

УДК 536.24

А. Б. Сухоцкий, Г. С. Сидорик
Белорусский государственный технологический университет

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ В ОДНОРЯДНОМ ОРЕБРЕННОМ ПУЧКЕ В АППАРАТАХ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Проанализированы исследования в области свободной конвекции теплообменных пучков аппаратов воздушного охлаждения. Для повышения энергоэффективности работы аппаратов воздушного охлаждения предложено применение интенсифицирующего устройства – вытяжной шахты, что позволяет увеличить коэффициент теплоотдачи и улучшить аэродинамику пучка. Проведены исследования свободноконвективного теплообмена на разработанном экспериментальном стенде для одиночной оребренной трубы с геометрическими параметрами $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta \times l = 56 \times 26 \times 15 \times 2,5 \times 0,5 \times 330$ мм, а также для горизонтального однорядного пучка, состоящего из шести биметаллических ребристых труб. Исследовано влияние применения вытяжной шахты на теплообмен однорядного пучка. Построены экспериментальные зависимости чисел Нуссельта от чисел Рейля для одиночной трубы, однорядного пучка и однорядного пучка с вытяжной шахтой. Предложена методика расчета лучистой и конвективной составляющей теплоотдачи для однорядного пучка. Сделаны выводы о том, что теплоотдача у горизонтального пучка выше, чем у одиночной трубы, что связано с изменением гидродинамического потока обтекания трубы и увеличением скорости проходящего через трубу воздуха; также за счет естественной тяги, создаваемой вытяжной шахтой, увеличивается скорость потока воздуха, что приводит к его турбулизации и увеличению коэффициента теплоотдачи. Следовательно, вытяжная шахта создает на поверхностях оребрения вынужденную конвекцию, которая усиливает эффект от свободной конвекции, что приводит к возникновению так называемой смешанной конвекции.

Ключевые слова: аппарат воздушного охлаждения, конвективный теплообмен, свободная конвекция, calorиметрическая труба, трубчатый электронагреватель, число Нуссельта, число Рейля, коэффициент теплоотдачи, торцевые тепловые потери.

A. B. Sukhotskii, G. S. Sidorik
Belarusian State Technological University

INTENSIFICATION OF FREE CONVECTION IN A SINGLE ROW FINNED BUNCH IN AIR COOLER HEAT EXCHANGERS

There were performed It analyzes the research in the field of free convection heat exchange bunches air coolers of air coolers. To improve the energy efficiency of the air cooling apparatus provides the use of an intensifying device – exhaust shaft, thus increasing the heat transfer coefficient and improve the aerodynamics of the bunch. Researches free convection heat transfer on the developed experimental stand for a single finned tube with the geometric parameters $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta \times l = 56 \times 26 \times 15 \times 2,5 \times 0,5 \times 330$ mm, as well as the single row of horizontal bunch consisting of six ribbed bimetallic tubes. The effect of the application to extract mine-row bunch. Built according to the experimental Nusselt numbers of Rayleigh numbers for a single tube, the bunch-row and single row bunch with exhaust shaft. The method of calculation of radiant and convective heat transfer component for single-row bunch. It is concluded that the heat transfer from a horizontal bunch is higher than that of a single tube, which is connected with the change of hydrodynamic flow pipe flow and an increase in speed of air flowing through the pipe; also by natural draft created by exhaust shaft, the air flow rate increases, which leads to turbulence and increase its heat transfer coefficient. Consequently, exhaust shaft to create forced convection fin surfaces, which enhances the effect of free convection, leading to a so-called mixed convection.

Key words: air cooler heat exchangers, convective heat transfer, free convection, calorimetric-parameter-pipe, tubular electric heater, Nusselt number, Rayleigh number, heat transfer coefficient, the end heat losses.

Введение. Аппараты воздушного охлаждения (АВО) применяются в широком спектре отраслей промышленности, включая нефтеперерабатывающие заводы, металлургические

заводы, нефтегазопереработку, компрессорные станции с трубопроводами, системы охлаждения оборотной воды, крупные установки для кондиционирования и т. д. [1].

