

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕНА ПОПЕРЕЧНО ОБТЕКАЕМЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ПУЧКОВ ТРУБ С РАЗЛИЧНЫМИ СХЕМАМИ РАСПОЛОЖЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПОВЕРХНОСТИ

В.Т. Буглаев, А.К. Анисин, А.А. Анисин

Брянский государственный технический университет, г. Брянск



Приведены результаты экспериментального исследования теплоаэродинамических характеристик конвективных поверхностей в виде пучков труб разных диаметров в условиях изменения их угла ориентации относительно потока теплоносителя. На основе анализа полученных данных предложены пути и методы повышения эффективности работы теплообменных аппаратов.

Обеспечение надежной и эффективной работы энергетических установок и систем, важной частью которых являются различные конвективные теплообменные аппараты и устройства, представляет собой сложную и перспективную проблему современного развития техники в условиях постоянно растущего дефицита энергетических ресурсов.

Значительная материалоемкость, большие эксплуатационные затраты энергии на перемещение теплоносителей и обслуживание теплообменного оборудования, а также проектно-конструкторские и производственные расходы служат основанием для поиска путей и методов интенсификации процессов теплоотдачи в каналах как традиционных, так и экспериментально совершенствуемых компоновок различных поверхностей теплообмена в практической области эксплуатации теплообменников ($10^3 < Re < 10^5$) при условии допустимых значений гидродинамических сопротивлений и энергетических затрат. Исследование возможности повышения интенсивности теплоотдачи широко используемых поперечно обтекаемых трубчатых поверхностей, являющихся в отдельных случаях безальтернативными, и создание на их основе эффективных и компактных газогазовых и газожидкостных теплообменных аппаратов является актуальной задачей. Одним из подходов в ее решении может быть использование комбинированной поверхности теплообмена в виде поперечно обтекаемых пучков труб разных наружных диаметров (большого d_1 и меньшего d_2) с различными схемами их расположения [1].

Целесообразность практического применения указанного подхода к возможности интенсификации процессов теплообмена в каналах симметричных коридорных пучков, в одном случае, за счет дополнительного турбулизирующего влияния

© В.Т. Буглаев, А.К. Анисин, А.А. Анисин, 2000

гладких цилиндрических стержней, размещаемых в межтрубных каналах пучка, в другом за счет обеспечения рациональных гидродинамических условий обтекания трубчатых элементов теплоотдающей комбинированной поверхности показана в работе [2]. Представленные в ней результаты исследований теплоаэродинамических характеристик опытных теплообменников в виде различных комбинаций базового коридорного пучка труб с $d_1=1,45 \times 1,45$ ($s_{1k}=s_{2k}=16$ мм) с турбулизирующими стержнями разных наружных диаметров, имитирующими трубы меньшего диаметра d_2 ($d_2/d_1=\text{var}$), и комбинированной теплоотдающей поверхностью пучка труб с $d_2/d_1=\text{const}$ дают основания для более широкого исследования тепловых характеристик комбинированной поверхности теплообмена в виде пучков труб разных наружных диаметров d_1 и d_2 с различными схемами их расположения: треугольной (шахматной), линейной (коридорной) и промежуточными, определяемыми величиной изменения угла ориентации φ трубчатой поверхности относительно направления потока теплоносителя (рис.1).

Для исследования теплоаэродинамических характеристик комбинированной теплопередающей поверхности и оценки ее энергетической эффективности были изготовлены опытные модели теплообменников в виде пучков труб разных диаметров d_1 и d_2 с треугольной и линейной схемами расположения. Один из вариантов поверхности представлял собой пучок труб с $d_1=11$ мм и с $d_2=6$ мм со схемой последовательного размещения труб меньшего диаметра $d_2=6$ мм в центрах квадратных ячеек базового коридорного пучка труб с $d_1=11$ мм (табл.1, 2, п.1) и величиной параметра $d_2/d_1=0,545$. Характерная треугольная схема размещения трубчатых элементов поверхности теплообмена и ее особенности показаны на рис. 1а и в табл.1, п.5.

Другой вариант комбинированной поверхности, использующий трубы большего d_1 и меньшего d_2 наружных диаметров в пучке с линейной (коридорной) схемой их размещения, предполагает наряду с некоторым снижением сопротивления по сравнению с базовым пучком $1,45 \times 1,45$ выявление определенного влияния геометрии поверхности на структуру потока, связанного с изменением положения точек отрыва и присоединения, а также с активизацией течения в рециркуляционной зоне между лобовой и кормовой частями труб разных диаметров d_1 и d_2 . Как видно на рис.1б и в табл.1, п.6, представляющими геометрию комбинированной поверхности опытного пучка с линейной схемой расположения труб с $d_1=11$ мм и $d_2=8$ мм, величина узкого сечения пучка труб разных диаметров ($d_1/d_2=8/11$), как

Таблица 1

Геометрические параметры опытных вариантов комбинированной поверхности с различными схемами расположения трубчатых элементов разных наружных диаметров d_1 и d_2

