

УДК 662.612.125

Воробьева Л.А. – мл. научн. сотр., НМетАУ

Губинский В.И. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МИНИРЕГЕНЕРАТОРОВ С ШАРИКОВОЙ И ТРУБНОЙ НАСАДКОЙ

По результатам испытания минирегенератора с насадкой из металлических трубок проведена адаптация математической модели теплообмена в трубной насадке. Исследовано влияние продольной теплопроводности трубок на теплообмен в насадке. Выполнен сравнительный анализ эффективности работы шарикового и трубчатого регенераторов.

Введение

На сегодняшний день одним из зарекомендовавших себя теплообменников, позволяющим утилизировать до 85 % теплоты уходящих из печей газов, является малогабаритный регенератор с шариковой насадкой из корундового материала. Но большое аэродинамическое сопротивление, вероятность запыленности шариковой насадки делают актуальным альтернативный вариант минирегенератора для термических печей с насадкой из металлических трубок [1].

Постановка задачи

Задачей данной статьи является сравнение габаритов насадки, ее стоимости и аэродинамического сопротивления для минирегенераторов с шариковой и трубной насадкой при одинаковой температуре подогрева воздуха.

Экспериментальное исследование минирегенератора с трубной насадкой

На ранее описанной экспериментальной установке [2] было проведено повторное испытание трубчатого регенератора. Габариты рабочей камеры: $0,192 \times 0,192 \times 1,1$ м. Пучок трубок, выполненных из стали 08Х18Т10, с наружным диаметром трубки – 16 мм, толщиной стенки 2,5 мм и высотой 0,7 м, был установлен в камере регенератора. Количество трубок – 143 штуки. Порозность насадки – 0,586. С целью равномерного распределения потока воздуха по сечению трубной на-

садки, внизу камеры, перед входом воздуха в трубную насадку, были выложены два ряда корундовых шаров $\varnothing 20$ мм (рис. 1).

В эксперименте проводилось измерение расходов газа и воздуха, температуры стенки трубки и газов по высоте насадки, а также перепад давления теплоносителей на входе и выходе из насадки.

Расход природного газа, измеряемый газовым счетчиком Gallus 2000 G4, составил $7,83 \text{ м}^3/\text{ч}$. Расход воздуха, равный $195 \text{ м}^3/\text{ч}$, определяли стандартным сужающим устройством. Коэффициент расхода воздуха $n = 2,64$. При горении природного газа с теплотой сгорания $Q_H^p = 35,43 \text{ МДж}/\text{м}^3$, получен следующий расчетный состав продуктов горения: $\text{CO}_2 = 3,843 \%$; $\text{H}_2\text{O} = 7,617 \%$; $\text{O}_2 = 12,542 \%$; $\text{N}_2 = 75,998 \%$.

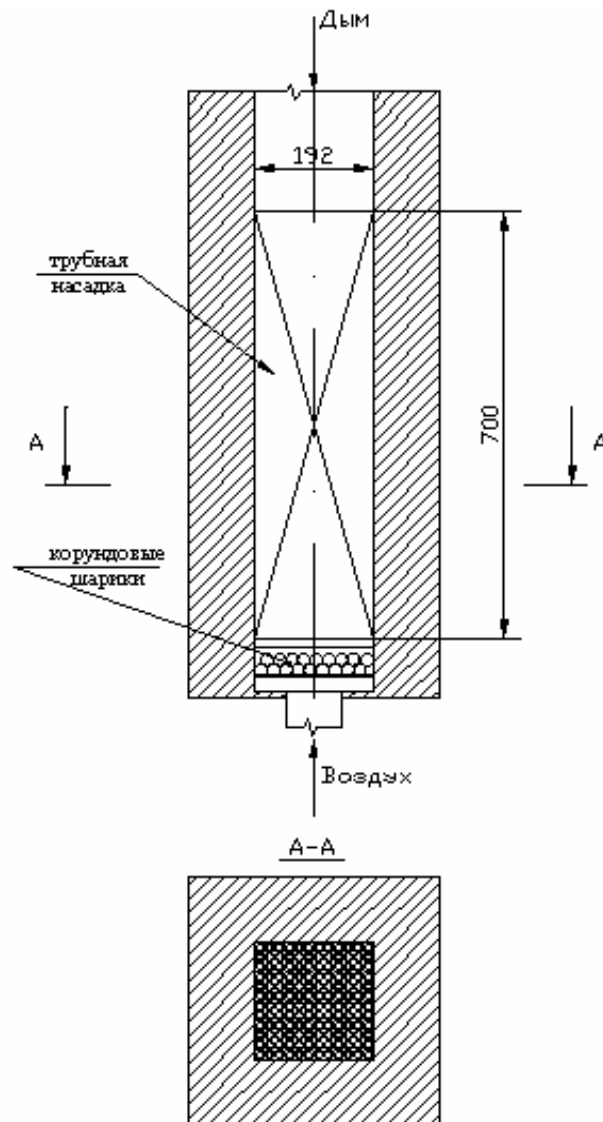


Рис. 1. Рабочая камера минирегенератора с трубной насадкой

С помощью измерительного комплекса, выполненного на базе восьмиканального аналого-цифрового преобразователя I-7018, измеряли температуру теплоносителей термоэлектрическими термометрами типа ХА с диаметром электродов 0,5 мм, установленными внутри трубок и в каналах между трубками в трех точках по высоте насадки: 0,05 м от низа насадки, по середине высоты насадки и 0,05 м от верха. В тех же точках измеряли температуру стенки трубок.