Аппараты воздушного охлаждения работают с использованием широкодоступного типа теплоносителя – воздуха, что обуславливает их востребованность и перспективность применения в будущем. В общем случае конструкция любого аппарата воздушного охлаждения состоит из двух основных частей: поверхности охлаждения – многорядного пучка из биметаллических ребристых труб, образующего теплообменную секцию, а также системы подачи наружного воздуха – вынужденной (вентилятором) или естественной конвекцией [1]. Внутри биметаллических ребристых труб движется охлаждаемый теплоноситель. Нагретый воздух, прошедший через теплообменную секцию аппарата, выбрасывается в окружающую среду. Интенсивность теплообмена определяется, прежде всего, режимом подачи воздуха. Существует большое число различных исследований АВО, работающих в режиме вынужденной конвекции [2–4]. К сожалению, в энергетике на протяжении долгого времени исследования в области свободноконвективного теплообмена считались неактуальными. Поэтому исследования АВО, работающих в режиме естественной конвекции, ограничены, а данных и обобщающих уравнений для пучков оребренных труб в научно-технической литературе представлено незначительно [3, 4].

Основная часть. В работе [5] были установлены экспериментальные зависимости числа Нуссельта от числа Грасгофа, а также даны расчетные формулы для подсчета коэффициента теплоотдачи свободной конвекцией к воздуху от горизонтального ряда, шахматного и коридорного пучка труб. Для однорядного трубного пучка с параметрами: диаметр труб $d = 28$ мм, относительный шаг разбивки труб в пучке $\sigma_1 = 1,082–4,330$, температура поверхности наиболее нагретой трубы $t = 25–240^\circ\text{C}$. Для шахматного пучка: диаметр труб $d = 19$ мм, число горизонтальных рядов $z = 2–7$, относительный горизонтальный шаг рядов труб $\sigma_1 = 1,05–3,50$, относительный вертикальный шаг рядов труб $\sigma_2 = 1,5–3,5$, температура поверхности наиболее нагретой трубы $t = 60–220^\circ\text{C}$, число труб в горизонтальном ряду $n = 5$. Для коридорного пучка – диаметр труб $d = 6–19$ мм, относительный горизонтальный шаг рядов труб $\sigma_1 = 2–4,5$, относительный вертикальный шаг рядов труб $\sigma_2 = 1,5–4,5$, число труб в горизонтальном ряду $n = 2–7$.

Методика расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными оребренными пучками следующих параметров: $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta \times l = 55,6 \times 26,5 \times 14,55 \times 2,91 \times 0,75 \times 300$ мм, $\phi = 16,8$ и $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta \times l = 56,9 \times 26,36 \times 15,27 \times 2,44 \times 0,55 \times 400$ мм, $\phi = 21$ изучена и усовершенствована в источнике [6]. Были выполнены исследования закономерности

совокупного влияния величины шагов равно-сторонней компоновки труб, числа рядов и номера ряда на порядную и среднюю теплоотдачу пучка. Уточнена методика расчета теплового потока излучения оребренных труб и пучков, базирующаяся на экспериментальном способе определения эффективной степени черноты одиночной трубы.

Главным недостатком аппаратов воздушного охлаждения, работающих в режиме естественной конвекции, являются невысокие значения коэффициентов теплопередачи, что свойственно для всех газожидкостных теплообменников. Это предопределено плохими теплофизическими свойствами воздуха как охлаждающего теплоносителя. Однако для повышения энергоэффективности аппаратов возможно применение различных интенсифицирующих устройств [7–10], что позволяет увеличить коэффициент теплоотдачи и улучшить аэродинамику пучка. Также к таким устройствам относится вытяжная шахта, устанавливаемая над теплообменным пучком аппарата (рис. 1). В данном случае при неработающем вентиляторе 4 восходящее движение воздуха через теплообменный пучок l обусловлено не только естественной конвекцией в теплообменной секцией, но и подъемно-вытяжными силами, возникающими в вытяжной шахте 6. Таким образом, возникает смешанная конвекция потока воздуха, при которой влияние естественной и вынужденной конвекции на теплоотдачу сопоставимо.

