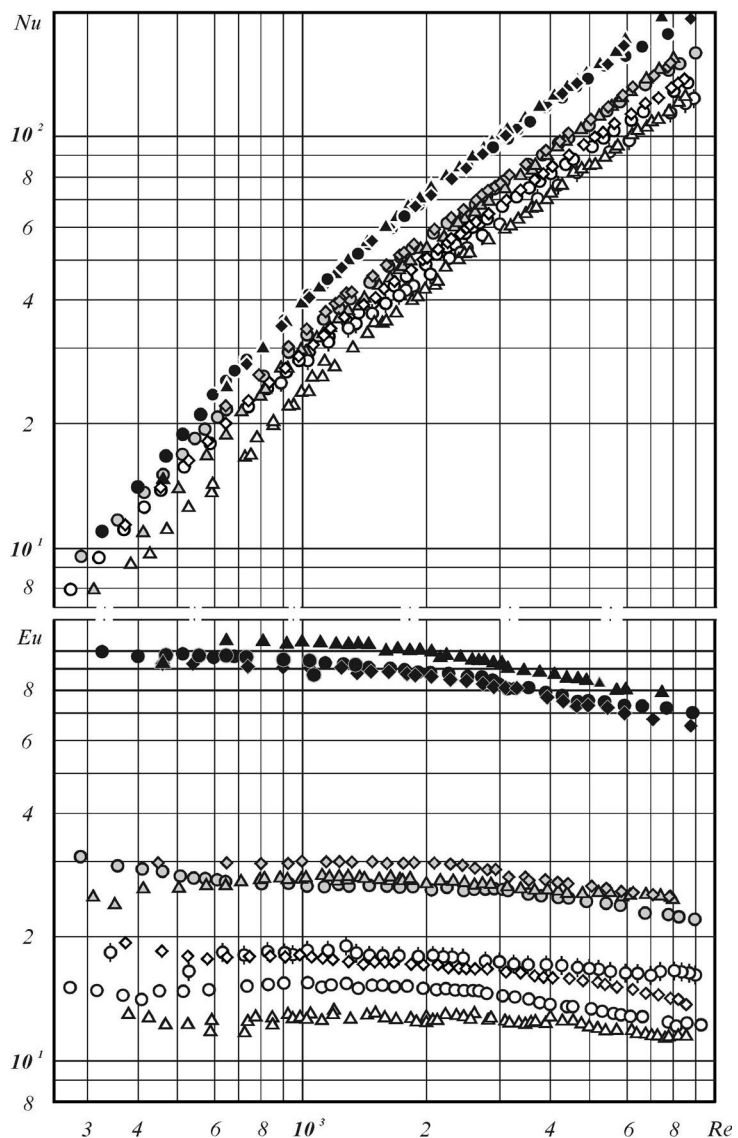


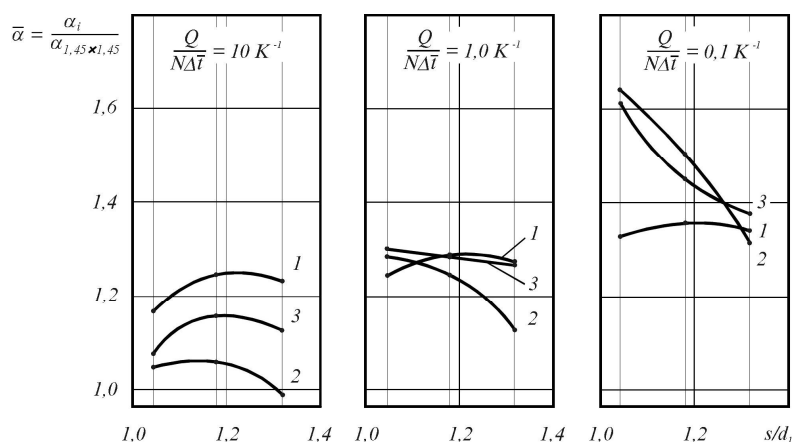
Рис. 1. Опытные данные по теплоотдаче и сопротивлению опытных коридорных пучков труб: цилиндрических с разновеликими участками (\circ - $s = 14,5$ мм (1), \bullet - $s = 13$ мм (2), \bullet - $s = 11,5$ мм (3)); конусоидальных (\triangle - $s = 14,5$ мм (4), \blacktriangle - $s = 13$ мм (5), \blacktriangle - $s = 11,5$ мм (6)); конусоидально-цилиндрических (\square - $s = 14,5$ мм (7), \blacksquare - $s = 13$ мм (8), \blacksquare - $s = 11,5$ мм (9)); цилиндрических (\odot - $s = 16$ мм - базовый пучок $1,45 \times 1,45$ (10))

аппроксимирующих кривых $Nu = f(Re)$ с интервалом относительно высоких значений опытных чисел $Re_f \approx 0,9 \cdot 10^3 \dots 10^4$ и, по всей вероятности, связаны с различной вихревой структурой турбулентного течения, которая образуется в межтрубном пространстве на границе раздела между ядром потока и пограничным слоем на поверхности и, в частности, в кормовой части труб, где интенсивность теплоотдачи особенно чувствительна к изменению шагов и числа Re .

