

где  $Po = \frac{HR^2}{\lambda(T_c - T_0)}$ ;  $H$  – теплота диссоциации;  $T_c$  и  $T_0$  – соответственно

температура газов в зоне обжига и начальная температура  $\text{CaCO}_3$ , поступающего в зону обжига печи;  $r_x$  – текущая координата (рис. 6).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Х а н н е й Н. // Химия твердого тела. – М.: Мир, 1971.
2. С т а л ь н о й слиток: В 3 т. – Т. 3: Нагрев / В. И. Тимошпольский, Ю. А. Самойлович, И. А. Трусова и др.; Под общ. ред. В. И. Тимошпольского, Ю. А. Самойловича. – Мн.: Бел. наука, 2001.
3. Х в а т И. Б., Б а р а н о в а Р. И., Т а б у н щ и к о в Н. П. Исследование шахтных известково-обжигательных печей. – М.: Химия, 1964.
4. Л ы к о в А. В. Теория теплопроводности. – М.: Высш. шк., 1967.

Представлена кафедрой  
ПТЭ и ТТ

Поступила 19.01.2004

УДК 536.25

### ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАСПОЛОЖЕНИЯ В ВОЗДУШНОМ ПРОСТРАНСТВЕ ОРЕБРЕННЫХ ЦИЛИНДРОВ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ТЕПЛООТДАЧИ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИЕЙ

Докт. техн. наук, проф. КУНТЫШ В. Б.,  
канд. техн. наук, доц. САМОРОДОВ А. В., канд. техн. наук ПОЗДНЯКОВА А. В.

*Белорусский государственный технологический университет,  
Архангельский государственный технический университет*

Трубы цилиндрической формы с накатными спиральными алюминиевыми ребрами являются основным сборочным элементом широко применяемых газожидкостных теплообменников в различных отраслях техники и промышленности. В ряде теплообменников из труб этого конструктивного типа встречается свободно-конвективное течение воздуха, например в одно- и двухрядных охлаждающих батареях холодильных камер [1], одно-рядных подогревателях воздуха аппаратов воздушного охлаждения энергоносителей и технологических сред, калориферах воздушного отопления промышленных цехов, общественных зданий и сооружений, воздухоохлаждаемых конденсаторах холодильных машин, различного рода теплоутилизаторах сбросной теплоты вентиляционных систем, сушильных установок, радиаторно-охладительных башен («сухих градирен»).

Одно из действенных направлений реализации энергосберегающих технологий как способа повышения энергоэффективности оборудования и

снижения энергозатрат на единицу производимой продукции – расширенное применение свободной конвекции с уменьшением или полным исключением процессов переноса теплоты вынужденной конвекцией. Это наглядно прослеживается в традиционных конвективных установках [2] термической сушки материалов, характеризующихся значительной энергоемкостью на испарение влаги. Здесь применяются основные и промежуточные калориферы в виде одиночного ряда труб с накатными алюминиевыми ребрами, работа которых переводится в режим свободно-конвективного теплообмена. Анализ расположения их в сушильных камерах в большинстве случаев является неблагоприятным для эффективного переноса теплоты, несмотря на имеющиеся конструктивные объемы для оптимальной компоновки труб по условиям теплоотдачи, что обусловлено отсутствием у проектировщиков обоснованных рекомендаций по взаимосвязи свободно-конвективной теплоотдачи с характером пространственного расположения греющих оребренных труб.

Опубликованные исследования [3, 4] посвящены теплоотдаче естественной конвекцией гладкотрубных цилиндров и пучков из них, а приведенные в [5] данные по оребренным цилиндрам не отличаются системным подходом, не охватывают условия эксплуатации рассматриваемых теплообменников и не позволяют ответить на поставленные выше вопросы.