Насадка разогревалась до установившегося состояния в течение 2,5 часов. Длительность периодов нагрева и охлаждения насадки – 1 минута. Температура дыма и воздуха перед насадкой: $t_{д0}=810\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{в0}=220\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Поток теплоносителей в трубном пучке распределяется по каналам внутри труб и в межтрубном пространстве. На рис. 2 представлен элемент поперечного сечения пучка трубной насадки. Каналы неправильной формы межтрубного пространства, образованные при параллельной укладке труб, были отнесены нами к квадратной форме сечения.



Рис. 2. Элемент поперечного сечения трубной насадки

На рис. 3 показано изменение средней за период температур продуктов сгорания и нагреваемого воздуха внутри и снаружи трубок по высоте насадки в установившемся состоянии. Из рисунка видно, что охлаждение дымовых газов и нагрев воздуха в каналах межтрубного пространства и в каналах внутри труб происходит с разной интенсивностью: температура дыма на выходе из межтрубных каналов на $170\text{ }^{\circ}\text{C}$ ниже, чем внутри труб, а температура воздуха – на $160\text{ }^{\circ}\text{C}$ выше.

Величину аэродинамического сопротивления определяли путем измерения давлений в двух точках рабочей камеры (50 мм от низа насадки и 50 мм над насадкой) с помощью водяного U – образного манометра. Сопротивление при движении дыма или воздуха не превысило 80 Па.

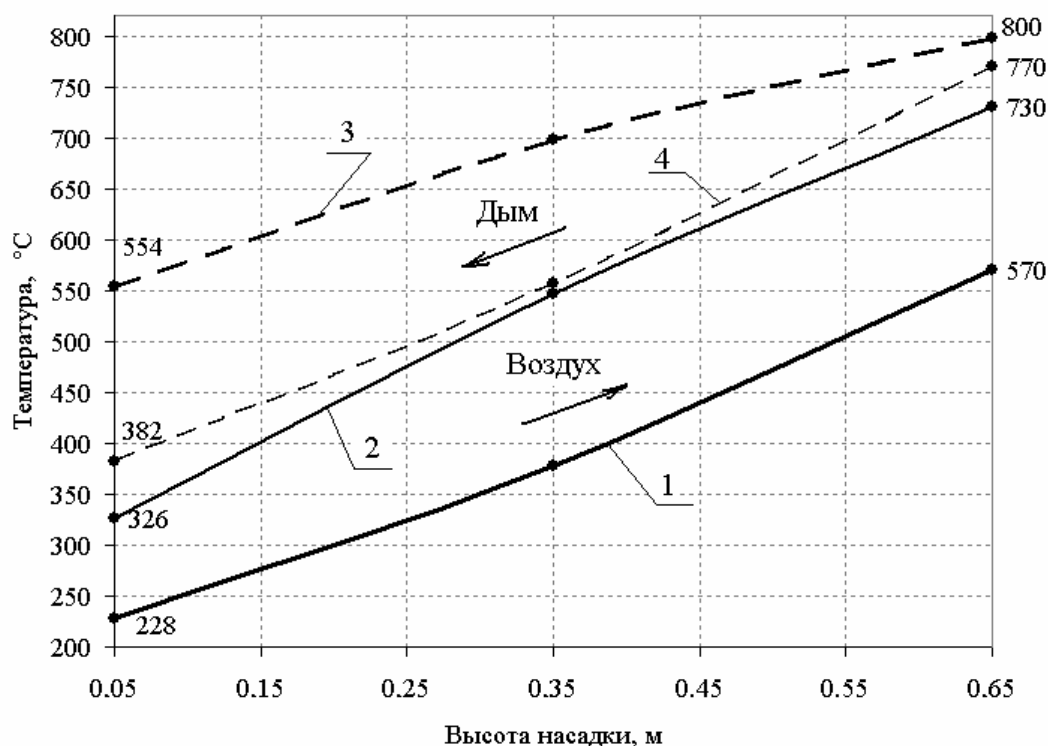


Рис. 3. Изменение средней за период температуры теплоносителей внутри и снаружи трубок по высоте насадки:
 1 – температура воздуха внутри трубок; 2 – температура воздуха между трубками; 3 – температура дыма внутри трубок;
 4 – температура дыма между трубками

