



КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ И ОБМЕН ОПЫТОМ

УДК 621.184.5

А.Э. Пиир¹, А.Ю. Верещагин¹, В.Б. Кунтыш²¹Архангельский государственный технический университет²Белорусский государственный технологический университет

Пиир Адольф Эдвардович родился в 1940 г., окончил в 1962 г. Архангельский государственный лесотехнический институт, доктор технических наук, профессор кафедры промышленной теплоэнергетики Архангельского государственного технического университета. Имеет более 150 научных работ в области теории теплофикационных энергоустановок и конвективного теплообмена в ребристых поверхностях нагрева.

Тел.: (8182) 21-61-75



Верещагин Андрей Юрьевич родился в 1983 г., окончил в 2005 г. Архангельский государственный технический университет, ассистент кафедры промышленной теплоэнергетики, аспирант. Имеет 6 печатных работ в области исследования тепловых и аэродинамических характеристик биметаллических ребристых труб калориферов лесосушильных камер.

E-mail: anyver@mail.ru



Кунтыш Владимир Борисович родился в 1941 г., окончил в 1963 г. Ленинградский технологический институт ЦБП, доктор технических наук, профессор Белорусского государственного технологического университета, чл.-кор. Международной энергетической академии и академик Международной академии холода. Имеет более 290 печатных трудов в области интенсификации конвективного теплообмена развитых поверхностей при внешнем обтекании их однофазными газовыми теплоносителями и теоретических основ для проектирования высокоэффективных теплообменников воздушного охлаждения энергоносителей.

Тел.: (375-17) 226-46-12

**МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ
В КАЛОРИФЕРАХ ЛЕСОСУШИЛЬНЫХ КАМЕР
ИЗ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ РЕБРИСТЫХ ТРУБ**

Представлена упрощенная методика проектирования калориферов лесосушильных камер из биметаллических ребристых труб.

Ключевые слова: калориферы, теплопередача, аэродинамическое сопротивление, пучки труб, конструкторский и поверочный расчеты.

Биметаллические ребристые трубы (БРТ) с ленточными или накатными алюминиевыми ребрами – самый эффективный тип ребристой поверхности для газожидкостных теплообменников из выпускаемых отечественной промышленностью. Именно эти трубы успешно применяют при реконструкции калориферных установок импортных лесосушильных камер, поскольку алюминиевая оболочка устойчива к кислой воздушной среде сушильной камеры и надежно защищает от коррозии стальную несущую трубу.

Среди различных проектных решений конструкции калорифера оптимальным будет то, которое наиболее полно отвечает исходным условиям (с учетом запаса) по тепловой производительности, аэродинамическому сопротивлению и габаритам фронтального сечения.

Формулы, описывающие процесс передачи теплоты в калорифере, более подробно рассмотрены в работе [3]. Они образуют параметрическую систему уравнений, искомыми величинами которой (длина труб L , ширина калорифера B , число поперечных рядов пучка z , число ходов по теплоносителю x) обычно находят подбором скорости воздуха w_2 на основании расчета большого числа вариантов. При этом выполняют много ненужной вычислительной работы, а в случае применения персонального компьютера найденный вариант, как правило, является наилучшим среди рассмотренных, но не абсолютным «чемпионом».

Цель нашей работы – сокращение до минимума объема вычислений при проектировании оптимальной конструкции калорифера.

Нами предложен способ получения теплоаэродинамических характеристик пучков БРТ с накатными ребрами, который отличается простотой, поскольку не требует итерации, а при определении размеров и конфигурации калорифера используют параметрические формулы теплоотдачи и теплопередачи для расчета аэродинамического сопротивления – упрощенные, но точные зависимости.

Рассмотрим предложенный метод проектирования на примере.

Задание. Определить ширину пучка B , длину L и число n теплообменных трубок, число поперечных рядов пучка z , число ходов по теплоносителю x , площадь теплообменной поверхности F калорифера для лесосушильной камеры. Требования к конструкции калорифера: габариты проема для его размещения $2,5 \times 1,5$ м; расход воздуха при нормальных условиях $V = 10$ м³/с; начальная температура воздуха $t_2 = 50$ °С; подогрев воздуха с учетом 10 %-го запаса $\Delta t_2 = 24$ °С; аэродинамическое сопротивление калорифера $\Delta P_2 = 240$ Па; температура греющей воды $t_1'/t_1'' 150/70$ °С.