№ опытного теплообменника	Угол ориентации трубчатой поверхности φ , град.	Поперечный относительный шаг шахматной компоновки труб $\sigma_1=s_1/d_1$	Продольный относительный шаг шахматной компоновки труб $\sigma_2=s_2/d_1$	Теплоотдающая поверхность пучка F , м^2	Число рядов труб с d_1 по глубине пучка z_2	Длина трубного пучка L , мм	Ширина трубного пучка B , мм
1	45	2,06	1,03	0,1244	12	187	48
2	0	2,06	1,03	0,1816	17	192	45,25
3	15	2,06	1,03	0,1805		190	48
4	30	2,06	1,03	0,1828		190	48
5	45	2,06	1,03	0,1866	12	187	48
6	-	$s_1=14,5$ мм	$s_2=14(17)$ мм	0,1074	12	178,5	43,26

и в базовом пучке труб с $d_1=11$ мм, составляет $S_{y3k}=15 \cdot 10^4$ м², коэффициенты компактности комбинированного и базового пучков практически одинаковы: $f_{1,45 \times 1,45} / f_{комб} = 135/133,53=1,01$. Но в отличие от симметричного пучка труб одинакового диаметра, в котором узкое фронтальное сечение совпадает с осью поперечного ряда труб, нормальной к потоку, в коридорном пучке труб разных диаметров d_1 и d_2 узкое сечение за счет незначительного продольного эксцентриситета $e=1,5$ мм в расположении труб большего и меньшего диаметров не совпадает с фронтальным сечением канала и располагается в проекции на горизонтальную плоскость в виде ломаной линии, соединяющей центры вертикальных осей труб с

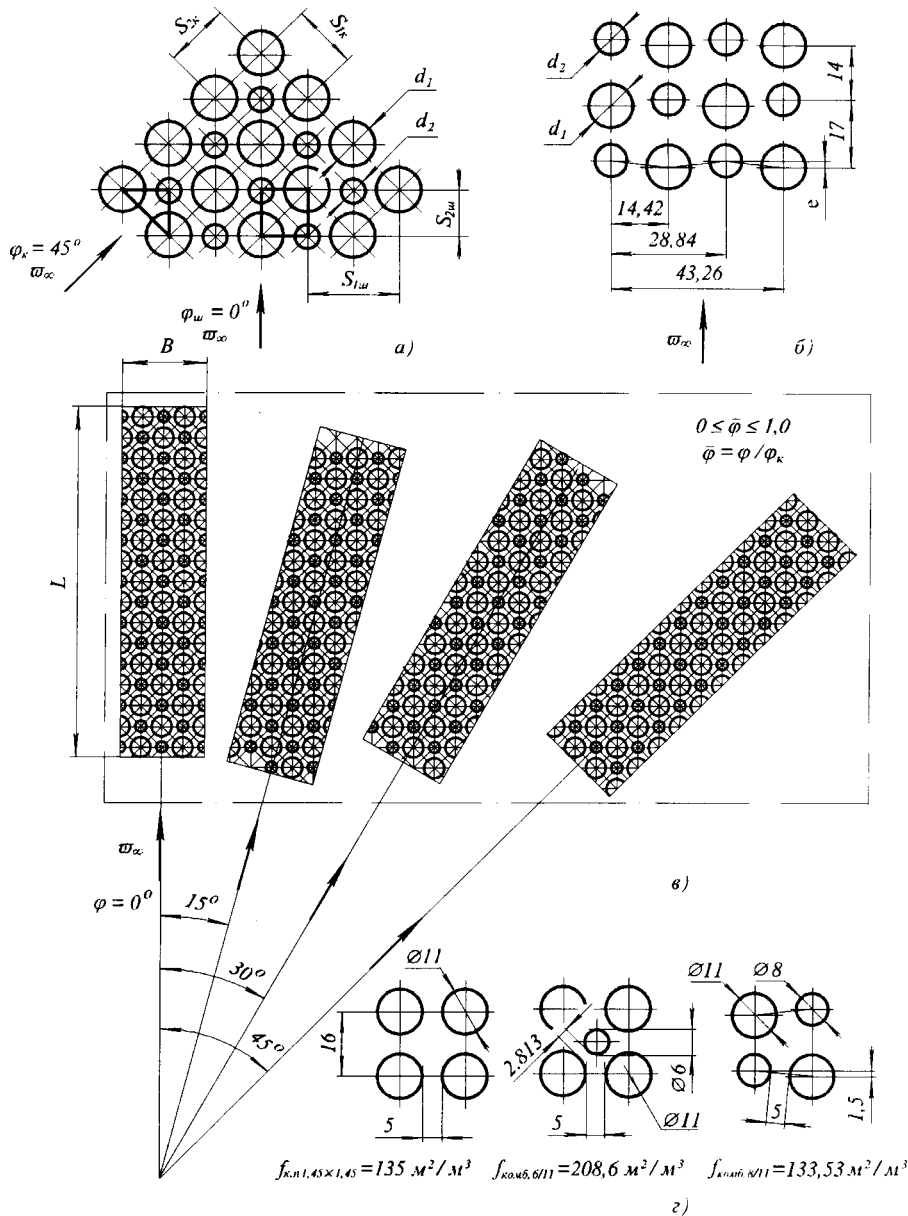


Рис.1. Геометрические параметры опытных вариантов комбинированной поверхности с различными схемами расположения трубчатых элементов с наружными диаметрами d_1 и d_2 : а) $d_2/d_1=6/11$; б) $d_2/d_1=8/11$; в) $d_2/d_1=6/11$ при $\bar{\varphi}=\text{var}$; г) трубные ячейки и удельная поверхность теплообмена экспериментальных пучков

