

ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ И СИСТЕМЫ ELECTROTECHNICAL COMPLEXES AND SYSTEMS

Научная статья

УДК 62-69

DOI: 10.26730/1816-4528-2022-4-44-53

Никитенко Сергей Михайлович^{1,2}, Зубков Николай Николаевич³,
Никитенко Михаил Сергеевич^{1,2}, Каськов Сергей Иосифович³, Игнатова Алла Юрьевна²

¹Федеральный исследовательский центр угля и углехимии Сибирского отделения Российской академии наук

²Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева,

³Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)

E-mail: nsm.nis@mail.ru

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ КАЛОРИФЕРА НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ



Информация о статье

Поступила:

21 февраля 2022 г.

Одобрена после
рецензирования:

15 июля 2022 г.

Принята к печати:

04 августа 2022 г.

Ключевые слова:

рудоподготовка, дробление, валковая дробилка, полезные ископаемые, энергозатраты, Рело профиль, горная порода, измельчающие валки высокого давления.

Аннотация.

Поддержание заданного теплового режима является важнейшим фактором создания комфортных условий труда горняков и безопасного функционирования оборудования на горнодобывающих предприятиях. Регулирование теплового режима современных шахт и рудников требует большого количества энергии для подогрева воздуха. В статье приводятся результаты сравнительных испытаний теплотехнических и гидравлических характеристик трех перспективных компоновок калориферных установок. Представлены конструкции водяных калориферов разного типа. Обосновано, что оребрение теплообменных труб калориферов методом деформирующего резания обеспечивает высокие значения коэффициента теплопередачи для всех исследованных калориферов, а значительное увеличение скорости потока воды в компоновке калорифера новой конструкции обеспечивает условие ее незамерзания в экстремальных условиях эксплуатации. Показано, что больший коэффициент теплопередачи для компоновки калорифера новой конструкции позволяет значительно сократить металлоемкость и габариты калориферных установок. Предложенная авторами методика теплогидравлического расчета калорифера имеет удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными и может быть использована для расчета водо-воздушных теплообменных аппаратов, основанных на трубах, оребренных по методу деформирующего резания. Очевидным дальнейшим шагом рационального использования оребренных труб в устройствах нагрева воздуха является оптимизация компоновки калориферов и обеспечение рационального течения теплоносителей.

Для цитирования: Никитенко С.М., Зубков Н.Н., Никитенко М.С., Каськов С.И., Игнатова А.Ю. Сравнительные испытания калорифера новой конструкции // Горное оборудование и электромеханика. 2022. № 4 (162). С. 44-53. DOI: 10.26730/1816-4528-2022-4-44-53

Введение. Добыча сырья и топлива способами подземной разработки месторождений является важнейшим направлением развития горнорудной промышленности. Существующие рудники открывают новые участки, вводятся в эксплуатацию новые шахты. Поддержание заданного теплового режима является важнейшим фактором создания

комфортных условий труда горняков и безопасного функционирования оборудования. По требованиям действующих Федеральных норм «Правила безопасности при ведении горных работ ...» температура воздуха в действующих выработках рудников должна быть не менее +2 °С. [1]. Требование положительных температур не допускает замерзания

воды в противопожарных системах при транспортировке увлажненного сырья по конвейерным линиям, обмерзания крепи ствола и конструкций транспортных систем [2].

В северных климатических зонах и в зимний период времени положительные температуры в шахте обеспечиваются подогревом калориферами наружного воздуха, поступающего в горные выработки. Регулирование теплового режима современных шахт и рудников требует большого количества энергии для подогрева воздуха. Особенно это актуально для Российской Федерации, так как большая часть разрабатываемых месторождений находится в северных регионах страны. Затраты энергии на подогрев воздуха для единичных шахт и рудников Севера достигают десятков гигаватт-часов в год [3].

Водяные калориферы локального или централизованного обогрева используют в качестве теплоносителя горячую воду, являются наиболее эффективными и экономичными устройствами для нагрева больших объемов воздуха и имеют меньшую сложность технологии получения горячей воды [4, 5]. Основным требованием к конструкции водяных калориферов является обеспечение максимальной эффективности по передаче тепла от горячей воды к нагреваемому воздуху при минимальных габаритах, металлоемкости и цене.

Дополнительным и важным требованием к безаварийной работе калориферов, работающих в условиях значительных отрицательных температур используемого наружного воздуха, является обеспечение незамерзания воды в трубах калорифера. Замерзание калорифера приточной вентиляционной установки влечет за собой капитальный ремонт теплообменника. По данным [6] важнейшим параметром, обеспечивающим отсутствие замерзания воды, является турбулентный характер внутритрубного движения воды. Это условие выполняется при скорости воды в трубах калорифера более 0,2 м/с, обеспечивающей $Re > 2300$ [7, 8]. В водяных калориферах используются трубчато-пластинчатые и трубчатые конструкции. [9]. По сравнению с трубчато-пластинчатыми калориферами калориферы на основе оребренных труб имеют преимущества по технологичности и цене их изготовления, имеют большую прочность и надежность. Для

Таблица 1. Геометрические параметры оребрения труб испытываемых калориферов
Table 1. Geometrical parameters of tube fins of tested heaters

Шаг оребрения, мм	1,5
Ширина межреберного зазора, мм	0,95
Толщина ребра, мм	0,55
Высота ребер, мм	3,3...3,4
Остаточная толщина стенки трубы, мм	0,8...0,85
Диаметр по вершинам ребер, мм	24,0
Увеличение площади наружной поверхности после оребрения, раз	5,4

шахтных калориферов это особенно важно, поскольку в качестве теплоносителя может использоваться перегретая вода с температурами до 190 °С при давлении до 1,2 Мпа [10].