Используемые обозначения

S_1 и S_2' – поперечный и диагональный шаги размещения труб в шахматном пучке;

d_0 – диаметр у основания ребра;

h – высота ребер;

S – шаг ребер;

Δ – толщина ребра у его вершины;

d_1 – внутренний диаметр трубы, м;

t_{1cp} и t_{2cp} – средняя температура воды и нагреваемого воздуха;

Δt_1 и Δt_2 – изменение температуры воды и температуры воздуха, °С;

Δt_p – располагаемый температурный напор, °С, $\Delta t_p = t_1' - t_2'$;

R_z и R_k – термическое сопротивление загрязнений и контакта, м²·К/Вт;

δ_c и δ_a – толщина стальной и алюминиевой стенки, м;

λ_c и λ_a – коэффициенты теплопроводности стали и алюминия, Вт/(м·К).

На первом этапе проектирования определим исходные геометрические, температурные, физические параметры и теплоаэродинамические характеристики трубного пучка.

1. Выберем тип поверхности теплообмена.

Биметаллические ребристые трубы с накатным оребрением размерами $d_0 \times h \times s \times \Delta = 25 \times 14 \times 2,8 \times 0,6$ мм. Ребристая оболочка – алюминиевая, несущая труба – стальная. Трубы данного типа отличаются наивысшей тепловой эффективностью и продолжительным сроком службы в кислой атмосфере лесосушильных камер. Компоновка пучка – шахматная, равносторонняя; $S_1 = S'_2 = 60$ мм. Схема движения воды – многоходовая, перекрестная, с расположением ходов в плоскости, перпендикулярной направлению движения воздуха.

2. Рассчитаем геометрические характеристики БРТ и трубного пучка.

Коэффициент оребрения

$$\varphi = 1 + \frac{2h(d_0 + h + \Delta)}{d_0 s} = 1 + \frac{2 \cdot 14(26 + 14 + 0,6)}{26 \cdot 2,8} = 16,62.$$

Коэффициент увеличения поверхности

$$\psi = \frac{\varphi d_0}{d_1} = \frac{16,62 \cdot 26}{21} = 20,57.$$

Площадь внутреннего проходного сечения трубы

$$f_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,021^2}{4} = 3,464 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Удельная площадь наружной поверхности трубы

$$f_2 = \pi \varphi d_0 = 3,14 \cdot 16,62 \cdot 0,026 = 1,358 \text{ м}^2/\text{м}$$

Коэффициент сжатия потока в пучке

$$\chi = 1 - \frac{d_0 + 2h\Delta/s}{S_1} = 1 - \frac{26 + 2 \cdot 14 \cdot 0,6/2,8}{60} = 0,4667.$$

Коэффициент омыывания поверхности

$$\omega = \frac{\chi S_1}{f_2} = \frac{0,4667 \cdot 0,060}{1,358} = 0,0206.$$

3. Определим параметры теплоносителей и их теплофизические свойства.

Параметры теплоносителя:

средняя температура воздуха

$$t_{\text{cp2}} = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{50 + 74}{2} = 62 \text{ }^\circ\text{C};$$

средняя температура воды

$$t_{\text{cp1}} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{70 + 150}{2} = 110 \text{ }^\circ\text{C};$$

температура стенки в зоне контакта ребристой оболочки с несущей трубой [5]

$$t_{\text{к}} = 0,5(t_{1\text{cp}} + t_{2\text{cp}}) + 0,25(t_{1\text{cp}} - t_{2\text{cp}}) = 0,5(110 + 62) + 0,25(110 - 62) = 98 \text{ }^\circ\text{C};$$