d_1 и d_2 , оставаясь, как и в обычном пучке, с межтрубными зазорами, равными $s_1-(d_1+d_2)/2=5$ мм. Продольные шаги между трубами большего d_1 и меньшего d_2 диаметров различны ($s_2=14$ и 17 мм) и представленная схема размещения труб предусматривает обеспечение более благоприятной гидродинамической обстановки, основанной на улучшении обтекания труб с d_2 , находящихся в «тени» труб большего диаметра с d_1 , и смещения точек отрыва и присоединения потока ближе к критической в соответствующих лобовой и кормовой зонах труб разных диаметров, а также на улучшении обтекания труб большего диаметра d_1 , расположенных позади труб меньшего диаметра d_2 .

Исследование влияния угла ориентации φ комбинированной поверхности пучка гладких труб разных диаметров ($d_1/d_2=\text{const}$) на эффективность теплоотдачи при поперечном обтекании проводилось на опытных моделях теплообменников с различными схемами расположения трубчатых элементов. За основу теплопередающей поверхности была принята поверхность пучка труб с $d_1=11$ мм и $d_2=6$ мм со схемой последовательного размещения труб меньшего диаметра $d_2=6$ мм в центрах квадратных ячеек базовой поверхности труб с $d_1=11$ мм и величиной шагов разбивки $s_{1k}=s_{2k}=16$ мм (рис. 1а). Схемы расположения трубчатых элементов комбинированной поверхности в пучке каждого опытного теплообменника определялись изменением угла ориентации поверхности относительно направления движения потока теплоносителя в интервале $0 \leq \bar{\varphi} \leq 1$ в соответствии с крайними его значениями шахматной - с $\varphi=0^\circ$ ($\bar{\varphi}=0$) и коридорной - с $\varphi=45^\circ$ ($\bar{\varphi}=1$) схем расположения в пучке труб основного большего диаметра d_1 , а также с промежуточными схемами при $\varphi=15^\circ$ ($\bar{\varphi}=0.33$) и $\varphi=30^\circ$ ($\bar{\varphi}=0.66$) (рис.1в). Однако для массива труб разных диаметров комбинированной поверхности угол ориентации $\varphi=45^\circ$ соответствует шахматной (треугольной) схеме расположения трубчатых элементов большего d_1 и меньшего d_2 наружных диаметров, а угол ориентации $\varphi=0^\circ$ - линейной (коридорной) схеме. Геометрические параметры опытных вариантов комбинированной поверхности с различными схемами расположения трубчатых элементов разных наружных диаметров d_1 и d_2 , определяемыми конструктивными особенностями и последовательностью размещения элементов или углами ориентации массива трубчатых элементов, представлены на рис.1 и в табл.1.

Особенности методики проведения экспериментальных исследований опытных моделей трубных пучков при использовании в качестве теплоносителя воздуха, описание экспериментальной установки в виде аэродинамической трубы разомкнутого типа с вентилятором низкого давления и конструкции испытанных теплообменников, представленные в [2, 3], соответствуют методу полного теплового моделирования [4].

На рис.2 представлены опытные данные по средней теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению экспериментальных комбинированных трубных пучков с различными схемами расположения трубчатых элементов разных наружных диаметров d_1 и d_2 и характеристики теплоотдачи и сопротивления базового коридорного пучка в виде зависимостей $Nu=f(Re)$ и $Eu_L=f'(Re)$ (рис. 1 а-г). В табл.2 приведены коэффициенты a и b и показатели степени n и m в уравнениях подобия теплоотдачи $Nu=aRe^n$ и сопротивления $Eu=bRe^{-m}$ опытных базового (п. 1) и комбинированных пучков (п. 2-6).

Из рис.2 следует, что теплоотдача и сопротивление опытных пучков труб зависят от схемы компоновки комбинированной поверхности с величиной параметра $d_2/d_1=0,545$, определяемой углом ориентации φ . Экспериментальные точки и аппроксимирующие их прямые повторяют закономерности расположения теплоаэ-

Таблица 2

Коэффициенты и показатели степени критериальных уравнений теплоотдачи $Nu=aRe^n$ и сопротивления $Eu=bRe^m$ опытных вариантов комбинированной поверхности теплообмена (рис.1, табл.1)

№ опытного теплообменника	Теплоотдача		Сопротивление		Диапазон изменения чисел Рейнольдса $Re_1...Re_2$
	a	n	b	m	
1	0,3240	0,65	38,68	0,10	$630...10^4$
2	0,4467	0,65	194,30	0,18	$630...10^4$
3	0,4840	0,65	331,50	0,23	$630...10^4$
4	0,6918	0,60	388,60	0,27	$630...10^4$
5	0,6680	0,60	350,75	0,27	$630...10^4$
6	0,2767	0,68	41,88	0,14	$630...10^4$

