

УДК 536.25

**К ЗАДАЧЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ
ПО СВОБОДНО-КОНВЕКТИВНОЙ ТЕПЛОТДАЧЕ
ПУЧКОВ РЕБРИСТЫХ ТРУБ**

Докт. техн. наук, проф. КУНТЫШ В. Б., канд. техн. наук, доц. ДУДАРЕВ В. В.

Белорусский государственный технологический университет

Свободная тепловая конвекция широко распространена в технике. Теплоотдача при свободной конвекции воздуха обеспечивает требуемые тепловые режимы систем охлаждения радиоэлектронного оборудования, систем кондиционирования и жизнеобеспечения летательных аппаратов. Она имеет место в теплообменниках различных технологических устройств, аппаратах воздушного охлаждения (АВО) энергоносителей топливно-энергетического комплекса, системах аварийного расхолаживания ядерных энергетических реакторов. Постоянный интерес к энергосбережению стимулирует повышенное внимание к свободной конвекции, применение которой позволяет осуществлять теплопередачу без затрат энергии на перемещение воздуха при внешнем обтекании им поверхности теплообмена.

В зимний период года при температуре наружного воздуха ниже некоторого значения (как правило, ниже $-(5-15)^\circ\text{C}$) эксплуатацию АВО переводят в режим [1] свободной конвекции воздуха. В этом режиме вентиляторы АВО или периодически включаются, или полностью отключаются, что определяется температурой охлаждающего воздуха. В АВО перед пучком теплообменных секций устанавливается предвключенный подогреватель воздуха [2], конструктивно выполненный в виде однорядного пучка из биметаллических ребристых труб (БРТ) с накатными алюминиевыми реб-

рами. Тепловой режим подогревателя всецело определяется режимом эксплуатации АВО. В зарубежных АВО подогреватели воздуха представляют собой электрические трубчатые калориферы из БРТ с накатными ребрами. При свободной тепловой конвекции воздуха эксплуатируются калориферы, включая и электрокалориферы, с трубными пучками из БРТ в сушильных установках [3], охлаждающие ребристые батареи [4] при камерном охлаждении продуктов в пищевой промышленности и ряд теплообменных аппаратов утилизации теплоты в иных отраслях промышленности. Изложенное предопределило выбор объекта для нашей задачи и конструктивного исполнения поверхности теплообмена.

Для теплового расчета теплообменников, эксплуатируемых в режимах свободной конвекции, необходимы данные по свободно-конвективной теплоотдаче, получаемые численным или экспериментальным моделированием в виде коэффициентов теплоотдачи. Традиционный способ обработки и представления опытных данных как при свободной, так и вынужденной конвекции базируется на использовании коэффициентов теплоотдачи и представлении их в числах подобия Nu , Gr , Re , Pr – соответственно числа Нуссельта, Грасгофа, Рейнольдса, Прандтля. Для обобщения результатов исследования теплоотдачи при свободной конвекции применяют уравнения подобия (критериальные уравнения) степенного вида, функционально записываемые как $Nu = f(Gr)$ или $Nu = f(GrPr)$, а для вынужденной конвекции $Nu = f(Re, Pr)$. В настоящее время этот способ полностью охватил все направления конвективного теплообмена, не оставляя вне его границ и свободно-конвективную теплоотдачу [5, 6].

При проектировании теплообменника целью теплового расчета является величина площади поверхности теплопередачи F , m^2 , которую возможно вычислить по формуле

$$F = \frac{Q}{q}, \quad (1)$$

где Q – тепловой поток, величина которого заранее задана или может быть вычислена по исходным данным на проектирование, Вт; q – плотность теплового потока для принятого типа поверхности теплообмена, Вт/ m^2 . При расчетах тепловых режимов электронного оборудования известна плотность отводимого теплового потока q . Требуется определить превышение температуры стенки $t_{ст}$, °С, прибора, например радиатора, над температурой окружающего воздуха t_0 , °С, которая известна из условий эксплуатации прибора. Для этого необходима лишь корреляционная зависимость $q = f(\Delta t)$ для теплового прибора. Здесь $\Delta t = t_{ст} - t_0$ – температурный напор, вычисляемый по корреляционной зависимости, °С. Тогда $t_{ст} = \Delta t + t_0$, °С.

