## МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

## НАЦИОНАЛЬНАЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ

## МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

## СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

Издается с 1999 года

Дніпропетровськ «ПП Грек О.С.» 2006

## Рекомендовано до друку Вченою радою Національної металургійної академії України протокол № 6 від 30 травня 2006 р.

Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць Національної металургійної академії України. – Дніпропетровськ: «ПП Грек О.С.», 2006. – 364 с.

До цього збірника увійшли статті з теплотехніки та енергетики у металургії, ефективного використання палива, моделювання та експериментального дослідження теплофізичних процесів.

Головний редактор: Величко О.Г., д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія: Губинський М.В., д-р техн. наук, проф. (зам. головного редактора); Іващенко В.П., д-р техн. наук, проф.; Пройдак Ю.С., д-р техн. наук, проф.; Губинський В.Й., д-р техн. наук, проф.; Грес Л.П., д-р техн. наук, проф.; Ревун М.П., д-р техн. наук, проф.; Рядно О.А., д-р техн. наук, проф.; Тімошпольський В.І., д-р техн. наук, проф.; Канд. техн. наук, доц.; Радченко Ю.М., канд. техн. наук, доц.; Гупало О.В., канд. техн. наук (техн. редактор).

Постановою президії ВАК України № 01 – 05/9 від 08.09.99 р. збірник наукових праць НМетАУ по напрямку "Технічні науки" включений до переліку видань, у яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук.

ISBN 966-96596-1-2

© Національна металургійна академія України, 2006

## УДК 669.182.001.57

Бабенко М.В. - аспирант, ДГТУ Павлюченков И.А. – проф., д-р техн. наук, зав. каф., ректор, ДГТУ

## АЛГОРИТМ РАСЧЕТА (НА ОСНОВЕ МЕТОДА ДЮЗИМБЕРА) ДВУХМЕРНОЙ ЗАДАЧИ ПЛАВЛЕНИЯ ЦИЛИНДРА В РАСПЛАВЕ

Приведена математическая модель и алгоритм расчета плавления цилиндра в расплаве. Для численного решения двухмерной задачи впервые используется метод Дюзимбера, который успешно применялся при решении одномерных задач плавления материалов.

#### Введение

Рассмотрим нагрев и последующее плавление цилиндра, полностью погруженного в расплав. Принимаем, что температура  $t_{x}$  расплава постоянна и выше температуры  $t_{nn}$  плавления цилиндра. Принимаем также, что теплофизические параметры цилиндра таковы, что намерзанием расплава на его поверхность можно пренебречь. На боковой поверхности цилиндра происходит конвективный теплообмен с расплавом с известным коэффициентом  $\alpha_6$  теплоотдачи. На днище цилиндра происходит конвективный теплообмен с расплавом с известным коэффициентом  $\alpha_{d}$  теплоотдачи. На верхней поверхности цилиндра принято условие адиабаты. В качестве расчетной области выбран вертикальный разрез цилиндра относительно его оси симметрии.

#### Математическая модель процесса плавления цилиндра

Распределение температур в цилиндре описывается двухмерным уравнением теплопроводности:

$$\rho(t)c(t)\frac{\partial t(r,z,\tau)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left[\lambda(t)r\frac{\partial t(r,z,\tau)}{\partial r}\right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda(t)\frac{\partial t(r,z,\tau)}{\partial z}\right], \quad (1)$$

где  $\lambda = \lambda_{T}$ ,  $\rho \cdot c = \rho_{T} \cdot c_{T}$  при  $t < t_{\Pi \Pi}$  $\lambda = \lambda_{K}$ ,  $\rho \cdot c = \rho_{K} \cdot c_{K}$  при  $t > t_{\Pi \Pi}$ 

<sup>©</sup> Бабенко М.В., Павлюченков И.А., 2006

Индекс "т" обозначает твердую фазу цилиндра, а индекс "ж" – жидкую фазу цилиндра; t – температура, °C;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  $\rho$  – плотность; c – теплоемкость; t<sub>пл</sub> – температура плавления цилиндра.

*Граничные условия*. Вдоль оси симметрии цилиндра тепловой поток равен 0, то есть:

$$\frac{\partial t(0, z, \tau)}{\partial r} = 0.$$
<sup>(2)</sup>

На верхней торцевой поверхности цилиндра тепловой поток также равен нулю. На внешней боковой и нижней поверхностях цилиндра в период нагрева теплообмен происходит в результате конвекции с жидким металлом:

$$-\lambda_{\mathcal{K}} \frac{\partial t_{\mathcal{K}}(\mathbf{r}, \mathbf{z}, \tau)}{\partial \overline{\mathbf{n}}_{i}} = \alpha_{i} (t(\mathbf{r}, \mathbf{z}, \tau) - t_{\Pi \Pi}), \qquad (3)$$

где  $n_i$  – нормаль к соответствующим поверхностям;  $\alpha_i$  – коэффициент теплоотдачи, принимающий значения  $\alpha_{\rm B}$  (боковая поверхность защитного цилиндра,  $\alpha_{\rm A}$  (нижняя поверхность цилиндра),  $t_{\rm w}$  –температура металла.