Согласно [18], в области выраженного смешанного обтекания при $Re_{уз} = 10^4 \dots 2 \cdot 10^5$ зависимость сопротивления коридорных пучков труб одинакового диаметра от числа Рейнольдса приобретает степенной характер, причём показатель степени m при числе Re в уравнении подобия сопротивления $Eu = bRe^{-m}$ зависит от компоновки пучка. Для каждого из опытных коридорных пучков труб переход по сопротивлению к развитому режиму смешанного обтекания и смена автомодельной зависимости сопротивления от числа Рейнольдса на степенную происходит при различных числах Re' (табл.). Сопротивление опытных пучков 1, 4, 7 труб переменного сечения во всём исследованном интервале чисел Re меньше, чем сопротивление коридорного пучка 10 труб одинакового диаметра. Показатель степени m при числе Re в уравнении подобия сопротивления $Eu = bRe^{-m}$ для пучков конусоидальных (4) и конусоидально-цилиндрических (7) труб, как и для пучка 10 цилиндрических труб одинакового диаметра, равен $0,12$. Для пучка 1 труб с разновеликими цилиндрическими участками поверхности $m = 0,14$.

На основании результатов сравнения энергетической эффективности исследованных вариантов поперечно обтекаемой трубчатой поверхности в виде расчётных комплексных тепловых характеристик $Q/F\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t})$ на рис. 2 показана динамика изменения относительного коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha} = \alpha_i / \alpha_{1,45 \times 1,45}$ опытных пучков (1...9) труб с цилиндрической (кр. 1), конической (кр. 2) и коническо-цилиндрической (кр. 3) формой поверхности в зависимости от условного относительного шага разбивки s/d_1 при различных значениях энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t} = 10, 0, 1, 0$ и $0,1 K^{-1}$ (α_i - коэффициент теплоотдачи соответствующих опытных пучков 1 - 9 труб с различной конфигурацией; $\alpha_{1,45 \times 1,45}$ - коэффициент теплоотдачи базового коридорного пучка 10 труб с $d = 11$ мм).

Необходимо указать, что в представленных зависимостях $\bar{\alpha} = f(s/d_1; Q/N\Delta\bar{t})$ тепловой эффективности пучков 1- 9 труб с различной конфигурацией коэффициент теплоотдачи базового коридорного пучка 10 $\alpha_{1,45 \times 1,45}$ принят в качестве масштаба отнесения и только лишь для пучков 1, 4, 7 с $s/d_1 = 1,318$, имеющих одинаковые с базовым пучком межтрубные зазоры $\delta = 5$ мм, является объективным параметром сопоставления.



Как видно из рис. 2, в области сравнительно небольших массовых скоростей потока и чисел Re ($Q/N\Delta\bar{t} = 10 K^{-1}$) для

Рис.2. Динамика изменения зависимости $\bar{\alpha} = \alpha_i / \alpha_{1,45 \times 1,45} = f(s/d_1; Q/N\Delta\bar{t})$ пучков труб с цилиндрической (1), конической (2) и коническо-цилиндрической (3) формой поверхности

каждого конструктивного типа трубчатой поверхности максимум тепловой эффективности соответствует пучкам с относительными шагами $s/d_1 = 1,18$. Для опытных пучков 1...3 труб с разновеликими цилиндрическими участками отмеченный максимум эффективности теплоотдачи, как и в целом относительно высокая по сравнению с базовым пучком 10 труб одинакового диаметра эффективность поверхности, сохраняются во всём исследованном интервале изменения энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t} = 10...0,1 K^{-1}$ (кр. 1). Максимальное значение тепловой эффективности симметричных коридорных пучков цилиндрических труб одинакового диаметра по данным [16] соответствует пучкам с шагами $s/d = 1,1$. При дальнейшем увеличении компактности и ухудшении при этом условий взаимодействия потока с поверхностью труб в рециркуляционных зонах межтрубного пространства эффективность коридорных пучков начинает уменьшаться при $s/d \leq 1,05$. И в наших опытах с пучками 1...3 цилиндрических труб переменного сечения минимум тепловой эффективности также соответствует пучку с относительными шагами $s/d_1 = 1,045$.

Эффективность теплоотдачи пучков 4 - 6 труб с конической (кр. 2) и 7 - 9 коническо-цилиндрической (кр. 3) поверхностью при небольших скоростях потока ($Q/N\Delta\bar{t} = 10 K^{-1}$) меньше, чем эффективность пучков 1 - 3 цилиндрических труб (кр. 1). Однако с увеличением скорости теплоносителя и плотности компоновки относительный коэффициент теплоотдачи пучков 4 - 9 существенно возрастает ($Q/N\Delta\bar{t} = 1$ и $0,1 K^{-1}$) и эффективность пучков 3 - 9 при $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 K^{-1}$ значительно превосходит эффективность теплоотдачи пучков цилиндрических труб с разной плотностью компоновки. Более заметный в указанной области изменения энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t}$ рост относительного коэффициента теплоотдачи поверхности пучков 4 - 9 конусоидальных и конусоидально-цилиндрических труб по сравнению с пучками 1 - 3 цилиндрических труб, очевидно, является результатом дополнительной турбулизации потока, обусловленной особенностями его взаимодействия с трубчатой поверхностью сложной формы и геометрии, и активизации процесса переноса в межтрубных рециркуляционных зонах при увеличении массовой скорости.

