

УДК662.957.8

ТЕПЛООБМЕННЫЙ БЛОК ДЛЯ РЕГЕНЕРАТИВНОЙ ГОРЕЛКИ

Дружинин Г.М.^{1,2}, д.т.н., зам. директора по науке, профессор кафедры «Теплофизика и информатика в металлургии» (gorelka.D@yandex.ru)

Лошкарев Н.Б.², к.т.н., доцент кафедры «Теплофизика и информатика в металлургии»

Лошкарев А.Н.², старший преподаватель кафедры «Теплофизика и информатика в металлургии» (mrAir@mail.ru)

Мухамадиева А.Х.², магистрант кафедры «Теплофизика и информатика в металлургии» (halitovna93@gmail.com)

Муксинов Д.Ф.², магистрант кафедры «Теплофизика и информатика в металлургии» (chuparpollo@mail.ru)

¹ ОАО «Научно-исследовательский институт металлургической теплотехники»

(620137, Россия, Екатеринбург, ул. Студенческая, 16)

² Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина

(620002, Россия, Екатеринбург, ул. Мира, 19)

Аннотация. Современные регенеративные горелки нагревательных и термических печей имеют достаточно большие размеры и малое время перекидки, что связано с низкой теплоемкостью огнеупорных материалов, применяемых для изготовления насадки. Большие габариты регенеративных горелок затрудняют их применение на нагревательных и термических печах, а малое время перекидок приводит к снижению срока эксплуатации перекидных клапанов. Существенно уменьшить размеры насадки и увеличить при этом время перекидки позволяет использование скрытой теплоты плавления металлов, которая на порядок выше теплоемкости керамики, из которой изготавливают насадку в современных рекуперативных горелках. В предлагаемом техническом решении рекомендуется использовать тонкостенные емкости, в которые помещаются металлы с различной теплотой плавления. Из таких емкостей набираются блоки, в которых температура плавления металла, заполняющего емкости, одинакова, а в соседних блоках отличается примерно на 100 °С. Как известно, при плавлении металлов их температура остается постоянной, поскольку вся подводимая к металлу теплота расходуется на плавление. Это позволяет поддерживать постоянную температуру секции, удерживая ее равной температуре плавления металла в данной секции, снимая с ее поверхности нагреваемым воздухом теплоту или отдавая поверхности теплоту продуктов сгорания, выделяющуюся при кристаллизации или поглощаемую при плавлении металлического ядра. Расчет времени перекидки и массы металла в одной секции, основанный на совместном решении уравнений теплового баланса и теплообмена между нагреваемым воздухом и поверхностью емкостей, позволяет определить габаритные размеры каждой секции, заполненной плавящимся или кристаллизующимся металлом и ее теплообменную поверхность. В данной работе приведен расчет массы плавкого ядра, размеров секции и времени перекидки регенеративного блока, состоящего из десяти секций с плавким ядром. Расчет обосновывает возможность снижения габаритов регенеративной насадки для горелки мощностью 200 кВт и увеличение времени перекидки, причем температура подогрева воздуха остается постоянной. Кроме того, в работе предложена конструкция секции и теплообменного блока, которые позволяют решить задачу уменьшения размеров регенеративного блока и увеличения времени перекидки по сравнению с существующими регенераторами, используемыми для нагрева воздуха в регенеративных горелках. Предлагаемая конструкция может быть использована для создания регенеративных горелок нового класса, обладающих высокой эффективностью, высокой температурой подогрева воздуха и значительным временем перекидки.

Ключевые слова: регенератор, теплообменный аппарат, утилизация теплоты, регенеративная горелка, плавкое ядро, плавкая насадка, скрытая теплота плавления.

DOI: 10.17073/0368-0797-2017-8-643-650

При постоянно растущей цене на энергоносители глубокая утилизация теплоты продуктов сгорания в нагревательных и термических печах становится одним из важнейших факторов экономии топлива и повышения эффективности его использования.

Традиционно теплоту продуктов сгорания утилизируют, применяя рекуператоры и регенераторы, устанавливаемые вблизи печей. Эти устройства имеют достаточно большие размеры, высокое гидравлическое сопротивление и, зачастую, малый срок эксплуатации.

При этом стоимость строительства теплообменных аппаратов достаточно высока.

Удачным решением применения теплообменных аппаратов можно считать рекуперативные и регенеративные горелки, которые сочетают в себе топливосжигающее устройство и теплообменник [1 – 11]. Это позволяет отказаться от строительства дорогостоящих рекуператоров или регенераторов, обязательных для печей, у которых температура продуктов сгорания на выходе из рабочего пространства превышает 600 °С.

При этом суммарная стоимость теплообменного аппарата и обычных горелок, которыми оборудована печь, оказывается заметно выше стоимости комплекта горелок со встроенными теплообменниками.

Широкая практика применения рекуперативных горелок на нагревательных и термических печах показывает их высокую эффективность, поскольку температура подогрева воздуха в рекуператорах таких горелок может достигать 500 и даже 700 °С при температуре продуктов сгорания, удаляемых из печи, порядка 1000 °С. При этом температура продуктов сгорания на выходе из рекуператоров составляет 550 – 320 °С.

Однако использование рекуперативных горелок ограничено температурой применения материала, из которого изготавливаются их рекуператоры, и при большей температуре продуктов сгорания срок эксплуатации рекуператоров и горелок в целом резко снижается.

