УДК:536.24:536.423:532.5:621.565.9

ИССЛЕДОВАНИЕ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССОВ ПЕРЕНОСА В ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОМ ТРУБЧАТОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ

Згурский В.А.

Институт газа НАН Украины, Киев, Украина

АННОТАЦИЯ

Разработана новая концепция и дизайн высокоэффективного трубчатого рекуператора, характеризующегося повышенной температурой подогрева газов (в первую очередь, воздуха) в сочетании с пониженной температурой труб и уменьшением разности температур воздушного потока и стенки трубы. Особенностью конструкции является использование вставок, выступающих в качестве вторичных излучателей внутри труб.

Результаты исследований продемонстрировали отличные совпадение качественных расчетов и экспериментальных данных как для температуры, так и для гидравлических характеристик.

Конструкция обеспечивает улучшенные тепловые характеристики рекуператора в условиях подогрева воздуха до 700°С. Было достигнуто уменьшение разности температур труб и подогреваемого воздуха до 100…200°С.

ВВЕДЕНИЕ

Процесс рекуперации теплоты продуктов сгорания (дымовых газов) с высокой температурой на выходе топливоиспользующих установок (котельных топок и промышленных печей), выступает в качестве одного из основных направлений экономии топлива.

В виде оборудования для такого процесса, как правило, используются печные рекуператоры и регенераторы [1-3]. Трубчатые рекуператоры представляют значительную часть в общем объеме высокотемпературных теплообменников. Рекуперация тепла заключается в предварительном нагреве одного или всех компонентов горения (окислителя, топлива) или технологического, конечного продукта (например, для котлов – вода). Чаще всего нагреваемой средой в печном рекуператоре выступает воздух горения. Чем выше температура воздуха, который поступает в камеру сгорания, тем значительнее рекуперация теплоты и выше эффективность использования топлива в печи. Таким образом, главная задача при модернизации конструкции рекуператоров заключается в том, чтобы поднять температуру вторичного теплоносителя, в частности воздушного потока, при фиксированных характеристиках первичного теплоносителя (продуктов сгорания): массового потока и температуры – путем интенсификации теплообмена.

Известно, что время разрушения увеличивается в 12... 20 раз для труб и сварных соединений при уменьшении всего лишь на 70-100°С температуры стенки трубы в диапазоне 530-650°С.

Увеличение результирующего коэффициента теплопередачи в системе “продукты сгорания – стенка трубы – воздушный поток”, и соответствующее снижение температуры стенки трубы в связи с повышением внутреннего коэффициента теплоотдачи от стенки трубы – обеспечивают возможность увеличения срока службы высокотемпературного рекуператора, а также в значительной мере позволяет снизить металлоемкость его конструкции.

Лимитирующей фактором теплообмена в системе “поток продуктов сгорания – стенки труб рекуператора – воздух для горения” приходится на составляющую внутри трубы.

В последние десятилетия [4,5] используются вставки, которые увеличивают турбулентность потока и, соответственно, – коэффициент конвективного теплообмена. Однако значительное увеличение гидравлического сопротивления канала и большие потери давления в потоке по длине теплообменных труб ограничивают возможности широкого внедрения.

В результате увеличения коэффициента теплоотдачи в системе “продукты сгорания – стенки трубы – воздушный поток” происходит снижение температуры стенки трубы (благодаря повышению внутреннего (внутри трубы) коэффициента теплообмена)), что приводит к увеличению срока службы высокотемпературного рекуператора. Снижение температуры стенок труб рекуператора происходит благодаря использованию вставок (вторичных излучателей) в виде радиальных ребер внутри каналов труб.

Обычно вторичные излучатели размещают в продуктах сгорания с излучающе-поглощающей средой [6-8]. В представленной работе вставки расположены внутри рекуперативных труб с лучепрозрачной средой.

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Конструкция рассредоточенного дымоудаления продуктов сгорания из топочной камеры стенда была рассчитана с применением CFD моделирования. С целью обеспечения равномерного отвода газов организован дымоотводный канал, над которым расположенные четыре входные канала (1 – 4) (рис.1). Задачей моделирования был выбор таких размеров каналов дымоудаления, чтобы два из них (1,2), расположенных слева от осевого сечения камеры (соответствует осевой плоскости горелки), отбирали приблизительно 50% всего потока, а через два других (3,4) расположенных справа от оси, так же отбиралось 50% продуктов сгорания.