На рис. 3 показана зависимость средней величины относительного коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_i$ опытных пучков труб 1 - 9, соответствующей его значениям на концах интервала изменения энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t} = 10 K^{-1}$ и $0,1 K^{-1}$, от шага s/d_1 , практически повторяющая картину тепловой эффективности опытных пучков при $Q/N\Delta\bar{t} = 1 K^{-1}$. При этом эффективность пучков труб с коническо-цилиндрической поверхностью (кр. 3) превосходит показатели соответствующих пучков конусоидальных труб (кр. 2) с межтрубными зазорами $\delta = 5$ и $3,5$ мм, а также пучка цилиндрических труб (кр. 1) с $\delta = 2$ мм, в определённой мере компенсируя их пониженную эффективность теплоотдачи соответственно в области небольших ($Q/N\Delta\bar{t} = 10 K^{-1}$) и высоких ($Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 K^{-1}$) массовых скоростей потока теплоносителя и чисел Re . Таким образом, коническо-цилиндрическая форма поверхности труб в определённой мере синтезирует положительные рабочие качества как поперечно обтекаемой цилиндрической, так и конической трубчатых поверхностей.

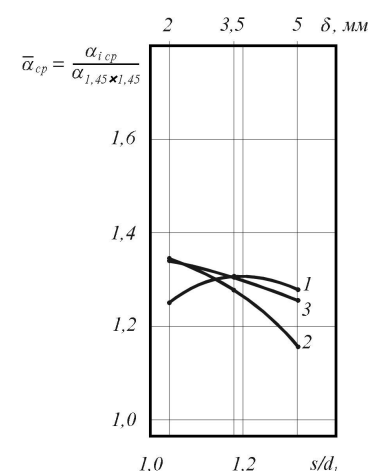


Рис.3. Зависимость $\bar{\alpha}_{cp} = f(s/d_1)$ при $Q/N\Delta\bar{t} = 10$ и $0,1 K^{-1}$

Как следует из представленного материала исследований, наиболее целесообразное практическое использование коридорных пучков конусоидальных труб может быть реализовано в условиях развитого смешанного и турбулентного режимов обтекания при относительно большой величине массовых скоростей потока и чисел Re . В то же время пучки труб переменного сечения с цилиндрической поверхностью отличаются повышенной эффективностью по сравнению с базовым коридорным пучком труб 10 одинакового диаметра во всём опытном диапазоне массовых скоростей и чисел Re .

Для более подробного анализа особенностей теплоаэродинамических характеристик симметричных коридорных пучков труб с разновеликими цилиндрическими участками ($d_1 > d_2$) были дополнительно проведены экспериментальные исследования местной теплоотдачи и распределения коэффициента давления на поверхности труб переменного сечения с чередующимися по потоку цилиндрическими участками с диаметрами $d_1 = 27$ мм и $d_2 = 19,6$ мм длиной 36,76 мм модельного пучка, изготовленного из прозрачного органического стекла.

Указанная модель пучка с числом поперечных $z_2 = 7$ и продольных $z_1 = 5$ рядов труб с относительной длиной $l/d_1 = 100/27 = 3,7$ соответствовала условиям приближённого моделирования опытного пучка (образца) 2 (табл.) труб переменного сечения с $d_1/d_2 = 11/8$, $l/d_1 = 10$ и шагом $s/d_1 = 1,18$ с оптимальными теплоэнергетическими характеристиками (рис. 3). Для сравнения также были предусмотрены испытания идентичной модели коридорного пучка труб постоянного сечения с $d = 27$ мм. Межтрубные расстояния $s = 31,86$ мм и относительный шаг квадратной разбивки труб $s/d_1 = 1,18$ в каждом из модельных пучков были одинаковыми. При этом межтрубные зазоры δ были разными: 4,86 мм в пучке труб постоянного сечения и 8,56 мм в пучке труб переменного сечения. Свободное поперечное сечение канала пучков составляло величину, равную $127,4 \times 100$ мм.

В ходе измерений, связанных с определением местных значений коэффициента теплоотдачи, мерные латунные трубки с цилиндрическими участками разных наружных диаметров $d_1 = 27$ мм и $d_2 = 19,6$ мм и толщиной стенки 1,5 мм располагались в центре каждого поперечного ряда опытного пучка труб переменного сечения. Для соответствующих измерений в пучке труб постоянного сечения применялась латунная мерная трубка диаметром $d = 27$ мм и толщиной стенки 1,5 мм. В каждом из опытных вариантов трубчатой поверхности посередине мерного латунного цилиндра с $d = 27$ мм или посередине каждого из цилиндрических участков с $d_1 = 27$ мм и $d_2 = 19,6$ мм заподлицо с поверхностью были установлены градиентные датчики теплового потока [19], с помощью которых измерялись локальные тепловые потоки и соответственно рассчитывались значения местных коэффициентов теплоотдачи α .

Распределение коэффициента давления C_p на поверхности труб переменного сечения измерялось с помощью мерных трубок из оргстекла с такой же геометрией, как и у моделей трубчатых цилиндрических элементов с разновеликими участками. Для отбора давления как в центре каждого из участков поверхности с $d_1 = 27$ мм и $d_2 = 19,6$ мм мерных трубок, так и по длине поверхности перехода между указанными точками располагались отверстия диаметром 0,3 мм, сообщающиеся с помощью медицинских игл (размещённых внутри трубки) и соединительных трубок с микроманометрами, позволяющие установить характер распределения коэффициента давления $C_p = f'(\theta)$ по длине на поверхности перехода от отбора в центре участка с d_1 до отбора в центре участка с d_2 .

На рис. 4 в качестве дополнительной иллюстрации к приведенным материалам исследований представлена картина распределения местной теплоотдачи $\alpha = f(\theta)$ и коэффициента давления $C_p = f'(\theta)$ по периметру цилиндрических труб постоянного и переменного сечения в 1 и 2, а на рис. 5 в 4 и 5 рядах соответствующих модельных пучков при $Re_{d_1, yz} = 2 \cdot 10^4$. При этом в 1 и 5 поперечных рядах посередине сечения канала располагались участки труб переменного сечения с $d_1 = 27$ мм, во 2 и 4 рядах – с $d_2 = 19,6$ мм.