Более эффективными теплообменными аппаратами являются регенераторы, в которых температура подогрева воздуха существенно выше, а значит выше и эффективность использования топлива. Кроме того, служат регенераторы значительно дольше. Однако и у регенераторов есть недостатки. В первую очередь, это большие размеры регенератора, связанные с необходимостью иметь как можно большую теплоемкость регенеративной насадки, что позволяет увеличить время перекидки и обеспечить при этом меньшее изменение температуры подогрева воздуха.

Сегодня на нагревательных печах достаточно успешно применяются регенеративные горелки, в которых проблемы теплоемкости насадки и стабилизации температуры подогрева воздуха для горения решаются не увеличением размеров насадки, а сокращением времени перекидки, которое для известных зарубежных горелок составляет примерно 10 – 15 с. Это требует установки на регенеративных горелках быстродействующих электромагнитных клапанов с высоким эксплуатационным ресурсом. При этом размеры насадки оказываются значительными, что увеличивает габариты горелки [12 – 14].

Работниками ОАО «ВНИИМТ» совместно с сотрудниками кафедры «Теплофизика и информатика в металлургии» Уральского федерального университета им. первого Президента РФ Б.Н. Ельцина разработан компактный регенеративный теплообменник большой теплоемкости, предназначенный для установки на горелках нагревательных и термических печей.

Для увеличения теплосодержания насадки в теплообменнике данной конструкции используется скрытая теплота плавления металлического ядра, заключенного в теплопроводящую оболочку. В предлагаемом варианте конструкции насадки регенератора с плавким ядром существенно увеличивается ее теплосодержание за счет скрытой теплоты плавления металлов.

Идея создания регенератора с плавким ядром для увеличения теплосодержания насадки была выдвину-

та Ю.Г. Ярошенко, В.С. Швыдким, Я.М. Гордоном и В.Л. Советкиным [15] еще в 1988 г. Это техническое решение позволяет увеличить время перекидки или уменьшить размеры насадки регенератора, однако температура насадки, а значит и температура подогрева воздуха в этом случае изменяется в достаточно широких пределах, что негативно сказывается на тепловом режиме работы агрегатов, оборудованных подобными регенераторами.

В регенеративной горелке с насадкой, содержащей плавкое ядро, предполагается установить четное количество регенеративных блоков, половина которых работает на нагрев и плавление ядра, а значит и на охлаждение продуктов сгорания, а половина на охлаждение и кристаллизацию плавкого ядра и, следовательно, подогрев воздуха. Каждый блок состоит из десяти последовательно установленных секций, температура плавления ядра которых отличается в соседних секциях приблизительно на 100 °С. При этом максимальную температуру плавления имеет ядро той секции, которая установлена на выходе продуктов сгорания из рабочего пространства печи, т. е. самой горячей, а минимальную температуру плавления имеет ядро секции, располагающейся на входе холодного воздуха в регенеративный блок.

В качестве плавкого ядра могут быть использованы металлы и сплавы, приведенные в табл. 1.

Секция регенератора с плавким ядром состоит из оболочек, заполненных металлом. Оболочка должна иметь развитую наружную поверхность. Это необходимо для формирования теплового потока, обеспечивающего охлаждение продуктов сгорания на 100 °С за время прохождения их через секцию в количестве, образующемся при сжигании газа в горелке, работающей на номинальной мощности.

С точки зрения увеличения теплового потока на поверхности насадки возможно обеспечить высокие коэффициенты теплоотдачи за счет, например, высоких скоростей движения газов. Однако это будет приводить к росту гидравлического сопротивления при движении продуктов сгорания и воздуха через насадку, что крайне нежелательно. Именно поэтому для увеличения теплового потока, на взгляд авторов, следует развить теплообменную поверхность секции, обеспечив тем самым нагрев воздуха или охлаждение продуктов сгорания в каждой секции на температуру, равную разнице температур плавления ядер соседних секций, т. е. примерно на 100 °С [16, 17].

Масса плавкого ядра каждой секции может быть определена из ее теплового баланса. Количество теплоты, требуемое на расплавление ядра секции, должно быть значительно больше количества теплоты, требуемого на нагрев воздуха или охлаждение продуктов сгорания. Это обеспечит увеличение времени перекидок, при котором ядро секции всегда будет оставаться в состоянии плавления или кристаллизации.

Таблица 1

Свойства материалов для плавкого ядра регенеративной насадки

Table 1. Properties of materials for fusible kernel of a regenerative nozzle

Металл или сплав	Температура плавления, °C	Удельная теплота плавления, кДж/кг	Плотность, кг/м ³
Легкоплавкий сплав (16 % Bi, 36 % Pb, 48 % Sn)	155,0	45,73	8500
Олово	231,9	59,00	6834
Свинец	327,5	24,30	10 510
Цинк	419,5	112,20	7135
Силумин АК 12 (литейный сплав алюминия с кремнием)	550,0	364,36	2650
Алюминий	660,0	393,00	2380
АСМ (алюминиевый антифрикционный сплав)	750,0	382,84	2830
МЛ 11 (магниевый литейный сплав)	843,0	350,22	1800
Бронза БрБ2	955,0	209,44	8920
Медь	1083,0	213,00	8930

Для разработки методики расчета теплообмена необходимо определиться с конструкцией теплообменной секции, которая должна иметь развитую теплообменную поверхность на стороне газов и в которую можно было бы поместить достаточное количество материала плавкой насадки.