родинамических характеристик опытных пучков гладких труб при изменении угла их ориентации $0 \leq \bar{\varphi} \leq 1$, установленные в [3]. Относительные характеристики

теплоотдачи и сопротивления $Nu_{\varphi} / Nu_{\varphi_0}$ и $Eu_{\varphi} / Eu_{\varphi_0}$ ($\varphi_0 = 0^\circ$), представленные в

зависимости от угла ориентации комбинированной поверхности $\bar{\varphi} = \varphi / \varphi_k$, несколько улучшаются при изменении схемы компоновки труб большего диаметра d_1 от шахматной ($\varphi_{\text{ш}} = 0^\circ$) к коридорной ($\varphi_k = 45^\circ$). Вместе с тем следует отметить, что комбинированная поверхность теплообмена, состоящая из труб различного наружного диаметра $d_1 = 11$ мм и $d_2 = 6$ мм при угле ориентации $\varphi = 0^\circ$, соответствующем шахматному расположению труб одинакового диаметра $d_1 = 11$ мм, представляет собой своеобразную коридорную (линейную) схему расположения чередующихся труб большего ($d_1 = 11$ мм) и меньшего ($d_2 = 6$ мм) диаметров, размещенных в противоположных вершинах квадратной ячейки со стороной 11,3 мм. При угле $\varphi = 45^\circ$, соответствующем коридорному расположению труб одинакового диаметра $d_1 = 11$ мм, комбинированная поверхность представляет собой шахматную схему расположения элементов поверхности в виде треугольника разбивки труб различных диаметров с основанием 16 мм и высотой 8 мм (рис.1а).

Характер и структура потока в каналах комбинированной поверхности определяются схемами расположения труб разных диаметров, соответствующими определенным углам ориентации поверхности. Связь между условиями обтекания и теплоаэродинамическими характеристиками поверхности выражается значениями постоянных a и b и показателями степени n и m в критериальных уравнениях теплоотдачи и сопротивления. Из табл.2 следует, что значения показателей степени n и m в указанных уравнениях для пучка с углом ориентации $\varphi = 45^\circ$, соответствующим шахматной схеме расположения трубчатых элементов комбинированной поверхности или близкой к ней по условиям обтекания поверхности с углом ориентации $\varphi = 30^\circ$, совпадают со значениями $n = 0,6$ и $m = 0,27$, характерными для обычных шахматных пучков труб одинакового диаметра. Для пучка с углом ориентации $\varphi = 0^\circ$, соответствующим линейной схеме расположения труб комбинированной поверхности или близкой к ней по условиям обтекания схеме поверхности пучка с углом $\varphi = 15^\circ$, показатели степени $n = 0,65$ и $m = 0,18$ и $0,23$ совпадают или близки со значениями показателей степени, характерными для обычных коридорных пучков.

Рассматривая экспериментальные результаты по теплоотдаче опытных пучков, следует указать на ярко выраженный переход от преобладающего ламинарного

обтекания к смешанному при числах $Re = 630-1200$ (рис.2). Интенсивность теплоотдачи в зоне перехода значительно увеличивается. Затягивание процесса перехода и отсутствие при дальнейшем увеличении чисел Re существенного характерного расслоения при $\varphi = \text{var}$ зависимостей $Nu = f(Re)$ связаны с достаточно высокой компактностью пучков, при которой турбулентность потока, генерируемая элементами поверхности, гасится в результате большого сжатия потока в межтрубных зазорах. Сопротивление опытных пучков в большей степени, чем теплоотдача, реагирует на особенности гидродинамической обстановки при изменении угла ориентации поверхности. Поэтому на рис.2 видно более заметное расслоение зависимостей $Eu = f'(Re)$ и изменение угла их наклона для пучков с различными

схемами размещения труб.

Из-за стесненности межтрубного пространства промежуточные схемы расположения трубчатых элементов комбинированной поверхности не проявляют достаточно выраженную индивидуальность отрывных процессов, связанную с положительной реализацией вихревой структуры потока и интенсивностью теплоотдачи. Для комбинированной поверхности с углом ориентации $\varphi = 15^\circ$ проявляются особенности линейной схемы ($\varphi = 0^\circ$) так же, как и для комбинированной поверхности пучка с $\varphi = 30^\circ$ - особенности шахматной ($\varphi = 45^\circ$). При этом геометрические параметры поверхности пучков труб только одного диаметра $d_1 = 11 \text{ мм}$ с меньшим коэффициентом компактности $f = 135 \text{ м}^2/\text{м}^3$ позволяют при промежуточных схемах компо-