средний температурный напор в воздухонагревателе при перекрестном токе [4]

$$\Delta t_{\text{cp}} = \Delta t_p - 0,6\Delta t_1 - 0,5\Delta t_2 = (t'_1 - t'_2) - 0,6(t'_1 - t''_1) - 0,5(t''_2 - t'_2) = \\ = (150 - 50) - 0,6(150 - 70) - 0,5(74 - 50) = 40 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Физические свойства сухого воздуха при температуре $t_{\text{cp}2} = 62 \text{ }^\circ\text{C}$:
кинематическая вязкость

$$\nu_2 = (13,28 + 0,09\bar{t}_2) \cdot 10^{-6} = (13,28 + 0,09 \cdot 62) \cdot 10^{-6} = 18,86 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

теплопроводность

$$\lambda_2 = (2,43 + 0,008\bar{t}_2) \cdot 10^{-2} = (2,43 + 0,008 \cdot 62) \cdot 10^{-2} = 2,926 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К});$$

плотность

$$\rho_2 = 1,293 \frac{P}{P_6} \frac{1}{1 + t_2/273} = 1,293 \frac{760}{760} \frac{1}{1 + 62/273} = 1,054 \text{ кг}/\text{м}^3,$$

объемная теплоемкость

$$c_{\rho_2} = 1,005_{\rho_2} = 1,005 \cdot 1,054 = 1,059 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Физические свойства воды при средней температуре ($t_{\text{cp}1} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$):

кинематическая вязкость $\nu_1 = 2,679 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с};$

теплопроводность $\lambda_1 = 0,6813 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К});$

плотность $\rho_1 = 951,0 \text{ кг}/\text{м}^3;$

удельная теплоемкость $c_{\rho 1} = 4,230 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К});$

критерий Прандтля $\text{Pr} = 1,582.$

Термическое сопротивление в зоне контакта БРТ [5]

$$R_k = 0,22 + 0,002(t_k - 82) = 0,22 + 0,002(98 - 82) = 0,256 \text{ м}^2\cdot\text{К}/\text{кВт}.$$

4. Выберем критериальные и расчетные формулы и определим их упрощенные аналоги.

Коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней стенке трубки α_1 , $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, для приближенных расчетов

$$\alpha_1 \approx (1600 + 12,5\bar{t}_1) w_1^{0,8} / d_1^{0,2} = (1600 + 12,5 \cdot 110) w_1^{0,8} / 0,021^{0,2} = 6442 w_1^{0,8},$$

где w_1 – скорость воды, $\text{м}/\text{с}$.

Коэффициент полной приведенной теплоотдачи от ребристой трубы к воздуху α_2 , $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, найдем из формулы [2]

$$\text{Nu}_2 = \frac{\alpha_2 d_0}{\lambda_2} = 0,36 z^{-n} \left(\frac{S_1 \Delta}{S_2 h} \right)^{0,25} \left(\frac{w_2 d_0}{\nu_2} \right)^n,$$

где z – число рядов;

n – параметр, учитывающий влияние числа рядов, $n = 0,6 \cdot z^{0,125};$

w_2 – скорость воздуха, $\text{м}/\text{с}$.

При $z = 4$ и $n = 0,6 \cdot 4^{0,125} = 0,7135$ имеем

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,36z^{-n} \left(\frac{S_1}{S_2} \frac{\Delta}{h} \right)^{0,25} \left(\frac{w_2 d_0}{v_2} \right)^n \frac{\lambda_2}{d_0} = \\ &= 0,36z^{-0,7172} \left(\frac{60}{51,96} \frac{0,6}{14} \right)^{0,25} \left(\frac{w_2 \cdot 0,026}{15,98 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,7172} \frac{0,0267}{0,026} = \\ &= 34,09z^{-0,7172} w_2^{0,7172} = 12,7w_2^{0,7172}. \end{aligned}$$

В первом приближении при $z = 4$ примем $\alpha_2 = 12w_2^{0,75}$.

Аэродинамическое сопротивление трубного пучка с накатным орбрением при учете динамического напора потока воздуха [5]

$$\Delta P_2 = 12,9C_z C_\varphi C_S \left(\frac{w_2 d_0}{v_2} \right)^{-0,28} \rho_2 w_2^2 (z + 1),$$

где C_z – поправка на число рядов, $C_z = 1 + 0,01(6 - z)^2$;

C_φ – поправка на орбрение, $C_\varphi = (h + s)/d_0$;

C_S – поправка на компоновку трубок в пучке, $C_S = \frac{(d_0 + 2h)^{0,83}}{S_1^{0,5} S_2^{0,33}}$.