В качестве примера рассмотрим горелку мощностью 200 кВт с расходом природного газа 20 м³/ч. При этом расход воздуха, теоретически необходимый для сжигания природного газа с теплотой сгорания $Q_p = 33\,500$, составит $L_0 = 9,2$ [18], а при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,1$ потребуется $L_a = 9,2 \cdot 1,1 = 10,12$ м³/м³. Таким образом, общий расход воздуха для сжигания 20 м³/ч природного газа составит $V_b = 20 \cdot 10,12 = 202,4$ м³/ч (или 0,0562 м³/с).

Расход продуктов сгорания при $\alpha = 1$ $V_0 = 10,2$ м³/м³, а при $\alpha = 1,1$ $V_a = 10,2 + (\alpha - 1)L_a = 10,2 + (1,1 - 1) \cdot 10,12 = 11,2$ м³/м³.

Примем температуру продуктов сгорания, выходящих из рабочего пространства нагревательной печи, $t_r = 1300$ °C, а температуру воздуха на входе в регенератор $t'_b = 20$ °C.

В настоящий момент наиболее рациональным конструктивным решением представляется использование секции в виде шахматного пучка трубок из нержавеющей стали с наружным диаметром $d_n = 5$ мм и внутренним $d_b = 4$ мм (рис. 1).

Расстояние между наружными поверхностями рядов стоящих трубок 1,5 мм. Ширину и высоту секции примем одинаковыми (150 мм) (рис. 2). Это предварительные размеры секции, которые в результате расчетов могут быть скорректированы.

Длина секции определяется скрытой теплотой плавления ядра. Трубки заполняются изнутри плавким материалом и завариваются по торцам. Трубки одной

секции заполнены металлом с одинаковой температурой плавления. При этом трубки соседних секций заполняются металлом с температурой плавления, отличающейся приблизительно на 100 °C. Десять секций составляют блок регенератора (рис. 3). Всего в одной горелке предполагается разместить четыре регенеративных блока (рис. 4): два из них работают на подогрев воздуха и кристаллизацию ядра и два на охлаждение продуктов сгорания и нагрев насадки, т. е. расплавление ядра.

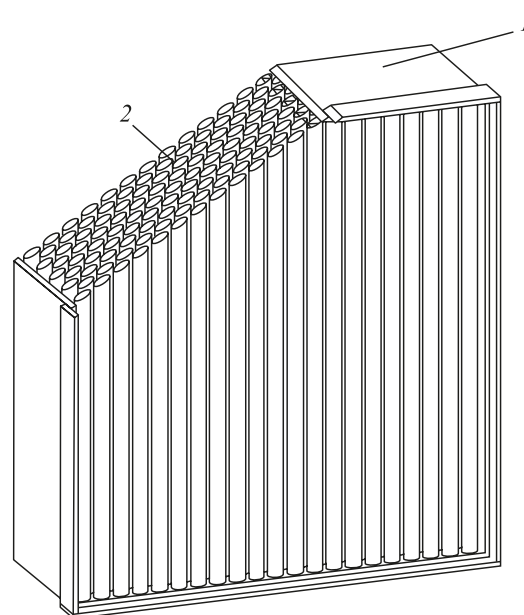


Рис. 1. Секция блока регенератора с плавким ядром:
1 – корпус теплообменной секции; 2 – трубки, заполненные плавким ядром

Fig. 1. Regenerator block section with a fusible kernel:
1 – body of heat exchange section; 2 – tubes filled with a fusible kernel

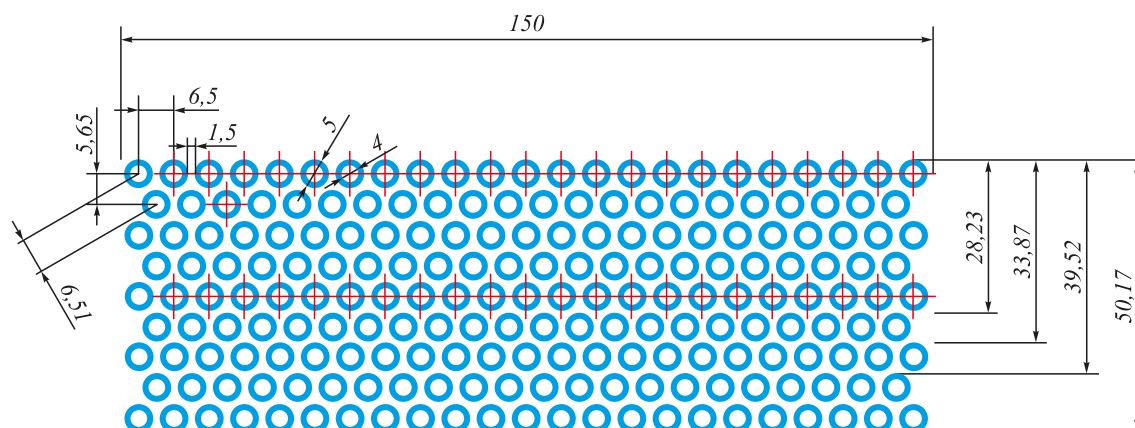


Рис. 2. Расположение трубок в секции регенератора с плавким ядром

Fig. 2. Arrangement of tubes in regenerator section with a fusible kernel

При такой компоновке температуры воздуха и продуктов сгорания, проходящих через регенератор, должны измениться в каждой секции приблизительно на $100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Целью расчета является определение размеров каждой секции, которые обеспечили бы заданные изменения температуры дыма и воздуха. При этом плавкое ядро секций должно оставаться в состоянии плавления или кристаллизации, при котором выделяется или поглощается скрытая теплота плавления и обеспечивается постоянство его температуры, а, следовательно, и температуры нагрева воздуха. Поскольку в каждой секции воздух нагревается на $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, а количество секций с разными плавкими ядрами предполагается равным десяти, воздух должен нагреться приблизительно до $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$. Поскольку одновременно на подачу воздуха будут работать два блока, то через каждый

