

DOI: 10.21122/1029-7448-2017-60-3-237-255

УДК 536.24

## Методика расчета и анализ коэффициента теплопередачи биметаллических ребристых труб аппаратов воздушного охлаждения с неравномерным внешним загрязнением

В. В. Дударев<sup>1)</sup>, С. О. Филатов<sup>1)</sup>, Т. Б. Карлович<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Белорусский государственный технологический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2017  
Belarusian National Technical University, 2017

**Реферат.** Рассмотрена новая методика расчета коэффициента теплопередачи биметаллических ребристых труб аппаратов воздушного охлаждения с учетом внешнего эксплуатационного загрязнения. В отличие от общеизвестных методик, использующих допущение о равномерном распределении слоя эксплуатационного загрязнения с постоянной толщиной по всей поверхности ребрения, в данной методике предполагается, что толщина слоя загрязнения при длительной эксплуатации изменяется неравномерно. При этом толщина слоя загрязнения у основания ребер со временем становится значительно больше, чем на остальной части ребристой поверхности. В основе методики лежит математическая модель, разработанная с использованием метода электротепловой аналогии, согласно которому тепловой поток через стенку ребристой трубы рассматривается условно разделенным на две составляющие: через кольцевой слой внешнего загрязнения, прилегающий к основанию ребер, и через оставшуюся часть внешней ребристой поверхности, покрытую тонким слоем загрязнения. В рамках разработанной методики создан новый способ определения термического сопротивления слоя загрязнения, который базируется на аналитическом решении двухмерной задачи теплопроводности в кольцевом слое. С помощью данной методики для промышленно изготавливаемой биметаллической ребристой трубы проведено исследование влияния степени загрязнения межреберного пространства на коэффициент теплопередачи с учетом интенсивности теплоотдачи воздуха, свойств и состава загрязнения. Установлено, что наибольшее влияние на коэффициент теплопередачи оказывает толщина слоя загрязнения у основания ребер. Это связано, прежде всего, с изменением фактического коэффициента ребрения. Показано, что теплопроводность внешнего загрязнения заметно влияет на коэффициент теплопередачи при работе теплообменника в режиме вынужденной конвекции воздуха.

**Ключевые слова:** электротепловая аналогия, теплопроводность, термическое сопротивление, коэффициент ребрения, конвективный теплообмен, число Био, функция Бесселя, безразмерная температура

**Для цитирования:** Дударев, В. В. Методика расчета и анализ коэффициента теплопередачи биметаллических ребристых труб аппаратов воздушного охлаждения с неравномерным внешним загрязнением / В. В. Дударев, С. О. Филатов, Т. Б. Карлович // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2017. Т. 60. № 3. С. 237–255. DOI: 10.21122/1029-7448-2017-60-3-237-255

---

### Адрес для переписки

Филатов Святослав Олегович  
Белорусский государственный  
технологический университет  
ул. Свердлова, 13а,  
220006, г. Минск, Республика Беларусь  
Тел.: +375 17 327-87-30  
filatau.sviataslau@gmail.com

### Address for correspondence

Filatau Svyatoslav O.  
Belarusian State  
Technological University  
13a Sverdlova str.,  
220006, Minsk, Republic of Belarus  
Tel.: +375 17 327-87-30  
filatau.sviataslau@gmail.com

---

## The Method of Calculation and Analysis of Heat Transfer Coefficient of Bimetallic Finned Tubes of Air Cooling Units with Irregular External Contamination

V. V. Dudarev<sup>1)</sup>, S. O. Filatau<sup>1)</sup>, T. B. Karlovich<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Belarusian State Technological University (Minsk, Republic of Belarus)

**Abstract.** The article focuses on a new method of calculating heat transfer coefficient of bimetallic finned tubes of air coolers taking into account external operational pollution. In contrast to well-known methods that use the assumption of a uniform distribution of operational contamination layer with a constant thickness over the entire surface of the fins in the present method being introduced it is assumed that the thickness of the pollution layer during long-term operation is changed irregularly. Under such conditions the thickness of the pollution layer at the base of the fins becomes much greater than at the rest of the finned surface. The suggested method is based on a mathematical model developed with the use of the method of electrothermal analogy, whereby the heat flow through the wall of the finned tube is considered as divided into two components, viz. through the annular layer of outside contamination adjacent to the base of the ribs, and through the remaining part of the external ribbed surface covered with a thin layer of pollution. Within the framework of the developed methodology a new method for determining the thermal resistance of the pollution layer, which is based on analytical solution of two dimensional problem of heat conduction in the annular layer has been created. With the use of this technique the influence of the degree of contamination of the intercostal space of the industrially manufactured bimetallic finned tubes on the heat transfer coefficient has been studied taking into account the intensity of heat transfer of air and the properties and composition of the pollutant for industrial manufactured bimetallic finned tubes. It is established that a layer thickness of the pollutant at the base of the ribs has the greatest influence on the heat transfer coefficient. This is due primarily to the change of actual coefficient of the fins. It is demonstrated that the heat conductivity of the external pollutant has a significant impact on the heat transfer coefficient when the heat exchanger functions in the mode of forced convection of air.

**Keywords:** electro-thermal analogy, heat conductivity, thermal resistance, finned surface factor, convective heat transfer, Biot number, Bessel function, dimensionless temperature

**For citation:** Dudarev V. V., Filatau S. O., Karlovich T. B. (2017) The Method of Calculation and Analysis of Heat Transfer Coefficient of Bimetallic Finned Tubes of Air Cooling Units with Irregular External Contamination. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 60 (3), 237–255. DOI: 10.21122/1029-7448-2017-60-3-237-255 (in Russian)

### Введение

Широкое распространение аппаратов воздушного охлаждения (АВО) в химической, нефтегазовой, пищевой и газотранспортной отраслях промышленности обусловлено доступностью и экологической безопасностью воздуха, который в таких теплообменных аппаратах используется в качестве охлаждающей среды для снижения температуры технологических жидкостей и паров, а также для конденсации последних. Существенным преимуществом воздушного охлаждения по сравнению с широко используемым водяным охлаждением является отсутствие необходимости создания сложных систем водоподготовки и сброса в окружающую среду загрязненной охлаждающей воды.

Основные издержки при использовании АВО связаны с затратами электроэнергии на привод вентиляторов и капитальными затратами, которые напрямую зависят от площади теплообмена. Как и для любых рекуперативных теплообменных аппаратов, площадь внешней поверхности теплообмена для АВО находится в ходе конструктивного расчета по формуле

$$F = \frac{Q}{k\Delta t},$$

где  $Q$  – тепловой поток, определяемый из уравнений теплового баланса, составленных для теплообменного аппарата, Вт;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\Delta t$  – средний температурный напор, °С.

Наиболее распространенной теплообменной поверхностью АВО являются биметаллические ребристые трубы (БРТ) (рис. 1), размеры и количество которых в трубном пучке выбираются таким образом, чтобы обеспечивалась необходимая площадь поверхности теплообмена в соответствии с соотношением

$$F = \varphi_0 \pi d_0 l n_p,$$

где  $\varphi_0$  – коэффициент оребрения незагрязненной трубы;  $d_0$  – диаметр оболочки, м;  $l$  – длина одной БРТ, м;  $n_p$  – количество БРТ.