Теплообмен при смешанном движении воздуха рассмотрен в работе [11] для модели воздушного конденсатора со следующими параметрами: число труб $n_{\text{тр}} = 20$, число поперечных рядов $z = 4$, диаметр труб 25×2 мм, поперечный шаг разбивки труб в пучке $S_1 = 0,059$ м, продольный шаг разбивки труб в пучке $S_2 = 0,051$ м, коэффициент оребрения $\phi = 23,19$, высота вытяжной шахты $0,485–1,085$ м. Полученный в результате исследований коэффициент теплоотдачи при естественной циркуляции воздуха в ребристых пучках возрастает в среднем с $1,5$ до 3 Вт/(м²·К) при увеличении высоты вытяжной шахты с $0,485$ до $1,085$ м. Также для оценки роли естественной циркуляции в воздухоохлаждаемых ребристых трубных пучках получено безразмерное уравнение для расчета среднего значения коэффициента теплоотдачи.

На разработанном экспериментальном стенде [12] проведены исследования для одиночной оребренной трубы со следующими геометрическими параметрами $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta \times l = 56 \times 26 \times 15 \times 2,5 \times 0,5 \times 300$ мм. Исследован также горизонтальный однорядный пучок, состоящий из шести вышеуказанных труб, расположенных с шагом $S_1 = 58$ мм.

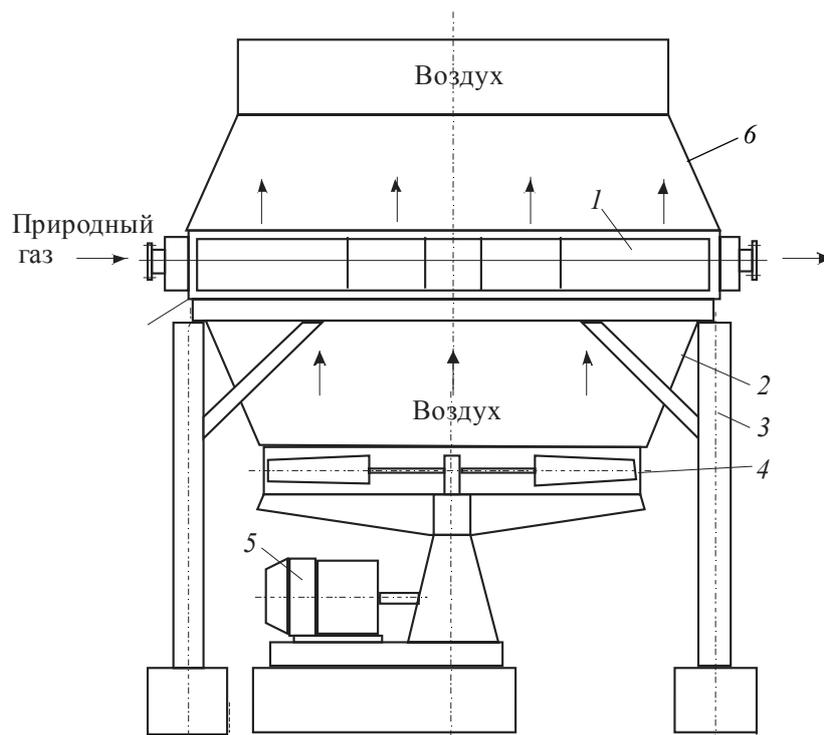


Рис. 1. Схема аппарата воздушного охлаждения с вытяжной шахтой:

1 – теплообменная секция; 2 – диффузор; 3 – опора; 4 – вентилятор; 5 – двигатель; 6 – вытяжная шахта

Средний конвективный коэффициент теплоотдачи [12] рассчитывался по формуле, Вт/(м²·К):

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

где F – площадь теплоотдающей оребренной поверхности трубы, м²; $t_{ст}$ – средняя температура поверхности стенки у основания ребер трубы (среднеарифметическая температура по показаниям термопар), °С.