блок расход воздуха составит $202,4/2 = 101,2\text{ м}^3/\text{ч}$ или $V_{\text{в1}} = 101,2/3600 = 0,0281\text{ м}^3/\text{с}$.

Для подогрева $101,2\text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха на $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ за время его прохождения через одну секцию потребуется тепловой поток, который можно определить по уравнению

$$q = V'_{\text{в1}} C_{\text{в}} \Delta t_{\text{в1}} = 0,0281 \cdot 1290 \cdot 100 = 3624,9\text{ Вт}, \quad (1)$$

где $C_{\text{в}}$ – средняя теплоемкость воздуха в интервале изменения его температуры в секции, $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$; $\Delta t_{\text{в1}}$ – изменение температуры воздуха в первой по ходу его дви-

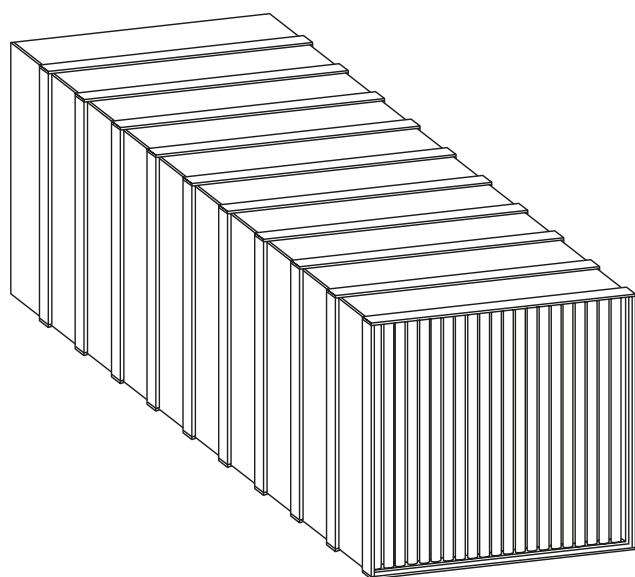


Рис. 3. Блок регенератора из десяти секций

Fig. 3. Regenerator block of ten sections

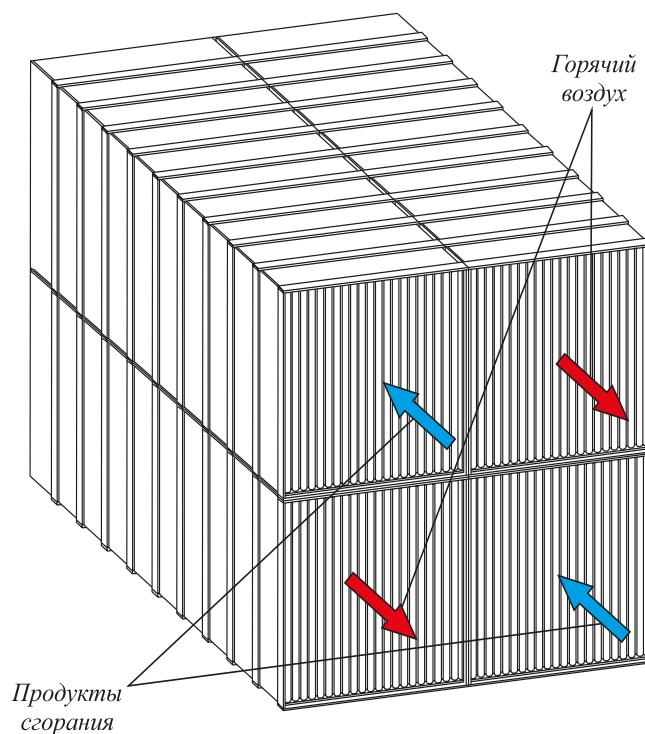


Рис. 4. Регенератор с плавким ядром из четырех блоков (по десять секций в каждом блоке)

Fig. 4. Regenerator with a fusible kernel of four blocks (ten sections in each block)

жения секции, °C; $C_B = 1290$ – теплоемкость воздуха при средней его температуре в первой секции, Дж/(м³·K).

С другой стороны, тепловую мощность, передаваемую поверхностью секции воздуху, можно определить по уравнению теплообмена:

$$q = \alpha(\bar{t}_n - \bar{t}_b)f, \text{ Вт}, \quad (2)$$

где α – коэффициент теплоотдачи от теплообменной поверхности секции к воздуху, Вт/(м²·K); \bar{t}_n – средняя температура поверхности секции, °C; \bar{t}_b – средняя температура воздуха в секции, °C; f – площадь теплообменной поверхности секции, м².