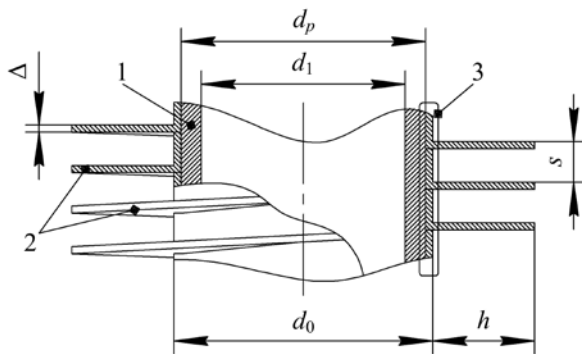


Рис. 1. Элемент незагрязненной биметаллической ребристой трубы:

1 – несущая труба; 2 – ленточное оребрение; 3 – оболочка

Fig. 1. An element of a bimetallic finned tube without contamination:

1 – carrier pipe; 2 – bend fins; 3 – shell

Коэффициент оребрения незагрязненной БРТ  $\varphi_0$  представляет собой отношение наружной площади оребрения к площади гладкой трубы с диаметром по основанию ребер  $d_0$  (диаметр оболочки) и для плоских круглых ребер приближенно рассчитывается по формуле [1]

$$\varphi_0 = 1 + \frac{2h}{d_0 s} (\Delta + d_0 + h),$$

где  $h$ ,  $s$  – высота и шаг ребра, м;  $\Delta$  – толщина ребра, м.

Геометрические характеристики промышленно изготавливаемых БРТ изменяются в следующих диапазонах:  $h = 9,5\text{--}16,0$  мм;  $s = 2,3\text{--}4,0$  мм;  $\Delta = 0,35\text{--}0,75$  мм;  $d_0 = 26\text{--}38$  мм [1]. В соответствии с широко используемыми методиками [1–4] коэффициент теплопередачи  $k$  для таких труб представляет собой обратную величину полного термического сопротивления

$$k = (R_1 + R_{f1} + R_p + R_c + R_0 + R_{f2} + R_2)^{-1}, \quad (1)$$

где  $R_1$  – сопротивление теплоотдаче со стороны охлаждаемого теплоносителя,  $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$ ;  $R_{f1}$  – термическое сопротивление внутреннего слоя загрязнения со стороны охлаждаемого теплоносителя,  $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$ ;  $R_p$  – то же несущей трубы,  $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$ ;  $R_c$  – контактное термическое сопротивление между несущей трубой и оболочкой,  $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$ ;  $R_0$  – термическое сопротивление оболочки,  $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$ ;  $R_{f2}$  – то же внешнего эксплуатационного загрязнения,  $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$ ;  $R_2$  – сопротивление теплоотдаче со стороны охлаждающего воздуха,  $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$ .

Термические сопротивления, входящие в (1), отнесены к площади незагрязненной наружной поверхности БРТ и согласно [1–4] рассчитываются по формулам, приведенным ниже.

Сопротивление теплоотдаче на внутренней поверхности трубы имеет вид

$$R_1 = \frac{\Phi_0 d_0}{\alpha_1 (d_1 - 2\delta_1)}, \quad (2)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждаемого теплоносителя,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ;  $d_1$  – внутренний диаметр несущей трубы, м;  $\delta_1$  – толщина слоя внутреннего загрязнения, м.

Расчет коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$  для наиболее распространенных технологических сред в виде потоков однофазной среды или конденсирующихся парожидкостных смесей ведется по методикам, изложенным в [1–6]. Термические сопротивления внутреннего слоя загрязнения  $R_{f1}$ , несущей трубы  $R_p$  и оболочки  $R_0$  рассчитываются по формулам для цилиндрической стенки:

$$R_{f1} = \frac{\Phi_0 d_0}{2\lambda_{f1}} \ln \frac{d_1}{d_1 - 2\delta_1}; \quad (3)$$

$$R_p = \frac{\Phi_0 d_0}{2\lambda_p} \ln \frac{d_p}{d_1}; \quad (4)$$

$$R_0 = \frac{\varphi_0 d_0}{2\lambda_0} \ln \frac{d_0}{d_p}, \quad (5)$$

где  $\lambda_{f1}$  – теплопроводность слоя внутреннего загрязнения, Вт/(м·К);  $\lambda_p$  – теплопроводность несущей трубы, Вт/(м·К);  $d_p$  – наружный диаметр несущей трубы, м;  $\lambda_0$  – теплопроводность оболочки, Вт/(м·К).

Наличие слоя внутреннего эксплуатационного загрязнения толщиной  $\delta_1$  приводит к уменьшению внутренней площади теплообмена БРТ с соответствующим увеличением термических сопротивлений  $R_1$  и  $R_{f1}$ . При этом толщина такого загрязнения изменяется во времени, а для прогнозирования ее увеличения в зависимости от различных факторов могут применяться математические модели различной точности, изложенные, например, в [7–9]. Контактное термическое сопротивление  $R_c$  зависит от качества механического соединения оболочки с несущей трубой и может быть рассчитано по одной из известных методик [1, 3, 10–12].

Сопротивление теплоотдаче со стороны охлаждающего воздуха рассчитывается по формуле

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_2}, \quad (6)$$

где  $\alpha_2$  – средний приведенный коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающего воздуха, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Методики расчета коэффициентов теплоотдачи при движении воздуха в пучках ребристых труб достаточно надежны как для вынужденной [1–3, 13–16], так и для свободной конвекции [17–19] воздуха. Наличие дополнительного термического сопротивления  $R_{f2}$  обусловлено возникновением на внешней теплообменной поверхности эксплуатационного загрязнения в виде скоплений песчаной или торфяной пыли, частиц опавшей листвы, хвои, пуха и других компонентов в зависимости от местности расположения аппарата [7, 8, 20–23]. Когда внешнее загрязнение равномерно распределено по поверхности БРТ в виде тонкого слоя (пленки) с постоянной толщиной  $\delta_2$  (рис. 2), его термическое сопротивление приближенно рассчитывают по формуле для плоского слоя [24]

$$R_{f2} = \frac{\delta_2}{\lambda_{f2}}, \quad (7)$$

где  $\delta_2$  – толщина тонкого слоя внешнего загрязнения, м;  $\lambda_{f2}$  – теплопроводность внешнего загрязнения, Вт/(м·К).

Многолетний опыт проектирования АВО [1–3] подтверждает обоснованность применения формул (1)–(7) для инженерных расчетов коэффициента теплопередачи незагрязненных БРТ (рис. 1) или с равномерным

тонким слоем внешнего эксплуатационного загрязнения (рис. 2). Однако такой характер распределения загрязнения по внешней поверхности может иметь место лишь на начальном этапе работы АВО.

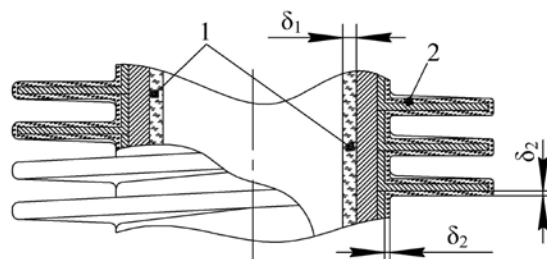


Рис. 2. Элемент ребристой трубы с равномерным тонким слоем внешнего загрязнения:  
1 – внутреннее загрязнение; 2 – равномерный тонкий слой внешнего загрязнения

Fig. 2. An element of a finned tube with a regular layer of external contamination:  
1 – internal contamination; 2 – regular layer of external contamination

С течением времени заполнение межреберного пространства загрязнением происходит неравномерно. В первую очередь заполняется пространство у основания ребер, как это показано на рис. 3, что фактически уменьшает высоту ребер  $h_f$  на величину толщины такого загрязнения  $\delta$ , т. е.  $h_f = h - \delta$ .