Пусть точка Р принадлежит границе плавления в цилиндре. На внешней боковой и нижней поверхностях цилиндра в период плавления условие движения границы плавления запишем в виде:

$$\alpha_{i}(t(r,z,\tau)-t_{\Pi\Pi}) - \lambda \frac{\partial t(P)}{\partial n} = \rho q W(P); t(P) = t_{\Pi\Pi}, \qquad (4)$$

где q – теплота плавления,  $\frac{\kappa \Box w}{\kappa \Gamma \cdot \circ C}$ ; W(P) – скорость движения грани-

цы, м/с.

Начальное распределение температуры в цилиндре принимается равномерным и равным  $t(r, z, 0) = t_0$ , где  $t_0$  – начальная температура цилиндра, °С.

Для облегчения расстановки граничных условий расчетная область окаймляется со всех сторон одним слоем дополнительных контрольных объемов. Вводятся матрицы температур t[i, j] и t1[i, j] ( $1 \le i \le M + 1$ ;  $1 \le j \le N + 1$ ). Первая из матриц содержит значения температур на предыдущем "n" временном слое, а вторая – значение температур на последующем (искомом) "n + 1" временном слое. Вводятся матрицы теплофизических параметров плотности ro[i, j], тепло-

проводности lam[i, j] и теплоемкости c[i, j], куда заносятся соответствующие значения параметров цилиндра в зависимости температуры, указанные параметры вычисляются на каждом "n" временном слое.

Используем метод контрольного объема [1]. Для расчета температур используется обобщенное уравнение на "n + 1" временном слое. Оно имеет следующий вид:

$$t_{i,j}^{n+1} = t_{i,j}^{n} + r_z \left( t_{i-1,j}^{n} - t_{i,j}^{n} \right) - r_v \left( t_{i,j}^{n} - t_{i+1,j}^{n} \right) + r_s \left( t_{i,j-1}^{n} - t_{i,j}^{n} \right) - r_j \left( t_{i,j}^{n} - t_{i,j+1}^{n} \right). (5)$$

Значение коэффициента r<sub>z</sub> (z – "запад") определяется по формуле:

$$\mathbf{r}_{z} = \frac{2 \cdot \Delta \tau \cdot \mathbf{r}_{i-1}}{\rho_{i,j}^{n} \cdot c_{i,j}^{n} \left(\mathbf{r}_{i}^{2} - \mathbf{r}_{i-1}^{2} \right) \left(\frac{\Delta \mathbf{r}}{2\lambda_{i,j}^{n}} + \frac{\Delta \mathbf{r}}{2\lambda_{i-1,j}^{n}}\right)},$$
(6)

где  $r_i$  – расстояние от оси симметрии до контрольного объема с номером i;  $\Delta r$  – шаг по координате в радиальном направлении.

Значение коэффициента  $r_v$  (v – "восток") определяется в зависимости от значения температуры в контрольном объеме с номером (i + 1, j):

$$r_{v} = \frac{\Delta \tau \cdot r_{i} \cdot \alpha_{0}}{\rho_{i,j}^{n} \cdot c_{i,j}^{n} (r_{i}^{2} - r_{i-1}^{2})}, \qquad t_{i+1,j}^{n} = t_{\mathcal{K}};$$
(7)

$$\mathbf{r}_{\mathrm{V}} = \frac{2 \cdot \Delta \tau \cdot \mathbf{r}_{\mathrm{i}}}{\rho_{\mathrm{i},j}^{\mathrm{n}} \cdot c_{\mathrm{i},j}^{\mathrm{n}} \left(\mathbf{r}_{\mathrm{i}}^{2} - \mathbf{r}_{\mathrm{i}-1}^{2} \left(\frac{\Delta \mathbf{r}}{2\lambda_{\mathrm{i},j}^{\mathrm{n}}} + \frac{\Delta \mathbf{r}}{2\lambda_{\mathrm{i}+1,j}^{\mathrm{n}}}\right), \qquad \mathbf{t}_{\mathrm{i}+1,j}^{\mathrm{n}} \neq \mathbf{t}_{\mathrm{K}} \quad (8)$$

Значение коэффициента r<sub>s</sub> (s – "север") определяется в виде:

$$r_{s} = \frac{\Delta \tau}{\rho_{i,j}^{n} \cdot c_{i,j}^{n} \cdot \Delta z \left( \frac{\Delta z}{2\lambda_{i,j-1}^{n}} + \frac{\Delta z}{2\lambda_{i,j}} \right)},$$
(9)

где  $\Delta z$  – шаг по координате в осевом направлении.

Значение  $r_i$  (j – "юг") определяется в зависимости от температуры в контрольном объеме с номером (i, j + 1):

$$\mathbf{r}_{j} = \frac{\Delta \tau \cdot \boldsymbol{\alpha}_{\mathcal{A}}}{\boldsymbol{\rho}_{i,j}^{n} \cdot \mathbf{c}_{i,j}^{n} \cdot \Delta z}, \quad \mathbf{t}_{i,j+1}^{n} = \mathbf{t}_{\mathcal{K}};$$
(10)

$$r_{j} = \frac{\Delta \tau}{\rho_{i,j}^{n} \cdot c_{i,j}^{n} \cdot \Delta z \left(\frac{\Delta z}{2\lambda_{i,j}^{n}} + \frac{\Delta z}{2\lambda_{i,j+1}^{n}}\right)}, \ t_{i,j+1}^{n} \neq t_{\mathcal{K}}.$$
(11)

Если контрольный объем с нижней и правой сторон обтекаются расплавом, то  $r_v$  и  $r_i$  определяются по формулам (7) и (10) соответственно.