Гладкотрубные калориферы имеют ограниченное применение ввиду низкой эффективности. Для увеличения теплоотдачи труб к воздуху увеличивают площадь наружной поверхности труб, контактирующей с воздухом. Применяются трубы с насадным пластинчатым, спирально-навивным, спирально-накатным, проволочным оребрением и др. По данным [11] рекомендуется применять трубы с не сборным оребрением как наиболее эффективные ввиду отсутствия термического сопротивления места сборки и более технологичные в изготовлении.

Эффективность калорифера характеризуется тепловой мощностью, передаваемой от греющего теплоносителя нагреваемому воздуху в условиях вынужденной конвекции в обеих средах. Коэффициент теплопередачи является основным показателем теплотехнических качеств калориферов. Он показывает величину теплового потока, проходящего через единицу поверхности теплообмена от теплоносителя к нагреваемому воздуху за единицу времени и при градиенте температуры в один градус. Коэффициент теплопередачи зависит от коэффициента теплоотдачи от горячей воды к стенке трубы, теплового сопротивления материала стенки трубы и коэффициента теплоотдачи на границе горячая поверхность трубы – нагреваемый воздух. Коэффициент теплоотдачи стенка трубы – воздух на порядок меньше, чем коэффициент теплоотдачи вода – стенка трубы, поэтому основное внимание уделяется повышению коэффициента теплоотдачи на границе твердое тело – воздух. На практике интенсификация теплоотдачи со стороны воздуха достигается путем развития поверхности, обдуваемой воздухом.

Как показано в [12, 13] использование труб, оребренных по методу деформирующего резания (ДР), является перспективным в конструкциях калориферов. В работах [14-16] испытывались поверхности, полученные ДР при фазовых переходах, показана рациональность их использования.

Очевидным дальнейшим шагом рационального использования оребренных труб в устройствах нагрева воздуха является оптимизация компоновки калориферов и обеспечение рационального течения теплоносителей. В статье рассматривается сравнение теплотехнических и гидравлических характеристик трех перспективных компоновок калориферных установок.

2. Методика проведения исследований.

2.1. Описание испытываемых калориферов.

Все калориферы изготовлены на основе теплообменных медных труб, оребренных по методу деформирующего резания [17, 18], изготовленных в МГТУ Н.Э. Баумана.

Геометрические параметры оребрения труб представлены в Таблице 1.

Профиль оребрения показан на рис. 1.

Ранее медные трубы с аналогичным оребрением исследовались при кипении бромида лития в абсорбционных чиллерах (lithium-bromide absorption chiller). [19]. Установлено, что коэффициент тепло-

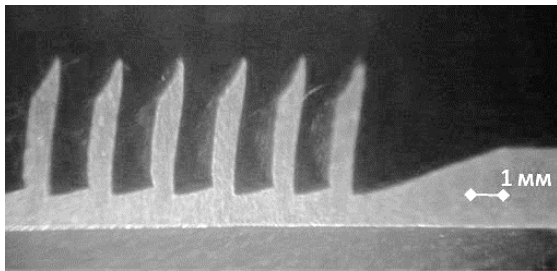


Рис. 1. Профиль оребрения труб испытываемых калориферов [13]
Fig. 1. The profile of the finned tubes of the tested heaters [13]

передачи для таких труб в 1,33 раза выше, чем для гладкотрубного теплообменника.

Испытывались аналоги компоновок конструкции калорифера Костромского калориферного завода (обозначение в дальнейшем – ВНВ), калорифера итальянской компании FASCO P.40-16 (обозначение в дальнейшем – FASCO) и калорифер компоновки ООО «ИнТехПромИнжиниринг» (патент на изобретение № 2567884, обозначение в дальнейшем – КНК). Испытания проводились теплотехнической группой лаборатории Института Угля Федерального исследовательского центра угля и углекислоты СО РАН.

Испытуемый калорифер по компоновке ВНВ имеет четыре ряда, четыре хода. В каждом ходу по 4 теплообменных трубы, работающих параллельно. Компоновка обеспечивает перекрестное движение теплоносителей «вода-воздух» (рис. 2).

Испытуемый калорифер по компоновке FASCO имеет четыре параллельные ветви из последовательно соединенных четырех труб (рис. 3). Обеспечивается перекрестно-противоточная схема движения теплоносителей.

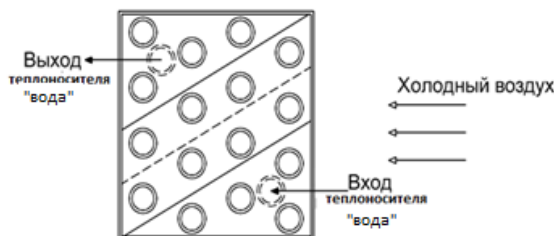


Рис. 2. Схема движения теплоносителей в калорифере ВНВ
Fig. 2. Scheme of movement of heat carriers in the VNV heater

Калорифер КНК имеет четыре ряда, 16 ходов по одной трубе в ходу, соединенных последовательно. Представляет перекрестно – противоточную схему

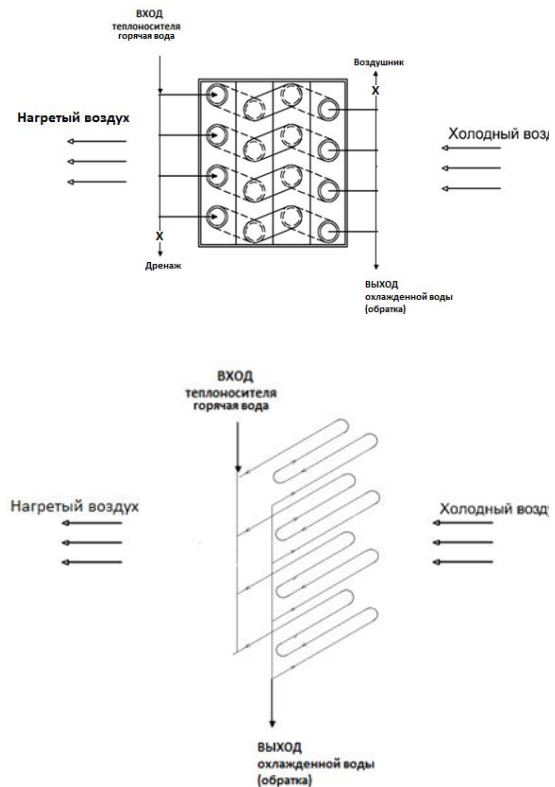


Рис. 3. Схема движения теплоносителей в калорифере FASCO
Fig. 3. Scheme of the movement of heat carriers in the FASCO heater

движения теплоносителя и нагреваемой среды (рис. 4).