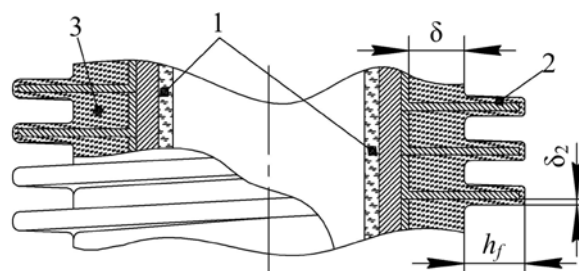


Рис. 3. Элемент ребристой трубы с неравномерным слоем внешнего загрязнения:  
1 – внутреннее загрязнение; 2 – тонкий слой равномерного загрязнения;  
3 – кольцевой слой загрязнения у основания ребер

Fig. 3. An element of a finned tube with irregular layer of external contamination:  
1 – internal contamination; 2 – thin regular layer of contamination;  
3 – ring layer of contamination at a base of fins

При этом происходит соответствующее изменение коэффициента оребрения, а термическое сопротивление кольцевого слоя загрязнения толщиной  $\delta$ , примыкающего к основанию ребер, становится больше, чем тонкого (пленочного) слоя загрязнения толщиной  $\delta_2$ , покрывающего остальную верхнюю часть поверхности ребер. Далее по тексту для обозначения указанных слоев используются понятия «кольцевой слой» и «тонкий слой». Данная особенность не учитывается при расчетах по известным методикам [1–4], поэтому определение термического сопротивления такого неравномерного экс-

платационного загрязнения по формуле (7) может дать существенное расхождение с реальной величиной. Следовательно, актуальной является задача развития методики расчета коэффициента теплопередачи БРТ с учетом неравномерного характера внешнего эксплуатационного загрязнения.

### Методика расчета коэффициента теплопередачи биметаллической ребристой трубы с неравномерным загрязнением

В настоящей статье представлена методика расчета коэффициента теплопередачи БРТ с неравномерным внешним загрязнением, основанная на применении метода электротепловой аналогии. Используемое допущение: спиральные ребра рассматриваются как кольцевые диски постоянной толщины и считаются термически тонкими телами. Такое допущение применяется и в известных методиках [8, 10–12]. Также в соответствии с принципом электротепловой аналогии принимается, что процесс переноса теплоты от внутреннего теплоносителя через загрязненную БРТ к охлаждающему наружному воздуху можно представить в виде схемы (рис. 4), которая эквивалентна схеме электрической цепи постоянного тока. Здесь аналогами являются: электрических сопротивлений – соответствующие термические сопротивления; электрического тока – тепловые потоки; перепадов напряжения – разности температур. При этом условно выделяются два тепловых потока  $Q'$  и  $Q''$ . Тепловой поток  $Q'$  проходит через кольцевой слой загрязнения в виде полого цилиндра, причем теплота поступает от его внутренней поверхности и торцов к наружной поверхности, омываемой охлаждающим воздухом. Тепловой поток  $Q''$  проходит через тонкий слой загрязнения в перпендикулярном направлении к его поверхности, как при переносе теплоты через плоскую стенку. Принимается, что теплового взаимодействия между кольцевым и тонким слоями не происходит из-за малой площади контакта между ними по сравнению с их размерами. В результате общий тепловой поток представляет собой сумму:  $Q = Q' + Q''$ .

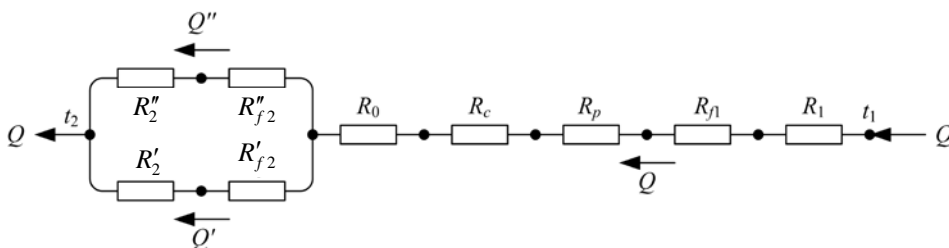


Рис. 4. Схема для расчета коэффициента теплопередачи

Fig. 4. The scheme for calculation of overall heat transfer coefficient

Кроме рассмотренных в (1)–(7) термических сопротивлений в эквивалентной схеме дополнительно вводятся:  $R'_{f2}$  – термическое сопротивление кольцевого слоя загрязнения,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;  $R''_{f2}$  – то же тонкого слоя загрязне-

ния,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;  $R'_2$  – сопротивление теплоотдаче на свободной поверхности кольцевого слоя загрязнения,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;  $R''_2$  – то же на поверхности тонкого слоя загрязнения,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ .

Используя формулы, аналогичные уравнениям для электрических цепей, определяли общее сопротивление цепи, приведенной на рис. 4, обратная величина которого представляет собой коэффициент теплопередачи БРТ с неравномерным характером внешнего загрязнения

$$k = \left[ R_1 + R_{f1} + R_p + R_c + R_0 + \frac{(R'_2 + R'_{f2})(R''_2 + R''_{f2})}{R'_2 + R'_{f2} + R''_2 + R''_{f2}} \right]^{-1}. \quad (8)$$

Дополнительно введенные термические сопротивления определяли следующим образом:

$$R''_{f2} = \frac{\Phi_0}{\Phi_2 + \Phi_3} R_{f2}; \quad (9)$$

$$R'_2 = \frac{\Phi_0}{\Phi_1} R_2; \quad (10)$$

$$R''_2 = \frac{\Phi_0}{\Phi_2 + \Phi_3} R_2, \quad (11)$$

где  $\Phi_1$  – составляющая коэффициента оребрения, которая характеризует увеличение площади поверхности теплообмена при росте диаметра трубы за счет дополнительного кольцевого слоя загрязнения толщиной  $\delta$ ;  $\Phi_2$  – то же, характеризующая увеличение площади теплообменной поверхности за счет боковой поверхности ребер с учетом тонкого равномерного слоя загрязнения толщиной  $\delta_2$ ;  $\Phi_3$  – то же, которая характеризует увеличение площади поверхности теплообмена за счет торцевой поверхности ребер с учетом тонкого слоя загрязнителя толщиной  $\delta_2$ .

Составляющие  $\Phi_1$ ,  $\Phi_2$ ,  $\Phi_3$  находятся по соотношениям:

$$\Phi_1 = \frac{(d_0 + 2\delta)(s - \Delta - 2\delta_2)}{d_0 s};$$

$$\Phi_2 = \frac{1}{2} \frac{(d_0 + 2h + 2\delta_2)^2 - (d_0 + 2\delta)^2}{d_0 s};$$

$$\Phi_3 = \frac{(d_0 + 2h + 2\delta_2)(\Delta + 2\delta_2)}{d_0 s},$$

а их сумма представляет собой фактический коэффициент оребрения загрязненной БРТ



$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3,$$

который является отношением площади наружной поверхности БРТ с внешним загрязнением к площади гладкой трубы с диаметром по основанию ребер  $d_0$ .