Второе слагаемое в правой части уравнения (5) обозначает приток тепла посредством теплопроводности с левого соседнего контрольного объема с координатами (i - 1, j) в контрольный объем с координатами (i, j). Третье слагаемое обозначает поток тепла, ушедшего с контрольного объема с координатами (i, j) в правый соседний контрольный объем с координатами (i + 1, j). При этом возможен один из 2 способов переноса тепла:

1) теплопроводностью, если t[i + 1, j] не равна температуре расплава;

2) конвективным теплообменом с расплавом, если t[i + 1, j] равна температуре расплава, значение  $r_v$  при этом определяется по формуле (7).

Четвертое слагаемое в правой части уравнения (5) обозначает приток тепла посредством теплопроводности с верхнего соседнего контрольного объема с координатами (i, j - 1) в контрольный объем с координатами (i, j). Пятое слагаемое обозначает поток тепла, ушедшего с контрольного объема с координатами (i, j) в нижний соседний контрольный объем с координатами (i, j + 1). При этом возможен один из 2 способов переноса тепла:

1) теплопроводностью, если t[i, j + 1] не равна температуре расплава, значение  $r_i$  при этом определяется по формуле (11);

2) конвективным теплообменом с расплавом, если t[i, j+1] равна температуре расплава, значение  $r_i$  при этом определяется по формуле (10).

Расчет по формулам (5-10) осуществляется для контрольных объемов, температура которых ниже температуры плавления цилиндра.

После расчета процесса подогрева цилиндра на данном временном слое производится расчет плавления контрольных объемов в цилиндре, которые прогрелись до температуры плавления. Для этого организуется внешний цикл по  $j (2 \le j \le N)$  и внутренний цикл по  $i (2 \le i \le M)$ . Для каждого контрольного объема, имеющего температуру, равную температуре плавления цилиндра, вычисляется, согласно метода Дюзимбера [2], избыточная температура:

$$t_{u} = t_{\pi\pi} + r_{z} \left( t_{i-1,j}^{n} - t_{\pi\pi} \right) - r_{v} \left( t_{\pi\pi} - t_{i+1,j}^{n} \right) + r_{s} \left( t_{i,j-1}^{n} - t_{\pi\pi} \right) - r_{j} \left( t_{\pi\pi} - t_{i,j+1}^{n} \right), (12)$$

где: t<sub>пл</sub> – температура плавления цилиндра.

Разность между значением избыточной температуры и температуры плавления цилиндра суммируется в отдельном счетчике. Для этих целей введена матрица cd[i, j], в начале счета по программе ее элементы равны 0. Если значение cd[i, j] станет больше отношения теплоты плавления цилиндра к его теплоемкости, то считается что граничная ячейка с координатами (i, j) расплавилась. При этом значение t[i, j] приравнивается к температуре расплава. После расчета избыточной температуры для соответствующих контрольных объемов на каждом временном слое производится перенос полученного поля температур t1[i, j] в предыдущее поле температур t[i, j].

#### Выводы

Разработан эффективный алгоритм расчета кинетики плавления тел сложной формы в расплаве для материалов с низким коэффициентом температуропроводности, т.е. "намерзанием" оболочки расплава на поверхность цилиндра можно пренебречь. Он также может быть применим при расчете нагрева и плавления изделий сложной формы в промышленных печах.

## Список литературы

1. Теплообмен и тепловые режимы в промышленных печах / В.И. Тимошпольский, И.А. Трусова, А.Б. Стеблов, И.А. Павлючен-ков. – Минск: Вышейшая школа, 1992. – 217 с.

2. Павлюченков И.А. Численное моделирование (на основе метода Дюзимбера) процессов плавления тел в расплаве // Математичне моделювання. – № 2, 1997. – С. 37 – 43.

Рукопись поступила 03.04.2006.

## УДК 669.184

Бейцун С.В. – канд. техн. наук, ассистент, НМетАУ Михайловский Н.В. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ Сапов В.Ф. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ОХЛАЖДЕНИЯ РАСПЛАВА В СТАЛЕРАЗЛИВОЧНОМ КОВШЕ

Разработана математическая модель снижения температуры расплава во время технологических операций со сталеразливочными ковшами в зависимости от массы расплава в ковше, начальной температуры расплава и футеровки ковша. Приведена динамика тепловых потоков.

## Постановка проблемы

Одним из основных параметров, который необходимо контролировать во время технологических операций со сталеразливочными ковшами, является температура расплава. При всех операциях необходимо учитывать снижение температуры расплава, которое связано с тепловыми потерями на нагрев футеровки ковша, теплопередачей через нее и излучением с открытой поверхности расплава. Практически всегда температура расплава является фактором, ограничивающим длительность технологических операций. На сегодняшний день осуществлять централизованный непрерывный контроль изменения температуры расплава в ковше (особенно, при наличии транспортных операций) довольно затруднительно, поэтому перспективным направлением является ее прогнозирование. Для прогноза изменения температуры расплава во время технологических операций со сталеразливочным ковшом необходима адекватная математическая модель изменения температуры расплава, учитывающая начальные условия и основные факторы, влияющие на изменение температуры расплава в сталеразливочном ковше.