Тепловой поток, отведенный конвекцией от трубы к окружающему воздуху, рассчитывался из уравнения

$$Q_k = W - Q_{л} - Q_{п}, \quad (2)$$

где W – электрическая мощность, подводимая к калориметру, Вт; $Q_{л}$ – тепловой поток, отведенный излучением от трубы к воздуху, Вт; $Q_{п}$ – тепловые потери через торцы труб и токопроводы, Вт.

Тепловые потери через торцевые участки оребренной трубы вычислялись на основании предварительно проведенных опытов [13] по следующей формуле

$$Q_{пот} = 0,413 + 0,0866 \cdot W + 1,411 \cdot 10^{-4} \cdot W^2. \quad (3)$$

При расчете теплового потока, отводимого от калориметрической ребристой трубы при работе в режиме свободной конвекции, важным является вопрос учета лучистой составляющей.

Результирующий тепловой поток излучения между калориметрической трубкой и камерой, образующими замкнутую систему, определяли по формуле

$$Q_{л} = \varepsilon_{пр} \cdot \varphi_{т-о} \cdot \varphi_{гп-о} \cdot c_0 \cdot F_1 \times \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (4)$$

где $\varepsilon_{пр}$ – приведенная степень черноты системы тел; $\varphi_{т-о}$ – средний угловой коэффициент излучения трубы к окружающей среде; $\varphi_{гп-о}$ – средний угловой коэффициент излучения от гладкотрубного пучка к окружающей среде; c_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела; F_1 – площадь поверхности оребренной трубы, м²; T_1 и T_2 – абсолютные температуры соответственно оребренной трубы и окружающего в камере воздуха, К.

Приведенная степень черноты [14] вычислялась по формуле

$$\varepsilon_{пр} = \left[1 + (1/\varepsilon_{эф} - 1)\varphi_{т-о} \right]^{-1}, \quad (5)$$

где $\varepsilon_{эф} = 0,66$ – эффективная степень черноты одиночной оребренной трубы [15].

Средний угловой коэффициент излучения одиночной трубы к окружающей среде:

$$\varphi_{т-о} = \frac{(s - \varphi_{ол-ол}(s - \Delta))d}{(d^2 - d_0^2) / 2 + (s - \Delta)d_0 + \Delta d}, \quad (6)$$

где $\varphi_{ол-ол}$ – угловой коэффициент излучения на себя цилиндрической поверхности диаметром d и длиной $(s - \Delta)$, замыкающей межреберное пространство [16]:

$$\begin{aligned} \varphi_{ол-ол} = & 1 - R + \frac{H}{4} + \frac{2R}{\pi} \arctg\left(\frac{2\sqrt{1-R^2}}{H}\right) + \\ & + \frac{H}{2\pi} \arcsin(1-2R^2) - \frac{\sqrt{H^2+4}}{2\pi} \times \\ & \times \left[\frac{\pi}{2} + \arcsin\left(1 - \frac{2R^2 H^2}{H^2 - 4R^2 + 4}\right) \right], \quad (7) \end{aligned}$$

где $R = d_0 / d$, $H = 2 \cdot (s - \Delta) / d$.

Для расчета среднего углового коэффициента излучения от гладкотрубного пучка к окружающей среде использовалась следующая формула:

$$\begin{aligned} \varphi_{п-о} = & \frac{2\sigma_1}{\pi z} \times \\ & \times \left[1 - \left(\sqrt{1 - \frac{1}{\sigma_1^2}} - \frac{1}{\sigma_1} \arctg \sqrt{\sigma_1^2 - 1} \right)^z \right], \quad (8) \end{aligned}$$

где $\sigma_1 = s_1 / d$ – относительный шаг; z – число рядов труб в пучке.

Результаты эксперимента представлялись в числах подобия Релея и Нуссельта:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot d_0^3 \cdot (t_{ст} - t_0)}{\nu^2} \cdot Pr; \quad (9)$$

$$Nu = \alpha_k \cdot \frac{d_0}{\lambda}, \quad (10)$$

где g – ускорение свободного падения, m/c^2 ; β – коэффициент температурного расширения, K^{-1} ; Pr – число Прандтля; ν – коэффициент кинематической вязкости, m^2/c ; λ – коэффициент теплопроводности, $Вт/(К \cdot м)$.