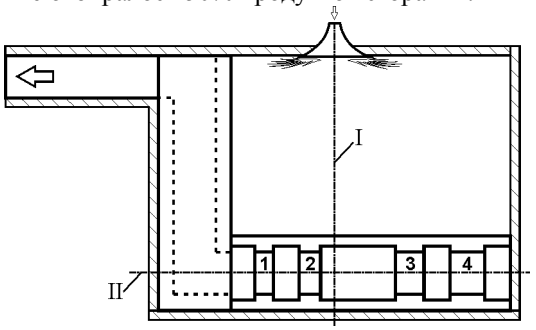

Рис.1. Схема тракта отбора продуктов сгорания. I – осевая плоскость горелки, II – средняя плоскость сборного дымоотводного коллектора.

Был выполнен расчетный анализ на основании математической модели процессов теплообмена внутри трубы рекуператора с и без внутренних вставок. Расчеты были выполнены:

- посредством инженерного подхода с учетом уравнения баланса для системы параллельных труб [9, 10];
- зональным методом для сложного теплообмена в системе поверхностных и объемных элементов;
- CFD моделированием.

CFD расчеты были проведены для прямой трубы длиной 1 м и U-образной петли трубы со вставками в виде радиальных ребер.

Было рассмотрено влияние следующих параметров на тепловые характеристики труб: начальная температура потока воздуха ($T_{a,en}$ = 300, 600, 900 K), степень черноты стенки трубы (ε_t = 0.9), степень черноты вставки (ε_{in} = 0.2; 0.9), скорость воздушного потока (m_a= 0.0802; 0.2 кг/с), число N радиальных ребер вставки (0, 2, 4, 8). Результаты для разных значений N и начальной температуры воздуха T_a, представлены в таблице 1.

Вставки наиболее эффективны для снижения температуры стенки трубы и увеличении температуры подогрева воздуха при минимальной $T_{a,en}$. Увеличение степени черноты вставки ε_{in} приводит к небольшому улучшению характеристик рекуператора (увеличение T_a, и снижение температуры стенки трубы порядка 20 ... 25 K), а максимальная температура вставки увеличилась более чем на 200 K.

Основываясь на представленных данных можно утверждать: увеличение числа ребер приводит к возрастанию температуры подогрева воздуха, а также к снижению температуры стенок трубки T_w и уменьшению характерной величины $\Delta T_{w,a}$. Потери давления Δp и критерий E меняются противоположно тенденции изменения $\Delta T_{w,a}$. $E \sim \Delta t / \Delta p$ [11] – комбинированный тепло-гидравлический критерий. Значение E указывает на затраты энергии при подогреве потока: чем выше E, тем более приемлемой является передача тепла. Как правило, темпы роста Δt ниже, чем уровень потерь давления Δp, однако встречаются и исключения. Численные значения относительной величины $\tilde{E} = E_{MD}/E_{BD}$ приведены в таблице 1, при этом значение E_{BD} принято как 1.0.

Характеристики	**Тип канала**			
	○	⊖	⊕	✳
Дизайн	**BD**	**MD**		
Число ребер вставки, N	0	2	4	8
Температура воздуха на входе $T_{a,en}$, K	300	300	300	300
Средняя температура воздуха на выходе, K	380	420	451	482
$T_{w,max}$, K	1165	1141	1109	1065
Средняя температура трубы, K	1140	1096	1059	1019
$T_{w,min}$, K	1036	975	939	916
$\Delta T_{w,a} = T_a - T_{w,max}$	785	721	658	583
Потери давления, Па	88	144	203	320
Критерий $\tilde{E}$	1.00	0.92	0.82	0.63
Температура воздуха на входе $T_{a,en}$, K	900	900	900	900
Средняя температура воздуха на выходе, K	939	955	968	983
$T_{w,max}$, K	1193	1184	1173	1159
Средняя температура трубы, K	1182	1166	1153	1138
$T_{w,min}$, K	1141	1120	1106	1093
$\Delta T_{w,a} = T_a - T_{w,max}$	255	229	205	176
Потери давления, Па	134	220	314	536
Критерий $\tilde{E}$	1.00	0.86	0.74	0.53