## Анализ исследований и публикаций

Решение задачи моделирования тепловых потерь расплава в сталеразливочном ковше рассмотрено в большом количестве работ.

Методика расчета распределения температур внутри футеровки ковша при тепловом воздействии на нее разработана и приведена во многих работах, в частности в [1]. В [2] получены формулы для расчета нестационарного теплопереноса через огнеупорную футеровку

<sup>©</sup> Бейцун С.В., Михайловский Н.В., Сапов В.Ф., 2006

ковша для различных условий. Методика расчета тепловых потерь расплава через футеровку сталеразливочного ковша разработана и приведена подробно в работах [3], [4], [5]. Также в работах [4], [5] получены математические модели, при помощи которых можно определить изменение температуры расплава за счет потерь через футеровку ковша в зависимости от начальных температур расплава и футеровки ковша. В работе [6] приведено распределение температуры по толщине футеровки в зависимости от продолжительности нагрева.

#### Цель исследований

Для уточнения изменения температуры расплава необходимо проанализировать потери на нагрев и теплопередачу через футеровку ковша, а коэффициенты модели адаптировать по результатам промышленных экспериментов, рассмотреть динамику тепловых потерь излучением и через футеровку и их вклад в суммарные тепловые потери расплава в ковше.

#### Основная часть

Стальковш в модели представлен в виде цилиндра с плоским днищем (рис. 1). Учитываются тепловые потери через боковую поверхность и днище, которые состоят из нескольких слоев различных материалов, а также излучением с поверхности расплава, покрытого слоем шлака (частично или полностью).



Рис. 1. Расчетная схема охлаждения расплава в ковше

Для расчета всего процесса нестационарного теплообмена при охлаждении расплава в стальковше используются следующие исходные данные:

- геометрические размеры ванны и масса расплава;

 начальная температура расплава и внутренней поверхности футеровки ковша, а также температура окружающей среды;

 доля открытой (свободной от шлака) поверхности расплава и наличие теплозащитного экрана над ковшом;

- толщина и число слоев футеровки;

- теплофизические свойства расплава и материалов футеровки.

Зависимость теплоемкости и теплопроводности материалов от температуры учитывается в виде коэффициентов соответствующих линейных уравнений.

Начальное поле температур в стенке и в днище стальковша рассчитывается по заданным граничным условиям І-го рода – постоянным значениям температуры внутренней поверхности футеровки ковша и наружной поверхности брони, принятым в соответствии с данными натурных измерений.

Моделирование нестационарной теплоотдачи от расплава через многослойные стенку и днище стальковша производится по исходным данным и рассчитанному начальному полю температур с учетом изменения температуры расплава.

Расчет нестационарной лучистой теплоотдачи с поверхности расплава в ковше производится для двух случаев:

а) без защитного экрана – учитывается только излучение в окружающее пространство с температурой Т<sub>окр</sub>;

б) при накрывании стальковша защитным экраном – производится моделирование нагрева футеровки экрана за счет излучения с заданной доли открытой поверхности металла в ковше.

Общее изменение температуры расплава  $\Delta t_p$  на каждом шаге времени моделирования  $\Delta \tau$  вычисляется по выражению

$$\Delta t_{p} = -\frac{\left(Q_{cT} + Q_{дH} + Q_{\Pi OB}\right)}{C_{p} \cdot M_{p}} \Delta \tau , ^{\circ}C$$
(1)

где  $Q_{cT}$  – тепловой поток от расплава к стенке ковша, Вт;  $Q_{дH}$  – тепловой поток от расплава к днищу ковша, Вт;  $Q_{\Pi OB}$  – тепловой поток с поверхности расплава, Вт;  $C_p$  – теплоемкость расплава, Дж/(кг·°C);  $M_p$  – масса (кг) расплава.

Изменение температуры  $\Delta t_i$  цилиндрических слоев футеровки стенки ковша вычисляется по выражению

$$\Delta t_{i} = \left(Q_{i-1} - Q_{i}\right) \cdot \Delta \tau / \left(C_{i} \cdot \rho_{i} \cdot \frac{\pi \left(d_{i}^{2} - d_{i-1}^{2}\right)}{4} \cdot H_{p}\right), ^{\circ}C \qquad (2)$$

где  $C_i$  и  $\rho_i$  – теплоемкость и плотность (кг/м<sup>3</sup>) материала i-го слоя футеровки;  $d_i$  и  $d_{i-1}$  – внутренний и наружный диаметры i-го слоя, м;  $H_p$  – высота ванны расплава в ковше, м ;  $Q_{i-1}$  и  $Q_i$  – соответственно, тепловые потоки через внутреннюю и наружную поверхности i-го слоя.

Тепловые потоки для (2) вычисляются по выражениям

$$Q_{i}|_{i=1} = Q_{cT} = \pi \alpha_{p} d_{BH} H_{p}(t_{BH} - t_{1}), BT$$

$$Q_{i} = \frac{2\pi \lambda_{i} H_{p}}{\ln (d_{i} / d_{i-1})} (t_{i} - t_{i+1}), BT$$

$$Q_{i}|_{i=n} = Q_{okp} = \pi \alpha_{okp} d_{Hap} H_{p}(t_{Hap} - t_{\delta p}), BT$$
(3)

где  $\alpha_p$  и  $\alpha_{0 \kappa p}$  – коэффициенты теплоотдачи, соответственно, от расплава к футеровке и от брони ковша в окружающую среду, Bт/(м<sup>2</sup>·°C); d<sub>BH</sub> и d<sub>Hap</sub> – внутренний и наружный диаметры ковша, м ;  $\lambda_i$  – теплоемкость і-го слоя футеровки, Bт/(м·°C); n – число слоев футеровки стенки ковша; t<sub>p</sub>, t<sub>BH</sub>, t<sub>Hap</sub>, t<sub>бp</sub> – температура расплава, первого (внутреннего) и последнего (наружного) слоев футеровки и брони, соответственно, °C.