Определяющей температурой для теплофизических свойств воздуха α , λ , ν , β являлась температура окружающего воздуха t_0 . За определяющий размер был принят диаметр трубы по основанию ребер d_0 .

Для интенсификации теплообмена над экспериментальным пучком устанавливалась вытяжная шахта с трапецидальным основанием, переходящим в цилиндрическую трубу диаметром 110 мм, высотой $H_{ш} = 52$ см.

Подаваемая мощность на одну биметаллическую ребристую трубу изменялась в диапазоне 10–250 Вт, температура окружающей среды – 19–26°C.

Результаты экспериментальных исследований представлены на рис. 2 в виде зависимости чисел Нуссельта от чисел Релея для одиночной трубы, горизонтального пучка и горизонтального пучка с вытяжной шахтой.

Из графика на рис. 2, а следует, что теплоотдача у горизонтального пучка выше, чем у одиночной трубы, что связано с изменением гидродинамики потока обтекания трубы и увеличением скорости проходящего через трубу воздуха.

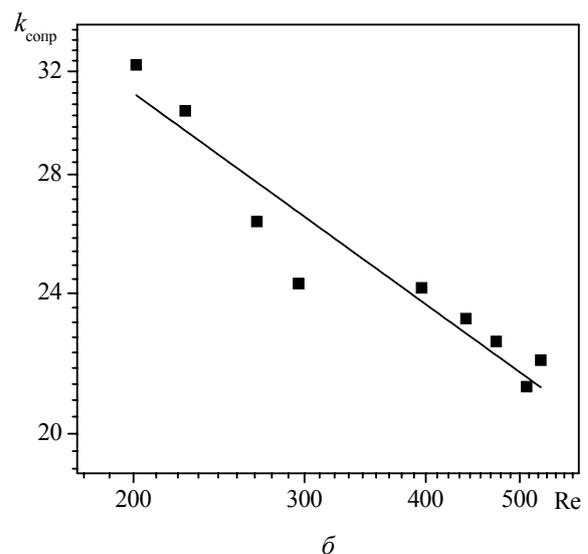
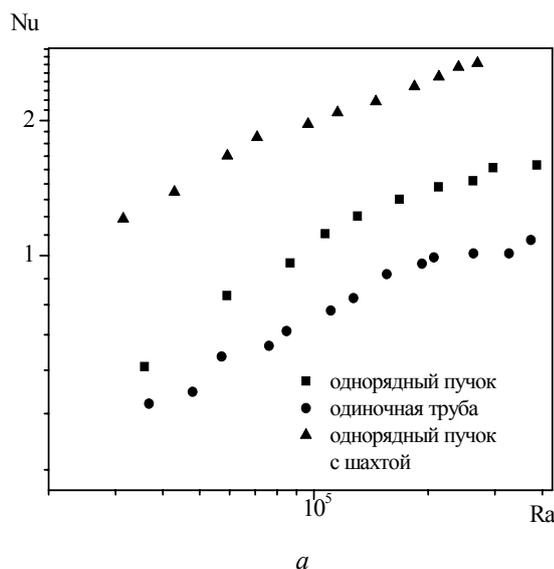


Рис. 2. Экспериментальная зависимость чисел Нуссельта от чисел Релея для ребристой калориметрической трубы, однорядного пучка и однорядного пучка с вытяжной шахтой (а) и коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса для однорядного пучка с вытяжной шахтой (б)

Также за счет естественной тяги, создаваемой вытяжной шахтой, повышается скорость потока воздуха, что приводит к его турбулизации и увеличению коэффициента теплоотдачи. Следовательно, вытяжная шахта создает на поверхностях оребрения вынужденную конвекцию, которая усиливает эффект от свободной, что приводит к возникновению смешанной конвекции.

При работе аппарата в режиме смешанной конвекции представляет интерес определение скоростей потока воздуха в пучке, числа Рейнольдса и коэффициента аэродинамического сопротивления пучка.