Основные технические характеристики исследуемых калориферов представлены в Таблице 2.

2.2. Приборы и оборудование.

Задачами экспериментального исследования являлись:

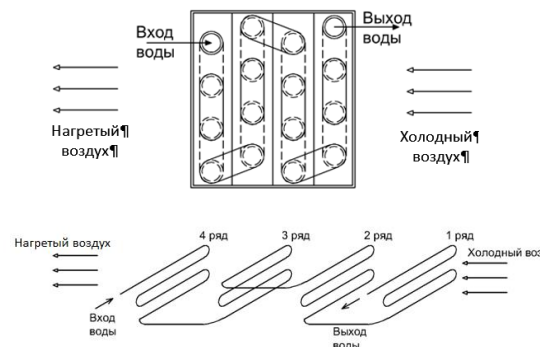


Рис. 4. Схема движения теплоносителя в калорифере КНК
Fig. 4. Scheme of movement of the coolant in the KNK heater

Таблица 2. Характеристики сравниваемых калориферов
Table 2. Characteristics of the compared heaters

	FACO	BHB	КНК
Теплообменная труба.	Медная труба, оребренная методом деформирующего резания		
Размеры единичной трубы, мм - длина общая/оробренного участка - диаметр наружный (по оребрению) - диаметр внутренний	320/300 22 16		
Площадь внутренней поверхности одной трубы м ² .	0,016		
Поверхность теплообмена по воздуху, м ² - одной трубы - пучка труб	0,098 1,57		
Количество труб, шт	16		
Количество рядов	4		
Количество труб в ряду	4		
Количество ходов по воде	4	4	16
Количество труб в ходу	1	4	1
Схема подключение труб в ходу	Параллельно-последовательное	Параллельное	Последовательное
Площадь сечения хода по воде, м ² - одной ветви - всех ветвей	0,0002 0,0008	0,0008 0,0008	0,0002 0,0002
Количество ветвей с последовательно включенными трубами	4	1	1
Количество труб в ходу	1	4	1
Подключение труб ветви	Последовательно	Последовательно	Последовательно
Подключение ветвей в калорифере	Параллельное	Ветвь одна	Ветвь одна
Расположение труб по воздуху	Шахматное		
Габаритные размеры калорифера (В*Д*Г), мм	150*390*140		
Поперечный и продольный шаг трубного пучка, мм	35		

- определение потери давления и скорости движения воды в зависимости от расхода воды, поступающей в теплообменный аппарат: $\Delta P=f(G)$, $v=f(G)$;

- определение тепловой мощности калорифера от расхода греющей воды с определением зависимости $Q=f(G)$ с расчетом коэффициента теплопередачи.

Продувка калориферов воздухом осуществлялась вентилятором низкого давления осевого типа ОВ4Е-300 диаметром 300 мм с номинальным расходом воздуха 340 м³/час с управлением через шкаф индикации и управления осевыми вентиляторами. Для регистрации параметров использовались: теплосчетчик фирмы VALTEC VHM-T с двумя датчиками Pt 1000, измеритель-регулятор микропроцессорный одноканальный ТРМ1, термоанемометр цифровой ТТМ-2. Определение перепада давления греющей воды на входе и выходе из калориферов осуществлялось U-образным водяным манометром.

Теплотехнические испытания калориферов выполнялись по схеме, представленной на рис. 5, с фиксированием параметров теплообмена на щите

индикации и управления, а также на табло теплосчетчика VALTEC VHM-T с последующей обработкой данных и построением графических зависимостей $Q=f(G)$, $K=f(G)$ и расчетом коэффициентов теплопередачи.

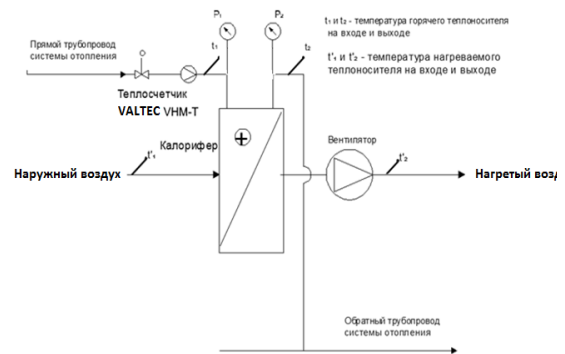


Рис. 5. Схема определения теплотехнических характеристик калориферов
Fig. 5. Scheme for determining the thermal characteristics of heaters

Эксперименты проводились поочередно на каждом калорифере со снятием и записью регистрируемых параметров.

3. Результаты экспериментов.

Графическая зависимость перепада давления на входе и выходе из калорифера и скорости потока от расхода воды показаны на рис. 6, 7.