Среднюю температуру поверхности секции \bar{t}_n можно принять равной температуре плавления ядра, поскольку стенки трубок тонкие и изготовлены из металла, хорошо проводящего теплоту, а коэффициенты теплоотдачи от жидкого металла к стенкам очень высоки. Поэтому теплота будет доставляться от расплавленного ядра к поверхности значительно быстрее, чем отдаваться поверхностью воздуху.

Коэффициент теплоотдачи для шахматного пучка труб можно определить по уравнению [19]

$$\begin{aligned} \alpha_b &= (4,3 + 0,0038\bar{t}_b)C \frac{w_b^{0,6}}{d_n^{0,4}} 1,163 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)} = \\ &= (4,3 + 0,0038 \cdot 70) \cdot 1,13 \cdot \frac{6^{0,6}}{0,005^{0,4}} \cdot 1,163 = \\ &= 146,39 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}, \end{aligned} \quad (3)$$

где w_b – средняя скорость воздуха в свободном сечении секции (примем ее равной 6 м/с, исходя из условий минимизации гидравлического сопротивления); \bar{t}_b – средняя температура воздуха в секции $\left(\bar{t}_b = \frac{20 + 120}{2} = 70\right)$ °C;

C – коэффициент, зависящий от соотношения расстояния между осями труб в ряду и их наружным диаметром: при $x/d_n = 1,2 \div 3,0$ $C = 1 + 0,1x/d_n$; при $x/d_n > 3$ $C = 1,333$.

Расстояние между осями труб при принятой компоновке (см. рис. 2) составляет $x = 6,5$ мм, а наружный диаметр трубки $d_n = 5$ мм. Таким образом $x/d_n = 6,5/5 = 1,3$, тогда $C = 1 + 0,1 \cdot 1,3 = 1,13$.

Приравняв уравнения (1) и (2) и учитывая при этом потери теплоты в окружающую среду через боковые стенки секции (2 %), получим выражение

$$1,02V'_B C_B \Delta t'_B = \alpha(\bar{t}_n - \bar{t}_b)f,$$

откуда можно найти площадь теплообменной поверхности, необходимой для нагрева воздуха на 100 °C при данных условиях теплообмена. В расчетах приняты температура воздуха на входе 20 °C, температура воздуха на выходе из секции 120 °C для первой по ходу воздуха секции, в которой температура плавления лег-

коплавкого сплава (16 % Bi, 36 % Pb, 48 % Sn) составляет 155 °C:

$$f = \frac{V'_B C_B \Delta t'_B}{\alpha(\bar{t}_n - \bar{t}_b)} = \frac{1,02 \cdot 0,0281 \cdot 1290 \cdot 100}{146,39(155 - 70)} = 0,297 \text{ м}^2. \quad (4)$$

Поверхность одной трубки регенератора диаметром 5 мм и длиной 150 мм составляет $f_1 = d_n \pi l = 0,005 \cdot 3,14 \cdot 0,15 = 0,002356$ м². Общее количество трубок в секции должно составлять $n = 0,297/0,002356 = 126$ шт.

Количество трубок, устанавливаемых в одном ряду (n_1), определяется при заданном расходе воздуха 0,0281 м³/с, принятой скорости воздуха 6 м/с, заданной высоте трубок 150 мм и заданном расстоянии между трубками 1,5 мм по формуле

$$n_1 = \frac{V'_B}{w_b c z} = \frac{0,0281}{6 \cdot 0,0015 \cdot 0,15} = 20,8 \text{ шт}. \quad (5)$$

Примем целое число трубок в первом ряду $n_1 = 21$ шт.

Поскольку принято шахматное расположение трубок в секции, то в следующем ряду будет располагаться 20 трубок. Таким образом, в паре рядов располагается 41 трубка, а значит, необходимо расположить в секции $N = 126/41 = 3,07$ пары рядов трубок.

Общее количество рядов примем целое $N = 6$ рядов. Общая длина секции при этом составит 34 мм.

Тепловую мощность, которую получит воздух, проходя через секцию, определим по формуле (1)

$$q = V'_B C_B \Delta t'_B = 0,0281 \cdot 1290 \cdot 100 = 3625 \text{ Вт}.$$

В 126 трубках внутренним диаметром 4 мм и длиной 150 мм можно поместить плавкое ядро массой $M = 126 \cdot 0,0042 \cdot 0,785 \cdot 0,15 \cdot 8500 = 2,018$ кг. На плавление такого количества плавкого ядра с теплотой плавления 45,73 кДж/кг и плотностью 8500 кг/м³ затрачивается теплота $Q = 45,73 \cdot 2,018 = 92,27$ кДж или 92 270 Дж.

Время плавления ядра, т. е. время перекидки составит: $\tau = Q/q = 92\,270/3625 = 25,45$ с.

Аналогичным образом можно рассчитать время перекидки и длину второй и последующих секций с плавким ядром. Результаты этих расчетов представлены в табл. 2.

Общая длина регенеративного блока, состоящего из десяти секций, составляет 427 мм, минимальное время перекидки – 24,7 с. Именно минимальное время следует учитывать, поскольку при этом во всех остальных секциях плавкое ядро будет оставаться в состоянии, когда часть ядра кристаллизуется, а часть будет находиться в жидком состоянии, что существенно повышает коэффициент передачи теплоты от стенок к расплаву.

Важным показателем работы регенератора является его гидравлическое сопротивление.