Термическое сопротивление  $R'_{f2}$ , отнесенное к площади наружной поверхности незагрязненной БРТ, определяли из условия равенства значений теплового потока, проходящего через кольцевой слой внешнего загрязнения и рассеиваемого затем за счет теплоотдачи с его свободной поверхности к охлаждающему воздуху:

$$Q' = \frac{F}{R'_{f2}}(t_{f1} - t_{f2}) = \alpha_2 F \frac{\Phi_1}{\Phi_0}(t_{f2} - t_2), \quad (12)$$

где  $Q'$  – тепловой поток, проходящий через кольцевой слой загрязнения и его свободную поверхность, Вт;  $F$ ,  $F \frac{\Phi_1}{\Phi_0}$  – площадь наружной поверхности незагрязненной БРТ и свободной поверхности кольцевого слоя,  $\text{м}^2$ ;  $t_{f1}$  – средняя температура поверхности контакта ребер и оболочки с кольцевым слоем загрязнения,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{f2}$  – средняя температура свободной наружной поверхности кольцевого слоя загрязнения,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_2$  – температура охлаждающего воздуха,  $^{\circ}\text{C}$ .

С учетом того, что  $R_2 = 1/\alpha_2$ , после приведения средней температуры свободной наружной поверхности кольцевого слоя загрязнения к безразмерной форме

$$\theta_{f2} = \frac{t_{f2} - t_2}{t_{f1} - t_2}$$

соотношение для расчета термического сопротивления кольцевого слоя загрязнения принимает вид

$$R'_{f2} = R_2 \frac{\Phi_0}{\Phi_1} \frac{1 - \theta_{f2}}{\theta_{f2}}. \quad (13)$$

При подстановке (9)–(11) и (13) в (8) получается более удобное для использования соотношение

$$k = \left[ R_1 + R_{f1} + R_p + R_c + R_0 + \frac{\Phi_0 R_2 (R_2 + R_{f2})}{R_2 (\Phi_2 + \Phi_3) + \theta_{f2} \Phi_1 (R_2 + R_{f2})} \right]^{-1}. \quad (14)$$

Расчет средней безразмерной температуры свободной поверхности кольцевого слоя загрязнения, входящей в (13), является самостоятельной задачей; ее решение рассматривается в следующем разделе статьи.

### Определение средней безразмерной температуры поверхности кольцевого слоя загрязнения

В настоящем исследовании определение средней безразмерной температуры поверхности кольцевого слоя загрязнения основано на решении двумерной стационарной задачи теплопроводности в кольцевом слое загрязнения толщиной  $\delta$ . Загрязнение образует короткий полый цилиндр, внутренняя поверхность и торцы которого контактируют с оболочкой и ребрами, а наружная поверхность обтекается потоком охлаждающего воздуха (рис. 3, 5). Размеры полого цилиндра: высота  $z_{\max} = s - \Delta$  (расстояние между загрязненными боковыми поверхностями соседних ребер); внутренний радиус  $r_{\min} = 0,5d_0$  (расстояние от оси трубы до наружной поверхности оболочки); наружный радиус  $r_{\max} = 0,5d_0 + \delta$  (расстояние от оси трубы до наружной поверхности кольцевого слоя загрязнения).

Ребра рассматриваемых труб изготавливаются из высокотеплопроводных материалов: меди ( $\lambda_0 = 398$  Вт/(м·К)), алюминия ( $\lambda_0 = 210$  Вт/(м·К)) и его сплавов, например дюралюминия ( $\lambda_0 = 169$  Вт/(м·К)) и латуни ( $\lambda_0 = 109$  Вт/(м·К)). Высокая теплопроводность ребер в сочетании с их геометрическими характеристиками ( $h = 9,5\text{--}16,0$  мм;  $\Delta = 0,35\text{--}0,75$  мм [1, 13]) позволяют считать ребра термически тонкими телами с одинаковой температурой по всему объему.

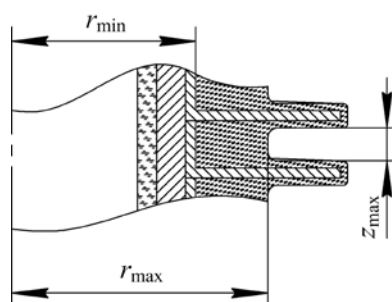


Рис. 5. Фрагмент загрязненной поверхности трубы

Fig. 5. An element of the contaminated surface of a pipe

В свою очередь, при сопоставимости размера кольцевого слоя и ребер теплопроводность первого, согласно экспериментальным исследованиям [25, 26], в зависимости от состава загрязнения изменяется в диапазоне  $\lambda_{\text{гр}} = 0,05\text{--}0,35$  Вт/(м·К). Из-за значительно меньшей теплопроводности загрязнения по сравнению с теплопроводностью материала ребер термическое сопротивление кольцевого слоя будет на два-три порядка больше, чем у ребер. Следовательно, кольцевой слой загрязнения является термически массивным телом с неоднородным температурным полем. Исходя из этого, принимается допущение об изотермичности поверхностей контакта кольцевого слоя загрязнения (полого цилиндра) с ребрами и обо-

лочкой, что соответствует граничному условию 1-го рода. На наружной поверхности кольцевого слоя загрязнения, который контактирует с охлаждающим воздухом, задается граничное условие 3-го рода. С учетом вышеперечисленных допущений задача о распределении температуры в кольцевом слое загрязнения сводится к решению стационарного уравнения теплопроводности с соответствующими граничными условиями:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0 \quad \text{при } 0 \leq z \leq z_{\max}, \quad r_{\min} \leq r \leq r_{\max}; \quad (15)$$

$$t = t_{f1} \quad \text{при } 0 \leq z \leq z_{\max}, \quad r = r_{\min}; \quad (16)$$

$$t = t_{f1} \quad \text{при } z = 0, \quad r_{\min} \leq r \leq r_{\max}; \quad (17)$$

$$t = t_{f1} \quad \text{при } z = z_{\max}, \quad r_{\min} \leq r \leq r_{\max}; \quad (18)$$

$$-\lambda_{f2} \frac{\partial t}{\partial r} = \alpha_2 (t - t_2) \quad \text{при } 0 \leq z \leq z_{\max}, \quad r = r_{\max}; \quad (19)$$

где  $t$  – температура, °С;  $r, z$  – радиальная и осевая координаты, м;  $z_{\max}$  – максимальное значение осевой координаты, м;  $r_{\min}, r_{\max}$  – минимальное и максимальное значения радиальной координаты, м.