Распределение коэффициента местной теплоотдачи $\alpha = f(\theta)$ и коэффициента давления $C_p = f'(\theta)$ по периметру трубки первого ряда (рис. 4а) при изменении угла обтекания θ от 0 до 70° имеет одинаковый характер для каждого из разновеликих участков. В кормовой же части трубы, судя по характеру кривых $\alpha = f(\theta)$ и $C_p = f'(\theta)$, наблюдается сложный вихревой характер потока с выраженной асимметрией кривых, в отличие от характера соответствующих зависимостей для трубы 1-го ряда более тесного модельного пучка труб постоянного сечения, имеющих симметричный профиль. Распределение местной теплоотдачи $\alpha = f(\theta)$ по периметру трубки 2-го ряда (рис. 4б) отражает в определённой мере особенности распределения коэффициента давления $C_p = f'(\theta)$. Максимумы коэффициента местной теплоотдачи на поверхности участка большего диаметра при $\theta \approx 60$ и 285° соответствуют характерным точкам соударения потока на правой и левой половине трубы, что согласуется с максимальными величинами коэффициента давления C_p при тех же значениях угла обтекания θ . Точки отрыва потока с минимальными значениями α и характер кривых в кормовой зоне участка с d_2 асимметричны относительно продольной оси с выраженным кормовым максимумом теплоотдачи α_{max} при $\theta \approx 180^\circ$.

Распределение коэффициента местной теплоотдачи $\alpha = f(\theta)$ по периметру трубки 4-го ряда (рис. 5а) также согласуется с распределением коэффициента давления $C_p = f'(\theta)$ на поверхности разновеликих участков. Максимальные значения коэффициента теплоотдачи на поверхности участка с d_2 в центре канала при $\theta = 65$ и 315° соответствуют характерным точкам соударения потока на правой и левой половине трубы. На правой половине участка трубы коэффициент теплоотдачи, начиная от $\theta = 0^\circ$ до $\theta = 15^\circ$, снижается, а затем возрастает до значения α в точке соударения потока при $\theta \approx 65^\circ$. В то же время коэффициент давления C_p при $\theta = 0..65^\circ$ имеет примерно постоянные значения с тенденцией к снижению. Уменьшаясь до точки отрыва потока при $\theta \approx 105^\circ$, коэффициент теплоотдачи затем снова возрастает до максимума в критической кормовой точке при $\theta = 180^\circ$. На левой половине трубки до точки соударения потока с поверхностью при $\theta \approx 315^\circ$ коэффициент теплоотдачи α растёт, принимая большее, чем на правой половине трубки значение α_{max} .

На поверхности трубы 5-го ряда (рис. 5б) наблюдается определённая стабилизация в характере распределения $\alpha = f(\theta)$ и $C_p = f'(\theta)$ с максимальными значениями коэффициента местной теплоотдачи в точках соударения потока с поверхностью при $\theta = 45$