Результаты расчетов длин секций и времени перекидок

Table 2. Results of calculations of sections lengths and swap time

Материал плавкого ядра	Температура плавления ядра, °С	Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Плотность плавкого ядра, кг/м³	Масса ядра, кг	Длина секции, мм	Время перекидки, с
Легкоплавкий сплав (16 % Bi, 36 % Pb, 48 % Sn)	155,0	45,73	8500	2,02	34	25,45
Олово	231,9	59,00	6834	2,24	51	36,20
Свинец	327,5	24,30	10 510	3,74	57	24,74
Цинк	419,5	112,20	7135	2,96	68	90,10
Силумин АК 12 (литейный сплав алюминия с кремнием)	550,0	364,36	2650	1,84	40	181,00
Алюминий	660,0	393,00	2380	0,56	34	58,00
АСМ (алюминиевый антифрикционный сплав)	750,0	382,84	2830	0,92	35	92,50
МЛ 11 (магниевый литейный сплав)	843,0	350,22	1800	0,61	44	54,70
Бронза БрБ2	955	209,44	8920	2,27	34	122,80
Медь	1083	213,00	8930	1,73	30	94,00
Σ				18,89	427	Min 24,70

Расчет гидравлического сопротивления регенеративной насадки с плавким ядром проведен по методике, изложенной в справочнике И.Е. Идельчика [20].

Коэффициент сопротивления шахматного пучка труб (включая потери на вход и выход из пучка) при $3 \cdot 10^3 < Re < 10^5$ может быть вычислен по формулам, предложенным Мочаном и Ревзиной.

Определим число Re для регенеративной насадки при движении в ней воздуха со средней температурой $(20 + 1020)/2 = 520$ °С и принятыми диаметре трубки 5 мм и скорости 6 м/с:

$$Re = \frac{6 \left(\frac{T}{T_0} \right) d}{\gamma} = \frac{6 \left(\frac{520 + 273}{273} \right) \cdot 0,005}{87,78 \cdot 10^{-6}} = 1053.$$

Это значение меньше, чем указано в справочнике как условие применимости формул, определяющих коэффициент сопротивления. Следовательно, можно ожидать, что действительные значения указанного коэффициента будут меньше рассчитанных по формулам.

Соотношение

$$\frac{S_1}{d_n} = \frac{6,51}{5} = 1,3 < 2 \text{ и } \frac{S_1 - d_n}{S_2 - d_n} = \frac{5,65 - 5}{6,51 - 5} = 0,43,$$

где S_1 – расстояние между первым и вторым рядом трубок по ходу движения (межосевое) (см. рис. 2); S_2 – межосевое расстояние по диагонали; d_n – диаметр трубки.

Это больше 0,114 и меньше 0,7, а значит, для расчета коэффициента сопротивления следует применить следующую формулу:

$$\begin{aligned} \zeta &= \left[\left(4,6 - 2,7 \frac{S_1 - d_n}{S_2 - d_n} \right) \left(2 - \frac{S_1}{d_n} \right) + 3,2 \right] Re_{cp}^{-0,27} (Z + 1) = \\ &= \left[\left(4,6 - 2,7 \frac{5,65 - 5}{6,51 - 5} \right) \left(2 - \frac{5,65}{5} \right) + 3,2 \right] \times \\ &\quad \times 1053^{-0,27} (77 + 1) = 40,95, \end{aligned}$$

где Z – число рядов трубок.

Динамический напор определим по формуле

$$P_d = \frac{w_{cp}^2 \rho}{2} = \frac{\left(6 \cdot \frac{520 + 273}{273} \right)^2 \left(1,293 \cdot \frac{273}{520 + 273} \right)}{2} = 67,93 \text{ Па}.$$

Тогда потери напора в блоке регенератора составят:

$$P_{пот.} = \zeta P_d = 40,95 \cdot 67,93 = 2781 \text{ Па}.$$

В результате получено приемлемое гидравлическое сопротивление, которое может компенсировать центробежный вентилятор высокого давления. Такого давления хватит для работы горелки в качестве скоростной.

Минимальное время перекидки получилось на третьей секции $\tau_3 = 24,7$ с (см. табл. 2).