Путем замены переменных:

$$\bar{z} = \frac{z}{z_{\max}}; \quad \bar{r} = \frac{r}{r_{\max}}; \quad \theta = \frac{t - t_2}{t_{f1} - t_2}$$

система уравнений (15)–(19) приводится к безразмерному виду:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{r}^2} + \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial \theta}{\partial \bar{r}} + u_1^2 \frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{z}^2} = 0 \quad \text{при } 0 \leq \bar{z} \leq 1, \quad \frac{u_0}{u_1} \leq \bar{r} \leq 1; \quad (20)$$

$$\theta = 1 \quad \text{при } 0 \leq \bar{z} \leq 1, \quad \bar{r} = \frac{u_0}{u_1}; \quad (21)$$

$$\theta = 1 \quad \text{при } \bar{z} = 0, \quad \frac{u_0}{u_1} \leq \bar{r} \leq 1; \quad (22)$$

$$\theta = 1 \quad \text{при } \bar{z} = 1, \quad \frac{u_0}{u_1} \leq \bar{r} \leq 1; \quad (23)$$

$$-\frac{\partial \theta}{\partial \bar{r}} = \theta \cdot \text{Bi} \cdot \frac{u_1}{u_1 - u_0} \quad \text{при } 0 \leq \bar{z} \leq 1, \quad \bar{r} = 1; \quad (24)$$

$$u_0 = \frac{r_{\min}}{z_{\max}}; \quad u_1 = \frac{r_{\max}}{z_{\max}}; \quad \text{Bi} = \frac{\alpha_2 \delta}{\lambda_{f2}},$$

где  $\bar{z}$ ,  $\bar{r}$  – безразмерные осевая и радиальная координаты;  $\theta$  – безразмерная температура;  $u_0$ ,  $u_1$  – геометрические симплексы;  $\text{Bi}$  – число Био.

Решение уравнения (20) может быть представлено в виде периодического ряда по переменной  $\bar{z}$

$$\theta(\bar{r}, \bar{z}) = 1 - \sum_{k=0}^{\infty} \sin(\pi n \bar{z}) \Phi_n(\bar{r}), \quad (25)$$

где  $n = 2k + 1$ ;  $k = 0, 1, 2, \dots, \infty$ .

В этом случае автоматически выполняются граничные условия (22) и (23), а функция  $\Phi_n(\bar{r})$ , описывающая радиальную зависимость температуры, удовлетворяет уравнению Бесселя нулевого порядка

$$\frac{\partial^2 \Phi_n(\bar{r})}{\partial \bar{r}^2} + \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial \Phi_n(\bar{r})}{\partial \bar{r}} - (\pi n u_1)^2 \Phi_n(\bar{r}) = 0. \quad (26)$$

С использованием граничных условий (21), (24) и общего решения уравнения (26) в виде линейной комбинации модифицированных функций Бесселя  $I_0(\pi n u_1 \bar{r})$  и  $K_0(\pi n u_1 \bar{r})$  искомая функция  $\Phi_n(\bar{r})$  определяется выражением

$$\Phi_n(\bar{r}) = \frac{4 \text{Bi} f_0}{\pi n [F_1(U_1 - U_0) + \text{Bi} F_0]},$$

где

$$f_0 = I_0(U_1 \bar{r}) K_0(U_0) - K_0(U_1 \bar{r}) I_0(U_0);$$

$$F_1 = I_1(U_1) K_0(U_0) + K_1(U_1) I_0(U_0);$$

$$F_0 = I_0(U_1) K_0(U_0) - K_0(U_1) I_0(U_0);$$

$$U_0 = \pi n u_0;$$

$$U_1 = \pi n u_1.$$

Для расчета термического сопротивления кольцевого слоя загрязнения по формуле (13) требуется средняя безразмерная температура его наружной поверхности, которая находится интегрированием температуры  $\theta(\bar{z}, \bar{r})$  по осевой координате  $\bar{z}$

$$\theta_{f2} = \int_0^1 \theta(\bar{z}, \bar{r} = 1) d\bar{z} = 1 - \frac{8 \text{Bi}}{\pi^2} \sum_{k=0}^{\infty} \left\{ n^2 \left[ \frac{F_1}{F_0} (U_1 - U_0) + \text{Bi} \right] \right\}^{-1}. \quad (27)$$

Соотношение (27) для расчета средней безразмерной температуры свободной поверхности кольцевого слоя загрязнения замыкает систему уравнений (2)–(7), (9)–(11), (13), (14), которая представляет собой основу методики расчета и анализа коэффициента теплопередачи БРТ с неравномерным внешним загрязнением.

### Анализ влияния параметров загрязнения на теплопередачу

Данный анализ выполняли по результатам расчетного эксперимента, проведенного с использованием представленной выше методики. В качестве объекта исследования была выбрана БРТ, изготавливаемая в промышленных объемах, со стальной несущей трубой и алюминиевыми ребрами с коэффициентом оребрения  $\varphi_0 = 16,8$  и размерами  $d_0 \times d_1 \times d_p \times \Delta \times s \times h = 26,5 \times 21 \times 25 \times 0,75 \times 2,91 \times 14,55$  мм.

Серию экспериментов проводили при следующих условиях: толщину тонкого слоя внешнего загрязнения принимали  $\delta_2 = 0,1$  мм; теплопроводность материала внешнего эксплуатационного загрязнения  $\lambda_{p2}$  в зависимости от состава изменялась в диапазонах  $0,05$ – $0,35$  Вт/(м·К), который экспериментально определен в [25, 26] для основных типов загрязнений АВО; коэффициент теплоотдачи внутри труб принимали  $\alpha_1 = 1500$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) (возможное значение для теплоотдачи компримируемого природного газа или конденсации паров углеводородов [5]); коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха  $\alpha_2$  варьировался в диапазонах  $0,3$ – $60$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) и охватывал область вынужденной [1] и свободной [17–19] конвекций воздуха в АВО.

На первом этапе анализа проведено исследование влияния толщины кольцевого слоя загрязнения на изменение фактического коэффициента оребрения  $\varphi$  и его составляющих  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$ . Обобщенные результаты в виде зависимостей  $\varphi/\varphi_0$ ,  $\varphi_1/\varphi$ ,  $\varphi_2/\varphi$  и  $\varphi_3/\varphi$  от относительной толщины кольцевого слоя загрязнения  $\delta/h$ , которую можно рассматривать как степень загрязнения межреберного пространства, представлены на рис. 6. Кривая 1 демонстрирует постепенное уменьшение коэффициента оребрения при увеличении степени загрязнения  $\delta/h$ , причем после  $\delta/h \approx 0,75$  это падение усиливается. Характер кривых 2–4 показывает, что с увеличением толщины кольцевого слоя составляющие коэффициента оребрения  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  и  $\varphi_3$  изменяются по-разному. Так, на ранней стадии эксплуатации АВО, когда поверхность ребер не загрязнена ( $\delta/h = 0$ ), основной теплообменной поверхностью является боковая поверхность ребер, на которую приходится около 92 % площади внешней поверхности ( $\varphi_2/\varphi \approx 0,92$ ). Оставшаяся площадь приходится на поверхность трубы у основания ( $\varphi_1/\varphi \approx 0,045$ ) и торцы ребер ( $\varphi_3/\varphi \approx 0,035$ ). С увеличением степени загрязнения  $\delta/h$  площадь плоской боковой поверхности ребер постепенно уменьшается (уменьшение  $\varphi_2/\varphi$ ), а площадь поверхности между ребрами у их основания и торцов

ребер увеличивается (увеличение  $\varphi_1/\varphi$  и  $\varphi_3/\varphi$ ). При  $\delta/h > 0,65$  происходит резкое снижение  $\varphi_2/\varphi$  и увеличение  $\varphi_1/\varphi$  и  $\varphi_3/\varphi$ , вплоть до их выравнивания ( $\varphi_2/\varphi = \varphi_1/\varphi$  при  $\delta/h \approx 0,92$  и  $\varphi_2/\varphi = \varphi_3/\varphi$  при  $\delta/h \approx 0,96$ ). При полном загрязнении ( $\delta/h = 1$ ) плоская поверхность ребер полностью закрывается кольцевым слоем ( $\varphi_2/\varphi = 0$ ), а теплообмен происходит на поверхности цилиндрического слоя загрязнения и торцов ребер ( $\varphi_1/\varphi = 0,66$  и  $\varphi_3/\varphi = 0,34$ ).