Изменение температуры  $\Delta \, t_i$  плоских слоев футеровки днища ковша определяется как

$$\Delta t_{i} = (Q_{i-1} - Q_{i}) \cdot \Delta \tau / (C_{i} \cdot \rho_{i} \cdot F_{\mathcal{A}H} \cdot \delta_{i}), \,^{\circ}C$$
(4)

где F<sub>дн</sub> и  $\delta_i$  – соответственно, площадь поверхности и толщина i-го слоя днища, м.

Тепловые потоки для (4) вычисляются по выражениям

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_{i}\big|_{i=1} &= \mathbf{Q}_{\mathcal{A}H} = \alpha_{p} \ \mathbf{F}_{\mathcal{A}H} \left( \mathbf{t}_{BH} - \mathbf{t}_{1} \right), \ \mathbf{B}\mathbf{T} \\ \mathbf{Q}_{i} &= \frac{\lambda_{i}}{\delta_{i}} \ \mathbf{F}_{\mathcal{A}H} \left( \mathbf{t}_{i} - \mathbf{t}_{i+1} \right), \ \mathbf{B}\mathbf{T} \end{aligned} \tag{5}$$
$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_{i}\big|_{i=m} &= \mathbf{Q}_{0\mathsf{K}p} = \alpha_{0\mathsf{K}p} \ \mathbf{F}_{\mathcal{A}H} \left( \mathbf{t}_{\mathsf{H}ap} - \mathbf{t}_{\mathsf{\delta}p} \right), \ \mathbf{B}\mathbf{T} \end{aligned}$$

где m – число слоев футеровки днища ковша. Обозначения остальных параметров соответствуют аналогичным параметрам для стенки ковша.

Лучистый тепловой поток с поверхности расплава определяется в соответствии с законом Стефана-Больцмана

$$Q_{\Pi OB} = \varepsilon_{\Pi p} C_{o} S_{p} \left( T_{p}^{4} - T_{o \kappa p}^{4} \right), BT$$
(6)

где  $\varepsilon_{np}$  – приведенная степень черноты системы «расплав –окружающая среда» с учетом доли открытой (свободной от шлака) поверхности металла

$$\varepsilon_{\rm np} = \left(\frac{1}{\varepsilon_{\rm p}} + \frac{1}{\varepsilon_{\rm okp}} - 1\right)^{-1}; \tag{7}$$

здесь  $\varepsilon_p$  и  $\varepsilon_{okp}$  – степень черноты поверхности расплава и окружающей среды, соответственно;  $C_o = 5,670 \cdot 10^{-8} \text{ Bt/}(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  – постоянная Больцмана;  $S_p$  – площадь открытой поверхности расплава,  $\text{m}^2$ ;

Т<sub>р</sub> и Т<sub>окр</sub>– абсолютные температуры расплава и окружающей среды, соответственно, К.

## Результаты моделирования

Для примера приведены результаты расчета динамики охлаждения расплава в сталеразливочном ковше для условий мартеновского цеха ОАО «Нижнеднепровский трубопрокатный завод». Сталь марки КП-2 находилась во втором ковше после его налива в течение 1 ч 40 мин перед началом нагрева на установке «ковш – печь». Внутренний диаметр ковша – 3,0 м, запас высоты ковша – 0,60 м, вычисленная по этому параметру масса расплава – 116,6 т.

Начальная температура расплава, измеренная после его выпуска, составляла 1618 °C. Начальная температура внутренней поверхности футеровки ковша – 850 °C. Температура окружающей среды принята равной +20 °C.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от брони в окружающую среду – 20 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Поверхность расплава была покрыта шлаковой коркой.

Конечная температура расплава, измеренная перед началом его нагрева на LHF, составляла 1516 °C. Таким образом, за время пребывания расплава в ковше в течение 1 часа 40 мин падение температуры составило 102 °C.

Состав и параметры слоев футеровки ковша приведены в таблице 1.

Таблица 1

Мате- риал	Толщина, мм		Число слоев		Плот-	Тепло-	Теплопро-
	стенка	днище	стенка	днище	ность, кг/м <sup>3</sup>	емкость, кДж/(кг.°С)	водность, Вт/(м·°С)
Корунд	150	150	6	8	3000	790 + 0,42 t	$2,10+1,90\ 10^{-3}\ t$
Муллит	65	65	4	4	2600	840 + 0,25 t	$1,39 + 6,10 \ 10^{-4} \ t$
Шамот	32	_	2	_	2000	880 + 0,23 t	$0,69 + 3,14 \ 10^{-4} \ t$
АССБ	_	85	_	6	1400	840 + 0,20 t	$0,48 + 1,40 \ 10^{-4} \ t$
Сталь	20	28	1	1	7800	500	33,1

Компоненты футеровки и их теплофизические свойства

На рисунке 2 представлена динамика охлаждения расплава.