При расчетах тепловых потерь теплопроводами в системах теплоснабжения используют зависимость

$$Q = qF, \quad (2)$$

где q – нормируемая величина [7–9] плотности теплового потока через

наружную площадь поверхности теплопровода F .

Нормирование осуществляется как по величине q , так и по линейной плотности теплового потока q_l , Вт/м. Примеры пересчета q_l на q и наоборот даются в [7], но он без затруднений осуществляется по известным соотношениям для теплового потока через цилиндрическую стенку.

Величина F вычисляется по известным геометрическим размерам теплопровода. Процесс отвода теряемой теплоты осуществляется свободной конвекцией.

Приведенные примеры указывают на возможность осуществления их без использования понятия коэффициента теплоотдачи и критериальных уравнений подобия.

Автор [10] проанализировал все известные тепловые процессы переноса теплоты и пришел к заключению о возможности отказа от применения коэффициента теплоотдачи, безразмерных комплексов и уравнений подобия при обработке опытных данных, их представления и обобщения, и использования лишь корреляции между физическими параметрами системы. В предлагаемой новой системе представления опытных данных основное уравнение имеет вид

$$q = f_1(\text{параметров системы}) \cdot f_2(\text{ТДС}), \quad (3)$$

где ТДС – термодвижущая сила.

Базовым положением предложенного уравнения (3) является то, что влияние характеристик системы отделено от влияния ТДС и они не взаимодействуют друг с другом. Иными словами, f_1 никоим образом не зависит от ТДС, а f_2 никоим образом не зависит от параметров системы. Очевидно, что функция f_1 всегда может быть определена независимо от ТДС. По мнению автора [10], предположение о независимости функций в уравнении (3) кажется оправданным, особенно с учетом заметной простоты, которая при этом достигается.

Для свободно-конвективного теплообмена уравнение (3) можно представить в виде

$$q_k = f_1(\text{параметров системы}) \cdot f_2(\Delta t), \quad (4)$$

где q_k – плотность свободно-конвективного теплового потока, Вт/м²; $\Delta t = t_{\text{ст}} - t_0$ – разность температур, которая в этом виде конвективного теплообмена является ТДС.

Изложенное выше показывает, что достаточно иметь уравнение (4), чтобы выполнить тепловые расчеты различных теплообменных устройств и сопутствующих задач, не прибегая к вычислению коэффициента теплоотдачи. Однако для получения конкретного вида (4) необходимы первичные данные экспериментального исследования теплоотдачи при свободной конвекции или иных видах конвекции либо расчетные данные при численном моделировании. Такие результаты не сообщаются в научных публикациях, что исключает возможность применения новой теории теплопередачи к представлению в виде (3) огромного количества накопленных опытных данных по теплообмену.

Целью настоящей работы является практическое применение новой

концепции теплопередачи для представления и описания экспериментальных данных по свободно-конвективному теплообмену пучков из ребристых труб, обтекаемых снаружи поперечным потоком воздуха.

В качестве поверхности теплообмена пучков выбрана круглая труба с накатными спиральными алюминиевыми ребрами (рис. 1), которая является базовой при изготовлении теплообменных секций АВО, калориферов сушильных установок, теплоутилизаторов, конденсаторов крупных холодильных машин. Дополнительным и, скорее, решающим фактором, определяющим выбор этой поверхности теплообмена, явилось исследование собранных из нее пучков с предоставлением нам первичных результатов [11] наблюдений экспериментального исследования 22 однорядных пучков, которые отличались шагом S расположения труб в решетках и углом наклона γ их к горизонтальной плоскости. Пучки собраны из одного типоразмера труб, геометрические параметры ребер которых следующие, мм: наружный диаметр ребра $d = 55,6$; высота, шаг и средняя толщина $h = 14,55$; $s = 2,91$; $\Delta = 0,5(\Delta_1 + \Delta_2) = 0,75$, где Δ_1, Δ_2 – толщина ребра при его вершине и основании. Диаметр ребра по его основанию $d_0 = d - 2h = 26,5$ мм. Коэффициент оребрения трубы $\phi = 16,8$. Несущая гладкая труба наружного диаметра $d_n = 25$ мм с толщиной стенки $\delta = 2$ мм выполнена из углеродистой стали.