По сравнению с калориферами FАСО и ВНВ калориферы КНК имеют большее гидравлическое сопротивление при значительном повышении скорости движения греющей воды во внутритрубном пространстве. Как указывалось ранее, для исключения замерзания воды при существенных отрицательных температурах подогреваемого воздуха скорость движения теплоносителя в трубах должна

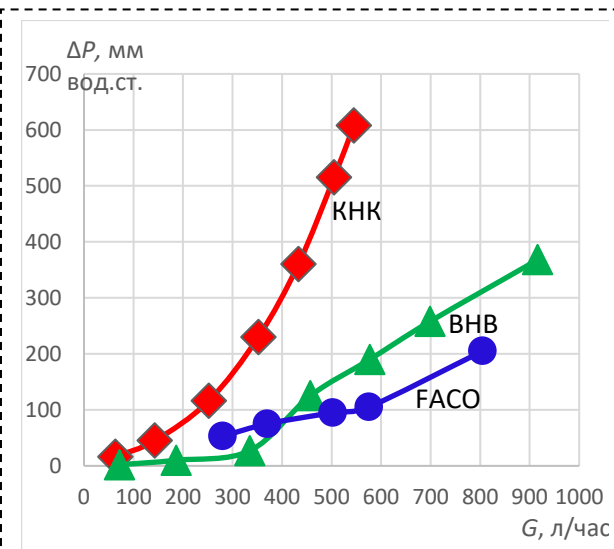


Рис. 6. Зависимость перепада давления на входе и выходе калорифера от расхода воды, $\Delta P=f(G)$
 Fig. 6. Dependence of the pressure drop at the inlet and outlet of the heater on the water flow rate, $\Delta P=f(G)$

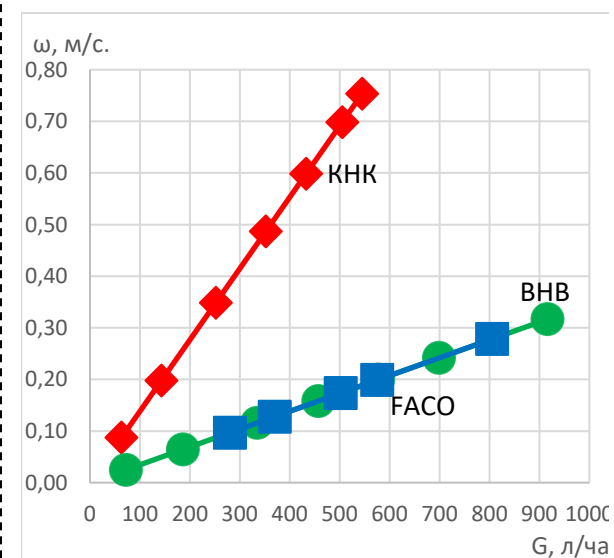


Рис. 7. Зависимость скорости движения воды по трубам от расхода воды, $\omega=f(G)$
 Fig. 7. Dependence of the speed of movement of water through pipes on the water flow rate, $\omega=f(G)$

быть более 0,2 м/с. Для компоновок ВНВ и FАСО данное условие обеспечивается при расходах воды не менее 580 л/час. Для компоновки КНК данная скорость движения воды обеспечивается уже при 140 л/мин, что в 4,1 раза меньше. Кроме того, движение теплоносителя по одной трубе в калорифере КНК исключает возможную неравномерность температур параллельных ветвей, как у FАСО и ВНВ.

Тепловая мощность калориферов и расчетный

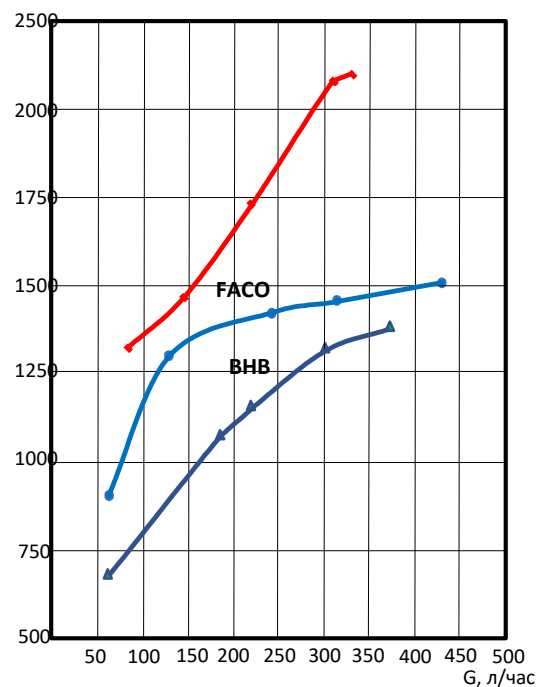


Рис. 8. Тепловая мощность калориферов в зависимости от расхода греющего теплоносителя
 Fig. 8. Thermal power of heaters depending on the flow rate of the heating medium

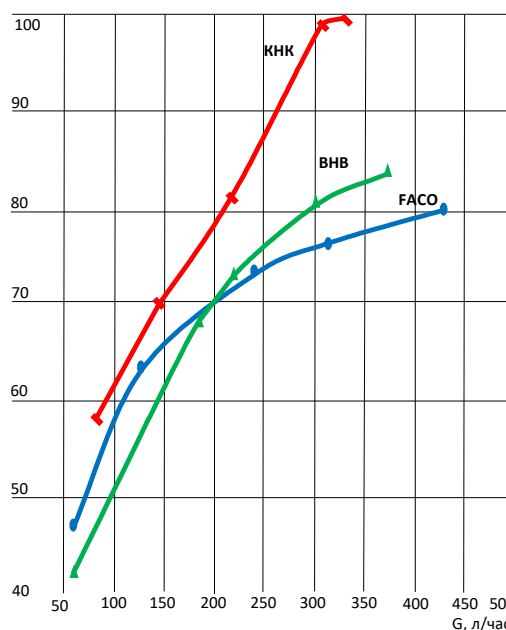


Рис. 9. Зависимость коэффициента теплопередачи калориферов от расхода греющей воды
 Fig. 9. Dependence of the heat transfer coefficient of heaters on the heating water flow rate

коэффициент теплопередачи для исследуемых калориферов представлены на рис. 8 и рис. 9.