Табл.1. Основные тепловые и гидравлические характеристики каналов труб рекуператора

Так же проведены CFD расчеты для трубы в виде U-образной петли, опытного стенда. Расчеты выполнены при следующих условиях. Поток возду-

ха 0.098 кг/с; температура воздуха на входе 300 К. Граничные условия на стенках для области нагрева: $\alpha = 50$Вт/(м^{2}К); температуры дымовых газов 950 К. Длина вставки на прямом участке труб в петле составляет 1 м, толщина – 2.5 мм. На начальном и конечном участке находятся адиабатные области высотой 400 мм.

По результатам сравнительных расчетов подогрева воздуха в U-образной петли рекуператора модернизированной (MD) и основной (BD), было установлено, что температура подогрева воздуха в секции MD возросла по сравнению с BD на 8 К (с 385 до 393), в то же время температура стенок понизилась на 58 К (с 759 до 701). Критерий $\tilde{E}$ слабо возрастает на 8.2%. Потери давления составили 82 и 83 Па. Поля температур на поверхности трубы демонстрируют существенную неоднородность.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И ИСПЫТАНИЯ

Компьютеризированный огневой стенд был разработан и установлен в Институте газа, Киев. Методология заключается в одновременных испытаний двух рекуперативных секций, каждая из которых состоит из трех параллельных U-образных петель. Секции изготовлены из труб промышленного диаметра и толщины (89/80мм), а суммарная длина трех петель соответствует петле промышленного рекуператора 3×3385 ≈ 10155 мм

На компьютеризированном огневом стенде проведены комплексные теплотехнические, теплообменные и аэродинамические испытания, которые обеспечили одновременные сравнительные измерения характеристик рекуперативных секций модернизованной (MD) и базовой (BD) конструкции. В ходе испытаний использовались две наиболее перспективные конструкции модернизованных секций рекуператора: MD1 (вставки выполнены в форме крестообразных ребер, установленных на прямых участках труб в U–образных петлях) и MD2 (вставки в отдельных петлях расположены по всей длине U–образных петель рекуперативной секции).

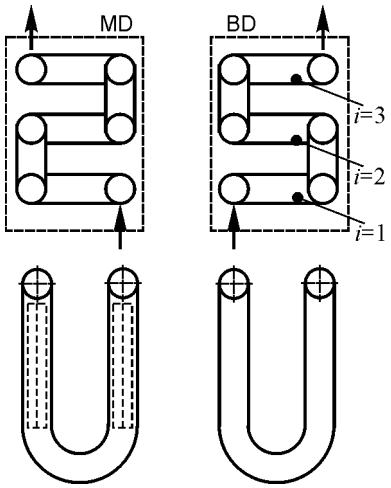

Рис.2. Схема тестовой секции MD и BD

Петли MD и BD типа расположены в одинаковых условиях по температуре и обтеканию продуктами сгорания в печи [12, 13] (см. рис.2), номера петель *i* указаны на рисунке.

Испытания включают определение и сравнение тепловых и гидравлических (аэродинамических) параметров. Тепловые испытания были проведены при различных температурах печи (продуктов сгорания) T_{fl} и различной скорости потока воздуха.