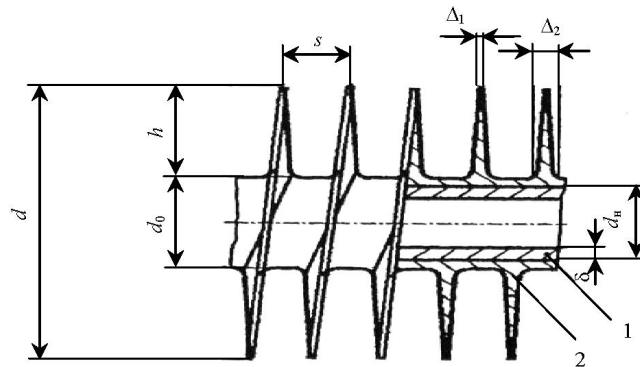


Рис. 1. Конструкция биметаллической трубы: 1 – несущая труба; 2 – ребристая накатная оболочка

Пучки I–VII (табл. 1) характеризуются горизонтальным расположением труб с $\gamma = 0^\circ$ (условно присвоено число 1) и изменением шага S от 58 до 100 мм.

Таблица 1

Компоновочная характеристика труб в горизонтальных пучках

Шаг	Номер пучка						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
S , мм	58	61	64	70	76	86	100

Пучки I, III, IV, V также испытывались при наклонном расположении труб с углами наклона $\gamma = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$, которым соответствуют условно числа 2, 3, 4, 5. Пучок I при угле наклона $\gamma = 15^\circ$ не испытывался.

Методика экспериментального исследования подробно изложена в [11].

В опытах применен метод полного теплового моделирования, т. е. все трубы в каждом пучке были электрообогреваемы. Измерения проводились на средней трубе, называемой калориметром. Предоставленные первичные опытные данные измерений включали в себя подводимую к калориметру электрическую мощность W , Вт; среднюю температуру поверхности стенки трубы по основанию ребер $t_{ст}$, °С; температуру окружающего потока воздуха t_0 , °С; торцевые потери теплового потока Q_t , Вт, для различных тепловых режимов. Лучистый тепловой поток калориметра вычисляли по методике [12].

Опытные данные позволили обработать и представить свободно-конвективную теплоотдачу пучков в форме (4). Для этого потребовалось провести минимальные расчеты, объем которых значительно меньше в сравнении с расчетами при традиционной методике обработки и представления экспериментальных результатов.

Свободно-конвективный тепловой поток пучка к воздуху, Вт:

$$Q_k = W - Q_{пл} - Q_t. \quad (5)$$

Плотность теплового потока, Вт/м²:

$$q_k = Q_k / F_k, \quad (6)$$

где $F_k = \pi d_0 \phi l$ – теплоотдающая площадь поверхности трубы-калориметра, м²; l – теплоотдающая длина трубы-калориметра, м.