4. Сопоставление экспериментальных данных с теплогидравлическими расчетами

Для сравнения проведен расчет гидравлического сопротивления водяного тракта и коэффициента теплопередачи для калорифера КНК.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к оребренной поверхности трубного пучка, вычислялся по формуле [21]:

$$K = 1 / (\psi_p \cdot (1/\alpha_w + \delta_{st} / \lambda_{st}) + 1/\alpha_{пр}),$$

где ψ_p – коэффициент увеличения поверхности оребренной трубы,

α_w – коэффициент теплоотдачи со стороны воды, Вт/(м²·К);

$\alpha_{пр}$ – коэффициент теплоотдачи через оребренную поверхность трубы (приведенный коэффициент теплоотдачи), Вт/(м²·К);

δ_{st} – толщина стенки трубы, м;

λ_{st} – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К).

Коэффициент теплоотдачи α_w от греющей воды, движущейся внутри гладких прямых медных труб калорифера, определялся [22].

$$\alpha_w = Nu \cdot \lambda / d_1,$$

$$Nu = \varepsilon_r \cdot \varepsilon_n \cdot 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr / Pr_c)^{0,25},$$

где ε_r – коэффициент, учитывающий влияние участка стабилизации,

ε_n – поправочный коэффициент для расчета теплоотдачи при переходном режиме течения теплоносителя $2300 \leq Re \leq 10$,

Re , Pr – число Рейнольдса и Прандтля, вычисленные при определяющем значении температуры воды в канале (принято $t = 60$ С°),

Pr_c – число Прандтля, вычисленное при среднем значении температуры стенки в канале со стороны воды.

λ – теплопроводность воды при определяющем значении температуры, Вт/(м²·К)

Приведенный коэффициент теплоотдачи вычислялся по формуле [23]:

$$\alpha_{пр} = (H_p/H_p \cdot E \cdot \psi_E + H_{мр}/H_p) \cdot \alpha_{вк},$$

где E – коэффициент эффективности ребра [24],

ψ_E – поправочный коэффициент к коэффициенту эффективности ребра, учитывающий неравномерность теплоотдачи по поверхности ребра,

$$\psi_E = 1 - 0,016 \cdot (D/d - 1) (1 + \text{th}(2 \cdot \beta \cdot h - 1)).$$

Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании оребренных труб шахматного расположения, отнесенный к полной поверхности с воздушной стороны, вычислялся по формуле:

$$\alpha_{вк} = 1,13 \cdot C_z \cdot C_q \cdot \lambda / d \cdot Re^m \cdot Pr^{0,33},$$

где C_z – коэффициент, учитывающий влияние на теплоотдачу числа поперечных рядов труб в пучке [19];

C_q – коэффициент, учитывающий влияние формы пучка X и коэффициента оребрения.

Параметр формы пучка X для пучков с шахматной компоновкой определялся по формуле:

$$X = \sigma_1 / \sigma_2 - 1,26 / \psi_r - 2 [25];$$

$$C_q = (1,36 - \text{th}X) (1,1 / (\psi_r + 8) - 0,014);$$

m – показатель степени, определяется по формуле:

$$m = 0,7 + 0,08 \cdot \text{th}(X) + 0,005 \cdot \psi_r;$$

Погрешность расчетного значения коэффициента теплопередачи, полученного при режиме работы калорифера КНК с массовым расходом воды 0,023 кг/с и воздуха 0,105 кг/с, составило 20,07% по сравнению с полученным экспериментальным значением (39, 97 и 50, 02 Вт/(м²·К), что является приемлемым результатом.

Сопротивление трения при движении в каналах теплоносителя рассчитывалось по формуле [20]:

$$\Delta P_t = \xi_t \cdot (L / d_l) \cdot (\rho \cdot \omega^2 / 2),$$

где ξ_t – коэффициент гидравлического сопротивления трения;

L – общая длина труб теплообменной матрицы и подводящих коллекторов, м;

d_l – внутренний диаметр трубок калорифера, м;

ρ – плотность среды, определяемая по среднему значению температуры воды, кг/м³;

ω – скорость воды в каналах калорифера, м/с

Так как режимы течения теплоносителей лежат в переходной зоне чисел Рейнольдса, то для вычисления коэффициента гидравлического сопротивления трения использовалась уравнение Черчилля, справедливое во всем диапазоне чисел Рейнольдса:

$$\xi_t = 8 \cdot ((8/Re)^{12} + 1 / (A+B)^{1,5})^{1/12} [26].$$

Местные сопротивления трения при движении в каналах теплоносителя без изменения агрегатного состояния состоят, как правило, из местных сопротивлений входа в трубные участки из коллекторов, выхода из труб в коллекторы, а также из местных сопротивлений поворотов потока [27]:

$$\Delta P_m = \xi_m \cdot (\rho \cdot \omega^2 / 2),$$

где ξ_m – местный коэффициент гидравлического сопротивления трения, взятый из [28].

Погрешность расчетного гидравлического сопротивления по сравнению с замеренным значением сопротивления при течении воды в каналах калорифера КНК при скорости 0,09 м/с составило 2,4%.

Выводы

1. Оребрение теплообменных труб методом деформирующего резания обеспечило высокие значения коэффициента теплопередачи для всех исследуемых калориферов и рекомендуется для использования в конструкциях калориферов.

2. Скорость потока воды более 0,2 м/с в компоновке калорифера КНК обеспечивается при расходах воды в 4,1 раза меньше по сравнению с другими исследованными компоновками калориферов. Это обеспечивает условие ее незамерзания теплоносителя в экстремальных условиях эксплуатации калорифера.

3. Большой коэффициент теплопередачи для компоновки калорифера КНК позволяет сократить металлоемкость и габариты калориферных установок.