Опыты проводили на промышленных биметаллических трубах с накатными спиральными алюминиевыми ребрами следующих натуральных геометрических размеров (мм): наружный диаметр, высота, шаг и средняя толщина ребра  $d = 55,6$ ;  $h = 14,5$ ;  $s = 2,91$ ;  $\Delta = 0,75$ ; диаметр у основания ребра  $d_0 = d - 2h = 26,5$ . Коэффициент оребрения трубы  $\phi = 16,8$ . Наружный диаметр несущей латунной трубы  $d_{\text{н}} = 25$  мм, толщина ее стенки  $\delta = 2$  мм. Теплоотдающая длина экспериментальных оребренных труб  $l = 300$  мм.

Варианты расположения в опытах одиночной оребренной трубы и однорядных пучков в неограниченном объеме воздуха показаны на рис. 1. Стрелки указывают направление течения внешнего потока, вызванного свободной тепловой конвекцией при охлаждении труб. Поворот на  $90^\circ$  одиночного ряда труб на рис. 1г из вертикальной плоскости в горизонтальную привел к расположению одиночного ряда, изображенного на рис. 1д. На рис. 1е изображен шеститрубный одиночный вертикальный ряд из горизонтально расположенных оребренных цилиндров друг над другом. В опытах по схеме рис. 1е исследовали двух-, трех-, четырех-, пяти- и шеститрубные одиночные, ряды. Абсолютный шаг расположения труб был принят равным  $S = 70$  мм, а относительный шаг –  $\sigma = S/d = 1,26$ . Влияние шага труб на теплоотдачу в горизонтальных и наклонных пучках исследовано в [6].

Теплоотдачу изучали методом полного теплового моделирования с обогревом всех труб электрическим током при помощи нихромовых нагревателей. Необходимые для определения коэффициента теплоотдачи измерения проводили на одной трубе-калориметре, которую в одиночных рядах устанавливали в их середине на место центральной оребренной трубы, а при исследовании компоновок по схеме рис. 1е положение калориметра последовательно меняли по высоте для двух-, трех-, четырех-, пяти- и шеститрубных вертикальных одиночных рядов с горизонтальным расположе-

нием труб. Таким образом, по схеме рис. 1е необходимо было провести 20 серий опытов. Подробное описание экспериментальной установки, конструкции трубы-калориметра, ее оснащение измерительными датчиками, аппаратурное оформление и примененная многократно апробированная методика проведения опытов изложены в [7, 8].