При постоянной компоновочной характеристике $S = \text{const}$ пучка и параметрах оребрения трубы (4) принимает вид

$$q_k = f_2(\Delta t). \quad (7)$$

На рис. 2 в логарифмических координатах (q_k ; Δt) согласно (7) нанесены опытные точки для пучков I–VII, позволяющие выявить влияние шага труб в пучке на интенсивность конвективной теплоотдачи. Независимо от значения шага S труб в пучке рост температурного напора Δt сопровождается увеличением плотности теплового потока q_k , т. е. интенсивности теплоотдачи. Наименьшая теплоотдача во всем интервале Δt соответствует свободному расположению труб (пучок VII), а наибольшие значения характерны для пучков II, III, у которых трубы расположены относительно свободно в сравнении с пучком I. Количественно при $\Delta t = \text{idem}$ разница в интенсивности теплоотдачи, что равнозначно разнице в q_k , между наибольшим и наименьшим значениями равна 25 %. Увеличение шага от $S = 58$ мм (пучок I) до значений $S = 61$ – 64 мм (пучки II, III), т. е. в 1,05–1,10 раза, вызывает рост значения q_k в среднем на 10 %, что свидетельствует об улучшении гидродинамической обстановки потока воздуха у поверхности оребрения. В разреженных до определенного значения S пучках снижается аэродинамическое сопротивление, что способствует возрастанию скорости воздуха и, как следствие, интенсивности теплоотдачи. Дальнейшее увеличение шага S (пучки IV–VI) приводит к монотон-

ному снижению интенсивности теплоотдачи.

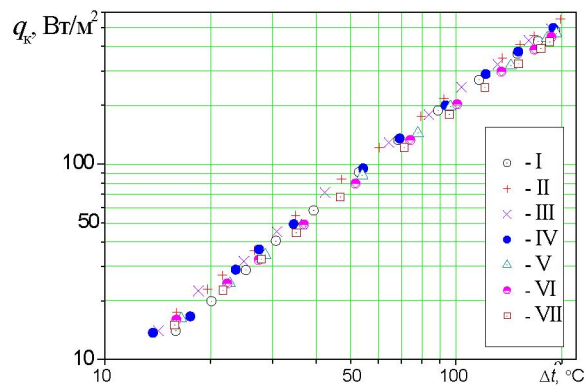


Рис. 2. Плотность конвективного теплового потока наклонных пучков: I–VII (номера пучков в табл. 1)

Следовательно, целесообразное значение относительного шага орбренных труб в горизонтальном пучке ($\gamma = 0^\circ$) необходимо выбирать из интервала $S/d \approx 1,04\text{--}1,10$.

Влияние угла наклона труб на теплоотдачу можно выяснить по рис. 3, на логарифмической сетке которого нанесены опытные значения q_k для соответствующих температурных напоров Δt пучков I, III, IV, V. Общим свойством наклонных пучков является уменьшение плотности конвективного теплового потока q_k с увеличением угла наклона труб в пучке от их горизонтального положения. Количественно влияние γ на изменение q_k , что равносильно изменению теплоотдачи, проявляется по-разному и зависит от значения шага S . В плотном пучке I с $S = 58$ мм (рис. 3а) увеличение наклона труб при $\Delta t = \text{idem}$ вызывает непрерывное уменьшение значения q_k , которое достигает величины в среднем 90 % для пучка I с $\gamma = 60^\circ$ по сравнению с этим параметром для этого пучка при $\gamma = 0^\circ$. Однако увеличение шага труб в наклонном пучке, т. е. переход к более свободному их расположению, сокращает разрыв значений q_k для $\gamma = 0^\circ$ и $\gamma = 60^\circ$. Например, для пучка V при $S = 76$ мм величина разрыва уже равна 40 % (рис. 3г). В этом пучке вплоть до значений $\gamma = 45^\circ$ его влияние не сказывается на плотности теплового потока. Качественно такая картина наблюдается и в пучках III (рис. 3б) и IV (рис. 3в). Объяснить обнаруженные явления можно следующим образом. В тесных наклонных пучках с увеличением γ торцы ребер усиливают турбулизацию потока воздуха, но одновременно с этим возрастает аэродинамическое сопротивление движению воздуха, сопровождающееся снижением его скорости в межреберных полостях. Эффект от интенсификации теплоотдачи возрастающей турбулизацией потока опережающим темпом превышает эффект снижения теплоотдачи в связи с уменьшающейся скоростью воздуха. При переходе к свободному расположению труб происходят постепенное уменьшение положительного влияния первого фактора и усиливающееся отрицательное влияние второго фактора.