4. Предложенная методика теплогидравлического расчета калорифера имеет удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными и может быть использована для расчета водовоздушных теплообменных аппаратов, основанных

на трубах, оребренных по методу деформирующего резания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зайцев А. В. Комплексные исследования в области обеспечения безопасных микроклиматических условий в длинных очистных забоях калийных рудников ОАО «Беларуськалий» // Стратегия и процессы освоения георесурсов. – Пермь : Изд-во ГИ УрО РАН, 2015. Вып. 13. С. 260-263.

2. Зайцев А. В., Левин Л. Ю., Бутаков С. В., Семин М. А. Теплотехнические системы нормализации микроклиматических параметров воздуха в глубоких рудниках ЗФ ПАО «ГМК «Норильский никель» // Горный журнал. Москва, 2018. № 6. С. 34-39.

3. Шипика Е. С. Теплофизическое обоснование параметров системы подогрева наружного воздуха для угольных шахт на основе природных источников энергии. Дис. ... канд. техн. наук. СПб. : 2019. 112 с.

4. Saxena A. Verma P. Srivastava G. Design and thermal performance evaluation of an air heater with low cost thermal energy storage // Applied Thermal Engineering. 2020. Vol. 167. 114768. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng>.

5. Галкин А. Ф., Николаева Д. В. Обоснование рационального способа подогрева рудничного воздуха. «Неделя науки СПбГПУ: материалы научно-практической конференции с международным участием». Институт военно-технического образования и безопасности СПбГПУ. 4.1. СПб. : Изд-во Политехн.ун-та, 2014. 118 с., С.94-96.

6. Сотников А. Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. Т.1. СПб. : АТ-Publishing. 2006. 506 с.

7. Сотников А. Г. Воздухонагреватели СКВ (СВ) и замерзание воды в них: ахиллесова пята систем...// Мир строительства и недвижимости. 2012. № 45. С. 2-4.

8. Сотников А. Г., Русаков А. П. Математическое моделирование гидравлических режимов балансировки и управления подсистемой нагрева и охлаждения - осушения воздуха в СКВ и СВ // Инженерно-строительный журнал. 2011. №1. С.53-61.

9. Mansurov R. Experimental study of heat exchange processes with variable operating modes of air heater-fan system // Journal of Physics: Conference Series. 2019. Vol. 1382. 012135. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1382/1/012135>.

10. Н. Hartman, J. Mutmansky, R. Ramani, Y. Wan. Mine ventilation and air conditioning, 3 rd ed. 2012. John Wiley & Sons, New York. 752 p.

11. Dreitzer G. A. Problems in Developing Highly Efficient Tubular Heat Exchangers // Thermal Engineering. 2006. V. 53. № 4. pp. 279-287.

12. Зубков Н. Н., Никитенко С. М. Калориферы новой конструкции с использованием труб, оребренных по методу деформирующего резания // Научно-технические разработки и использование минеральных ресурсов. 2017. №3. С. 206-211.

13. Zubkov N. N., Nikitenko S. M., Nikitenko M. S. New Design Heaters Using Tubes Finned by Deforming Cutting Method // Conf. Series: Materials Science and Engineering 253(2017) 012021. pp. 1-5. doi:10.1088/1757-899X/253/1/012021.

14. Pavlenko A. N., Kuznetsov D. V., Volodin O. A. et al. Heat transfer and dynamics of transient processes at liquid film flowing on smooth and modified surfaces. // Journal of Physics: Conference Series. 1369. 2019. №1. 012052. doi:10.1088/1742-6596/1369/1/012052.

15. Volodin O. A., Pecherkin N. I., Pavlenko A. N et al. The influence of the surface structuring type on heat transfer in falling films of the refrigerant mixture // Journal of Physics: Conference Series. 1369. 2019. №1. 012046. doi:10.1088/1742-6596/1369/1/012046.

16. Pavlenko A. N. Perspectives and Problematic Issues in the Development of Heat Transfer Enhancement Methods at Boiling and Evaporation // Journal of Physics: Conference Series. 2019. 012001. DOI: 10.1088/1742-6596/1359/1/012001.

17. Zubkov N. Multitool deformation and cutting in applying fins to heat-exchanger pipe. // Russian Engineering Research. 2015. Vol. 35, Issue 11, pp. 859-863.

18. Зубков Н. Н. Многофункциональная технология увеличения площади поверхности для повышения теплообменных и технологических свойств деталей // Полет (авиация, ракетная техника и космонавтика). 2003. №3. С. 41-46.

19. Stepanov K., Mukhin D., Zubkov N. Desorption of Aqueous Solution of Lithium Bromide on Enhanced Surfaces in a Single-Stage Lithium-Bromide Absorption Chiller. Journal of Engineering Thermophysics. 2019. Vol. 28, No. 4. pp. 529-537. doi:10.1134/S1810232819040076.

20. Skrypnik A. N., Shchelchikov A. V., Popov I. A., et al. Thermohydraulic Efficiency of Tubes with Internal Spiral Finning // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2018. Vol. 91. No.1. pp. 52-63. DOI 10.1007/s10891-018-1718-y.

21. Исайченко В. П., Осипов В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Изд. 3-е. М., Энергия, 1975. 488 с. с ил.

22. Богданов С. Н., Бучко Н. А., Гуйго Э. И. и др.; Теоретические основы хладотехники. Тепло-массобмен / под ред. Э.И. Гуйго. М. : Агропромиздат, 1986. 320 с.: ил.

23. Письменный Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб. К. : Альтерпресс, 2004. 244 с.

24. Kraus A., Aziz A., Welty J. Extended Surface Heat Transfer. 2001. John Wiley & Sons, Inc. New York. 1105 p.

25. Методика теплового и аэродинамического расчета аппаратов воздушного охлаждения. М. : ВНИИнефтемаш. 1971. 102 с.

26. Kutateladze S. S., Leontev A. I. Heat Transfer, Mass Transfer, and Friction in Turbulent Boundary Layers. Hemisphere Publishing Corp. New York. 1990. 316 p.