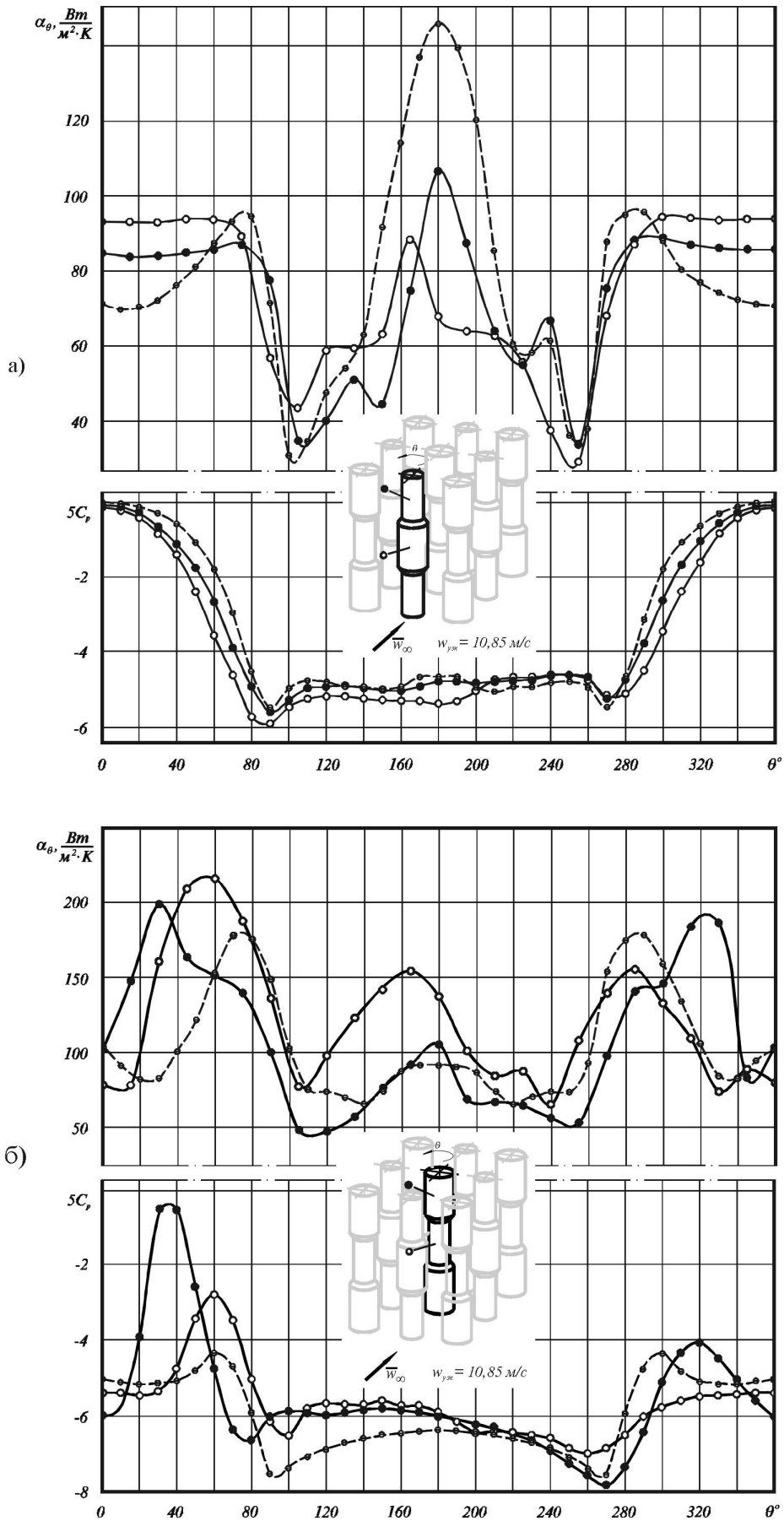


Рис. 4. Распределение местной теплоотдачи $\alpha_\theta = f(\theta)$ и коэффициента давления $C_p = f'(\theta)$ в первом (а) и во втором (б) рядах коридорных пучков труб постоянного ($d = 27 \text{ мм} - \ominus$) и переменного сечения ($d_1/d_2 = 27/19,6$: участок с $d_1 = 27 \text{ мм} - \bullet$; участок с $d_2 = 19,6 \text{ мм} - \circ$)

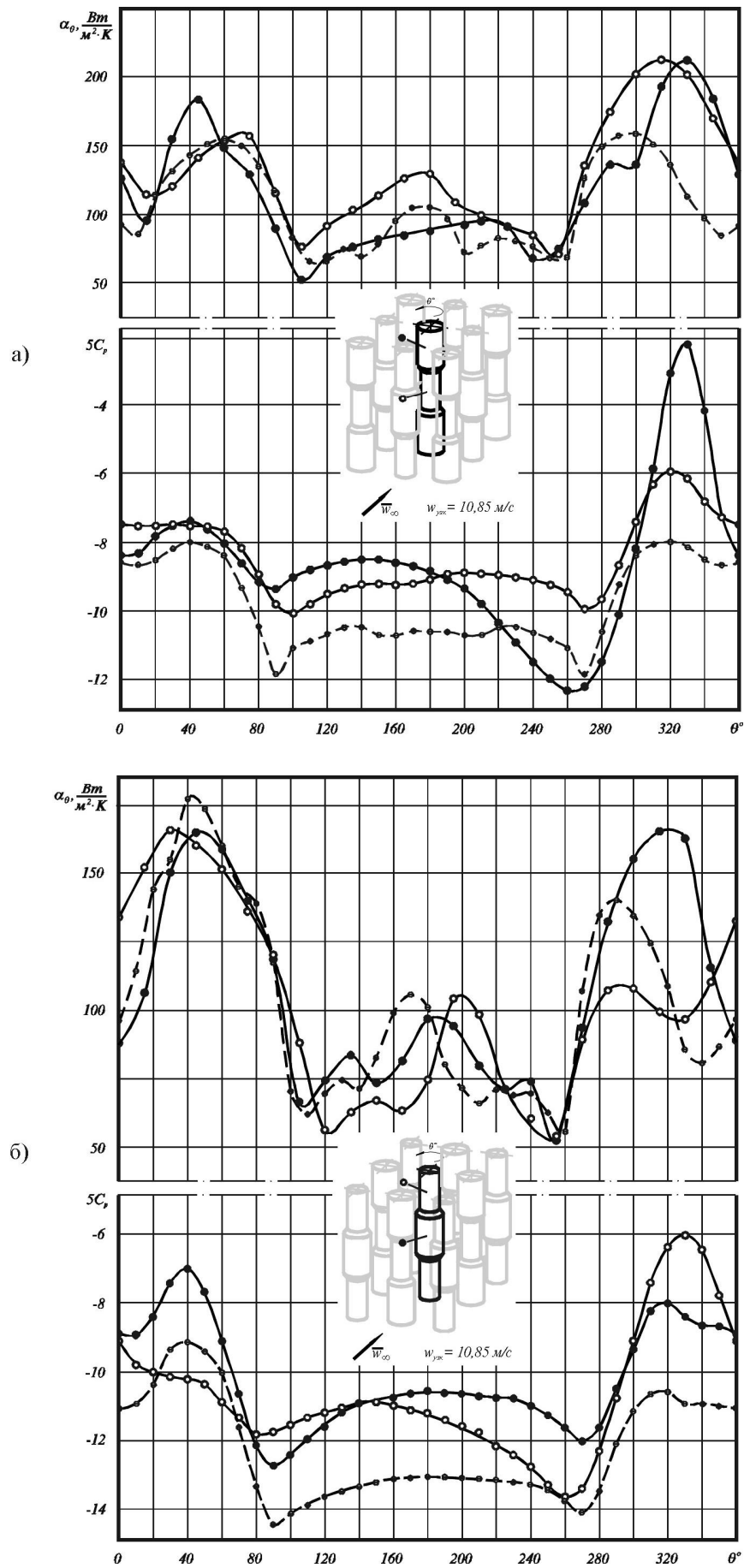


Рис. 5. Распределение местной теплоотдачи $\alpha_\theta = f(\theta)$ и коэффициента давления $C_p = f(\theta)$ в четвёртом (а) и в пятом (б) рядах коридорных пучков труб постоянного ($d = 27 \text{ мм}$ - \ominus) и переменного сечения ($d_1/d_2 = 27/19,6$: участок с $d_1 = 27 \text{ мм}$ - \bullet ; участок с $d_2 = 19,6 \text{ мм}$ - \circ)