Для расчета теплообмена в пучке труб необходимо знать, как распределяется поток теплоносителя по каналам внутри труб и в межтрубном пространстве. Общий расход теплоносителей равен сумме расходов внутри и снаружи труб:

$$V_{\text{общ.д}} = V_{\text{д}}^{\text{вн}} + V_{\text{д}}^{\text{нар}} = W_{\text{д0}}^{\text{вн}} \cdot S_{\text{вн}} + W_{\text{д0}}^{\text{нар}} \cdot S_{\text{нар}}; \quad (1)$$

$$V_{\text{общ.в}} = V_{\text{в}}^{\text{вн}} + V_{\text{в}}^{\text{нар}} = W_{\text{в0}}^{\text{вн}} \cdot S_{\text{вн}} + W_{\text{в0}}^{\text{нар}} \cdot S_{\text{нар}}, \quad (2)$$

где $V_{\text{д}}^{\text{вн}}$, $V_{\text{д}}^{\text{нар}}$, $V_{\text{в}}^{\text{вн}}$, $V_{\text{в}}^{\text{нар}}$ – расход дыма и воздуха внутри и снаружи труб, $\text{м}^3/\text{с}$ при н.у.; $W_{\text{д0}}^{\text{вн}}$, $W_{\text{д0}}^{\text{нар}}$, $W_{\text{в0}}^{\text{вн}}$, $W_{\text{в0}}^{\text{нар}}$ – скорость дыма и воздуха внутри и снаружи труб при н.у., $\text{м}/\text{с}$; $S_{\text{вн}}$, $S_{\text{нар}}$ – суммарная площадь поперечного сечения каналов внутри и снаружи труб, м^2 .

Соотношение скоростей $W_{\text{д0}}^{\text{вн}}/W_{\text{д0}}^{\text{нар}}$ и $W_{\text{в0}}^{\text{вн}}/W_{\text{в0}}^{\text{нар}}$ определим из условия равенства перепада давления для внутренних и наружных каналов:

$$\Delta P_{\text{д}}^{\text{нар}} = \Delta P_{\text{д}}^{\text{вн}}; \quad \Delta P_{\text{в}}^{\text{нар}} = \Delta P_{\text{в}}^{\text{вн}}. \quad (3)$$

Потери давления при движении теплоносителя через теплообменник определяются суммой сопротивлений на трение и на местные сопротивления на входе и выходе из насадки. Например, для дымового периода:

$$\Delta P_{\text{д}}^{\text{вн}} = \frac{\rho_{\text{д}0} \cdot (W_{\text{д}0}^{\text{вн}})^2}{2} \cdot \left(\xi \cdot \frac{\ell}{d_{\text{экв.вн}}} \cdot \left(1 + \frac{\bar{t}_{\text{д}}^{\text{вн}}}{273} \right) + \zeta_{\text{вх}} \cdot \left(1 + \frac{t_{\text{вх.д}}}{273} \right) + \zeta_{\text{вых}} \cdot \left(1 + \frac{t_{\text{вых.д}}}{273} \right) \right); \quad (4)$$

$$\Delta P_{\text{д}}^{\text{нар}} = \frac{\rho_{\text{д}0} \cdot (W_{\text{д}0}^{\text{нар}})^2}{2} \cdot \left(\xi \cdot \frac{\ell}{d_{\text{экв.нар}}} \cdot \left(1 + \frac{\bar{t}_{\text{д}}^{\text{нар}}}{273} \right) + \zeta_{\text{вх}} \cdot \left(1 + \frac{t_{\text{вх.д}}}{273} \right) + \zeta_{\text{вых}} \cdot \left(1 + \frac{t_{\text{вых.д}}}{273} \right) \right), \quad (5)$$

где $\rho_{\text{д}0}$ – плотность дыма при нормальных условиях, кг/м³; коэффициент сопротивления трения ξ при ламинарном движении, определяемый формулой Хагена-Пуазейля: $\xi = A/Re$; где A – коэффициент, зависящий от формы сечения канала ($A=64$ – для каналов круглого сечения; $A=57$ – для квадратной формы сечения) [3]; число Re рассчитывали по действительной скорости теплоносителей и эквивалентному диаметру соответствующего канала трубной насадки; ℓ – длина трубки, м; $d_{\text{экв.вн}}$, $d_{\text{экв.нар}}$ – эквивалентный диаметр каналов круглой и квадратной формы сечения, м; $\bar{t}_{\text{д}}^{\text{вн}}$, $\bar{t}_{\text{д}}^{\text{нар}}$ – средняя температура дыма по высоте насадки внутри и снаружи труб, °С; $t_{\text{вх.д}}$, $t_{\text{вых.д}}$ – температуры дыма на входе и выходе из насадки, °С; $\zeta_{\text{вх}}$, $\zeta_{\text{вых}}$ – коэффициент сопротивления входа и выхода из каналов. Теплофизические свойства газов определяли по температурам теплоносителей, усредненным за дымовой или воздушный периоды по высоте трубной насадки.

Полное аэродинамическое сопротивление рассчитывали аналогичным образом и для воздушного периода.