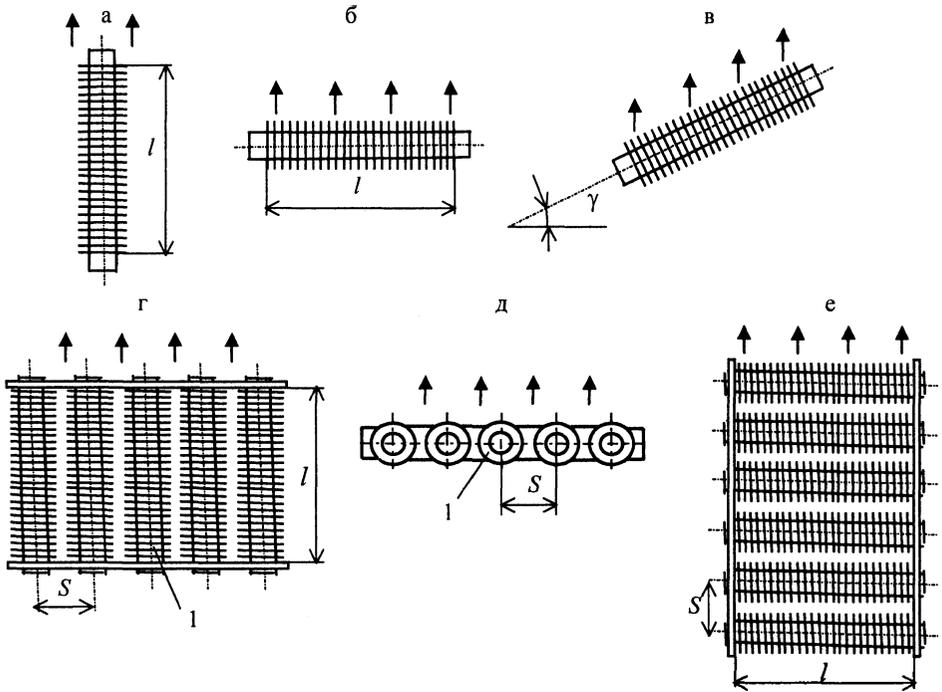


Рис. 1. Схемы расположения в пространстве одиночных оребренных труб и однорядных пучков: 1 – труба-калориметр

Приведенный коэффициент теплоотдачи свободной конвекцией, Вт/(м<sup>2</sup> · К), определяли по формуле

$$\alpha_k = \frac{Q_k}{F(t_{ст} - t_0)}, \quad (1)$$

где  $Q_k$  – тепловой поток, отданный конвекцией, Вт;  $F = \pi d_0 \phi l$  – теплоотдающая площадь поверхности калориметра, м<sup>2</sup>;  $t_{ст}$  – средняя температура поверхности стенки калориметра у основания ребер, °С;  $t_0$  – температура окружающего воздуха, °С.

Тепловой поток излучением  $Q_{л}$ , Вт, вычисляли по методике [8], а торцевые потери теплоты калориметром  $Q_{т}$ , Вт, принимали по рекомендациям [7] и вычитали их из подводимой к калориметру электрической мощности  $W$ , Вт. Доля лучистой теплоты составляла 30...40 % от суммарного теплового потока.

Опытные данные обрабатывали и представляли в числах подобия Нуссельта  $Nu = \frac{\alpha_k d_0}{\lambda}$  и Рэлея  $Ra = \frac{g \beta d_0^3 (t_{ст} - t_0)}{a \nu}$ . Теплофизические свойства воздуха  $\lambda$ ,  $\nu$ ,  $a$  и коэффициента объемного расширения  $\beta$  находили по температуре  $t_0$ .

В опытах измеряемые параметры находились в следующих интервалах:  $t_{ст} = 35...215$  °С;  $t_0 = 15...25$  °С;  $W = 10...200$  Вт. Относительная среднеквадратичная погрешность не превышала 8 %.

Теория подобия не дает однозначного указания по выбору линейного размера в числах подобия. Различные способы его назначения основаны исключительно на общих представлениях о физической сущности протекающих процессов, развитие которых в большей мере определяется конкретным линейным размером. Для горизонтальных труб условия свободного течения потока вокруг них формируются диаметром трубы, однако в случае вертикального расположения труб процесс течения потока и развитие пограничного слоя определяются высотой трубы. Естественно, за линейный размер здесь принимают высоту трубы. Однако во всех вариантах расположения оребренных труб при обработке данных нами принят несущий диаметр  $d_0$  трубы, что позволило сравнивать непосредственно между собой исследованные варианты с помощью значений безразмерной теплоотдачи  $Nu$  при  $Ra = idem$ .

На рис. 2 представлена теплоотдача одиночных вертикальной и горизонтальной труб, однорядных пучков с вертикальным и горизонтальным расположением труб, а также горизонтальной трубы с разным ее положением, считая снизу, в вертикальном двух-шеститрубном ряду. Полученные данные обобщены степенным уравнением вида

$$Nu = CRa^n, \quad (2)$$

которому на этом рисунке соответствуют сплошные линии. Интервал отклонения опытных значений  $Nu$  от расчетных по (2) не превышает  $\pm 10$  %.

Теплоотдача вертикальных одиночной трубы и однорядного пучка (рис. 1а, г) одинакова, для них  $C = 0,0231$ ;  $n = 0,3$ . Теплоотдача горизонтальной одиночной трубы ниже на 30...40 % теплоотдачи однорядного горизонтального пучка (рис. 1б, д); для одиночной трубы  $C = 0,0248$ ;  $n = 0,34$ , для пучка  $C = 0,0216$ ;  $n = 0,38$ .