и 320° , отрывом ламинарного пограничного слоя при $\theta \approx 105$ и 205° и локальными максимумами и минимумами коэффициента теплоотдачи в кормовой зоне участка с активной вихревой структурой потока.

В результате интегрирования распределения значений коэффициентов местной теплоотдачи $\alpha = f(\theta)$ по периметру цилиндрических участков труб переменного сечения с $d_1/d_2 = 27/19,6$ в центре каждого поперечного ряда модельного пучка $1,18 \times 1,18$ при различных числах $Re_{узк} = var$ была получена для среднего коэффициента теплоотдачи всего семирядного пучка зависимость 1 в виде уравнения подобия теплоотдачи $Nu_{f,d_1} = 0,227 Re_{f,d_1}^{0,63}$.

Вместе с тем следует заметить, что по характеру распределения показанные также на рис. 4, 5 зависимости $\alpha = f(\theta)$ и $C_p = f'(\theta)$ на поверхности соответствующих труб постоянного сечения качественно и количественно отличаются от соответствующих зависимостей на поверхности труб переменного сечения и имеют практически симметричный профиль относительно продольной оси канала пучка. Распределение местной теплоотдачи $\alpha = f(\theta)$ по периметру трубы постоянного сечения 1-го поперечного ряда (рис. 4а) обусловлено влиянием сильного градиента давления и ускорения потока на развитие пограничного слоя и уменьшения его толщины в лобовой части, что приводит к увеличению α уже начиная от значения при $\theta = 0^\circ$ до величины теплоотдачи в точке соударения набегающего потока с трубкой при $\theta \approx 78^\circ$. После отрыва ламинарного пограничного слоя при $\theta \approx 100^\circ$ теплоотдача в кормовой части трубы первого ряда в условиях вихревого обтекания увеличивается до α_{max} в критической кормовой точке, значительно превышая её значение в точках соударения потока с трубой: лобовой при $\theta = 0^\circ$ и боковых при $\theta \approx 78$ и 282° .

Общий характер кривых для труб 2...7 - го рядов (рис.4, 5) при $Re_{узк} = var$ позволяет заметить, что, наряду с максимальной теплоотдачей при $\theta \approx 40...60^\circ$, обусловленной соударением с трубой струи потока, вытекающей из межтрубного зазора предыдущего ряда труб, на каждой кривой $\alpha = f(\theta)$ наблюдается два минимума, особенно глубоко выраженных при опытных числах $Re_{узк} = (35...60) \cdot 10^3$. Первый - при $\theta \approx 100^\circ$, очевидно, соответствующий переходу ламинарного течения в пограничном слое в турбулентное и существенному увеличению теплоотдачи при $\theta \approx 110^\circ$. Второй минимум на кривой $\alpha = f(\theta)$ соответствует месту отрыва уже турбулентного пограничного слоя при $\theta \approx 130...150^\circ$ и очередному увеличению теплоотдачи в кормовой части трубы с характерным выраженным максимумом α_{max} в критической кормовой точке при $\theta = 180^\circ$ 2...6 - го рядов пучка. Полученная картина изменения коэффициента местной теплоотдачи по рядам тесного симметричного пучка труб постоянного сечения обусловлена сложным вихревым характером течения потока и его влиянием на процессы переноса в рециркуляционных зонах межтрубного пространства.

В результате интегрирования распределения значений коэффициентов местной теплоотдачи $\alpha = f(\theta)$ по периметру трубы диаметром 27 мм каждого поперечного ряда коридорного пучка $1,18 \times 1,18$, соответствующих различным числам Рейнольдса $Re_{узк} = var$, была получена для среднего коэффициента теплоотдачи всего семирядного пучка зависимость 2 в виде уравнения подобия теплоотдачи $Nu_{f,d} = 0,204 Re_{f,d}^{0,63}$. На рис. 6 полученные зависимости 1 и 2 сопоставлены как между собой, так и с зависимостью 3 по средней

теплоотдаче пучка 2 латунных труб $1,18 \times 1,18$ (табл.), установленной методом полного теплового моделирования. Здесь же приведена зависимость 4 по средней теплоотдаче коридорного пучка $1,18 \times 1,18$ труб постоянного сечения, рассчитанная по рекомендациям Нормативного метода теплового расчёта котельных агрегатов [20]. При этом видно, что опытная 2 и расчётная 4 зависимости в интервале чисел $Re_{узк} = (0,8...6,3) \cdot 10^4$ различаются незначительно. Кривая 2 расположена на 1,5...5,8% ниже, чем кривая 4, соответствующая условиям постоянного теплового потока на поверхности $q = const$, что также является подтверждением достоверности и дополнением экспериментальных данных по местной теплоотдаче труб в тесном пучке. На рис. 6 также видно хорошее, особенно в области больших опытных чисел Re , совпадение кривых $Nu = f(Re)$, полученных методом полного (3) и локального (1) моделирования. Из рис. 6 следует, что средняя теплоотдача пучка труб переменного сечения с $d_1/d_2 = 27/19,6$ в исследованном диапазоне чисел $Re_{узк} = (0,8...6,3)10^4$ выше на 11%, чем теплоотдача пучка труб постоянного сечения с $d = 27$ мм с более узкими межтрубными зазорами и более плотной компоновкой.