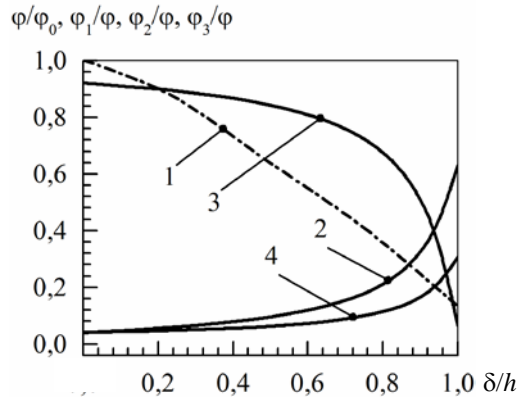


Рис. 6. Влияние степени загрязнения на коэффициент оребрения и его составляющие:

1 —  $\varphi/\varphi_0$ ; 2 —  $\varphi_1/\varphi$ ; 3 —  $\varphi_2/\varphi$ ; 4 —  $\varphi_3/\varphi$

Fig. 6. Influence of contamination rate on a finned surface factor and on its parts:

1 —  $\varphi/\varphi_0$ ; 2 —  $\varphi_1/\varphi$ ; 3 —  $\varphi_2/\varphi$ ; 4 —  $\varphi_3/\varphi$

Далее выполняли анализ влияния коэффициента теплоотдачи воздуха  $\alpha_2$ , толщины  $\delta$  и теплопроводности  $\lambda_{j2}$  кольцевого слоя загрязнения на коэффициент теплопередачи  $k$ . Результаты данного исследования обобщены и представлены на рис. 7 в виде зависимости отношения коэффициентов теплопередачи незагрязненной и загрязненной труб  $k_0/k$  от числа  $Bi$ , которое можно интерпретировать как соотношение между интенсивностью теплоотдачи со стороны воздуха и интенсивностью переноса теплоты теплопроводностью в кольцевом слое загрязнения. На рис. 7 показаны кривые  $k_0/k = f(Bi)$  при минимальной ( $\lambda_{j2} = 0,05$  Вт/(м·К)) и максимальной ( $\lambda_{j2} = 0,35$  Вт/(м·К)) теплопроводностях загрязнения, а заштрихованная область между кривыми соответствует возможным значениям  $k_0/k$  при различных  $\lambda_{j2} = 0,05-0,35$  Вт/(м·К) и заданной степени загрязнения  $\delta/h$ .

Как видно из рис. 7, наибольшее влияние на коэффициент теплопередачи  $k$  оказывает степень загрязнения  $\delta/h$ , с увеличением которой  $k$  снижается в разы. При 10%-м загрязнении ( $\delta/h = 0,1$ ) коэффициент теплопередачи уменьшается в 1,02–1,05 раза. В то же время при полном загрязнении межреберного пространства ( $\delta/h = 1$ )  $k$  принимает минимальные значения, которые в 4,0–7,5 раза меньше коэффициента теплопередачи незагрязненной БРТ  $k_0$  во всем диапазоне числа Био. Сопоставляя данный результат

с рис. 6, можно отметить, что снижение коэффициента теплопередачи в первую очередь связано с уменьшением коэффициента оребрения.

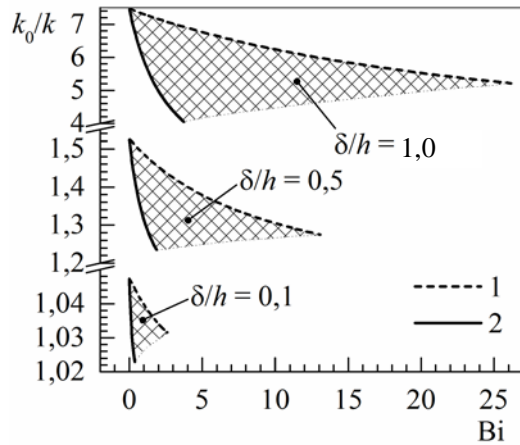


Рис. 7. Влияние числа Био на коэффициент теплопередачи  $\lambda_{f2}$ , Вт/(м·К), равный:  
1 – 0,05; 2 – 0,35

Fig. 7. Influence of Biot number on overall heat transfer coefficient  $\lambda_{f2}$ , W/(m·K), that is equal to:  
1 – 0,05; 2 – 0,35

На рис. 7 также продемонстрировано, что при заданном диапазоне  $\lambda_{f2}$  с уменьшением числа Био и степени загрязнения  $\delta/h$  сужается область возможных значений  $k_0/k$ , что объясняется несколькими причинами. Во-первых, при малых числах Био ( $\alpha_2 < \lambda_{f2}/\delta$ ) теплопередача лимитируется интенсивностью теплоотдачи со стороны воздуха, которая в этом случае меньше, чем интенсивность переноса теплоты за счет теплопроводности в слое загрязнения. Это может иметь место при естественной конвекции воздуха. При больших числах Био ( $\alpha_2 > \lambda_{f2}/\delta$ ), соответствующих вынужденной конвекции воздуха с интенсивной теплоотдачей, теплопередача в большей степени начинает зависеть от теплопроводности слоя загрязнения  $\lambda_{f2}$ . Во-вторых, увеличение влияния  $\lambda_{f2}$  при росте  $\delta/h$  связано с уменьшением составляющей коэффициента оребрения  $\varphi_2$ , что ведет к пропорциональному уменьшению доли теплового потока через боковую поверхность ребер, не закрытую кольцевым слоем загрязнения (рис. 6, кривая 3). При этом увеличивается вторая составляющая теплового потока, которая зависит от величины термического сопротивления кольцевого слоя загрязнения, а следовательно, и от его теплопроводности.

## ВЫВОДЫ

1. Разработана новая методика расчета коэффициента теплопередачи биметаллических ребристых труб на основе электротепловой аналогии и аналитического решения уравнения теплопроводности, позволяющая учесть размеры и теплопроводность внешнего загрязнения с неравномер-

ным характером его распределения в межреберном пространстве. Наибольшее влияние на коэффициент теплопередачи оказывает степень загрязнения, увеличение которой до максимальных значений, соответствующих полному заполнению межреберного пространства, ведет к снижению коэффициента теплопередачи в 4,0–7,5 раза относительно незагрязненной биметаллической ребристой трубы, что обусловлено в первую очередь уменьшением коэффициента оребрения.

2. Влияние теплопроводности загрязнения на коэффициент теплопередачи увеличивается с ростом интенсивности теплоотдачи со стороны охлаждающего воздуха и становится особенно заметным при работе аппаратов воздушного охлаждения в режиме вынужденной конвекции. В этом случае для получения достоверных значений коэффициента теплопередачи необходимы точные значения теплопроводности загрязнения. При проектировании аппаратов, работающих в режиме естественной конвекции воздуха с малой интенсивностью теплоотдачи, теплопроводность загрязнения может быть выбрана ориентировочно, так как точность ее значения не окажет существенного влияния на достоверность расчета коэффициента теплопередачи.