После подстановки геометрических данных и физических констант получим аэродинамическое сопротивление, Па,

$$\Delta P_2 = 1,22w_2^{1,72} (z + 1).$$

Соотношение скоростей теплоносителей при условии, что коэффициент теплоотдачи со стороны воды превышает коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха в 2,5 раза ($\alpha_1 = 2,5\psi\alpha_2$, $w_1 = 0,05w_2$) составит $w_1 = 0,05w_2$.

Коэффициент теплопередачи в БРТ со стальной несущей трубой и накатной алюминиевой ребристой оболочкой, Вт/(м²·К),

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \psi \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_3 + R_k + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{\delta_a}{\lambda_a} \right)}.$$

При сопряженных значениях скоростей $w_1 = 0,05w_2$ из условия $\alpha_1 = 2,5\psi\alpha_2$ получим $k = 10w_2^{0,5}$.

Число поперечных рядов в пучке, необходимое для нагрева воздуха на Δt_2 при его средней скорости $w_2 = 10$ м/с,

$$z = \omega w_2 \frac{c_2}{k} \frac{\Delta t_2}{\Delta t_{cp}} \approx 6,9 \frac{\Delta t_2}{\Delta t_{cp}}.$$

Длина пути воды в трубах, необходимая для ее охлаждения на Δt_1 при средней скорости 0,5 м/с,

$$xL = \rho w_1 \frac{f_1}{f_2} \frac{c_1}{k} \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{cp}} = 951 \cdot 0,5 \frac{0,0003464}{1,358} \frac{4,236}{31} \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{cp}} = 16,6 \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{cp}}.$$

Здесь x – число ходов;

L – длина трубы.

На втором этапе проектирования проведем конструкторский расчет размеров калорифера и конфигурации его пучка.

1. Число поперечных рядов в пучке

$$z = 6,9 \frac{\Delta t_2}{\Delta t_{cp}} = 6,9 \frac{24}{40} = 4,14.$$

Примем $z = 4$.

2. Скорость воздуха в сжатом сечении трубного пучка при ограничении общего напора вентилятора

$$w_2 = \left(\frac{\Delta p}{1,22(z+1)} \right)^{0,58} = \left(\frac{240}{1,22(4+1)} \right)^{0,58} = 8,46 \text{ м/с.}$$

3. Коэффициент теплопередачи

$$k = 10w_2^{0,5} = 10 \cdot 8,46^{0,5} = 29,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

4. Площадь поверхности теплообмена калорифера из условий теплопередачи

$$F_{\tau} = \frac{c_2 V \Delta t_2}{k \Delta t_{cp}} = \frac{1059 \cdot 10 \cdot 0,63}{29,1} = 229,1 \text{ м}^2.$$

5. Длина пути охлаждения воды

$$xL = 16,6 \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{cp}} = 16,6 \cdot 2 = 33,2 \text{ м.}$$

Примем $x = 8$; $L = 4,2$ м.

6. Число ребристых труб в пучке

$$n = \frac{F_{\tau}}{f_2 L} = \frac{229,1}{1,358 \cdot 4,2} = 40,2 \text{ шт.}$$

Примем $n = 40$, как величину, кратную числу рядов ($z = 4$) и числу ходов ($x = 8$).

На третьем этапе проектирования проведем поверочный тепловой расчет калорифера с размерами пучка $L = 4,2$ м и конфигурацией $x = 8$, $z = 4$, $n = 40$.