Рис. 2. Динамика охлаждения расплава в ковше

На рисунке 3 представлено изменение во времени тепловых потоков от расплава в окружающую среду за счет теплопередачи через стенку и днище ковша, а также излучением с поверхности расплава.



Рис. 3. Изменение тепловых потоков при охлаждении расплава

По результатам моделирования изменение температуры расплава составило 104 °C, что на 2 % больше фактической величины (при по-грешности определения температуры расплава 5 °C).

#### Выводы

Разработанная математическая модель изменения температуры расплава в сталеразливочном ковше позволяет более точно прогнозировать тепловые потери металла в ходе технологических операций. Данная модель может быть использована при разработке АСУ любых металлургических процессов, в которых есть технологические операции с расплавом в сталеразливочном ковше.

#### Список литературы

1. Свинолобов Н.П., Абраменков Ю.Я. Методы численного решения и математического моделирования процесса теплопроводности: Учебное пособие. – Днепропетровск: ДМетИ, 1974. – 77 с.

2. Кнюппель Г. Раскисление и вакуумная обработка стали. Ч. 2. – М.: Металлургия, 1984. – 417 с.

3. Бакакин А.В., Хорошилов В.О., Гальперин Г.С. Математическая модель тепловых процессов в ковше для прогноза температуры при внепечной обработке // Изв. ВУЗов. Черная металлургия: – М., 1981. – № 4. – С. 143 – 147.

4. Казачков Е.А., Исайчикова С.Г. Исследование тепловых потерь в 350-т сталеразливочном ковше // Вестник Приазовского государственного технического университета. – Мариуполь, 2000. – № 9. – С. 27 – 33.

5. Бейцун С.В., Жаданос А.В., Михайловский Н.В. Влияние начальных температур расплава и футеровки ковша на тепловые потери во время внепечной обработки стали // Металлургическая теплотехника: Сб. трудов НМетАУ. – Днепропетровск: НМетАУ, 2004. – С. 27 – 34.

6. Вихлевщук В.А., Харахулах В.С., Бродский С.С. Ковшевая доводка стали. – Днепропетровск: Системные технологии, 2000. – 190 с.

Рукопись поступила 05.04.2006.

**Бойко В.Н.** – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

## РАСЧЕТ РАБОЧЕЙ КАМЕРЫ ЦИКЛОННОГО ДЕКАРБОНИЗАТОРА ДЛЯ ОБЖИГА МЕЛКОДИСПЕРСНОГО ИЗВЕСТНЯКА

Рассмотрен метод расчета рабочей камеры циклонного декарбонизатора для производства мелкодисперсной извести. В основу расчета положены аналитическая и экспериментальные зависимости для определения времени обжига различных видов известняка, материальный и тепловой балансы декарбонизатора и условия его устойчивой работы при относительно небольшом аэродинамическом сопротивлении.

## Введение

В отечественной и зарубежной практике известняк обжигают в плотном, кипящем, фонтанирующем и взвешенном слое [1, 2]. При этом используются различные типы промышленных агрегатов: шахтные и трубчатые вращающиеся печи, печи кипящего слоя, конвейерные колосниковые, тарельчатые и вертикальные с вращающейся решеткой машины [1, 2].

Обжиговые агрегаты отличаются большим разнообразием конструктивных, технологических и режимных особенностей. В них обжигается материал различного гранулометрического состава, используются горелочные устройства различных типов и расположения, применяется топливо разной природы и различного состава. Печи отличаются многообразием форм рабочего пространства, способами загрузки и выгрузки материала; в печах организованы различные схемы движения теплоносителя и материала, они могут работать под давлением и под разрежением.

Методики расчета указанных выше обжиговых агрегатов апробированы в промышленных условиях и позволяют с достаточной степенью точности рассчитать их конструктивные и технологические параметры.

Разработанный способ производства мелкодисперсной металлургической извести в печах циклонного типа [3 – 5] отличается от известных. Обжигу подвергается предварительно измельченный известняк во взвешенном состоянии в компактных циклонных аппаратах при больших значениях теплового напряжения рабочего пространст-

<sup>©</sup> Бойко В.Н., 2006

ва. Особенности аэродинамики циклонного процесса и быстротечность процесса обжига мелкодисперсного известняка обусловили разработку метода расчета рабочей камеры циклонного декарбонизатора.

## Исходные данные для расчета рабочей камеры

Одним из основных параметров, определяющих конструктивные параметры рабочей камеры, является время обжига мелкодисперсного известняка в вихревом потоке циклонного декарбонизатора. При этом время обжига зависит от химического состава исходного сырья (кальциевый известняк или доломитизированный).

Экспериментально было установлено, что для производства высококачественной извести из кальциевого известняка его обжиг необходимо осуществлять в температурном интервале 950 ÷ 1150 °C [3] в течение определенного времени. Время обжига мелкодисперсного кальциевого известняка может быть определено с помощью аналитической [6] или экспериментальной [4] зависимости

$$\tau_{\rm obm} = 5.62 \cdot 10^{-4} \frac{({\rm CaO} + {\rm MgO})^{2.26}_{\rm akt} {\rm d}_{\rm max}^{0.56}}{\exp(0.0096t_0 + 0.0042t_{\rm obm})}, {\rm c}, \qquad (1)$$

где  $d_{max}$  – максимальный диаметр частиц обжигаемого известняка, мм;  $t_0$  – температура известняка, поступающего на обжиг в печь, °C;  $t_{obx}$  – максимальная температура обжига известняка в печи, °C;  $(CaO + MgO)_{akt}$  – содержание в извести активных оксидов Ca и Mg, %.