3. Представленная методика расчета и результаты анализа могут быть использованы предприятиями, занимающимися производством и эксплуатацией аппаратов воздушного охлаждения, для анализа и прогнозирования их теплотехнических характеристик с учетом различной степени загрязнения ребристых труб. При известном временном изменении степени загрязнения теплообменной поверхности на основе представленной методики может определяться непрерывный срок службы аппаратов воздушного охлаждения, в течение которого они будут работать в расчетном режиме с допустимыми значениями коэффициента теплопередачи.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кунтыш, В. Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения / В. Б. Кунтыш, Н. М. Кузнецов. СПб.: Энергоатомиздат, 1992. 280 с.
2. Методика теплового и аэродинамического расчета аппаратов воздушного охлаждения. М.: ВНИИнефтемаш, 1971. 102 с.
3. Керн, Д. Развитие поверхности теплообмена / Д. Керн, А. Краус. М.: Энергия, 1977. 461 с.
4. Машины и аппараты химических производств: примеры и задачи / И. В. Доманский [и др.]. Л.: Машиностроение, 1982. 384 с.
5. Примеры расчетов нестандартизованных эффективных теплообменников / В. Б. Кунтыш [и др.]. СПб.: Недра, 2000. 300 с.
6. Кунтыш, В. Б. Кожухотрубные теплообменные аппараты: расчет и конструирование / В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий, А. Ш. Миннигалиев. СПб.: Недра, 2014. 264 с.
7. Bott, T. R. Fouling of Heat Exchangers / T. R. Bott. Amsterdam: Elsevier, 1995. 546 p.
8. Müller-Steinhagen, H. Heat Exchanger Fouling. Mitigation and Cleaning Technologies / H. Müller-Steinhagen. Essen: PUBLICO Publications, 2000. 382 p.



9. Анализ методик расчета теплопередачи аппаратов воздушного охлаждения / В. Б. Кунтыш [и др.] // Химическая техника. 2015. № 4. С. 14–17.
10. Kuntysch, V. B. Thermal Contact Resistance of a Bimetallic Finned Pipe and a Method of Calculating Interference Between Contacting Surfaces / V. B. Kuntysch, N. N. Stenin // Chemical and Petroleum Engineering. 1997. Vol. 33, Iss. 6. P. 665–671.
11. Андрижиевский, А. А. Тестирование биметаллических ребристых труб по величине термического сопротивления механического контакта несущей трубы и оребренной оболочки / А. А. Андрижиевский, В. В. Дударев, А. Б. Сухоцкий // Труды БГТУ. Химия и технология неорганических веществ. 2013. № 3. С. 166–169.
12. Effect of Maximum Temperature and Heating-Cooling Repeated Cycles on Thermal Contact Resistance of a Composite Tube / I. Carvajal-Mariscal [et al.] // Applied Mechanics and Materials. 2009. Vol. 15. P. 41–46.
13. Тепловые и аэродинамические характеристики пучков из биметаллических ребристых труб завода «Октябрьскхиммаш» / А. Э. Пиир [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2006. Т. 42, № 5–6. С. 235–240.
14. Письменный, Е. Н. Универсальная зависимость для расчета конвективного теплообмена поперечно-обтекаемых пучков гладких труб / Е. Н. Письменный // Теплоэнергетика. 2010. Т. 57, № 3. С. 34–41.
15. Pismennyi, E. N. An Asymptotic Approach to Generalizing the Experimental Data on Convective Heat Transfer of Tube Bundles in Crossflow / E. N. Pismennyi // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2011. Vol. 54, Iss. 19–20. P. 4235–4246.
16. Результаты исследования тепловых характеристик пучка воздухоподогревателя из биметаллических ребристых труб / В. Б. Кунтыш [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2014. № 1. С. 48–56.
17. Самородов, А. В. Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными оребренными пучками / А. В. Самородов. Архангельск, 1999. 172 с.
18. Kuntysch, V. B. Experimental Investigation of Free-Convection Heat Exchange Between Multiple-Row Staggered Banks of Tubes with Spiral Fins / V. B. Kuntysch, A. V. Samorodov, A. N. Bessonnyi // Chemical and Petroleum Engineering. 2008. Vol. 44, Iss. 3. P. 113–120.
19. Кунтыш, В. Б. Теплоотдача естественной конвекцией одиночного ряда вертикальных оребренных труб калориферов лесосушильных камер / В. Б. Кунтыш, А. В. Позднякова, В. И. Мелехов // Лесной журнал. Изв. высш. учеб. заведений. 2002. № 2. С. 116–121.
20. Беркутов, Р. А. Оценка загрязнений аппаратов воздушного охлаждения методом корреляционно-регрессивного анализа / Р. А. Беркутов // Нефть и газ. Изв. вузов. 2010. № 1. С. 123–127.
21. Bell, I. H. Air-Side Particulate Fouling of Microchannel Heat Exchangers: Experimental Comparison of Air-Side Pressure Drop and Heat Transfer with Plate-Fin Heat Exchanger / I. H. Bell, E. A. Groll // Applied Thermal Engineering. 2011. Vol. 31, Iss. 5. P. 742–749.
22. Effects of Biofouling on Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop for Finned Tube Heat Exchangers / H. Pua [et al.] // International Journal of Refrigeration. 2009. Vol. 32, Iss. 5. P. 1032–1040.
23. An Experimental Study of the Air-Side Particulate Fouling in Fin-and-Tube Heat Exchangers of Air Conditioners / Young-Chull Ahn [et al.] // Korean Journal of Chemical Engineering. 2003. Vol. 20, Iss. 5. P. 873–877.
24. Дифференцированный учет термического сопротивления внешнего загрязнителя оребрения труб шахматных пучков в тепловом расчете воздухоохлаждаемых теплообменников / А. Б. Сухоцкий [и др.] // XV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену: тез. докл. и сообщ., Минск, 23–26 мая 2016 г. Минск: ИТМО имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2016. Т. 3. С. 424–426.
25. Исследование теплопроводности внешних загрязнителей теплообменных секций аппаратов воздушного охлаждения / В. Б. Кунтыш [и др.] // Химическая техника. 2013. № 11. С. 35–38.

26. Влияние внешних загрязнителей на интенсивность теплопередачи воздушных теплообменников компрессорных станций магистральных газопроводов / В. Б. Кунтыш [и др.] // XV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену: тез. докл. и сообщ., Минск, 23–26 мая 2016 г. Минск: ИТМО имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2016. Т. 3. С. 162–163.