1. Фронтальное сечение пучка

$$S_{\phi} = LS_1 i = 4,2 \cdot 0,060 \cdot 10 = 2,52 \text{ м}^2.$$

2. Скорость воздуха в сжатом фронтальном сечении

$$w_2 = \frac{V}{\chi S_{\phi}} = \frac{10}{0,466 \cdot 2,52} = 8,51 \text{ м/с.}$$

3. Коэффициент теплоотдачи от трубки к воздуху

$$\alpha_2 = 12,7w_2^{0,7172} = 12,7 \cdot 8,51^{0,7172} = 59,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

4. Коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней стенке трубки

$$\alpha_1 = 6442w_1^{0,8} = 6442 \cdot 0,453^{0,8} = 3415 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

5. Скорость воды в трубах

$$w_1 = \frac{Gx}{\rho_1 f_1 n} = \frac{Qx}{\rho_1 f_1 c_1 \Delta t_1} = \frac{c_2 \Delta t_2 V}{c_1 \Delta t_1 \rho_1 f_1 n} =$$

$$= \frac{1059 \cdot 24 \cdot 10 \cdot 8}{4230 \cdot 80 \cdot 951 \cdot 0,0003464 \cdot 40} = 0,453 \text{ м/с.}$$

6. Коэффициент теплопередачи

$$k = \left[\frac{1}{59,8} + 20,57 \left(\frac{1}{3415} + \frac{2}{10^4} + \frac{0,256}{10^3} + \frac{0,002}{40} + \frac{0,001}{200} \right) \right]^{-1} = 30,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

7. Расход греющей воды

$$G = \frac{Q}{c_1 \Delta t_1} = \frac{c_2 \Delta t_2 V}{c_1 \Delta t_1} = \frac{1059 \cdot 24 \cdot 10}{4230 \cdot 80} = 0,752 \text{ кг/с.}$$

8. Действительный подогрев воздуха [1]

$$\Delta t_2 = \Delta t_p \left(\frac{c_2 V}{kF} + 0,6 \frac{c_2 V}{c_1 G} + 0,5 \right)^{-1} = 100 \left(\frac{1059 \cdot 10}{30,7 \cdot 233} + 0,6 \frac{1059 \cdot 10}{4230 \cdot 0,752} + 0,5 \right)^{-1} = 25,1 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Калорифер с указанными размерами трубного пучка обеспечивает необходимый подогрев воздуха с запасом $(25,1 - 22,0) \cdot 100 \% / 22 = 14 \%$, что превышает погрешность коэффициента теплопередачи, равную 10 %, и гарантирует надежную работу аппарата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пиир, А.Э. Новая методика конструкторского и поверочного расчетов воздухоподогревателей [Текст] / А.Э. Пиир, В.Б. Кунтыш // Вестник междунар. академии холода. – 1998. – Вып. 3-4. – С. 36–40.
2. Пиир, А. Э. Обобщенная критериальная формула для расчета приведенной теплоотдачи в теплообменниках из биметаллических ребристых труб с накатным оребрением [Текст] / А.Э. Пиир // Совершенствование энергетических систем и технологического оборудования: сб. науч. тр. –Архангельск, 2002. – С. 132–136.
3. Пиир, А. Э. Основы проектирования высокоэффективных воздухонагревателей [Текст]: учеб. пособие / А.Э. Пиир. – Архангельск: Изд-во АГТУ, 1998. – 79 с.
4. Пиир, А.Э. Расчет температурного напора при перекрестном токе [Текст] / А.Э. Пиир, В.Б. Кунтыш // Лесн. журн. – № 5. – 1999. – С. 126–129. – (Изв. высш. учеб. заведений).
5. Пиир, А.Э. Результаты исследований воздухонагревателей из биметаллических ребристых труб [Текст] / А.Э. Пиир, В.Б. Кунтыш // Наука – северному региону: сб. науч. тр. – Архангельск, 2004. – С. 240–251.

Поступила 24.01.08

A.E. Piir¹, A. Yu. Vereshchagin¹, V.B. Kuntys²

¹Arkhangelsk State Technical University

²Belarusian State Technological University

Technique of Design and Calculation of Heat Transfer in Heaters of Timber Drying Kilns Made of Bimetallic Ribbed Pipes

The simplified model of designing heaters of timber-drying kilns made of bimetallic ribbed pipes is presented.

Keywords: heaters, heat transfer, aerodynamic resistance, pipe bunches, design and checking calculations.