Теплоотдача вертикальных труб примерно в половину меньше теплоотдачи труб с горизонтальным расположением. При вертикальном расположении трубы ( $\gamma = 90^\circ$ ) воздух, находящийся в узких длинных межреберных каналах, оказывается запертым внешним пограничным слоем, сформировавшимся вокруг трубы в приторцевой зоне ребер и каналов. В межреберных каналах, особенно у их основания, воздух прогревается до температуры, близкой к температуре стенки, что уменьшает отводимый тепловой поток. Отсутствие выталкивающей горизонтальной силы затрудняет обмен сильно нагретой части воздуха с более холодной во внешнем пограничном слое. Слабый обмен количеством движения воздуха узких межреберных горизонтальных полостей является первопричиной ухудшения интенсивности теплообмена.

Теплоотдача одиночных наклонных труб (рис. 1в) занимает промежуточное положение [7] между теплоотдачей горизонтальной ( $\gamma = 0^\circ$ ) и вертикальной труб. Расчет ее выполняется по формуле

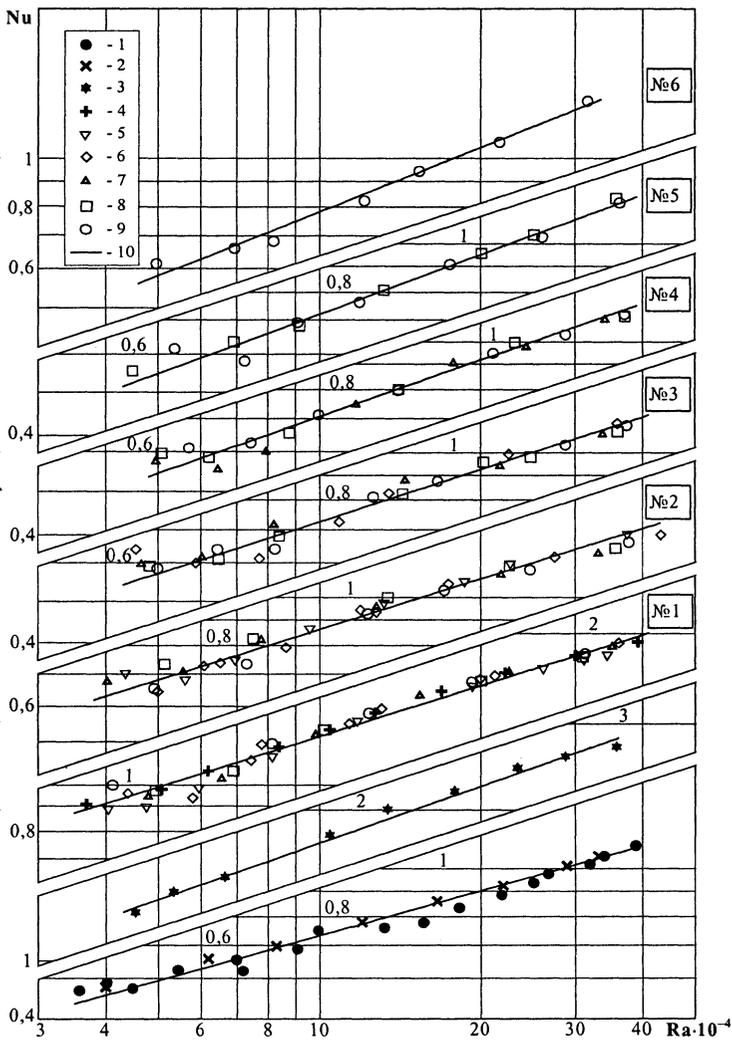
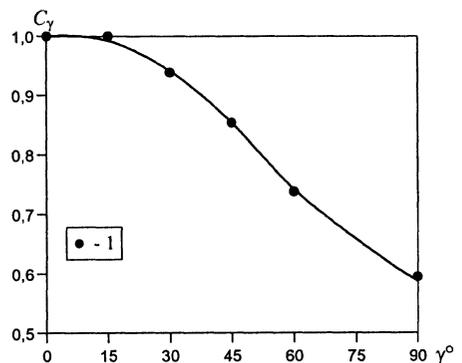