Чаще всего, в качестве эквивалентного диаметра, как определяющей линейной характеристики потоков, принимают гидравлический диаметр [3]: $d_{\text{гидр}} = 4 \cdot S_{\text{ж.с.}} / \Pi$, м; где $S_{\text{ж.с.}}$ – площадь живого сечения, м²; Π – смоченный периметр поперечного сечения, м. Гидравлический диаметр для каналов круглого сечения совпадает с натуральным внутренним диаметром трубки $d_{\text{гидр}} = d_{\text{вн}} = 1$ мм. Также выполняется расчет и для каналов неправильной формы, в нашем случае: $d_{\text{гидр.нар}} = 4,372$ мм. В [4] предложено при исследовании движения газов вычислять эквивалентный диаметр для каналов некруглой формы из равенства чисел Лагранжа.

Если эквивалентный диаметр для каналов круглой формы сечения равен геометрическому, то для каналов квадратной формы необходимо произвести пересчет квадратного потока на цилиндрический. Приравняем число Лагранжа для цилиндрического и квадратного потоков, например, для дымового периода:

$$La_{\text{цил}} = La_{\text{кв}}, \quad (6)$$

где $La = Re \cdot Eu$ – число Лагранжа, где $Eu = \Delta P_{\text{тр}} / (\rho_d \cdot W_d^2)$ – число Эйлера;

$\Delta P_{\text{тр}} = \xi \cdot \frac{\ell}{d_{\text{экв}}} \cdot \frac{\rho_d \cdot W_d^2}{2}$ – потери давления на трение, Па.

Равенство (6), можно переписать в следующем виде:

$$Re_{\text{вн}} \cdot \frac{64}{Re_{\text{вн}}} \cdot \frac{\ell}{d_{\text{экв}}} \cdot \frac{\rho_d \cdot W_d^{\text{вн}^2}}{2} / (\rho_d \cdot W_d^{\text{вн}^2}) = Re_{\text{нар}} \cdot \frac{57}{Re_{\text{нар}}} \cdot \frac{\ell}{a} \cdot \frac{\rho_d \cdot W_d^{\text{нар}^2}}{2} / (\rho_d \cdot W_d^{\text{нар}^2})$$

после сокращений получим: $d_{\text{экв}} = \frac{32 \cdot a}{28,5}$,

где $a = \sqrt{R_{\text{нар}}^2 \cdot (1 - \pi)} = 7,41$ мм – поперечный размер квадратного потока.

Таким образом, эквивалентный диаметр квадратного потока межтрубного пространства в пересчете на цилиндрический составил $d_{\text{экв,нар}} = 8,32$ мм.

После подстановки всех величин в равенства (3) соотношение скоростей движения потоков теплоносителей внутри и снаружи трубок составило: в дымовом периоде – $W_{\text{д0}}^{\text{вн}} / W_{\text{д0}}^{\text{нар}} = 1,175$, а в воздушном – $W_{\text{в0}}^{\text{вн}} / W_{\text{в0}}^{\text{нар}} = 1,987$. Согласно уравнениям (1) и (2) скорость дыма внутри и снаружи труб будет равняться: $W_{\text{д0}}^{\text{вн}} = 2,749$ м/с, $W_{\text{д0}}^{\text{нар}} = 2,34$ м/с; воздуха – $W_{\text{в0}}^{\text{вн}} = 3,065$ м/с, $W_{\text{в0}}^{\text{нар}} = 1,542$ м/с.

Математическая постановка задачи теплообмена

По результатам эксперимента была проведена адаптация математической модели, состоящей из системы уравнений для внутренней и наружной поверхностей теплообмена трубной насадки с учетом продольной теплопроводности трубок. Расчетная схема теплообмена представлена на рис. 4. Поставленная задача решалась с помощью метода конечных разностей по неявной разностной схеме по направлению движения теплоносителя. Дифференциальные уравнения при соответствующих граничных условиях были заменены на алгебраический аналог. Расчетная область разбивалась на равномерное количество

во узлов с шагом $\Delta\ell$. Время нагрева и охлаждения трубной насадки разбивали на равные интервалы $\Delta\tau$.

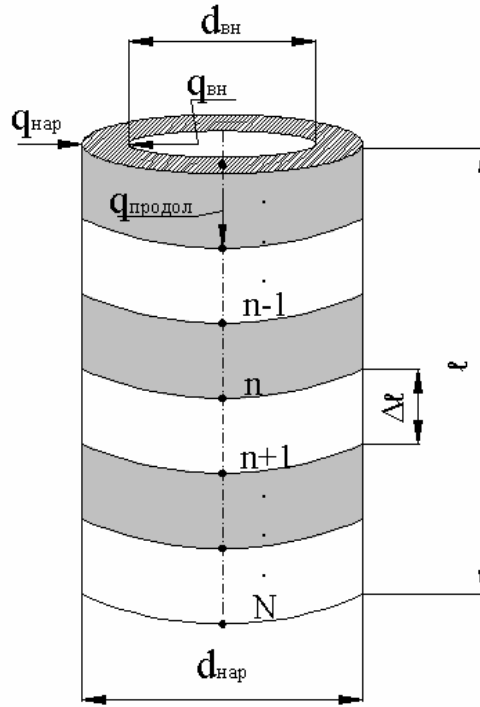


Рис. 4. Расчетная схема теплообмена в трубной насадке с учетом продольной теплопроводности