Приняв это время перекидки, приходим к варианту работы блока регенератора, когда не во всех секциях плавкая насадка будет плавиться полностью, часть ее будет оставаться кристаллической. При этом и кристаллизироваться будет не все плавкое ядро. Это обеспечит высокие коэффициенты теплообмена на стороне расплавленного металла во все периоды работы регенератора. При таком времени перекидки ресурс работы клапанов увеличивается более чем в 2 раза, по сравнению с зарубежными аналогами, у которых время перекидки составляет 10 с.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бирюков А.Б. Современные аспекты использования регенеративных горелок для отопления пламенных печей // Черная металлургия. Бюл. ин-та «Черметинформация». 2015. № 11. С. 31 – 36.
2. Contarin F., Barcellos W.M., Saveliev A.V., Kennedy L.A. Energy extraction from a porous media reciprocal flow burner with embedded heat exchangers // Journal of Heat Transfer. 2005. Vol. 127. No. 2. P. 123 – 130.
3. Contarin F., Barcellos W.M., Saveliev A.V., Kennedy L.A. A porous media reciprocal flow burner with embedded heat exchangers // Proceedings of the 2003 ASME Summer Heat Transfer Conference, Las Vegas, Nevada, USA, July 21–23, 2003. Vol. 2. P. 35 – 42.
4. Chatys R. Bloom reheating with regenerative burners // Steel Times. 2000. Vol. 228. No. 2. P. 65.
5. Orman L.J. NKK's low NOx energy regenerative burner // Steel Times. 2000. Vol. 228. No. 2. P. 62.
6. Malcho M. Evaluating low NOx burners // Steel Times. 2000. Vol. 228. No. 2. P. 64 – 65.
7. Rafidi N., Blasiak W. Heat transfer characteristics of hitac heating furnace using regenerative burners // Applied Thermal Engineering. 2006. Vol. 26. No. 16. P. 2027 – 2034.
8. Nellis G.F., Klein S.A. Regenerative heat exchangers with significant entrained fluid heat capacity // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2006. Vol. 49. No. 1 – 2. P. 329 – 340.
9. Saastamoinen J.J. Heat transfer in crossflow regenerators // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1999. Vol. 42. No.17. P. 3205 – 3216.
10. Erk H.F., Dudukovic M.P. Phase-change heat regenerators: modeling and experimental studies // Aiche Journal. 1996. Vol. 42. No. 3. P. 791 – 808.
11. Mitrovic J., Stephan K. Mean fluid temperatures in direct contact heat exchangers without phase change // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1996. Vol. 39. No. 13. P. 2745 – 2750.
12. Chatys R., Orman L.J., Malcho M. Heat transfer enhancement in phase-change heat exchangers // Aviation. 2014. Vol. 18. No. 1. P. 40 – 43.
13. Radchenko N. A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase // Archives of Thermodynamics. 2004. Vol. 25. No. 4. P. 3 – 18.
14. А.с. 366 791 СССР. Гордон Я.М., Швыдкий В.С., Советкин В.Л., Ярошенко Ю.Г. Регенеративный теплообменник // Бюл. изобретений. 1988. № 2.
15. Теплотехнические расчеты металлургических печей: Учеб. пособие для студентов вузов. – 2-е изд. / Б.Ф. Зобнин, М.Д. Казяев, Б.И. Китаев и др. – М.: Металлургия, 1982. – 360 с.
16. Расчеты нагревательных печей / Э.М. Гольдфарб, А.Ф. Кравцов, И.И. Радченко и др. / Под ред. Н.Ю. Тайца. – Киев: Госуд. изд-во технической литературы УССР, 1958. – 420 с.
17. Физические свойства сталей и сплавов, применяемых в энергетике: Справочник / Под ред. Б.Е. Неймарк. – М.– Л.: Энергия, 1967. – 240 с.
18. Тимошпольский В.И. Теплотехнические основы металлургических процессов и агрегатов высшего технического уровня. – М.: Наука и техника, 1995. – 296 с.
19. Тимофеев В.Н., Карасина Э.С. Излучение газов (номограммы) // Изд. ВТИ. 1948. № 9, 10.
20. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М. – Л.: Госуд. энергетическое изд-во, 1960. – 465 с.

Поступила 12 апреля 2017 г.

IZVESTIYA VUZOV. CHERNAYA METALLURGIYA = IZVESTIYA. FERROUS METALLURGY. 2017. Vol. 60. No. 8, pp. 643–650.

HEAT EXCHANGE BLOCK FOR REGENERATIVE BURNER

G.M. Druzhinin^{1,2}, N.B. Loshkarev², A.N. Loshkarev²,
A.Kh. Mukhamadiev², D.F. Muksinov²

¹ OJSC “Scientific Research Institute of Metallurgical Heat Engineering” (“VNIIMT”), Ekaterinburg, Russia

² Ural Federal University named after the first President of Russia
B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia

Abstract. Modern regenerative burners for heating and thermal furnaces have rather larger sizes and small heat exchange period time that is connected with a low thermal capacity of the refractory materials applied to production of a nozzle. Considerable decrease in the sizes of nozzle and increase in heat exchange period time can be reached by using the hidden warmth of metals melting, which can be placed in the closed thin-walled reservoirs. In addition, the paper propose section design and a heat exchange unit enable to solve the problem of reducing the size of regenerative unit and increase the time of the swap, compared to existing regenerators that are used for air heating in regenerative burners. The proposed design can be used to create regenerative burners, a new class of highly effective, high temperature air preheating, and considerable time of swap. Such reservoirs, in which temperature of metal melting is equal, are packed in the sections. The next sections' melting temperature differs approximately

by 100 °C. It allows to maintain the fixed section temperature, which is equal the temperature of metal melting in this section, and removing from its surface or giving it, by products of combustion, warmth, which sets out in case of crystallization or is absorbed when metal kernel melts. Calculation of the swap time and the metal mass in one section, based on the joint solution of equations of heat balance and heat transfer between the heated air and the surface of tanks, allows to determine the overall dimensions of each section, filled with melting or crystallizing metal and its heat exchange surface. Fusible kernel mass, sizes of section and heat exchange period time calculations for regenerative block consisting of ten sections with a fusible kernel is given in this work. Calculation proves a possibility of decrease in dimensions of a regenerative nozzle for a 200 kW burner, and increase in heat exchange period time, while air heating temperature remains constant. The technical solution can be used in a thin-walled container in which are placed the metals with different heat of fusion. Large size regenerative burners hamper their use in heating and thermal furnaces, and fast parecidos leads to a decrease in period of operation of the changeover valve.

Keywords: regenerator, heat exchange device, heat utilization, regenerative burner, fusible kernel, fusible nozzle, hidden warmth of melting.