Анализ картины расположения опытных значений q_k на рис. 2 и 3 показал, что наилучшей корреляционной (аппроксимирующей) кривой явля-

ется экспоненциальная зависимость, Вт/м²:

$$q_k = C \Delta t^n (1 - \exp[-B/\Delta t]), \quad (8)$$

которая обобщает опытные данные по каждому пучку с отклонением $\varepsilon = \pm 3\%$ их от усредняющей кривой. Уравнение (8) действительно в интервале $\Delta t = 13\text{--}200\text{ }^\circ\text{C}$ для однорядных пучков из исследованного типа ребристой трубы с ее геометрическими параметрами и ее компоновочных характеристик S и γ в пучке.

Постоянные C , n , B приведены в табл. 2 и 3.

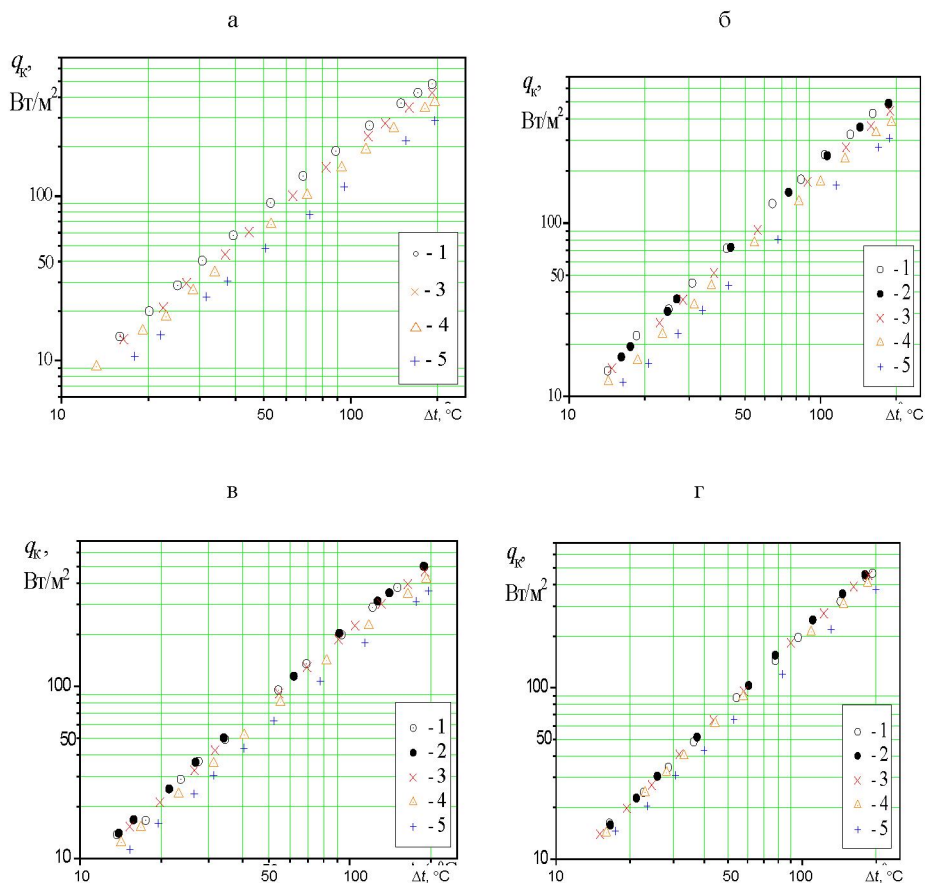


Рис. 3. Плотность конвективного теплового потока наклонных пучков:
а-г – пучки I, III, IV, V в табл. 1; 1-5 – положение труб в пучке

На рис. 4 нанесены в логарифмической сетке опытные значения плотности лучистого теплового потока (плотности потока излучения) $q_{\text{л}} = Q_{\text{л}}/F_k$, Вт/м², для горизонтальных пучков I, III, V, VII. Здесь же для сравнения нанесены опытные значения конвективного теплового потока для этих же пучков. Видно, что величина $q_{\text{л}}$ не зависит от шага расположения их в пучке и может быть вычислена по аппроксимационному уравнению, Вт/м²:

$$q_{\text{л}} = 153\Delta t^{1,153} (1 - \exp[-153/\Delta t]). \quad (9)$$

Отклонение опытных значений $q_{\text{л}}$ от расчетных по (9) не превышает $\pm 5\%$.