В конечных разностях система уравнений записывается следующим образом:

– в дымовом периоде:

$$V_{д}^{вн} \cdot (i_{д[n,к]}^{вн} - i_{д[n-1,к]}^{вн}) = q_{д[n,к]}^{вн} \cdot \Delta F_{вн}; \quad n=1, 2 \dots N-1 \quad (7)$$

$$V_{д}^{нар} \cdot (i_{д[n,к]}^{нар} - i_{д[n-1,к]}^{нар}) = q_{д[n,к]}^{нар} \cdot \Delta F_{нар}; \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & \Delta G \cdot (i_{нас[n,к]} - i_{нас[n,к-1]}) = \\ & = [q_{д[n,к]}^{вн} \cdot \Delta F_{вн} + q_{д[n,к]}^{нар} \cdot \Delta F_{нар} + (q_{прод[n,к]} - q_{прод[n+1,к]}) f] \Delta \tau. \end{aligned} \quad (9)$$

– в воздушном периоде:

$$V_{в}^{вн} \cdot (i_{в[n,к]}^{вн} - i_{в[n+1,к]}^{вн}) = q_{в[n,к]}^{вн} \cdot \Delta F_{вн}; \quad (10)$$

$$V_{в}^{нар} \cdot (i_{в[n,к]}^{нар} - i_{в[n+1,к]}^{нар}) = q_{в[n,к]}^{нар} \cdot \Delta F_{нар}; \quad (11)$$

$$\begin{aligned} & \Delta G \cdot (i_{нас[n,к-1]} - i_{нас[n,к]}) = \\ & = [q_{в[n,к]}^{вн} \cdot \Delta F_{вн} + q_{в[n,к]}^{нар} \cdot \Delta F_{нар} + (q_{прод[n,к]} - q_{прод[n+1,к]}) f] \Delta \tau. \end{aligned} \quad (12)$$

Начальные и граничные условия:

$$t_{м[n,0]}=t_{м0}, \quad n=1, 2 \dots N \text{ при } k=0 \quad (13)$$

$$t_{д[0,k]}=t_{д0}, \quad t_{в[0,k]}=t_{в0}, \quad k=0, 1, 2 \dots K \quad (14)$$

$$q_{д[n,k]}^{вн}=\alpha_{д}^{вн} \left(t_{д[n,k]}^{вн}-t_{нас[n,k]} \right), \quad q_{д[n,k]}^{нар}=\alpha_{д}^{нар} \left(t_{д[n,k]}^{нар}-t_{нас[n,k]} \right), \quad (15)$$

$$q_{в[n,k]}^{вн}=\alpha_{в}^{вн} \left(t_{нас[n,k]}-t_{в[n,k]}^{вн} \right), \quad q_{в[n,k]}^{нар}=\alpha_{в}^{нар} \left(t_{нас[n,k]}-t_{в[n,k]}^{нар} \right), \quad (16)$$

$$q_{прод[n,k]}=\lambda_{[n,k]} \left(t_{нас[n-1,k]}-t_{нас[n,k]} \right) / \Delta \ell; \quad (17)$$

$$q_{прод[n+1,k]}=\lambda_{[n,k]} \left(t_{нас[n,k]}-t_{нас[n+1,k]} \right) / \Delta \ell, \quad (18)$$

где n – номер элемента $\Delta \ell$ по длине трубы, k – номер интервала времени $\Delta \tau$; $i_{д}^{вн}$ и $t_{д}^{вн}$, $i_{в}^{вн}$ и $t_{в}^{вн}$, $i_{д}^{нар}$ и $t_{д}^{нар}$, $i_{в}^{нар}$ и $t_{в}^{нар}$ – энтальпия и температура дыма и воздуха внутри и снаружи труб, кДж/м³ и °С; ΔG – масса элемента насадки длиной $\Delta \ell$, кг; $\Delta F_{вн}$ и $\Delta F_{нар}$ – площадь боковой поверхности элемента насадки внутри и снаружи труб, м²; $i_{нас}$ и $t_{нас}$ – энтальпия и температура элемента насадки, кДж/кг и °С; f – площадь поперечного сечения стенки труб, м²; $t_{м0}$ – начальная температура трубной насадки, °С; $\alpha_{д}^{вн}$, $\alpha_{в}^{вн}$, $\alpha_{д}^{нар}$, $\alpha_{в}^{нар}$ – коэффициенты теплоотдачи конвекцией в дымовом и в воздушном периодах внутри и снаружи труб, Вт/(м²·К); $q_{д}^{вн}$, $q_{в}^{вн}$, $q_{д}^{нар}$, $q_{в}^{нар}$ – плотности теплового потока на поверхности стенки в дымовом и в воздушном периодах внутри и снаружи труб, Вт/м²; $q_{прод}$ – плотность теплового потока теплопроводностью вдоль трубной насадки, Вт/м²; λ – коэффициент теплопроводности хромоникелевых труб, Вт/(м·К), зависящий от температуры.