27. Chisholm D. Two-phase flow in pipelines and heat exchangers. London; New York: G. Godwin in

association with Institution of Chemical Engineers. 1983. 304 p.

28. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга.

3-е изд. пер. и доп. М. : Машиностроение, 1992. 672 с.

© 2022 Автор. Эта статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Всемирная (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Об авторах:

Никитенко Сергей Михайлович, Федеральный исследовательский центр угля и углехимии Сибирского отделения Российской академии наук (650000, Россия, г. Кемерово, проспект Советский, 18), Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева (650000, Россия, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28), доктор экон. наук, доцент, nsm.nis@mail.ru

Зубков Николай Николаевич, Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет) (105005, Россия, г. Москва, ул. Бауманская 2-я, дом 5, строение 1), доктор техн. наук, профессор

Никитенко Михаил Сергеевич, Федеральный исследовательский центр угля и углехимии Сибирского отделения Российской академии наук (650000, Россия, г. Кемерово, проспект Советский, 18), Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева (650000, Россия, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28), канд. техн. наук

Каськов Сергей Иосифович, Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет) (105005, Россия, г. Москва, ул. Бауманская 2-я, дом 5, строение 1)

Игнатова Алла Юрьевна, Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева (650000, Россия, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28), канд. биол. наук, доцент

Заявленный вклад авторов:

Никитенко Сергей Михайлович – постановка исследовательской задачи; научный менеджмент; патентный анализ; выводы

Зубков Николай Николаевич – концептуализация исследования в области технологии деформирующего резания; выводы

Никитенко Михаил Сергеевич – сбор и анализ данных; подготовка текста статьи

Каськов Сергей Иосифович – концептуализация исследования в области теплотехники; выводы

Игнатова Алла Юрьевна – обзор научно-технической литературы; оформление результатов испытаний для публикации

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

DOI: 10.26730/1816-4528-2022-4-44-53

Sergey M. Nikitenko^{1,2}, Nikolay N. Zubkov³, Mikhail S. Nikitenko^{1,2}, Sergey I. Kaskov³, Alla Yu. Ignatova²

¹The Federal Research Centre of Coal and Coal Chemistry of the Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences

²T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University

³Bauman Moscow State Technical University

E-mail: nsm.nis@mail.ru

COMPARATIVE TESTS OF THE HEATER OF A NEW DESIGN

Abstract.

Maintaining a given thermal regime is the most important factor in creating comfortable working conditions for miners and safe operation of equipment at mining enterprises. Regulation of the thermal regime of modern mines requires a large amount of energy to heat the air. The article presents the results of comparative tests of thermal and hydraulic charac-



Article info

Received:

21 February 2021

Accepted for publication:

15 July 2022

Accepted:

04 August 2022

Keywords: heat exchangers, water heater, thermal and hydraulic characteristics, pipe finning, deforming cutting.

teristics of three promising layouts of heating installations. Designs of water heaters of different types are presented. It is shown that a higher heat transfer coefficient for the layout of the heater of the new design can significantly reduce the metal consumption and dimensions of the heater installations. An obvious further step in the rational use of finned pipes in air heating devices is to optimize the layout of heaters and ensure the rational flow of heat carriers.

For citation: Nikitenko S.M., Zubkov N.N., Nikitenko M.S., Kaskov S.I., Ignatova A.Yu. Comparative tests of the heater of a new design. Mining Equipment and Electromechanics, 2022; 4(162):44-53 (In Russ., abstract in Eng.). DOI: 10.26730/1816-4528-2022-4-44-53