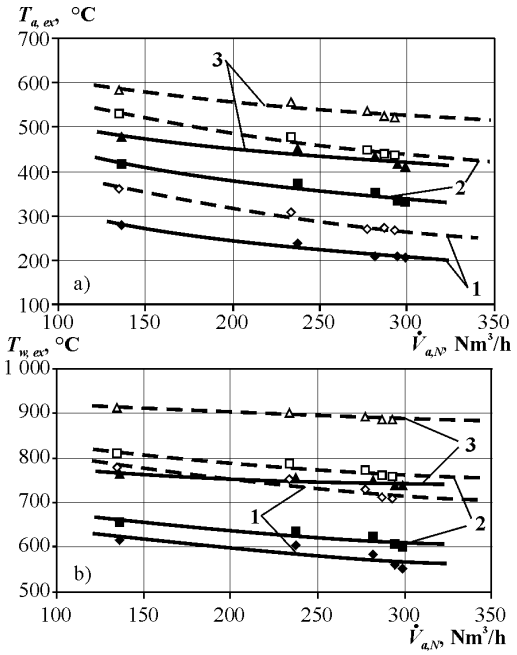

Рис.3. Зависимость основных температур петель рекуперативной секции базовой конструкции (BD) от расхода воздуха (нм^3/час): a – подогрева воздуха на выходе *i*-й петли $T_{a,ex}$; b – стенки трубы на *i*-й петли выхода $T_{a,ex}$; Температура продуктов сгорания в печи T_{fl}, *K*: 1070 – сплошные линии, 1125 – пунктирные линии

Были изучены следующие основные тепловые параметры:

- температуры подогрева воздуха на выходе из секции рекуператора $T_{a,ex} = T_{a,max}$;
- температура стенки трубы на выходе из секции рекуператора $T_{w,ex}$;
- температура вставки в трубе T_{in}.

На рисунках 3, 4 приведены результаты измерения температуры при огневых испытаниях секций рекуператора BD и MD2 типа, по каждой из петель *i* (*i* = 1, 2, 3). Номер петли *i (i = 1, 2, 3)* показан на рисунках для соответствующей кривой: 1 (◆, ◊); 2 (■, □), 3 (▲, △). При росте скорости воздушного потока температура подогрева воздуха $T_{a,ex}$ (рис.3, a) и стенок трубки $T_{w,ex}$ (рис.3, b) на выходе снижается, но в случае MD2 отмечается более значительные изменения, чем в случае BD, во всем диапазоне расхода воздуха за счет интенсификации теплообмена.

В результате характерное значение $T_{w,\max} - T_{a,max}$

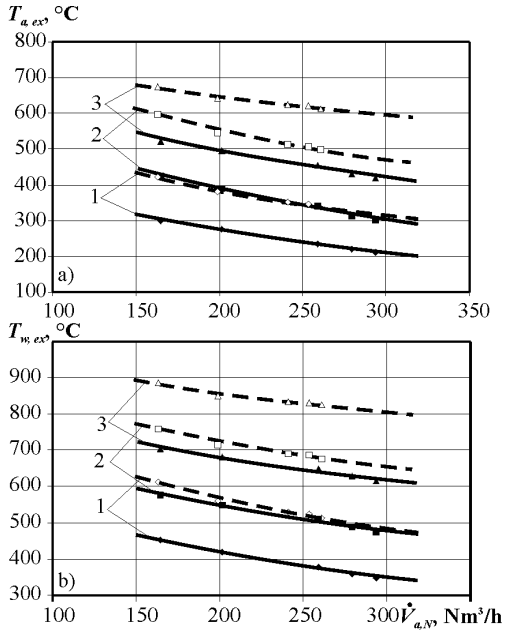

Рис.4. Зависимость основных температур петель рекуперативной секции модернизованной конструкции типа MD2 от расхода воздуха: a – подогрева воздуха на выходе из *i*-й петли $T_{a,ex}$; b – стенки трубы на выходе из *i*-й петли $T_{w,ex}$; Температура продуктов сгорания в печи T_{fl}, *K*: 1070 – сплошные линии, 1125 – пунктирные линии.

$= T_{w,ex}$ (i = 3) – $T_{a,ex}$ (i = 3) составляет 210°C – для MD2 (рис.5,b), а в случае BD $T_{w,\max} - T_{a,max} = T_{w,ex}$ (i = 1) – $T_{a,ex}$ (i = 1) составляет около 450°C и, более чем 350°C – на выходе из 3-й петли секции BD – рис.5,a.

Таким образом, преимущество модернизованной конструкции рекуператора систематически подтверждается в условиях огневых испытаний. Диапазон характеристических разностей температур ($T_w - T_a$) составляет 140…210°C для MD2 (рис.5,b) по сравнению с 240...450°C для BD (рис.5,a).