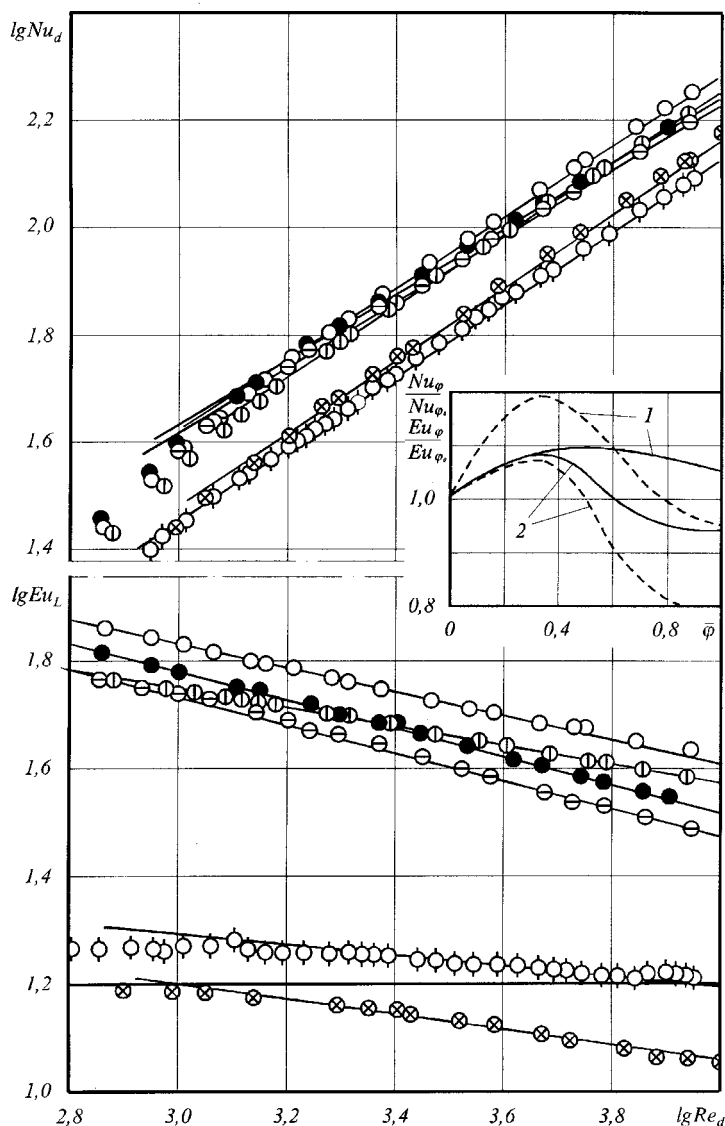


Рис.2. Экспериментальные данные по теплоотдаче $Nu=f(Re)$ и сопротивлению $Eu=f'(Re)$ опытных вариантов комбинированной поверхности теплообмена (рис.1, табл.1, п.1-6): ○ - 1; ⊙ - 2; ○ - 3; ● - 4; ⊖ - 5; ⊗ - 6; — - $Nu_{\varphi}/Nu_{\varphi_0}=f(\varphi)$; --- - $Eu_{\varphi}/Eu_{\varphi_0}=f(\varphi)$: 1 - $Re=1.2 \cdot 10^3$; 2 - $Re=10^4$

новки труб ($\varphi=15$ и 30°) в большей степени активизировать процесс теплоотдачи в области смешанного режима обтекания [3].

Наряду с этим следует отметить, что при существенном повышении величины средней теплоотдачи комбинированной поверхности по сравнению с величиной теплоотдачи поверхности базового коридорного пучка $1,45 \times 1,45$ еще более значительно возрастает аэродинамическое сопротивление. Так, при $Re = 2 \cdot 10^3$ $Nu_{\varphi=45^\circ}/Nu_{к.п.}=1,41$ и $Eu_{L\varphi=45^\circ}/Eu_{Lк.п.}=2,49$ (треугольная схема расположения элементов комбинированной поверхности); $Nu_{\varphi=0^\circ}/Nu_{к.п.}=1,38$ и $Eu_{L\varphi=0^\circ}/Eu_{Lк.п.}=2,73$ (линейная схема расположения элементов комбинированной поверхности, рис.2.2 а, в); при $Re=10^4$ $Nu_{\varphi=45^\circ}/Nu_{к.п.}=1,3$ и $Eu_{L\varphi=45^\circ}/Eu_{Lк.п.}=1,89$; $Nu_{\varphi=0^\circ}/Nu_{к.п.}=1,38$ и $Eu_{L\varphi=0^\circ}/Eu_{Lк.п.}=2,4$; $Nu_{\varphi=15^\circ}/Nu_{к.п.}=1,5$ и $Eu_{L\varphi=15^\circ}/Eu_{Lк.п.}=2,58$.

Вариант комбинированной поверхности теплообмена с $\varphi=45^\circ$, представляя собой своеобразную шахматную схему расположения трубчатых элементов, может быть определенным дополнением для анализа влияния величины наружного диаметра турбулизирующих стержней (параметра d_2/d_1) на теплоаэродинамические характеристики поверхности базового коридорного пучка [2] в виде зависимостей $Nu=f(Re, d_2/d_1)$ и $Eu=f'(Re, d_2/d_1)$ при условии наличия существенных различий в развитии теплогидродинамических процессов на теплоотдающей поверхности труб комбинированного пучка с $d_2/d_1=0,545$ и поверхности коридорного пучка труб с $d_1=11$ мм под турбулизирующим воздействием необогреваемых стержней.