Для определения времени обжига доломитизированного известняка с содержанием в известняке MgO<sub>ик</sub> = 3,8 ÷ 19,4 % предложена экспериментальная зависимость [5]

$$\tau_{\rm obk} = 2,6 {\rm MgO}_{\rm HK}^{-0,5}, {\rm c.}$$
 (2)

При этом температурный интервал обжига составляет 820 ÷ 920 °C, а размер частиц исходного известняка не должен превышать 0,1 мм.

Другим важным параметром, который определяет конструктивные параметры рабочей камеры, является условная скорость пылегазового потока в циклонном декарбонизаторе. В результате исследований опытно-промышленных образцов циклонных печей были установлены пределы условной скорости  $w_{ycn} = 2 \div 10$  м/с, которые, с одной стороны, определяют устойчивую работу декарбонизатора (нижний предел) и, с другой стороны, ограничивают его аэродинамическое сопротивление, которое может быть принято равным 1500 Па (верхний предел) [7].

Немаловажное значение на размеры рабочей камеры оказывает и вид используемого газообразного топлива, поскольку от выбора вида топлива зависят удельные расходы воздуха и дымовых газов.

## Метод расчета рабочей камеры

Расчет рабочей камеры декарбонизатора заключается в определении ее геометрических размеров: внутреннего диаметра  $D_{\mu}$  и длины  $L_{\mu}$ . Принципиальная схема декарбонизатора представлена на рисунке 1.



Рис. 1. Циклонный декарбонизатор: 1 – цилиндрический корпус; 2 – рабочая камера; 3 – горелочное устройство; 4 – загрузочный патрубок; 5 – тангенциальное входное сопло; 6 – тангенциальные отводящие каналы

Частицы ИЗвестняка, загружаемые в рабочую камеру декарбонипрактичезатора, ски сразу же приобретают скорость газового потока [7]. В этом случае, когда относительная скорость газового потока и часобжигаемого ТИЦ матерала практически отсутствует, время пребывания материала в зоне обжига, то есть в рабочей камере, можно приравнять к времени пребывания газовой частицы в декарбонизаторе

$$\tau = \frac{L_{\mu}}{W_{VC\pi}} = \frac{L_{\mu}F_{\mu}}{V_{\mu\Gamma}} = \frac{V_{\mu}}{V_{\mu\Gamma}0} \cdot \frac{273}{t + 273}, c, \qquad (3)$$

где  $L_{\mu}$ ,  $F_{\mu}$ ,  $V_{\mu}$  – соответственно, длина (м), площадь поперечного сечения (м<sup>2</sup>) и объем (м<sup>3</sup>) рабочей камеры декарбонизатора;  $w_{ycn}$  – условная скорость газового потока в рабочей камере циклонного декарбонизатора, м/с;  $V_{\mu r}$ ,  $V_{\mu r0}$  – расход газового потока через декарбонизатор, соответственно, при действительных и нормальных условиях, м<sup>3</sup>/с; t – средняя температура дисперсного потока в декарбонизаторе, °C.

Длину рабочей камеры декарбонизатора определим из выражения (1), подставив вместо времени пребывания частицы материала в декарбонизаторе  $\tau$  необходимое время обжига мелкодисперсного известняка  $\tau_{oбж}$ , тогда

$$L_{II} = W_{VCJ} \tau_{OOK}, M.$$
(4)

Диаметр рабочей камеры декарбонизатора равен

$$D_{II} = \sqrt{\frac{4\tau_{0\bar{0}\bar{m}}V_{\bar{I}}}{\pi L_{II}}} = \sqrt{\frac{4V_{\bar{I}}}{\pi w_{yc\bar{I}}}}, M.$$
(5)

Для получения извести определенного качества необходимое время обжига определяется выражениями (1) или (2) в зависимости от вида известняка. Длину декарбонизатора для обжига кальциевого известняка определим после подстановки (1) в (4)

$$L_{II} = 5,62 \cdot 10^{-4} w_{yc\pi} \frac{(CaO + MgO)^{2,26}_{aKT} d^{0,56}_{max}}{exp(0,00096t_0 + 0,0042t_{obx})}, M,$$
(6)

а для обжига доломитизированного известняка – после подстановки (2) в (4)

$$L_{II} = 2,6 w_{yc\pi} MgO_{UK}^{-0,5}$$
, м. (7)

Расход дымовых газов  $V_{\alpha}$  ( $M^3/c$ ) является суммой расходов продуктов сгорания топлива в декарбонизаторе и углекислого газа, выделившегося при разложении известняка. Расход дымовых газов определяется после нахождения величины удельного расхода топлива на основе материального и теплового балансов декарбонизатора.