Таблица 2

Значения постоянных для горизонтальных пучков

Постоянная	Номер пучка						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
C	0,18	0,30	0,31	0,29	0,29	0,33	0,31
n	1,57	1,46	1,45	1,45	1,43	1,39	1,40
B	219	316	305	327	420	597	435

Таблица 3

Значения постоянных для наклонных пучков

Номер пучка	Угол наклона γ , град.	Значение постоянной			Величина отклонения ε , %
		C	n	B	
I	30	0,20	1,50	298	(-1,0)-(+0,5)
	45	0,21	1,44	433	(-2,3)-(+2,3)
	60	0,17	1,43	422	(-0,9)-(+0,7)
III	15	0,33	1,42	369	(-0,7)-(+0,3)
	30	0,35	1,38	458	(-0,3)-(+0,4)
	45	0,28	1,40	450	(-2,4)-(+2,7)
IV	15	0,34	1,41	458	(-1,2)-(+1,2)
	30	0,31	1,42	400	(-0,5)-(+0,7)
	45	0,31	1,39	536	(-0,5)-(+0,5)
V	15	0,26	1,46	394	(-0,8)-(+0,8)
	30	0,28	1,44	397	(-0,1)-(+0,1)
	45	0,27	1,43	356	(-0,9)-(+0,9)
VII	15	0,29	1,36	667	(-0,5)-(+0,5)
	30	0,29	1,36	667	(-0,5)-(+0,5)
	45	0,29	1,36	667	(-0,5)-(+0,5)

При $\Delta t = \text{idem}$ лучистая составляющая теплового потока в пучке составляет в среднем 23–27 % от доли конвективной составляющей.

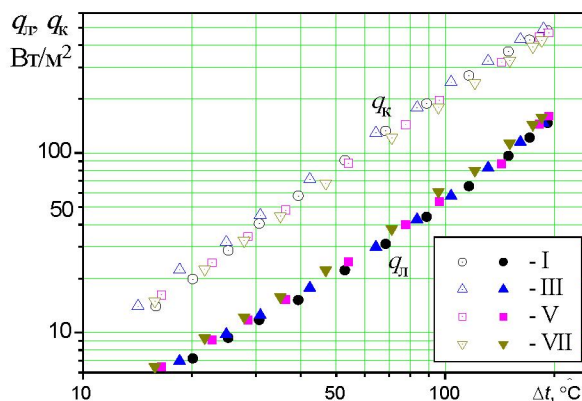


Рис. 4. Плотность конвективного и теплового потоков наклонных пучков: I, III, V, VII – номера пучков в табл. 1; светлые точки – конвективный поток; темные точки – лучистый

Расчет значений $q_{\text{к}}$ для разных углов наклона труб в пучках I, III, IV, V

осуществляется по формуле

$$q_{\kappa\gamma_i} = C_{\gamma_i} q_{\kappa\gamma=0^\circ}, \quad (10)$$

где $\gamma_i = 0-60^\circ$ – интервал изменения значений угла наклона труб; $q_{\kappa\gamma=0^\circ}$ – плотность теплового потока для горизонтального пучка с шагом S_i , соответствующим вычисляемому $q_{\kappa\gamma_i}$, Вт/м²; C_{γ_i} – поправочный коэффициент на угол наклона труб, принимаемый по рис. 5.