REFERENCES

1. Zaitsev A.V. Complex Research in the Field of Ensuring Safe Microclimatic Conditions in Long Working Faces of Potash Mines of OAO Belarus'kalii. Strateg. Processy Osvoen. Geores. 2015; 13: 260–263.
2. Zaitsev A.V., Levin L.Yu., Butakov S.V., Semin M.A. Heat Engineering Systems for Normalizing Microclimatic Air Parameters in Deep Mines of the Polar Division of PAO GMK Norilsk Nickel. Gornyi Zh. 2018; 6: 34–39.
3. Shipika E.S., Thermophysical Substantiation of Parameters of the outside Air Heating System for Coal Mines Based on Natural Energy Sources, Cand. Sci. (Engin.) Dissertation, St. Petersburg, 2019.
4. Saxena A., Verma P., Srivastava G. Design and Thermal Performance Evaluation of an Air Heater with Low Cost Thermal Energy Storage, Appl. Therm. Engin. 2020; 167: 114768. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng>.
5. Galkin A.F., Nikolaeva D.V. Substantiation of a Rational Method for Heating Mine Air. Science Week of SPbGPU: Materials of Scientific and Practical Conference with International Participation, St. Petersburg: Polytech. Univ., 2014. pp. 94–96.
6. Sotnikov A.G., Protsessy, apparaty i sistemy conditionirovaniya vozdukh i ventilyatsii (Processes, Devices, and Systems of Air Conditioning and Ventilation). Vol. 1. St. Petersburg: AT-Publishing; 2006.
7. Sotnikov A.G. Air Heaters of SAC (SV) and Freezing of Water in Them: The Achilles Heel of Systems... Mir Stroit. Nedvizh. 2012; 45: 2–4.
8. Sotnikov A.G., Rusakov A.P. Mathematical Modeling of Hydraulic Balancing Modes and Control of Subsystem for Air Heating and Cooling/Dehumidification in SAC and SV. Inzh. Zh. 2011; 1: 53–61.
9. Mansurov R. Experimental Study of Heat Exchange Processes with Variable Operating Modes of Air Heater-Fan System. J. Phys.: Conf. Ser. 2019; 1382: 012135; <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1382/1/012135>.
10. Hartman H., Mutmanský J., Ramani R., Wan Y. Mine Ventilation and Air Conditioning, New York: Wiley, 2012. 3rd ed.
11. Dreitser G.A. Problems in Developing Highly Efficient Tubular Heat Exchangers. Therm. Engin., 2006; 53(4): 279–287.
12. Zubkov N.N. and Nikitenko S.M. New-Design Heaters Using Tubes Finned by Deforming Cutting Method. Naukoemkie Tekhnol. Razrabotki Ispol'zov. Mineral. Res. 2017; 3: 206–211.
13. Zubkov N.N., Nikitenko S.M., Nikitenko M.S. New Design Heaters Using Tubes Finned by Deforming Cutting Method. Conf. Series: Materials Sci. Engin. 2017; 253(012021): 1–5. doi: 10.1088/1757-899X/253/1/012021.
14. Pavlenko A.N., Kuznetsov D.V., Volodin O.A. et al. Heat Transfer and Dynamics of Transient Processes at Liquid Film Flowing on Smooth and Modified Surfaces, J. Phys.: Conf. Ser. 2019; 1369(1): 012052. doi:10.1088/1742-6596/1369/1/012052.
15. Volodin O.A., Pecherkin N.I., Pavlenko A.N. et al. The Influence of the Surface Structuring Type on Heat Transfer in Falling Films of the Refrigerant Mixture. J. Phys.: Conf. Ser. 2019; 1369(1): 012046. doi:10.1088/1742-6596/1369/1/012046.
16. Pavlenko A.N. Perspectives and Problematic Issues in the Development of Heat Transfer Enhancement Methods at Boiling and Evaporation. J. Phys.: Conf. Ser., 2019: 012001. doi: 10.1088/1742-6596/1359/1/012001.
17. Zubkov N. Multitool Deformation and Cutting in Applying Fins to Heat-Exchanger Pipe. Russ. Engin. Res., 2015; 35(11): 859–863.
18. Zubkov N.N. Multifunctional Technology for Increasing the Surface Area to Improve Heat-Exchange and Technological Properties of Parts. Polet (Aviatsiya, Raketnaya Tekhnika Kosmonavtika) 2003; 3: 41–46.
19. Stepanov K., Mukhin D., Zubkov N. Desorption of Aqueous Solution of Lithium Bromide on Enhanced Surfaces in a Single-Stage Lithium-Bromide Absorption Chiller. J. Eng. Therm. 2019; 28(4): 529–537. doi: 10.1134/S1810232819040076.

20. Skrypnik A.N., Shchelchkov A.V., Popov I.A. et al. Thermohydraulic Efficiency of Tubes with Internal Spiral Finning. *J. Engin. Phys. Thermophys.* 2018; 91(1): 52–63. doi: 10.1007/s10891-018- 1718-y.

21. Isaichenko V.P., Osipov V.A., Sukomel, A.S. *Teploperedacha (Heat Transfer)*. Moscow: Energiya; 1975. 3rd ed.

22. Bogdanov S.N., Buchko N.A., Guigo E.I. et al. *Teoreticheskie osnovy khladotekhniki. Teplomassoobmen (Theoretical Foundations of Refrigeration Engineering. Heat and Mass Transfer)*, Guigo, E.I., Ed. Moscow: Agropromizdat; 1986.

23. Pis'mennyi E.N. *Teploobmen i aerodinamika paketov poperechno-orebrennykh trub (Heat Transfer*

and Aerodynamics of Banks of Cross-Wise Finned Tube). Kiev: Alterpress; 2004.

24. Kraus A., Aziz A. Welty J. *Extended Surface Heat Transfer*. New York: Wiley; 2001.

25. *Metodika teplovogo i aerodinamicheskogo rascheta apparatov vozdušnogo okhlazhdeniya (Method of Thermal and Aerodynamic Calculation of Air Cooling Units)*, Moscow: VNIIneftemash; 1971.

26. Kutateladze S.S., Leontev A.I., *Heat Transfer, Mass Transfer, and Friction in Turbulent Boundary Layers*. New York: Hemisphere; 1990.

27. Chisholm D. *Two-Phase Flow in Pipelines and Heat Exchangers*, New York: G. Godwin in association with Institution of Chemical Engineers; 1983.

© 2022 The Author. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

The author declare no conflict of interest.

About the author:

Sergey M. Nikitenko, The Federal Research Centre of Coal and Coal Chemistry of the Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, (650000, Russia, Kemerovo, Sovetsky Prospekt 18), T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University, (650000, Russia, Kemerovo, Vesennyya str., 28), Dr. Sc. in Economics, Associate Professor, nsm.nis@mail.ru

Nikolay N. Zubkov, Bauman Moscow State Technical University, (105005, Russia, Moscow, ul. Baumanskaya 2-ya, 5/1), Dr. Sc. in Engineering, Professor

Mikhail S. Nikitenko, The Federal Research Centre of Coal and Coal Chemistry of the Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, (650000, Russia, Kemerovo, Sovetsky Prospekt 18), T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University, (650000, Russia, Kemerovo, Vesennyya str., 28), C. Sc. in Engineering,

Sergey I. Kaskov, Bauman Moscow State Technical University, (105005, Russia, Moscow, ul. Baumanskaya 2-ya, 5/1), Dr. Sc. in Engineering, Professor

Alla Yu. Ignatova, T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University, (650000, Russia, Kemerovo, Vesennyya str., 28), C. Sc. in Biology, Associate Professor

Contribution of the authors:

Sergey M. Nikitenko – formulation of a research task; scientific management; patent analysis; conclusions

Nikolay N. Zubkov – conceptualization of research in the field of technology of deforming cutting; conclusions

Mikhail S. Nikitenko – data collection and analysis; preparation of the text of the article

Sergey I. Kaskov – conceptualization of research in the field of heat engineering; conclusions

Alla Yu. Ignatova – review of scientific and technical literature; design of test results for publication.

Author have read and approved the final manuscript.