Коэффициент конвективной теплоотдачи в процессе нагрева и охлаждения трубной насадки для внутренней и наружной поверхности теплообмена вычисляли по формуле: $\alpha_{вн} = Nu_{вн} \cdot \lambda_{т}(t_{вн}) / d_{вн}$, $\alpha_{нар} = Nu_{нар} \cdot \lambda_{т}(t_{нар}) / d_{гидр.нар}$, где $Nu_{вн}$, $Nu_{нар}$ – числа Нуссельта для каналов внутри и снаружи труб; $\lambda_{т}(t)$ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К).

При продольном омывании трубок попеременно дымовым и воздушным потоками для ламинарного режима ($Re < 2000$) числа $Nu_{вн}$, $Nu_{нар}$ на каждом слое по высоте насадки, характеризующие теплоотдачу в полностью стабилизированном потоке, определяли по эмпирической формуле в соответствии с [5]:

$$Nu = \left(0,74 \cdot \varepsilon_{\ell} \cdot Pe^{0,2} \pm \left(\frac{\Delta t}{273} \right)^{0,02} \right) \cdot (Pr \cdot Gr)^{0,1},$$

где $Pe=Re \cdot Pr$ – число Пекле; Pr – число Прандтля; Gr – число Грасгофа; Δt – температурный напор между температурой теплоносителя и стенкой трубки по высоте насадки, °С. Знак плюс относится к совпадению направления свободного и вынужденного движений, знак минус – при противоположных направлениях. ε_ℓ – поправочный коэффициент на гидродинамический начальный участок, зависящий от ℓ/d . Температуры теплоносителей, зафиксированные во время испытания, отличались от температур, полученных расчетным путем, поэтому было произведено уточнение коэффициентов конвективной теплоотдачи. Поправка ε_ℓ на изменение коэффициентов теплоотдачи в начальном термическом участке составила: для каналов круглого сечения 0,86, а для межтрубного пространства – 1,5. Теплофизические свойства среды отнесены к температурам потока и стенки трубки по высоте насадки.

Сопоставление результатов расчета с экспериментом

В таблице 1 представлены расчетные значения коэффициентов теплоотдачи по высоте насадки, а также сравнение экспериментальных и расчетных значений усредненных температур теплоносителей внутри и снаружи труб за дымовой и воздушный периоды. Расхождение результатов расчетных значений температур дыма и воздуха внутри и снаружи трубок с температурами, полученными в ходе эксперимента, не превысило 8 %.

Таблица 1

Коэффициент теплоотдачи, а также экспериментальные и расчетные значения температур теплоносителя по высоте насадки при соотношении скоростей $W_{д0}^{вн} / W_{д0}^{нар} = 1,175$, $W_{в0}^{вн} / W_{в0}^{нар} = 1,987$

| ВЫСОТА, м | ВОЗДУШНЫЙ ПЕРИОД | | | | | | ДЫМОВОЙ ПЕРИОД | | | | | |
|-------------|-------------------|-----------------------|--------|--------------------|------------------------|--------|-------------------|-----------------------|--------|--------------------|------------------------|--------|
| | $\alpha_{в}^{вн}$ | $t_{в\text{ср}}^{вн}$ | | $\alpha_{в}^{нар}$ | $t_{в\text{ср}}^{нар}$ | | $\alpha_{д}^{вн}$ | $t_{д\text{ср}}^{вн}$ | | $\alpha_{д}^{нар}$ | $t_{д\text{ср}}^{нар}$ | |
| | | экспе- римент | расчет | | экспе- римент | расчет | | экспе- римент | расчет | | экспе- римент | расчет |
| 0,65 | 44,5 | 570 | 570 | 102,6 | 730 | 712 | 55 | 799 | 799 | 143,7 | 770 | 763 |
| 0,35 | 38,8 | 378 | 395 | 90,4 | 547 | 543 | 53 | 699 | 663 | 117,9 | 558 | 578 |
| 0,05 | 32 | 228 | 233 | 84,5 | 326 | 316 | 47,8 | 554 | 508 | 104,6 | 382 | 403 |

Коэффициент теплоотдачи в квадратных каналах межтрубного пространства в $2,2 \div 2,6$ раз выше, чем в цилиндрических каналах, в связи с меньшим диаметром канала, что говорит о нестабилизированном течении потока теплоносителей.