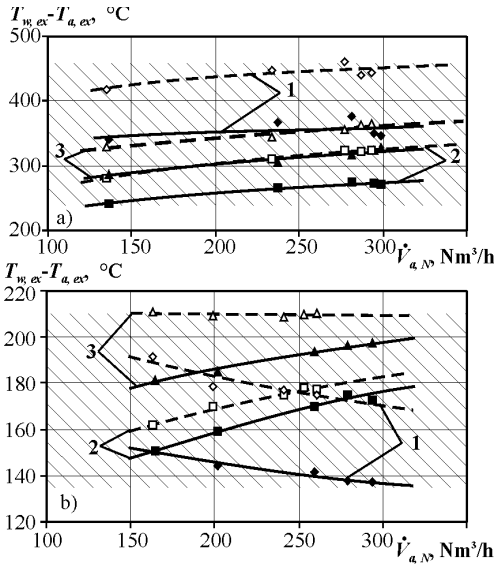

Рис.5. Зависимость основной характеристики – разности между температурой стенки трубы на выходе *i*-й петли $T_{w,ex}$ и температурой подогрева воздуха в том же сечении (на выходе петли) $T_{a,ex}$, от расхода воздуха. a – базовая конструкция типа BD; b – конструкция типа MD2. Температура продуктов сгорания в печи T_{fl}, *K*: 1070 – сплошные линии, 1125 – пунктирные линии.

В результате обработки приведенных выше данных рассчитаны значения следующих тепловых и теплообменных характеристик сопоставляемых конструкций рекуператора (MD2 и BD):

- количество теплоты Q_a, которая была передана при подогреве воздуха в секции – полный тепловой поток:

$$Q = c_{pm}\dot{m}(T_{a,ex} - T_{a,en}) = c'_{pm}\dot{V}_{a,N}\rho_{a,N}(T_{a,ex} - T_{a,en}) \quad (1)$$

- коэффициент теплопередачи между первичной (продукты сгорания – дымовые газы) и вторичной (воздушный поток) теплообменной средой k, осредненный по рабочей трубчатой поверхности Frs рекуперативной секции (MD, BD), т.е. теплообменной поверхности всех трех петель вместе:

$$k = Q / \Delta t \cdot F_{rs}, \quad (2)$$

где Δt – логарифмический температурный напор между первичной и вторичной теплообменной средой в пределах секции. В условиях взаимного расположения испытанных секций внутри огневой установки и с учетом движения обеих теплообменных сред выражение для определения Δt может быть записано виде [14]:

$$\Delta t = (T_{a,max} - T_{a,en}) / \ln[(T_{fl} - T_{a,en}) / (T_{fl} - T_{a,max})] \quad (3)$$

где T_{fl}, $T_{a,en}$, $T_{a,max}$ – температуры дымовых газов, воздушного потока на входе и выходе рекуперативной секции соответственно.

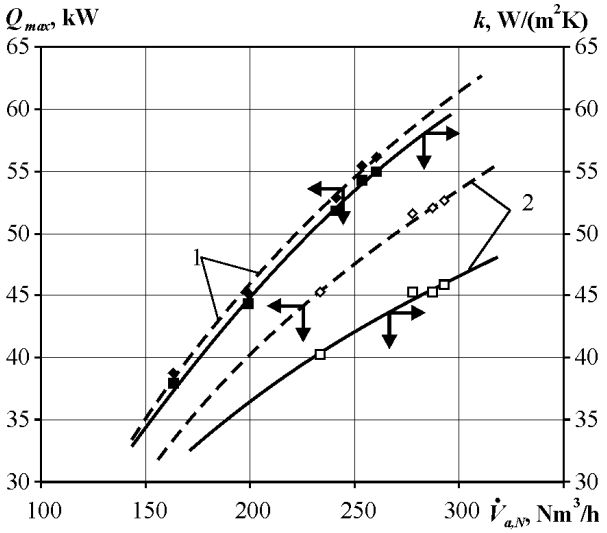

Рис.6. Сопоставление основных тепловых характеристик рекуперативной секции типа MD2 (1) с секцией типа BD (2): пунктирные линии (◆, ◊) – вся переданная теплота $Q_a = Q_{max}$, сплошные линии (■, □) – коэффициенты теплопередачи k между первичной (продукты сгорания) и вторичной (воздушный поток) средой. Температура дымовых газов в печи: T_{fl} = 1215 ± 20K = *idem*.