DOI: 10.17073/0368-0797-2017-8-643-650

REFERENCES

1. Biryukov A.B. Modern aspects of use of regenerative burners for heating of blast furnaces. *Chernaya metallurgiya. Byul. in-ta "Chermetinformatsiya"*. 2015, no.11, pp. 31–36. (In Russ.).
2. Contarin F., Barcellos W.M., Saveliev A.V., Kennedy L.A. Energy extraction from a porous media reciprocal flow burner with embedded heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*. 2005, vol. 127, no. 2, pp. 123–130.
3. Contarin F., Barcellos W.M., Saveliev A.V., Kennedy L.A. A porous media reciprocal flow burner with embedded heat exchangers. In: *Proceedings of the 2003 ASME Summer Heat Transfer Conference, Las Vegas, Nevada, USA, July 21–23, 2003*, vol. 2, pp. 35–42.
4. Chatys R. Bloom reheating with regenerative burners. *Steel Times*. 2000, vol. 228, no. 2, pp. 65.
5. Orman L.J. NKK's low NO_x energy regenerative burner. *Steel Times*. 2000, vol. 228, no. 2, p. 62.
6. Malcho M. Evaluating low NO_x burners. *Steel Times*. 2000, vol. 228, no. 2, pp. 64–65.
7. Rafidi N., Blasiak W. Heat transfer characteristics of hitac heating furnace using regenerative burners. *Applied Thermal Engineering*. 2006, vol. 26, no. 16, pp. 2027–2034.
8. Nellis G.F., Klein S.A. Regenerative heat exchangers with significant entrained fluid heat capacity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2006, vol. 49, no. 1-2, pp. 329–340.
9. Saastamoinen J.J. Heat transfer in crossflow regenerators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1999, vol. 42, no. 17, pp. 3205–3216.
10. Erk H. F., Dudukovic M. P. Phase-change heat regenerators: modeling and experimental studies. *Aiche Journal*. 1996, vol. 42, no. 3, pp. 791–808.
11. Mitrovic J., Stephan K. Mean fluid temperatures in direct contact heat exchangers without phase change. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1996, vol. 39, no. 13, pp. 2745–2750.
12. Chatys R., Orman L.J., Malcho M. Heat transfer enhancement in phase-change heat exchangers. *Aviation*. 2014, vol. 18, no. 1, pp. 40–43.
13. Radchenko N. A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase. *Archives of Thermodynamics*. 2004, vol. 25, no.4, pp. 3–18.
14. Gordon Ya.M., Shvydkii V.S., Sovetkin V.L., Yaroshenko Yu.G. *Regenerativnyi teploobmennik* [Regenerative heat exchanger]. Certificate of authorship USSR no. 1 366 791. *Byulleten' izobretenii*. 1988, no. 2. (In Russ.).
15. Zobnin B.F., Kazyayev M.D., Kitaev B.I., Lisienko V.G., Telegin A.S., Yaroshenko Yu.G. *Teplotekhnicheskie raschety metallurgicheskikh pechei: uchebnoe posobie dlya studentov vuzov* [Thermal technical calculations of metallurgical furnaces: Manual for universities]. Moscow: Metallurg, 1982, 360 p. (In Russ.).
16. Gol'dfarb E.M., Kravtsov A.F., Radchenko I.I. *Raschetynagrevatel'nykh pechei* [Calculations of heating furnaces]. Taitis N.Yu. ed. Kiev: Gosudarstvennoe izdatel'stvo tekhnicheskoi literatury USSR, 1958, 420 p. (In Russ.).
17. *Fizicheskie svoystva staley i splavov, primenyaemykh v energetike: Sprav.* [Physical properties of steels and alloys for energy industry: Reference book]. Neimark B.E. ed. Moscow-Leningrad: Energiya, 1967, 240 p. (In Russ.).
18. Timoshpol'skii V.I. *Teplotekhnicheskie osnovy metallurgicheskikh protsessov i agregatov vysshego tekhnicheskogo urovnya* [Fundamentals of metallurgical heat engineering processes and units of the highest technical level]. Moscow: Nauka i tekhnika, 1995, 296 p. (In Russ.).
19. Timofeev V.N., Karasina E.S. *Izluchenie gazov* (nomogrammy) [Emission gases (nomograms)]. Izd. VTI, 1948, no. 9–10. (In Russ.).
20. Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Reference book on hydraulic resistances]. Moscow-Leningrad: Gosudarstvennoe energeticheskoe izdatel'stvo, 1960, 465 p. (In Russ.).

Information about the authors:

G.M. Druzhynin, Dr. Sci. (Eng.), Deputy Director for Science, Professor of the Chair "Thermal Physics and Informatics in Metallurgy" (gorelka.D@yandex.ru)
N.B. Loshkarev, Cand. Sci. (Eng.), Assist. Professor of the Chair "Thermal Physics and Informatics in Metallurgy"
A.N. Loshkarev, Senior Lecturer of the Chair "Thermal Physics and Informatics in Metallurgy" (mrAir@mail.ru)
A.Kh. Mukhamadieva, MA Student of the Chair "Thermal Physics and Informatics in Metallurgy" (halitovna93@gmail.com)
D.F. Muksinov, MA Student of the Chair "Thermal Physics and Informatics in Metallurgy" (chuparpollo@mail.ru)

Received April 12, 2017