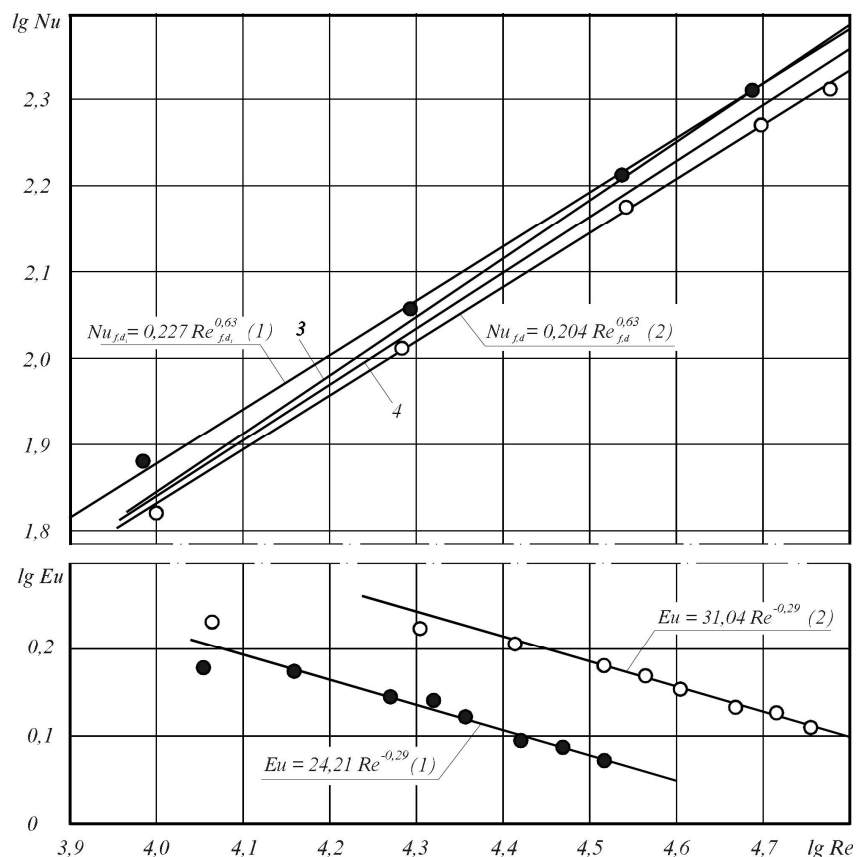


Рис.6. Сравнение средней теплоотдачи и аэродинамического сопротивления пучков $1,18 \times 1,18$ гладких труб на основе методов полного (3) и локального (1, 2) моделирования: 1 – пучок труб переменного сечения с $d_1/d_2 = 27/19,6$, $z_2 = 7$; 2 – пучок с $d = 27$ мм; 3 – пучок труб с $d_1/d_2 = 11/8$, $z_2 = 12$ (п.2, таблица); 4 – расчёт по [20].

Аэродинамическое сопротивление опытных модельных семирядных пучков цилиндрических труб переменного (1) и постоянного (2) сечений представлено на рис. 6 в виде соответствующих уравнений подобия сопротивления: $Eu_f = 24,21 Re_{f,d_1}^{-0,29} (1)$ и $Eu_f = 31,04 Re_{f,d_1}^{-0,29} (2)$. При величине отношения живого сечения опытных пучков $S_{1 пер.сеч} / S_{2 пост.сеч} = 1,76$ и одинаковых межтрубных расстояниях сопротивление пучков представляет собой соотношение $Eu_1 / Eu_2 = 0,78$. При этом следует заметить, что опытный семирядный коридорный пучок труб постоянного сечения с $s/d = 31,86/27 = 1,18$ по своей геометрии практически близок к пучкам труб с оптимальными по данным [16] конструктивными параметрами с шагами $s/d \approx 1,1$.

Выводы

1. Результаты исследований средних теплоаэродинамических характеристик поперечно обтекаемых симметричных коридорных пучков труб переменного сечения с цилиндрической, конической и коническо-цилиндрической формой поверхности показывают, что в опытном интервале чисел $Re \approx (0,9...10) \cdot 10^3$ коническо-цилиндрическая форма трубчатой поверхности является наиболее рациональной в плане внешнего воздействия на поток и повышения теплоэнергетической эффективности пучков гладких труб по сравнению с разновеликими цилиндрическими и конусоидальными трубами, а также традиционными круглыми цилиндрическими трубами постоянного поперечного сечения.
2. Для коридорных пучков цилиндрических труб переменного сечения функциональная зависимость $\bar{\alpha} = f(s/d_1; Q/N\Delta\bar{t})$ эффективности теплоотдачи поверхности от относительного шага s/d_1 разбивки в интервале изменения энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t} = 10...0,1 K^{-1}$ имеет экстремум с максимумом относительного коэффициента теплоотдачи, соответствующего пучку с шагами $s/d_1 = 1,18$.
3. Полученные опытные данные по местной теплоотдаче и распределению давления по периметру цилиндрических труб переменного и постоянного сечения в симметричных коридорных пучках, а также рассчитанные на их основе зависимости в виде уравнений подобия теплоотдачи и сопротивления показали возможность существенной интенсификации теплообмена при использовании пучков труб переменного сечения с разновеликими цилиндрическими участками.
4. Сложная конфигурация опытных вариантов трубчатой поверхности, представляющая последовательную трансформацию цилиндрических труб разных наружных диаметров d_1 и d_2 ($d_1 > d_2$), формирует в потоке переменные поля давлений, вызывающих направленное действие вторичных течений на границе потока и теплоотдающих стенок и в условиях рациональных отрывов потока повышающих уровень турбулентности в пограничном слое. При этом активизация вихревых процессов в рециркуляционных зонах симметричных коридорных пучков труб с экспериментальной формой поверхности, в определённой мере снижающей характерный для линейного расположения труб одинакового диаметра негативный экранирующий эффект, способствует повышению интенсивности теплоотдачи при соответствующем изменении гидродинамического сопротивления.
5. Результаты выполненных исследований могут также служить основанием для дальнейшего углублённого изучения теплогидродинамических характеристик поперечно обтекаемой гладкой трубчатой поверхности с предложенной конфигурацией, дополнительно обеспеченной поверхностными интенсификаторами теплообмена с технически интересными и рациональными геометрическими параметрами, с целью перспективных разработок интенсифицированных трубчатых теплообменных аппаратов и устройств.