Из уравнения теплового баланса определялся расход воздуха, проходящего через однорядный пучок:

$$V = \frac{n \cdot (W - Q_{\text{пот}})}{c \cdot (t_{\text{ш}} - t_0)}, \quad (11)$$

где $n = 6$ – число труб в пучке, шт.; $t_{\text{ш}}$ – средняя температура воздуха в шахте, °С.

Скорость воздуха в пучке

$$w_{\text{п}} = \frac{V}{f_2}, \quad (12)$$

где f_2 – площадь сжатого сечения пучка, м², которая рассчитывалась по формуле

$$f_2 = l \cdot n \cdot S_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{S_1} \right) \cdot d \right]. \quad (13)$$

Усредненный коэффициент аэродинамического сопротивления пучка и шахты опреде-

лялся из равенства потери напора потока воздуха в пучке и подъемно-вытяжного напора шахты:

$$k_c = \frac{4 \cdot (\rho_0 - \rho_{\text{ш}}) \cdot g \cdot H_{\text{ш}}}{(\rho_0 + \rho_{\text{ш}}) \cdot w_{\text{п}}^2}, \quad (14)$$

где ρ_0 , $\rho_{\text{ш}}$ – плотность воздуха окружающей среды и в шахте соответственно, кг/м³.

Число Рейнольдса определяли по формуле

$$\text{Re} = w_{\text{п}} \cdot \frac{d_0}{\nu}. \quad (15)$$

В результате эксперимента была получена зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления пучка и шахты от числа Рейнольдса ($\text{Re} = 200\text{--}500$), которая представлена на рис. 2, б. Как видно, эта зависимость имеет убывающий характер и качественно аппроксимируется уравнением степенного вида

$$k_c = 255 \text{Re}^{-0,395}. \quad (16)$$

Вывод. Вытяжная шахта высотой 52 см, установленная над однорядным теплообменным пучком, позволяет увеличить теплопередачу в 2–2,5 раза.

Разработанный экспериментальный стенд позволяет определять аэродинамическую характеристику теплообменного пучка при малых числах Рейнольдса ($\text{Re} = 200\text{--}500$), которая необходима для проведения теплогидравлических расчетов АВО в режиме естественной и смешанной конвекции.

Литература

1. Кунтыш В. Б., Бессонный А. Н. Примеры расчетов нестандартизированных эффективных теплообменников. СПб.: Недра, 2000. 300 с.
2. Кунтыш В. Б., Самылов А. И. Исследование теплоотдачи однорядных пучков из оребренных труб при совместном действии свободной и вынужденной конвекции воздуха // Изв. вузов. Энергетика. 1999. № 4. С. 59–68.
3. Самородов А. В., Теляев Р. Ф., Кунтыш В. Б. Методика теплового расчета аппарата воздушного охлаждения в режиме свободной конвекции воздуха // Изв. вузов. Проблемы энергетики. 2002. № 1–2. С. 20–30.
4. Кунтыш В. Б., Марьина З. Г., Топоркова М. А. Исследование облученности оребренных труб аппаратов воздушного охлаждения // Изв. вузов. Энергетика. 1981. № 10. С. 119–122.
5. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник; под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. СПб.: Недра, 1996. 512 с.
6. Теплообменный аппарат типа аппарата воздушного охлаждения газа: пат. 2266488 Рос. Федерация, МПК 7 F28 D 1/02 / Лифанов В. А., Берестов В. А., Шляхов С. Б.; заявители Овчар В. Г., Даниленко В. Г., Лифанов В. А. № 2004108990/06; заявл. 26.03.2004; опубл. 20.12.2005 // Официальный бюллетень / Федеральный институт интеллектуальной собственности. 2004. № 35. С. 51.
7. Аппарат воздушного охлаждения: пат. 9446 Респ. Беларусь, МПК 7 F 24 F 3/00, F 28 D 1/00 / Кунтыш В. Б., Сухоцкий А. Б., Миннигалеев А. Ш., Мулин В. П.; заявитель учреждение образования «Белорусский государственный технологический университет». № u 20130091; заявл. 31.01.2013; опубл. 30.08.2013 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. 2013. № 9. С. 70.