Рис. 2. Конвективная теплоотдача одиночных оребренных труб и однорядных пучков: 1 – вертикальная одиночная труба; 2 – вертикальный ряд труб; 3 – горизонтальный; 4 – горизонтальная одиночная труба; № 1... № 6 – номер трубы-калориметра по высоте для вертикальных рядов по схеме рис. 1е: 5 – двух-, 6 – трех-, 7 – четырех-, 8 – пяти-, 9 – шеститрубный ряд; 10 – по (2)

$$Nu_{\gamma} = C_{\gamma} Nu_{\gamma=0^{\circ}}, \quad (3)$$

где  $C_{\gamma}$  – поправочный коэффициент на угол наклона оребренной трубы, графическая зависимость которого  $C_{\gamma} = f(\gamma)$  изображена на рис. 3 по опытным данным [7].

Рис. 3. Зависимость поправочного коэффициента от угла наклона оребренной трубы: 1 – опытные значения



Увеличение угла наклона трубы сопровождается монотонным снижением теплоотдачи, но для углов  $\gamma \leq 30^\circ$  – не выше чем на 6 %. Затем наблюдается более интенсивный темп снижения теплоотдачи. Зависимость (3) с удовлетворительной точностью может быть распространена и на наклонные однорядные пучки.

Для расчета теплоотдачи трубы-калориметра в зависимости от ее положения по высоте в  $m$ -трубном одиночном вертикальном ряду (рис. 1е) и средней теплоотдачи таких рядов используется (2), а значения коэффициентов  $C$  и  $n$  (табл. 1) получены на основании обобщения первичных данных [8], которые нанесены на рис. 2. Зависимости по средней теплоотдаче рядов были получены расчетным способом.

Таблица 1

| Номер трубы в ряду                  | Теплоотдача трубы-калориметра |      |            |         |      |       |
|-------------------------------------|-------------------------------|------|------------|---------|------|-------|
|                                     | 1                             | 2    | 3          | 4       | 5    | 6     |
| Количество труб в ряду<br>$m$ , шт. | 2                             |      | 3, 4, 5, 6 | 4, 5, 6 | 5, 6 | 6     |
| $C \cdot 10^2$                      | 2,48                          | 1,71 | 1,29       | 0,89    | 0,72 | 0,552 |
| $n \cdot 10$                        | 3,4                           | 3,4  | 3,5        | 3,8     | 4,0  | 4,3   |
| Количество труб в ряду<br>$m$ , шт. | Средняя теплоотдача ряда      |      |            |         |      |       |
|                                     | 2                             | 3    | 4          | 5       | 6    |       |
| $C \cdot 10^2$                      | 2,1                           | 1,88 | 1,57       | 1,35    | 1,19 |       |
| $n \cdot 10$                        | 3,4                           | 3,4  | 3,5        | 3,6     | 3,7  |       |

Анализ полученных результатов указывает на следующие характерные особенности поведения теплоотдачи горизонтальных труб вертикальных рядов. Теплоотдача нижней трубы № 1 во всех  $m$ -трубных вертикальных рядах одинакова и соответствует теплоотдаче одиночной горизонтальной трубы в пределах погрешности опытов. Это возможно при неизменности гидродинамики потока у нижней трубы. Теплоотдача трубы № 2 снизу также одинакова для всех  $m$ -трубных рядов. Подобная картина характерна для третьей, четвертой и пятой труб в соответствующих трубных рядах. Следовательно, расположенные выше по вертикали в ряду трубы не влияют на теплоотдачу труб, расположенных ниже.