Литература

- [1] Теория тепломассообмена // Под ред. А.И.Леонтьева. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1997. 683 с.
- [2] Евенко В.И., Анисин А.К. Повышение эффективности теплоотдачи поперечно обтекаемых пучков труб // Теплоэнергетика. – 1976. – №7. – С. 37 – 40.
- [3] Метцгер Д.Е., Фэн Ц.С., Хейли С.В. Влияние формы и ориентации рёбер на характеристики теплоотдачи и потери давления для поверхности теплообмена со стерженьковыми рёбрами // Тр. ASME. Энергетические машины и установки. – 1984. - №1. – С. 158-164.

- [4] Анисин А.А., Анисин А.К., Буглаев В.Т. Турбулизирующее влияние гладких круговых цилиндрических элементов на интенсификацию теплообмена симметричного коридорного пучка труб // Изв. вузов. Ядерная энергетика. 2000. № 1. С. 64 – 76.
- [5] Буглаев В.Т., Анисин А.А. Интенсификация теплообмена при поперечном обтекании коридорного пучка труб с турбулизирующими потоком стержнями // Теплоэнергетика. - 2002. № 3. С. 23 – 27.
- [6] Анисин А.А. Интенсификация конвективного теплообмена при поперечном обтекании газовым потоком трубчатых поверхностей // Труды 13 – й Школы-семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. - М., 2001. – Т.2. - С. 361 – 365.
- [7] Буглаев В.Т., Анисин А.К., Анисин А.А. Эффективность теплообмена поперечно обтекаемых комбинированных пучков труб с различными схемами расположения элементов поверхности // Изв. вузов. - Ядерная энергетика. 2000. - № 3. - С. 88 – 97.
- [8] Буглаев В.Т., Анисин А.А., Анисин А.К. Влияние на эффективность теплообмена расположения и геометрии гладкой трубчатой поверхности при поперечном обтекании теплоносителями // Труды 3-й национальной конференции по теплообмену. – М., 2001. – Т. 6. – С. 57 – 61.
- [9] Анисин А.А. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление поперечно обтекаемых коридорных пучков гладких труб со сложной конфигурацией // Труды 15 – й Школы—семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. - М.: МЭИ, 2005. - Т.2. - С. 129-132.
- [10] Анисин А.А. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление поперечно обтекаемых коридорных пучков гладких труб с поверхностью различной формы // Труды 4-й национальной конференции по тепло-массообмену. – М., 2006. – Т. 6. – С. 150 – 153.
- [11] Анисин А.А. Теплоаэродинамические характеристики поперечно обтекаемых коридорных пучков гладких цилиндрических труб со сложной конфигурацией // Справочник. Инженерный журнал. - 2006. - № 9. - С. 55-62.
- [12] Анисин А.А. Сравнение эффективности теплоотдачи поперечно обтекаемых потоком воздуха симметричных коридорных пучков труб переменного сечения с различной конфигурацией // Труды 16 – й Школы-семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. - М., 2007. – Т.2. - С. 353 – 357.
- [13] Пат. RU 2171439 С1. Трубчатый теплообменник / А.А.Анисин, А.К.Анисин, В.Т.Буглаев // БИ. - 2001. - № 21.
- [14] Пат. RU 2170898 С1. Трубчатый теплообменник / В.Т.Буглаев, А.К.Анисин, А.А.Анисин // БИ. – 2001. - №20.
- [15] Суза Мендес, Спэрроу. Турбулентный теплообмен и его интенсификация, потери давления и картины течения жидкости в трубах с периодическим сужением и расширением проходного сечения // Тр. ASME. Теплопередача. – 1984. - №1. – С. 57- 67.
- [16] А. Жукаускас, Р. Улинскас. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков труб. – Вильнюс: Мокслас, 1986. - 204 с.
- [17] Мигай В.К., Фирсова Э.В. Теплообмен и гидравлическое сопротивление пучков труб. - Л.: Наука, 1986. - 240 с.
- [18] Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. - М.: Наука, 1982. - 472 с.
- [19] Сапожников С.З., Митяков В.Ю., Митяков А.В. Градиентные датчики теплового потока. - СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. - 169 с.
- [20] Тепловой расчёт котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Н.В. Кузнецова и др. - М.: Энергия, 1973.- 296 с.