Из сравнения представленных на рис.2 и в табл.2 теплоаэродинамических характеристик опытного комбинированного пучка с линейным расположением труб большего $d_1=11$ мм и меньшего $d_2=8$ мм диаметров с поперечным эксцентриситетом $e=1,5$ мм (рис.1 б,г) с характеристиками базового коридорного пучка $1,45 \times 1,45$ из труб одинакового диаметра $d_1=11$ мм следует, что экспериментальные точки по теплоотдаче комбинированного коридорного пучка с $d_2/d_1=8/11$ располагаются несколько выше, а по сопротивлению существенно ниже соответствующих опытных характеристик базового коридорного пучка и при $Re=10^4$ относительные характеристики изменения теплоотдачи и сопротивления имеют следующие значения: $Nu_{комб к.п.}/Nu_{1,45 \times 1,45}=1,126$; $Eu_{Lкомб к.п.}/Eu_{L1,45 \times 1,45}=0,749$.

Результаты экспериментального исследования опытных теплообменников с различной компоновкой трубных пучков показаны на рис.3 в виде тепловых и объемных комплексных характеристик

$$Q/F\Delta\bar{t} = \alpha = f(Q/N\Delta\bar{t}) \text{ и } Q/V\Delta\bar{t} = f'(Q/N\Delta\bar{t}).$$

Из рис.3 видно, что при одинаковом расходе энергии на перемещение теплоносителя для передачи в теплообменнике заданного количества тепла ($Q/N\Delta\bar{t} = idem$) теплосъем с единицы поверхности (коэффициент теплоотдачи α зависит как от компактности поверхности теплообмена, так и от схемы компоновки пучка (относительного угла ориентации поверхности $\bar{\varphi} = \varphi/\varphi_k$). На основе характеристик $\alpha = Q/F\Delta\bar{t} = f(Q/N\Delta\bar{t})$ на рис.3 также приведены значения относительных коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha} = \alpha/\alpha_0$ (здесь α_0 - коэффициент теплоотдачи комбинированной поверхности при $\varphi=0^\circ$) в зависимости от относительного угла ориентации $\bar{\varphi}$ при различных значениях величины энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t}$. Из этой зависимости следует, что с увеличением относительного угла ориентации комбинированной поверхности тепловая эффективность поперечно обтекаемых пучков труб в диапазоне изменения энергетическо-

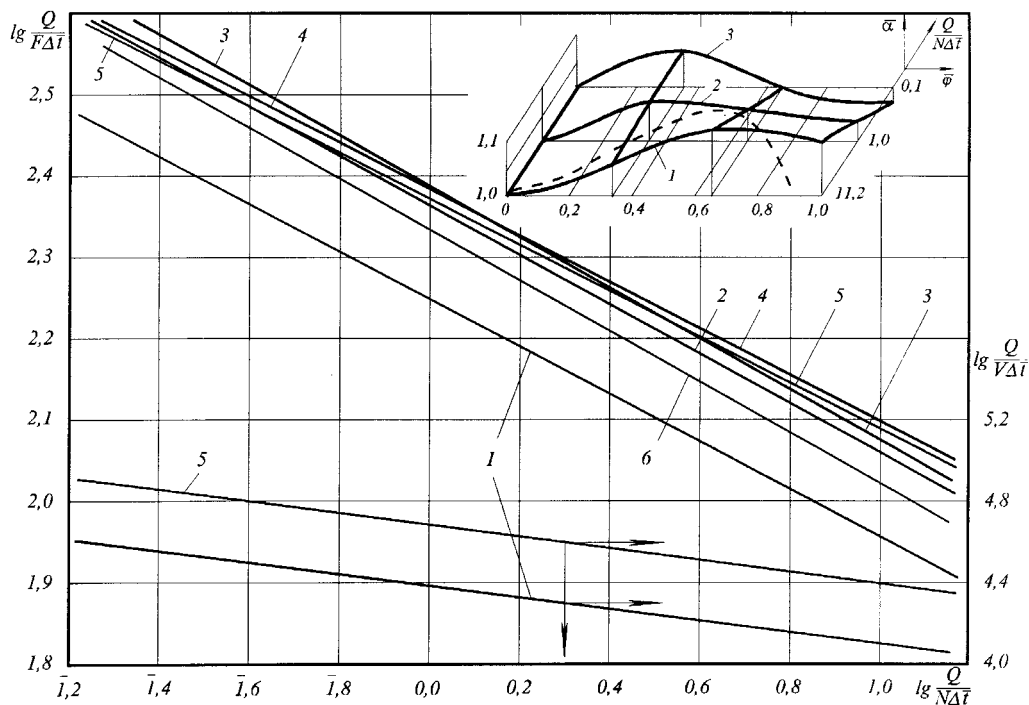


Рис.3. Тепловые $Q/F\Delta\bar{t}=f(Q/N\Delta\bar{t})$ и объемные $Q/V\Delta\bar{t}=f'(Q/N\Delta\bar{t})$ комплексные характеристики опытных теплообменников с различной компоновкой трубных пучков (рис.1, табл. 1,2, п.1-6); $\bar{\alpha}=\alpha/\alpha_0=f(\bar{\varphi})$: 1 - $Q/N\Delta\bar{t}=11,2$ град $^{-1}$; 2 - $Q/N\Delta\bar{t}=1,0$ град $^{-1}$; 3 - $Q/N\Delta\bar{t}=0,1$ град $^{-1}$; --- - $Q/N\Delta\bar{t}=10$ град $^{-1}$ [3]