8. Аппарат воздушного охлаждения: пат. 2200907 Рос. Федерация, МПК F24F 3/00 / Асадуллин М. З., Аскарлов Р. М., Гольянов А. И., Исмаилов И. Г., Мукминов А. Р., Сатиков И. Ф., Файзуллин С. М., Файзуллин А. С.; заявитель ООО «Баштрансгаз». № us 5835341; заявл. 11.03.2001; опубл. 20.03.2003 // *Официальный бюллетень / Федеральный институт интеллектуальной собственности*. 2003. № 8. С. 87.
9. Короленко Ю. А. Теплоотдача от горизонтального пучка труб к воздуху в условиях свободной конвекции // *Изв. Томского ордена Трудового Красного Знамени политехнического института имени С. М. Кирова*. 1962. № 110. С. 26–33.
10. Кунтыш В. Б., Позднякова А. В., Мелехов В. И. Теплоотдача естественной конвекцией одиночного ряда вертикальных оребренных труб calorиферов лесосушильных камер // *Изв. вузов. Лесной журнал*. 2002. № 2. С. 116–119.
11. Мильман О. О. Экспериментальное исследование теплообмена при естественной циркуляции воздуха в модели воздушного конденсатора с вытяжной шахтой // *Теплоэнергетика*. 2005. № 5. С. 16–19.
12. Сухоцкий А. Б., Сидорик Г. С. Экспериментальный стенд для исследования смешанной конвекции в ребристом пучке // *Интенсификация тепло-массообменных процессов, промышленная безопасность и экология: материалы Четвертой Всероссийской студенческой науч.-техн. конф., г. Казань, 2015 г. Казань, 2015. С. 3–6.*
13. Самородов А. В. Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными оребренными пучками: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14. 1999. С. 3–22.
14. Сидорик Г. С. Экспериментальная установка для исследования свободноконвективного теплообмена ребристых труб воздухоохлаждаемых теплообменников. Будущее машиностроения России. Девятая Всероссийская конф. молодых ученых: сб. докл., г. Москва, 2016 г. М., 2016. С. 419–423.
15. Самородов А. В. Рощин С. П., Кунтыш В. Б. Лучистый теплообмен одиночной ребристой трубы с окружающей средой // *Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов: сб. науч. тр. 1997. Вып. II. С. 102–113.*
16. Самородов А. В. К расчету теплообмена излучением круглоребристых труб и пучков // *Тр. лесоинженерного факультета Петрозаводского гос. ун-та*. 1999. Вып. 2. С. 135–142.

References

1. Kuntyshev V. B. *Primery raschetov nestandardizirovannykh effektivnykh teploobmennikov* [Examples of substandard heat exchanger's calculations]. St. Petersburg, Nedra Publ., 2000. 300 p.
2. Kuntyshev V. B., Samilov A. I. The study of heat transfer, single beams of ribbed-indigenous pipes under the joint action of free and forced convection air. *Izvestiya vuzov. Energetika* [Proceedings of the higher education institutions. Power engineering], 1999, no. 4, pp. 59–68 (In Russian).
3. Samorodov A. V., Telyaev R. F., Kuntyshev V. B. Methods of thermal calculation apparatus who-stuffy cooling in free air convection. *Izvestiya vuzov. Energetika* [Proceedings of the higher education institutions. Power engineering], 2002, no. 1–2, pp. 20–30 (In Russian).
4. Kuntyshev V. B., Mar'ina Z. G., Toporkova M. A. Research of irradiance finned pipe air cooling heat exchangers. *Izvestiya vuzov. Energetika* [Proceedings of the higher education institutions. Power engineering], 1981, no. 10, pp. 119–122 (In Russian).
5. Kuntyshev V. B., Bessonnyy A. N. *Osnovy rascheta i proyektirovaniya teploobmennikov vozdušnogo okhlazhdeniya* [Basic of calculation and design of air cooled heat exchangers]. St. Petersburg, Nedra Publ., 1996. 512 p.
6. Lifanov V. A., Berestov V. A., Shl'achov S. B. *Teploobmennyy apparat tipa apparata vozdušnogo okhlagdeniya* [Heat exchanger as a type of air cooler heat exchanger]. Patent RF, no 2004108990/06, 2004.
7. Kuntyshev V. B., Sukhotskii A. B., Minnigaleyev A. Sh., Mulin V. P. *Apparat vozdušnogo okhlazhdeniya* [Air cooler heat exchanger]. Patent RB, no. 20130091, 2013.
8. Asadullin M. Z., Askarov R. M., Gol'yanyov A. I., Ismailov I. G., Satikov I. F., Fayzullin S. M., Fayzullin A. S. *Apparat vozdušnogo okhlazhdeniya* [Air cooler heat exchanger]. Patent RF, no. 5835341, 2003.
9. Korolenko U. A. Heat transfer of horizontal tubes beam to air in condition of free convection. *Izvestiya Tomskogo ordena Trudovogo Krasnogo Znameni politekhnicheskogo instituta imeni S. M. Kirova* [Tomsk Red Banner of Labor Polytechnic Institute named after S. M. Kirov], 1962, no. 110, pp. 26–33 (In Russian).
10. Kuntyshev V. B., Pozdnyakova A. V., Melechov V. I. Heat transfer by natural convection of a single row of vertical ribbed pipes in wood-drying kiln's calorifiers. *Izvestiya vuzov. Lesnoy zhurnal* [Proceedings of the higher education institutions. Forestry Journal], 2002, pp. 116–119 (In Russian).