В процессе нагрева и охлаждения насадки были учтены тепловые потери через стенки камеры в окружающую среду. Теплоизоляционный слой рабочей камеры выполнен из волокнистой плиты ШПГТ-450 толщиной 100 мм, имеющей следующие теплофизические свойства: плотность $0,45 \text{ т/м}^3$; максимальная рабочая температура $1300 \text{ }^\circ\text{C}$; теплопроводность $\lambda=0,2 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ и теплоемкость $c=1,0 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ [6]. Расчетным путем установлено, что потери теплоты составили не более 2 % от теплоты, отданной насадке дымовыми газами.

Одновременно с этим был выполнен расчет теплообмена в трубной насадке без учета продольной теплопроводности. В таблице 2 приводятся температуры трубной насадки по высоте для дымового и воздушного периодов с учетом и без учета продольной теплопроводности.

Таблица 2

Температура трубной насадки по высоте с учетом и без учета продольной теплопроводности

| Температура, $^\circ\text{C}$ | Теплообмен с учетом / без учета продольной теплопроводности | | |
|--|---|------------|------------|
| | Расстояние от низа насадки, м | | |
| | 0,65 | 0,35 | 0,05 |
| Температура насадки в конце дымового периода | 747 750 | 574 577 | 400 403 |
| Температура насадки в конце воздушного периода | 715 717 | 544 546 | 346 351 |

Анализ влияния продольной теплопроводности на теплообмен в трубной насадке показал, что температура насадки как в дымовом, так и в воздушном периоде незначительно изменяется (на $2 \div 5 \text{ }^\circ\text{C}$) по сравнению с расчетом теплообмена без учета продольной теплопроводности.

Впервые в Украине сотрудниками кафедры ТЭМП НМетАУ, была построена и опробована регенеративная нагревательная печь камерного типа, оснащенная системой регенеративных горелок с шариковой насадкой из корундового материала [7]. По результатам

теплотехнического испытания регенеративных горелок была адаптирована математическая модель, описывающая теплообмен и аэродинамическое сопротивление в насадке шарикового регенератора. При этом была отобрана критериальная зависимость для средних коэффициентов теплоотдачи в слое насадки, обеспечивающая наименьшее расхождение экспериментальных и расчетных данных. Используя результаты испытания [7], выполнили расчет шарикового регенератора. Расхождение расчетных и экспериментальных значений температур теплоносителей не превысило 10 %.

Анализ полученных результатов

Для расчетного сравнения шариковой и трубной насадок компактных минирегенераторов выбрали в качестве материала насадок корундовые окатыши диаметром $d = 20$ мм и металлические трубки с наружным диаметром ($d_{\text{нар}}$) 14 и 10 мм и толщиной стенки $\delta_{\text{ст}} = 1$ мм. Температура дыма и воздуха на входе в насадку $t_{\text{д}0} = 1000$ °С, $t_{\text{в}0} = 20$ °С; начальная температура насадки $t_{\text{м}0} = 20$ °С. Термическую массивность элементов шариковой насадки учитывали путем введения поправки на массивность в расчете коэффициента теплоотдачи. Трубки, изготовленные из стали 08X18H10 (AISI 304), располагались в камере параллельными рядами. Стенки трубок насадки считали термически тонким телом. Длительность дымового и воздушного периодов 60 с. Расходы воздуха и дыма – 200 м³/ч (при расходе природного газа 20 м³/ч).

Размеры поперечного сечения камеры, высоту трубной и шариковой насадок рассчитывали из условия получения одинаковой средней за период температуры воздуха на выходе из насадки 800 °С. Сравнительная характеристика шарикового и трубчатого регенераторов представлена в таблице 3.

Из таблицы 3 следует, что с уменьшением наружного диаметра труб с 14 до 10 мм, при $\delta_{\text{ст}} = 1$ мм, удельная поверхность нагрева увеличивается в 1,5 раза, объем насадки уменьшается в 1,7 раза, масса насадки снижается на 13,8 %, а аэродинамическое сопротивление увеличивается в 1,37 раза. Из двух минирегенераторов с насадкой из трубок различного наружного диаметра можно рекомендовать к применению в промышленных условиях трубки с наружным диаметром – 10 мм.