Измерения коэффициента теплоотдачи (для определения k) между стенкой трубы и вторичным теплоносителем – воздушным потоком $\alpha_{w\text{-}a}$ проводились в каждой i-й петли ($i = 1, 2, 3$).

Результаты сопоставления тепловой эффективности сравниваемых рекуперативных секций. На рисунке 6 показаны тепловые характеристики секций BD и MD2 при одинаковых условиях теплоподвода. На рисунке 6 представлены сравнительные данные поглощения теплоты $Q_a = Q_{max}$ потоком воздуха в BD и MD2 в зависимости от расхода воздуха через рекуперативную секцию $V_{a,N}$. При одинаковой температуре внешнего источника теплоты (продукты сгорания с температурой $T_{fl} \approx$ 1215 ± 20 K) Q_{max} для MD2 увеличивается приблизительно на 15% в сравнении с BD. При этом относительный рост коэффициента теплопередачи k составляет 25...35%.

При увеличении скорости потока в секции MD2 в 2.2 раза коэффициент теплопередачи k увеличиваются в два раза, до 60 Вт/(м²K).

Проведя сравнение зависимостей $Q_{max} = f_1(\dot{V}_{a,N})$ и $k = f_2(\dot{V}_{a,N})$ для секции конструкции MD2 и соответствующей секции конструкции BD обосновывается вывод о характере преимущества модернизованных рекуператоров: в случае BD возможности внешнего теплоподвода к поверхности трубы ограничены механизмом внутреннего (внутри трубы) теплообмена от стенки трубы к потоку воздуха. В то же время в случае модернизованной конструкции внутренний теплообмен интенсифицируется за счет вставки, расположенной в трубе. В следствии чего, возможность восприятия теплоты увеличивается, а ограничение внутреннего теплообмена (по коэффициенту теплоотдачи $\alpha_{w\text{-}a}$) снимается.

Характер зависимостей $Q_{max} = f_1(\dot{V}_{a,N})$ и $k = f_2(\dot{V}_{a,N})$ для MD2 становится похожим друг на друга, таким образом подтверждая снятие ограничений внутреннего теплообмена на общую теплопередачу в системе «продукты сгорания – теплообменная труба – поток воздуха» для модернизованной конструкции рекуперативной секции.

ВЫВОДЫ

Результаты аэродинамических, теплотехнических и теплообменных исследований подтвердили термические преимущества конструкции модернизованного рекуператора. Основные положения научных основ, разработанных для проведения соответствующего анализа, включают физические модели, группу соответствующих критериев и уравнений.

Экспериментально доказано:

- Конечная температура подогрева воздуха в рекуперативной секции модернизованной конструкции MD более чем на 100°C выше температуры подогрева воздушного потока в стандартной секции базовой конструкции BD при соответствующем уменьшении температуры стенок труб. В условиях температуры подогрева воздуха в MD2 секции – около 700°C разница температур подогрева воздуха и стенок труб уменьшается до 200°C в MD секции по сравнению с соответствующими сечениями BD секции. Полная разница температур ($T_w - T_a$) между стенками трубы и подогреваемым воздухом в секции MD2 составляет 140…210°C, в то время как такая же разность для секции BD – 240…450°C.
- Определено, что полный тепловой поток, воспринятый секцией MD, увеличивается на 15% в сравнении с секцией BD, в то время как коэффициент теплопередачи k в системе «продукты сгорания с температурой 1215±20 K – стенка трубы – поток воздуха» увеличивается на 25...35%. Ко-

эффициент теплоотдачи от стенки трубы к воздушному потоку возрастает в модернизованной конструкции рекуператора даже существеннее, чем изменение значения k, иногда в 1.8 раза, таким образом, полностью устраняя ограничение внутреннего теплообмена в интенсификации общей теплопередачи.

- Потери давления в трубчатой рекуперативной секции, приведенные к эффективной температуре подогрева воздуха $\Delta p_a / T_{a,ef}$, в первом приближении могут считаться пропорциональными суммарному коэффициенту гидравлического сопротивления секции и гидравлическому напору потока.