го коэффициента $Q/N\Delta\bar{t} \approx 2,5-16$ град $^{-1}$ возрастает, имея максимальное значение $\bar{\alpha}_{\max} \approx 1,1$ при $\bar{\varphi} = 0,66$. Здесь же пунктирной линией показана подобная зависимость для пучков труб одинакового диаметра $d_1=11$ мм по результатам [3], также имеющая $\bar{\alpha}_{\max} = 1,13$ при $\bar{\varphi}=0,66$. С уменьшением коэффициента $Q/N\Delta\bar{t}$ (с увеличением скорости потока теплоносителя) картина изменения $\bar{\alpha}=f(\bar{\varphi})$ становится другой. Максимум эффективности теплоотдачи соответствует трубчатой поверхности с промежуточной схемой компоновки и относительным углом $\bar{\varphi}=0,33$: $\bar{\alpha}_{\max}=1,057$ при $Q/N\Delta\bar{t}=1,0$ град $^{-1}$ и $\bar{\alpha}_{\max}=1,062$ при $Q/N\Delta\bar{t}=0,1$ град $^{-1}$ (рис.3). При этом граничное значение энергетического коэффициента $(Q/N\Delta\bar{t})_r \approx 1,6$ град $^{-1}$ определяет тепловой приоритет использования промежуточных компоновок комбинированной поверхности: при $Q/N\Delta\bar{t} > 1,6$ град $^{-1}$ более эффективной является схема расположения элементов поверхности с $\varphi=30^\circ$; при $Q/N\Delta\bar{t} < 1,6$ град $^{-1}$ - компоновка поверхности с $\varphi=15^\circ$. Относительная эффективность шахматной (треугольной) схемы расположения труб разных диаметров в пучке с $\varphi=45^\circ$ (по сравнению с коридорной (линейной) схемой с $\varphi=0^\circ$) также повышается с увеличением энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t}$ (с уменьшением числа Re).

Как следует из рис.3, тепловая эффективность комбинированной поверхности существенно выше эффективности базового коридорного пучка $1,45 \times 1,45$ (табл.2,

п.1): $\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi=30^\circ} / \alpha_{k,n} = 1,38$ и $\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi=45^\circ} / \alpha_{k,n} = 1,36$ при $Q/N\Delta\bar{t} = 11,2 \text{ град}^{-1}$;

$\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi=15^\circ} / \alpha_{k,n} = 1,43$ и $\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi=45^\circ} / \alpha_{k,n} = 1,32$ при $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 \text{ град}^{-1}$. Экспериментальная комбинированная поверхность также превосходит по тепловой эффективности поверхность равнокомпактного коридорного пучка $1,17 \times 1,17$, характеристики которого определялись по обобщенным уравнениям нормативных методов расчета котельных установок [5, 6]: при $Q/N\Delta\bar{t} = 11,2 \text{ град}^{-1}$ величина $\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi=30^\circ} / \alpha_{k,n1,17 \times 1,17} = 1,18$ и $\bar{\alpha} = \alpha_{\varphi=45^\circ} / \alpha_{k,n1,17 \times 1,17} = 1,15$.

Как уже было отмечено в [2], результаты сравнения объемных характеристик $Q/V\Delta\bar{t} = f'(Q/N\Delta\bar{t})$ комбинированных пучков труб с различными схемами их расположения позволяют прогнозировать при их использовании уменьшение объема теплообменника более чем в два раза по сравнению с традиционными симметричными коридорными пучками.

Приведенные на рис.3 тепловые комплексные характеристики комбинированного пучка труб с $d_1=11$ мм и $d_2=8$ мм с трапецеидальной разбивкой и линейной (коридорной) схемой их расположения (рис.1 б,г; табл.1,2, п.6) показывают его преимущество по эффективности теплообмена во всем диапазоне изменения энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t}=0,1-40,0 \text{ град}^{-1}$ в сравнении с обычным симметричным коридорным пучком труб одинакового диаметра $d_1=11$ мм $1,45 \times 1,45$: $\bar{\alpha} = a_{\text{комб.к.п.}} / a_{1,45 \times 1,45} = 1,15$ при $Q/N\Delta\bar{t} = 11,2 \text{ град}^{-1}$; $\bar{\alpha} = 1,21$ при $Q/N\Delta\bar{t} = 1,0 \text{ град}^{-1}$; $\bar{\alpha} = 1,28$ при $Q/N\Delta\bar{t} = 0,1 \text{ град}^{-1}$.