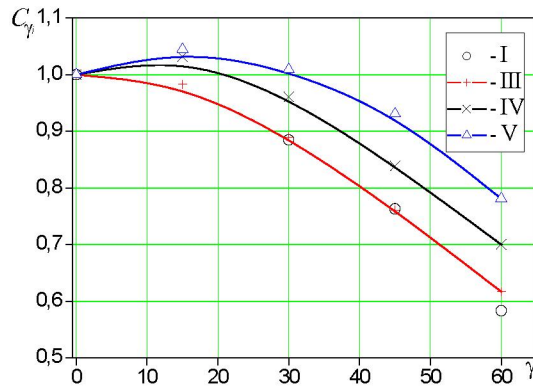


Рис. 5. Коэффициент на угол наклона труб в пучках: I, III, IV, V – номера пучков в табл. 1

Расчет плотности конвективного теплового потока, Вт/м², горизонтального однорядного пучка с любым значением шага $S_i = 58-100$ мм вычисляется как

$$q_{\kappa S_i} = C_{S_i} q_{\kappa I}, \quad (11)$$

где C_{S_i} – поправочный коэффициент на влияние шага труб (рис. 6); $q_{\kappa I}$ – плотность теплового потока пучка I с шагом $S_i = 58$ мм и $\gamma_i = 0^\circ$ для заданного значения Δt . Наибольшая плотность теплового потока, как видно из рис. 6, достигается в окрестности относительного шага $\sigma = S/d = 61/55,6 \approx 1,04$. Увеличение шага до $\sigma = 64/55,6 \approx 1,1$ снижает плотность теплового потока лишь на 2,5 %. При больших значениях σ плотность теплового потока монотонно уменьшается, следовательно, интенсивность переноса теплоты между поверхностью теплообмена и воздухом снижается.

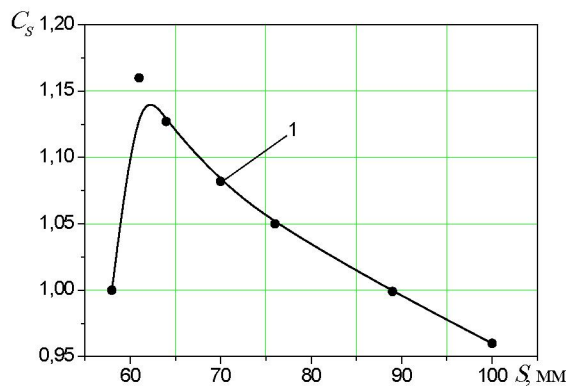


Рис. 6. Поправка на шаг труб в горизонтальном пучке:

1 – расчетные значения

Какие же преимущества вытекают из примененного метода представления и обобщения опытных данных? В случае выполнения теплового расчета, базирующегося на современной традиционной системе, из критериального уравнения $Nu = f(Gr)$ вычисляется конвективный коэффициент теплоотдачи α_k , далее – конвективный тепловой поток Q_k и его плотность q_k . При вычислении α_k необходимы значения теплофизических свойств воздуха (или иного теплоносителя); λ – коэффициента теплопроводности, Вт/(м·К); ν – коэффициента кинематической вязкости, м²/с; β – коэффициента объемного расширения и определяющего линейного размера поверхности теплообмена, К⁻¹. Все это вносит дополнительную погрешность в расчет, которая при этом является накопительной. Сравнительный анализ при $\Delta t = \text{idem}$ расчетных значений q_k , выполненных по предлагаемому в [10] методу, который применен нами в этой работе, с традиционными указывает на существенное уменьшение погрешности, а затраченное время на тепловой расчет устройств различного функционального назначения, работающих в режиме свободной конвекции теплоносителя, снижается в несколько раз.

ВЫВОДЫ

Показана возможность обработки, представления, анализа и описания опытных данных по свободной конвекции без применения понятия коэффициента теплоотдачи, чисел подобия и критериальных уравнений.

В горизонтальных однорядных ребристых пучках наибольшая плотность конвективного теплового потока характерна для интервала относительного шага $\sigma \approx 1,04-1,1$. В наклонных пучках отклонение труб от горизонтального положения уменьшает плотность конвективного теплового потока.