Иначе изменяется теплоотдача трубы по высоте ряда. Интенсивность теплоотдачи второй трубы снизу составляет около 70 % от первой. Лобовая часть трубы вплоть до миделева сечения оказалась в тепловом следе от первой трубы, причем толщина его, видимо, больше расстояния  $S$  между цилиндрами. В этом случае восходящий поток воздуха в следе имеет более высокую температуру ввиду слабого подсоса холодного потока воздуха из среды вне пределов следа, что привело к снижению отводимого теплового потока у второй трубы. Дальнейшее снижение теплоотдачи по высоте ряда замедляется, и она слабо меняется от третьей к пятой трубе, что является следствием установившегося свободного течения потока. Теплоотдача этих труб в среднем составляет 55...60 % по сравнению с теплоотдачей первой трубы. Теплоотдача шестой трубы в 1,05...1,12 раза превышает теплоотдачу пятой трубы, что может быть объяснено условиями ее взаимодействия с окружающим потоком, как последней трубы в ряду.

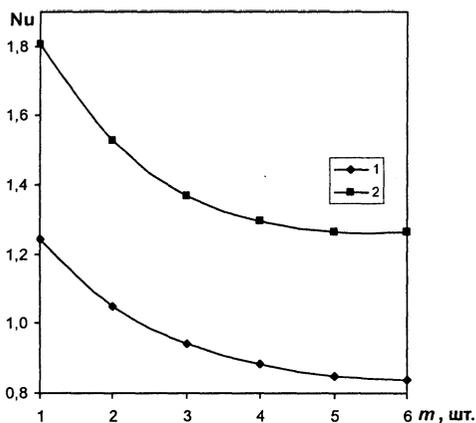


Рис. 4. Изменение среднего числа  $Nu$  в зависимости от количества труб в ряду по вертикали: 1 –  $Ra = 100 \cdot 10^3$ ; 2 –  $300 \cdot 10^3$

характеристики для  $m = 2$  шт. в 1,12 раза. Полученный результат позволяет сделать важный практический вывод: при моделировании средней теплоотдачи вертикального ряда с горизонтальным расположением оребренных труб их количество должно быть не меньше пяти.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов и др.; Под общ. ред. Г. Н. Даниловой. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.
2. Расчет, проектирование и реконструкция лесосушильных камер / Е. С. Богданов, В. И. Мелехов, В. Б. Кунтыш и др.; Под ред. Е. С. Богданова. – М.: Экология, 1993. – 352 с.
3. Джалурия Й. Естественная конвекция: Тепло- и массообмен / Пер. с англ. – М.: Мир, 1983. – 400 с.
4. Гусев С. Е. Теплообмен и гидродинамика при свободно-конвективном обтекании горизонтальных цилиндрических тел теплоносителем с переменными физическими свойствами: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. – М.: 2000. – 40 с.
5. Мартыненко О. Г., Соковишин Ю. А. Свободно-конвективный теплообмен: Справ. – Мн.: Наука и техника, 1982. – 400 с.
6. Самородов А. В. Влияние компоновочных параметров труб со спиральными ребрами в шахматном пучке на свободно-конвективный теплообмен // Труды 2-й Рос. нац. конф. по теплообмену: В 8 т. – Т. 3: Свободная конвекция. Тепломассообмен при химических превращениях. – М.: Изд-во МЭИ, 1998. – С. 143–146.
7. Самородов А. В., Кунтыш В. Б. Влияние наклона однорядного пучка труб со спиральными ребрами на свободно-конвективный теплообмен // Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов: Сб. науч. тр. АГТУ. – Архангельск, 1996. – Вып. 1. – С. 63–69.
8. Самородов А. В., Кунтыш В. Б. Исследование свободно-конвективного теплообмена ребристых труб одиночного вертикального ряда // Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов: Сб. науч. тр. АГТУ. – Архангельск, 1997. – Вып. 2. – С. 113–121.

Представлена кафедрой  
промышленной теплоэнергетики АГТУ

Поступила 30.10.2003