Таблица 3

*Характеристика минирегенераторов с шариковой
и трубной насадками*

| | Параметры | Шариковая насадка $d = 20$ мм | Трубная насадка $d_{нар} = 14$ мм, $\delta_{ст} = 1$ мм | Трубная насадка $d_{нар} = 10$ мм, $\delta_{ст} = 1$ мм |
|----|--|-------------------------------------|--|--|
| 1 | Размеры поперечного сечения камеры, м × м | 0,25 × 0,25 | 0,192 × 0,192 | 0,192 × 0,192 |
| 2 | Высота насадки, м | 0,38 | 1,2 | 0,7 |
| 3 | Масса насадки, кг | 42 | 65 | 56 |
| 4 | Объем насадки, м ³ | 0,02375 | 0,0442 | 0,0258 |
| 5 | Порозность | 0,42 | 0,813 | 0,723 |
| 6 | Удельная поверхность нагрева, м ² /м ³ | 174 | 374,5 | 553,8 |
| 7 | Соотношение скоростей в трубной насадке $W_0^{вн} / W_0^{нар}$ – для дымового периода – для воздушного периода | | 1,99 2,49 | 1,79 2,24 |
| 8 | Расход дыма при н.у., м ³ /с – внутри трубок – снаружи трубок | 0,055563 | 0,055563 0,0432 0,0123 | 0,055563 0,0440 0,0115 |
| 9 | Расход воздуха при н.у., м ³ /с – внутри трубок – снаружи трубок | 0,055563 | 0,055563 0,0452 0,0103 | 0,055563 0,0459 0,00964 |
| 10 | Скорость дыма при н.у., м/с – внутри трубок – снаружи трубок | 0,8889 | 2,262 1,136 | 2,426 1,355 |
| 11 | Скорость воздуха при н.у., м/с – внутри трубок – снаружи трубок | 0,8889 | 2,367 0,951 | 2,531 1,132 |
| 12 | Средняя за период температура дыма на выходе из насадки, °С | 312 | 319 | 319 |
| 13 | Средняя за период температура воздуха на выходе из насадки, °С | 805 | 799 | 800 |
| 14 | Коэффициент регенерации, % | 72,99 | 72,4 | 72,5 |
| 15 | Аэродинамическое сопротивление, Па | 885 | 95 | 130 |

При одинаковой температуре подогрева воздуха на выходе из насадки и одинаковом коэффициенте регенерации трубчатый минирегенератор с наружным диаметром трубок 10 мм по сравнению с шариковым, обладает следующими достоинствами: в 3 раза большей удельной поверхностью нагрева, в 6,8 раз меньшим аэродинамиче-

ским сопротивлением, что способствует уменьшению запыленности. Объем насадки в обоих случаях практически одинаков.

Стоимости шариковой и трубной насадок сопоставимы друг с другом.

Вывод

1. Разработана математическая модель теплообмена в трубной насадке с учетом продольной теплопроводности трубок и по результатам, полученным в ходе испытания трубчатого минирегенератора, выполнена ее адаптация. Установлено, что переносом теплоты теплопроводностью в продольном направлении пучка трубок можно пренебречь. При продольном омывании пучка трубок коэффициент теплоотдачи в каналах межтрубного пространства в $2,2 \div 2,6$ раз выше, чем в каналах внутри труб.

2. Потери теплоты из минирегенератора в окружающую среду при выполнении футеровки камеры из волокнистого материала составляют 2 % от теплоты, отданной дымовыми газами насадке.

3. С уменьшением наружного диаметра труб с 14 до 10 мм, при $\delta_{ст} = 1$ мм, удельная поверхность нагрева увеличивается в 1,5 раза, объем насадки уменьшается в 1,7 раза, масса насадки снижается на 13,8 %, а аэродинамическое сопротивление увеличивается в 1,37 раза. Из двух минирегенераторов с насадкой из трубок различного наружного диаметра можно рекомендовать к применению в промышленных условиях трубки с наружным диаметром – 10 мм. Насадка трубчатого минирегенератора с наружным диаметром трубок 10 мм по сравнению с шариковой обладает в 3 раза большей удельной поверхностью нагрева и в 6,8 раз меньшим аэродинамическим сопротивлением, что способствует уменьшению запыленности. Объем насадки в обоих случаях практически одинаков. Стоимости шариковой и трубной насадок сопоставимы друг с другом.

Список литературы

1. Патент на корисну модель № 20797, МПК(2007) F28D 19/00, F28F 1/00. Насадка регенеративного теплообмінника; Губинський В.Й., Затопляєв Г.М., Воробйова Л.О. Номер заявки: u 2006 08704; Заявл. 03. 08. 2006. Опубл. 15.02.2007. Бюл. № 2.

2. Воробьева Л.А. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в металлическом трубчатом регенераторе / Воробьева Л.А., Затопляев Г.М., Губинский В.И. и др. // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: НМетАУ, 2007. – С. 71 – 77.

3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Идельчик И.Е. – М.: «Машиностроение», 1992. – 672 с.
4. Аверин С.И. Механика жидкости и газов / Аверин С.И. – Учебное пособие, Ч.1. – Днепропетровск, 1975. – 229 с.
5. Аверин С.И. Расчеты нагревательных печей / Аверин С.И., Гольдфарб Э.М., Кравцов А.Ф., Радченко И.И. и др. – К.: «Техника», 1969. – 539 с.
6. Губинский В.И. Metallургические печи / Губинский В.И.: Учеб. пособие. – Днепропетровск: НМетАУ, 2006 – 83 с.
7. Затопляев Г.М. Теплотехническое испытание нагревательной печи с регенеративными горелками / Затопляев Г.М., Еремин А.О. // Metallургическая и горнорудная промышленность – № 3, 2000. – С. 85 – 87.

Рукопись поступила 01.06.2008