Доказано, что «эффективная» температура подогреваемого потока в рекуперативной секции линейно коррелируется с исходной температурой подогрева воздуха $T_{a,ex}$. Исходя из этого, предложено использовать отношение $\Delta p_a / T_{a,ex}$ как определяющий критерий при анализе потерь давления и в первом приближении – при обобщении данных.

ЛИТЕРАТУРА

1. H.-P.Gizinger, M.Wicker, P.Ballinger. Energieeinsparung durch Modernisierung der Beheizungseirichtung mit modern Rekuperatorbrennern// Gaswarme Int., 2010, Vol. 59, no 1-2, S.23-26.
2. W.Honger, M.Gehl, J.Damagala. Anwendung von Regenerative–Brenner in Stahlwarmungsofen in Warmwalzwerker// Gaswarme Int., 2010, Vol. 59, no 1-2, S.31-35.
3. J.Teufert, J.Damagala. Regenerative burner system for batch furnaces in steel industry// Heat Processing, 2010, vol. 8 issue 1, pp.57-60.
4. Unique Features N.A. Long–Life Recuperators// North American Mfg Co. Sheet 8485-7, November 1982, 1p.
5. E.Y.Tanbour, R.K.Rahmani. Experimental Study of Natural Gas Convection Heat Transfer in a Vertical Pipe with Stationary Inserts// Proceedings of 2008 ASME Heat Transfer Conference HT 2008, August 10–14, 2008, Jacksonville, Florida USA – HT 2008-56079. 6pp.
6. V.Demchenko, A.Dolinsky, A.Sigal. The organization of internal recirculation of smoke gases in reversive water-cooled chamber of combustion of boilers for their modernization// Advanced Combustion and Aerothermal Technologies. Environmental Protection and Pollution Reductions./ Edited by N.Syred, A.Khalatov. – NATO Science for Peace and Security Series – C: Environmental Security, Dordrecht, Netherland, Springer. 2007. pp.299-315.
7. S.Günter, J.Sun. Gegenüberstellung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades von gasbeheeizten Mantelstrahlheizrohren mit Rekuperatoren aus Keramik oder Stahl// Gaswarme Int., 2002, Vol.51, no 8, S. 348–352 (Incl. LBE/ECO–MAX Recuperatorbrenner für Gas – 2s, Gaswarme Int., 2006, Vol.55, no 3, S.169-193).
8. B.S.Soroka, L.I.Val, R.M.Shpilski. Analysis of the effect of intermediate emitters on the heat exchange in system with distributed tubular receivers// Proc. 7th Conference on Thermogrammetry and Thermal Engineering, 5-7 June, 1991, MATE, Budapest, Hungary, 1991. pp.225–228.
9. C.Cone. Energy management for industrial furnaces. A Wiley–Interscience Publication// New York. Chichester. Brislane. Toronto, John Wiley & Sons, 1980, pp.46–166.
10. B.Soroka, P.Sandor. Advanced conception, new designs and simulation of high temperature steel tube recuperators// Preprints of the 6th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, 2-5 April 2002, Vol. II "Furnace and Boiler operation". Lisbon-Estoril, Portugal, INFUB, 2002, 11pp.
11. А.А.Жукаускас. Конвективный теплообмен в теплообменниках// М.: Наука, 1982.–472 с.
12. P.Sandor, B.Soroka, V.Kudryavtsev, V.Zgurskyy. Heat Transfer Intensification within Tube Recuperator by Inserting Secondary Emitters Inside air Channels// Abstracts 16th International Conference on Thermal Engineering and Thermogrammetry (THERMO) 1–3 July, 2009, Budapest, Hungary, MATE, 2009, pp. 34 – 35.
13. B.Soroka, V.Kudryavtsev, V.Zgurskyi, P.Sandor. Development of tube recuperators of new generation for high-temperature combustion air preheating// Wydanie Międzynarodowa Konferencja Naukowo–Techniczna: Efektywność Energetyczna 2009. 21–23 września, Krakow, Insytut Nafty i Gazu NR162, 2009, pp.143 – 147.
14. H.Hausen. Wärmeübertragung im gegensrtom, Gleichstrom und Kreuzstrom// Berlin. Heidelberg, Springer-Verlag, 1976, 384S