11. Mil'man O. O. Experimental research of heat transfer in condition of free convection in the air condenser models with exhaust shaft. *Teploenergetika* [Thermal Engineering], 2005, no. 5 pp. 16–19 (In Russian).

12. Sukhotskii A. B., Sidorik G. S. [Experimental stand for the study of mixed convection in the ribbed bunch]. *Materialy Chetvertoy Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy studencheskoy konferentsii («Intensifikatsiya teplo-massoobmennyykh protsessov, promyshlennaya ekologiya i bezopasnost'»)* [Proceedings of the Fourth All-Russian Student Scientific Conference («The intensification of heat-mass-exchange processes, safety and ecology»)], Kazan', 2015, pp. 3–6.

13. Samorodov A. V. *Sovershenstvovaniye metodiki teplovogo rascheta i proyektirovaniya apparatov vozdušnogo okhlazhdeniya s shakmatnymi puchkami. Aftoref. dis. kand. tekhn. nauk* [Perfection of a technique of thermal calculation and design of air coolers with chess ribbed beams. Abstract of thesis cand. of techn. sci.], 1999, pp. 3–22.

14. Sidorik G. S. [The experimental setup for the study of free convection heat exchange finned tube air-cooled heat exchangers]. *Sbornik dokladov Devyatoy Vserossiyskoy konferentsii molodykh uchenykh («Budushcheye mashinostroyeniya Rossii»)* [Proceedings of the Ninth All-Russian Conference of Young Scientists («The Future Engineering of Russia»)], Moscow, 2016, pp. 419–423 (In Russian).

15. Samorodov A. V. Radiant heat transfer of single finned tube with the environment. *Sbornik nauchnykh trudov. Okhrana okruzhayushchey sredy i ratsional'noye ispol'zovaniye prirodnnykh resursov* [Collection of scientific works Environmental protection and rational use of natural resources], 1997, no. 2, pp. 135–142 (In Russian).

16. Samorodov A. V. Calculation of radiative heat transfer of domed-ribbed tubes and beams. *Trudy lesoinzhenerenogo facul'teta Petrozavodskogo gosudarstvennogo universiteta* [Proceedings of the Faculty of Forestry of Petrozavodsk State University], 1999, no. 2, pp. 135–142 (In Russian).

Информация об авторах

Сухоцкий Альберт Борисович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: alk2905@mail.ru

Сидорик Галина Сергеевна – аспирант кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: galiana.sidorik@gmail.com

Information about the authors

Sukhotskii Albert Borisovicz – PhD (Engineering), Associate Professor, Assistant Professor, the Department of Energy-saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: alk2905@mail.ru

Sidorik Galina Sergeevna – PhD student, the Department of Energy-saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: galiana.sidorik@gmail.com

Поступила 22.11.2016