Поступила 21.12.2016 Подписана в печать 22.02.2017 Опубликована онлайн 30.05.2017

## REFERENCES

1. Kuntyshev V. B., Kuznetsov N. M. (1992) *Thermal and Aerodynamic Calculations of Finned Air Cooling Heat Exchangers*. St.-Petersburg, Energoatomizdat Publ. 280 (in Russian).
2. *Method of Thermal and Aerodynamic Calculation of Air Coolers* (1971). Moscow, VNIIneftemash. 102 (in Russian).
3. Kern D., Kraus A. (1977) *The Developed Surface of Heat Exchange*. Moscow, Energiya Publ. 461 (in Russian)
4. Domanskii I. V., Isakov V. P., Ostrovskii G. M., Sokolov V. N. (1982) *Machines and Apparatuses of Chemical Productions. Cases and Problems*. Leningrad, Mashinostroenie Publ. 384 (in Russian).
5. Kuntyshev V. B., Bessonnyi A. N., Dreitser G. A., Egorov I. F. (2000) *Specimens of Calculations of Non-Standardized Efficient Heat Exchangers*. St.-Petersburg, Nedra Publ. 300 (in Russian).
6. Kuntyshev V. B., Sukhotskii A. B., Minnigaleev A. Sh. (2014) *Shell and Tube Heat Exchangers (Calculation and Design)*. St.-Petersburg, Nedra Publ. 264 (in Russian).
7. Bott T. R. (1995) *Fouling of Heat Exchangers*. Amsterdam, Elsevier. 546.
8. Müller-Steinhagen H. (2000) *Heat Exchanger Fouling. Mitigation and Cleaning Technologies*. Essen, PUBLICO Publications. 382.
9. Kuntyshev V. B., Sukhotskii A. B., Zhdanovich A. Yu., Piir A. E. (2015) Analysis of Methods of Calculation of Heat Transfer of Air Coolers. *Khimicheskaya Tekhnika* [Chemical Engineering], (4), 14–17 (in Russian).
10. Kuntyshev V. B., Stenin N. N. (1997) Thermal Contact Resistance of a Bimetallic Finned Pipe and a Method of Calculating Interference Between Contacting Surfaces. *Chemical and Petroleum Engineering*, 33 (6), 665–671. DOI: 10.1007/BF02430300.
11. Andrizhievskii A. A., Dudarev V. V., Sukhotskii A. B. (2013) Testing of Bimetallic Finned Tubes According to the Magnitude of the Thermal Resistance of the Mechanical Contact of the Carrier Pipe and the Finned Shell. *Trudy BGTU. Khimiya i Tekhnologiya Neorganicheskikh Veshchestv* [Proceedings of BGTU. Chemistry and Technology of Inorganic Substances], (3), 166–169 (in Russian).
12. Carvajal-Mariscal I., Sánchez-Silva F., Polupan G., Basualdo-Rojo J.A. (2009) Effect of Maximum Temperature and Heating-Cooling Repeated Cycles on Thermal Contact Resistance of a Composite Tube. *Applied Mechanics and Materials*, 15, 41–46. DOI: 10.4028/www.scientific.net/amm.15.41.
13. Piir A. É., Roshchin S. P., Kuntyshev V. B., Bessonnyi A. N., Minnigaleyev A. Sh., Mulin V. P. (2006) Thermal and Aerodynamic Characteristics of Banks of Bimetallic Finned Tubes Manufactured by the Oktyabrskkhimmash Plant. *Chemical and Petroleum Engineering*, 42 (5–6), 235–240. DOI:10.1007/s10556-006-0085-2.
14. Pismennyi E. N. (2010) A Universal Relation for Calculating Convective Heat Transfer in Transversely Streamlined Bundles of Smooth Tubes. *Teploenergetika* [Thermal Engineering], 57 (3), 219–226. DOI:10.1134/s0040601510030055.
15. Pismennyi E. N. (2011) An Asymptotic Approach to Generalizing the Experimental Data on Convective Heat Transfer of Tube Bundles in Crossflow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (19–20), 4235–4246. DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.05.021.
16. Kuntyshev V. B., Dudarev V. V., Sukhotsky A. B., Volodin V. I. (2014) Results of Investigations on Thermal Characteristics of Air Heater Bundle Made of Bimetallic Finned Tubes. *Energeti-*

- ka. *Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, (1), 48–56 (in Russian).
17. Samorodov A. V. (1999) *Improving the Methods of Thermal Calculation and Design of Air Coolers with Staggered Finned Bundles*. Arkhangelsk. 172 (in Russian).
  18. Kuntyshev V. B., Samorodov A. V., Bessonnyi A. N. (2008) Experimental Investigation of Free-Convection Heat Exchange Between Multiple-Row Staggered Banks of Tubes with Spiral Fins. *Chemical and Petroleum Engineering*, 44 (3), 113–120. DOI: 10.1007/s10556-008-9021-y.
  19. Kuntyshev V. B., Pozdnyakova A. V., Melekhov V. I. (2002) Heat Transfer by Natural Convection Single Series of Vertical Finned Tubes of Heaters of Wood Drying Cameras. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Lesnoi Zhurnal* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Forest Journal], (2), 116–121 (in Russian).
  20. Berkutov R. A. (2010) Evaluation of the Contamination of Air Coolers Method of Correlation and Regression Analysis. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Neft' i Gaz* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Oil and Gas], (1), 123–127 (in Russian).
  21. Bell I. H., Groll E. A. (2011) Air-Side Particulate Fouling of Microchannel Heat Exchangers: Experimental Comparison of Air-Side Pressure Drop and Heat Transfer with Plate-Fin Heat Exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 31 (5), 742–749. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.10.019.
  22. Pu H., Ding G., Ma X., Hu H., Gao Y. (2009) Effects of Biofouling on Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop for Finned Tube Heat Exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 32 (5), 1032–1040. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2008.10.007.
  23. Young-Chull Ahn, Jae-Min Cho, Hee-Soo Shin, Yu-Jin Hwang, Chang-Gun Lee, Jae-Keun Lee, Hyun-Uk Lee, Tae-Wook Kang (2003) An Experimental Study of the Air-Side Particulate Fouling in Fin-and-Tube Heat Exchangers of Air Conditioners. *Korean Journal of Chemical Engineering*, 20 (5), 873–877. DOI: 10.1007/BF02697291.
  24. Sukhotskii A. B. [et al.] (2016) Differentiated Account of Thermal Resistance of an External Contaminant of Tube Fins of Staggered Bundles in the Thermal Calculation of Air-Cooled Heat Exchangers. *XV Minskii Mezhdunar. Forum po Teplo- i Massoobmenu: Tezisy Dokl. i Soobshch., Minsk, 23–26 Maya 2016 g. Minsk. T. 3* [XV Minsk International Forum on Heat and Mass Transfer: Abstracts of Presentations and Communications, Minsk, 23–26 May, 2016. Vol. 3]. Minsk, A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus, 424–426 (in Russian).
  25. Kuntyshev V. B., Sukhotskii A. B., Filatov S. O., Zhdanovich A. Yu. (2013) Investigation of the Thermal Conductivity of the External Pollutants of the Heat Exchange Sections of Air Coolers. *Khimicheskaya Tekhnika* [Chemical Engineering], (11), 35–38 (in Russian).
  26. Kuntyshev V. B., Filatov S. O., Korolkova A. M., Dudarev V. V. (2016) The Impact of External Pollutants on the Intensity of Heat Transfer of Air Heat Exchanger Compressor Stations of Main Gas Pipelines. *XV Minskii Mezhdunar. Forum po Teplo- i Massoobmenu: Tezisy Dokl. i Soobshch., Minsk, 23–26 Maya 2016 g. Minsk. T. 3* [XV Minsk International Forum on Heat and Mass Transfer: Abstracts of Presentations and Communications, Minsk, 23–26 May, 2016. Vol. 3]. Minsk, A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus, 162–163 (in Russian).