Плотность лучистого теплового потока не зависит от шага ребристых труб в пучке.

Тепловой расчет теплообменников, проектируемых на режим работы при свободной конвекции, в случае использования функциональной зависимости $q = q_k + q_{пл} = f(\Delta t)$ не требует последовательных приближений, а необходимое время на его выполнение уменьшается в несколько раз в сравнении с применением критериальных уравнений подобия, что актуально даже при вычислениях на ЭВМ.

ЛИТЕРАТУРА

1. В а с и л ь е в, Ю. Н. Системы охлаждения компрессорных и нефтеперекачивающих станций / Ю. Н. Васильев, Г. А. Марголин. – М.: Недра, 1977. – 222 с.
2. О с н о в ы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справ.; под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
3. С п р а в о ч н и к по сушке древесины; под ред. Е. С. Богданова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Лесн. пром-сть, 1990. – 304 с.
4. Т е п л о о б м е н н ы е аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова [и др.]; под общ. ред. Г. Н. Даниловой. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.
5. М а р т ы н е н к о, О. Г. Свободно-конвективный теплообмен: справ. / О. Г. Мартыненко,

- Ю. А. Соковишин. – Минск: Наука и техника, 1982. – 400 с.
6. Гусев, С. Е. Свободно-конвективный теплообмен при внешнем обтекании тел / С. Е. Гусев, Г. Г. Шкловер. – М.: Энергоатомиздат, 1992. – 160 с.
7. Берман, С. С. Расчет теплообменных аппаратов турбоустановок / С. С. Берман. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 240 с.
8. Факторович, Л. М. Теплоизоляционные материалы и конструкции / Л. М. Факторович. – М.: Гостоптехиздат, 1957. – 212 с.
9. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. – 15-е изд. – М.: Энергоатомиздат, 1996. – 160 с.
10. Адигуров, Е. Ф. Новые методы в теплопередаче / Е. Ф. Адигуров. – М.: Мир, 1977. – 232 с.
11. Позднякова, А. В. Совершенствование характеристик и разработка методики расчета промежуточных калориферов лесосушильных камер: дис. ... канд. техн. наук 05.21.05/АГТУ; А. В. Позднякова. – Архангельск, 2003. – 148 с.
12. Самородов, А. В. Лучистый теплообмен одиночной ребристой трубы с окружающей средой / А. В. Самородов, С. П. Ропин, В. Б. Кунтыш // Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов: сб. науч. тр. / АГТУ. – Архангельск, 1997. – Вып. II. – С. 102–113.

Представлена кафедрой энергосбережения,
гидравлики и теплотехники

Поступила 09.09.2008

УДК 518:517.392

ПРИБЛИЖЕННОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ РЕШЕНИЯ ОДНОЙ СМЕШАННОЙ ЗАДАЧИ ТЕОРИИ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ С ПОМОЩЬЮ СПЕЦИАЛЬНЫХ ФУНКЦИЙ

Канд. физ.-мат. наук, доц. ЛАСЫЙ П. Г.,
докт. физ.-мат. наук, проф. МЕЛЕШКО И. Н.

Белорусский национальный технический университет

Рассмотрим классическую задачу о распределении температуры в тонком, однородном, теплоизолированном стержне конечной длины без источников теплоизлучения, концы которого поддерживаются при постоянной температуре и в каждой точке стержня задана начальная температура.

Математической моделью этой задачи является однородное одномерное уравнение теплопроводности

$$\partial_t u = a^2 \partial_{xx} u, \quad (1)$$

где $u = u(x, t)$ – температура стержня длиной $l > 0$ в точке $x \in [0, l]$ в момент времени $t \geq 0$; a – физическая постоянная, характеризующая теплопроводность материала, из которого изготовлен стержень.

В момент времени $t = 0$ известна температура стержня

$$u(x, 0) = f(x), \quad x \in [0, l] \quad (\text{начальное условие}), \quad (2)$$