Выполненное исследование теплоаэродинамических характеристик комбинированной поверхности трубных пучков показало возможность существенной интенсификации теплоотдачи симметричного коридорного пучка при использовании дополнительно в схеме его разбивки труб уменьшенного диаметра, повышающих компактность пучка и оказывающих положительное турбулизирующее влияние на поток теплоносителя. При этом традиционная коридорная (линейная) схема расположения труб трансформируется в шахматную со значительным увеличением гидравлического сопротивления поверхности теплообмена. В условиях изменения угла ориентации трубчатой поверхности относительно направления потока тепловая эффективность опытных вариантов комбинированной поверхности зависит как от величины угла ориентации $\bar{\varphi}$, определяющего схему расположения трубчатых элементов, так и от энергетического коэффициента $Q/N\Delta\bar{t}$, определяющего затраты энергии на перемещение теплоносителя при изменении его массового расхода.

Принимая во внимание, что прирост теплообмена энергетически более весом, чем прирост сопротивления, и даже небольшое повышение интенсивности теплоотдачи может возместить увеличение потерь энергии на преодоление сопротивления и обеспечить рост тепловой эффективности, можно сделать вывод, как и в [2], о целесообразности практического использования комбинированной теплопередающей поверхности поперечно обтекаемых пучков труб большего и меньшего наружных диаметров с различными схемами компоновки, а также продолжения экспериментального поиска рациональных схем расположения трубчатых элементов комбинированной поверхности со сложной геометрией.

Литература

1. Патент 2006780 С1. Россия. Трубчатый теплообменник / *В.И. Евенко, А.К. Анисин и др.* / УБИ. - 1994. - №2.
2. *Анисин А.А., Анисин А.К., Буглаев В.Т.* Турбулизирующее влияние гладких круговых цилиндрических элементов на интенсификацию теплообмена симметричного коридорного пучка труб // Известия вузов. Ядерная энергетика. - 2000. - №1. - С. 64-76.
3. *Евенко В.И., Анисин А.К.* Повышение эффективности теплоотдачи поперечно обтекаемых пучков труб // Теплоэнергетика. - 1976. - №7. - С. 37-40.
4. *Мигай В.К.* Моделирование теплообменного энергетического оборудования. - Л.: Энергоатомиздат, 1987. - 264 с.
5. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / *Под ред. Н.В. Кузнецова и др.* - М.: Энергия, 1973. - 296 с.
6. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод) / *Под ред. С.И. Моча-на.* - Л.: Энергия, 1977. - 256 с.

Поступила в редакцию 21.08.2000

Neutron multiplication coefficients for transuranics in various neutron spectra are calculated. Corresponding neutron cross-section data are taken from the new Russian group data set ABBN-93 in comparison with the national evaluated nuclear data libraries BROND-2, ENDF/B-VI, JEF-2 and Jendl-3. It is shown that in a fission neutron spectrum without any moderation, the most of transuranics have high coefficients of neutron multiplication $K \geq 1$. In the standard fast reactor spectrum with a lead coolant some plutonium isotopes keep their high fissile features while minor actinides, Np-237, Am-241, Am-243 and plutonium isotope Pu-242 are characterized by very low coefficients of neutron multiplication, $K \ll 1$. The ways for incineration of minor actinides in hard neutron spectra are also discussed.

УДК 621.039.7

On Significance of Principle of Radiation Equivalence between Mined Uranium and Radiowastes Buried \A.N. Shmelev; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2000. – 5 pages. – References, 9 titles.

Significance of principle of radiation equivalence between uranium mined and radiowastes buried in study of future large scale nuclear power fuel cycle is analyzed. It is concluded that the role of this principle could be negligible in appropriate fuel cycle.

УДК 621.643.536.24

Efficiency of Heat-Exchange of Transversally Streamlined Pipe Bundles with Different Schemes of Surface Element Location \V.T. Buglaev, A.K. Anisin, A.A. Anisin; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2000. – 10 pages, 3 illustrations, 2 tables. – References, 6 titles.

Results of experimental research of heat-aerodynamic characteristics of convective surfaces as pipe bundles of different diameters under change of their orientation angle relatively to coolant flow are given. On the basis of the analysis of the obtained data methods to increase the efficiency of pipe heat-exchange devices are offered.

УДК 51-74:621.039.534

Simulation of Parametric Oscillations in a Cooling System of Nuclear Reactors \K.N. Proskuryakov; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2000. – 5 pages. – References, 3 titles.

The mathematical model of parametric oscillations in the two-phase coolant appearing at periodic elasticity change is developed. The relations for calculation of critical value of modulation of an acoustical compressibility of the two-phase medium when undamped oscillations of pressure and coolant consumption appear.

УДК 621.039.517.5

Experimental Research of Temperature Fields on Inner Surface of Technological Channel of the RBMK-Reactor by Thermoscanning Method \A.I. Trofimov, I.A. Chusov, M.A. Trofimov, I.A. Shevtsov, S.P. Pashkov, V.V. Maksimovskiy, A.Ja. Ustujanin; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2000. – 12 pages, 14 illustrations, 2 tables. – References, 6 titles.

Results of experimental research of allocation of temperature on inner wall of the technological channel are given. It is shown, that the thermoscanning method allows to define change of clearance between the technological channel and graphite on change of temperature fields on the inner surface of the technological channel. The results of experiments with water and air as the coolant and different types of scanners are given.