Для декарбонизатора материальный баланс запишется следующим образом

$$M_{\rm M} = M_{\rm H0} + M_{\rm CO_2}, \qquad (8)$$

где М<sub>м</sub> – количество известняка, подаваемого в декарбонизатор, кг/ч.; М<sub>и0</sub> – количество извести, производимой в декарбонизаторе, кг/ч.; М<sub>СО2</sub> – выход углекислого газа при разложении известняка, кг/ч.

$$M_{CO_2} = (1 - \chi) M_M,$$
 (9)

здесь  $\chi$  – коэффициент выхода извести.

Коэффициент выхода извести при обжиге двухкомпонентного известняка равен

$$\chi = 1 - \frac{\text{CaO}}{1,273} \sigma_{\text{CaCO}_3} - \frac{\text{MgO}}{0,916} \sigma_{\text{MgCO}_3}, \qquad (10)$$

где CaO, MgO – содержание оксидов кальция и магния в исходном известняке, доли ед.;  $\sigma_{CaCO_3}$ ,  $\sigma_{MgCO_3}$  – степень обжига известняка по CaCO<sub>3</sub> и MgCO<sub>3</sub>, доли ед.

Степень обжига  $\sigma_{CaCO_3}$  определяется в зависимости от принимаемой величины общей степени обжига  $\sigma$  по формуле

$$\sigma_{CaCO_3} = \frac{\sigma(1,273MgO + 0,916CaO) - 1,273MgO\sigma_{MgCO_3}}{0,916CaO}.$$
 (11)

Тепловой баланс декарбонизатора относительно 1 кг обрабатываемого известняка запишется следующим образом

 $Q_{TX} + Q_{T\phi} + Q_{B\phi} + Q_{M\phi} = Q_p + Q_A + Q_u + Q_{oc}, \kappa Дж/кг,$  (12) где  $Q_{TX} - xumuчeckaя$  теплота топлива,

$$Q_{TX} = \frac{B_{yd}Q_{H}^{p}}{\rho_{\Gamma}}, \kappa Дж/к\Gamma;$$
 (13)

 $Q_{\tau \phi} - \phi$ изическая теплота топлива,

$$Q_{\tau\varphi} = B_{\gamma \pi} c_{\tau} t_{\tau}, \, \kappa \Pi \varkappa / \kappa \Gamma;$$
(14)

Q<sub>вф</sub> – физическая теплота воздуха,

$$Q_{B\phi} = e_B c_B t_B, \ \kappa Дж/кГ;$$
 (15)

Q<sub>мф</sub> – физическая теплота исходного известняка,

$$Q_{M\Phi} = c_M t_M, \ \kappa Дж/кГ;$$
 (16)

Q<sub>p</sub> – расход теплоты на разложение известняка,

$$Q_{p} = \frac{q'_{p}\sigma_{CaCO_{3}}CaO}{0,56} + \frac{q_{p}\sigma_{MgCO_{3}}MgO}{0,403}, \, \kappa \mbox{Дж/кг};$$
(17)

Q<sub>д</sub> – потери теплоты с уходящими дымовыми газами,

$$Q_{\Pi} = e_{\Pi} c_{\Pi} t_{\Pi}, \, \kappa \Pi \mathscr{K} / \kappa \Gamma; \tag{18}$$

Q<sub>и</sub> – потери теплоты с известью,

$$Q_{\mu} = e_{\mu}c_{\mu}t_{\mu}, \, \kappa \exists \mathsf{X}/\mathsf{K}\mathsf{\Gamma}; \tag{19}$$

Q<sub>oc</sub> – потери теплоты в окружающую среду, кДж/кг,

здесь  $B_{y_{A}}$  – удельный расход газообразного топлива (отнесенный к  $M_{M}$ ), кг/кг;  $c_{T}$ ,  $t_{T}$  – теплоемкость (кДж/кгК) и температура (°C) воздуха;  $c_{A}$ ,  $t_{A}$  – теплоемкость (кДж/кгК) и температура (°C) воздуха;  $c_{A}$ ,  $t_{A}$  – теплоемкость (кДж/кгК) и температура (°C) дымовых газов;  $c_{M}$ ,  $t_{M}$  – теплоемкость (кДж/кгК) и температура (°C) известняка;  $c_{u}$ ,  $t_{u}$  – теплоемкость (кДж/кгК) и температура (°C) известняка;  $c_{u}$ ,  $t_{u}$  – теплоемкость (кДж/кгК) и температура (°C) извести;  $q'_{p}$  – теплота разложения карбоната кальция, отнесенная к 1 кг СаСО<sub>3</sub>, кДж/кг;  $q_{p}$  – теплота разложения карбоната магния, отнесенная к 1 кг MgCO<sub>3</sub>, кДж/кг;  $e_{B}$ ,  $e_{d}$ ,  $e_{u}$  – доли воздуха, дымовых газов и извести, отнесенные к  $M_{m}$ , кг/кг, и соответственно равные  $e_{B} = \frac{V_{B}\rho_{B}}{M_{M}}$ ;  $e_{A} = \frac{V_{A}\rho_{A}}{M_{M}}$ ;  $e_{B} = \frac{M_{H}}{M_{M}}$ .

Расчет теплового баланса декарбонизатора выполнялся итерационным методом, при этом управляющим воздействием на сходимость расхода и прихода теплоты являлся параметр В<sub>уд</sub> – удельный расход газообразного топлива.

После определения величины удельного расхода топлива  $B_{y_{\rm J}}$  находятся численные значения величин расхода дымовых газов  $V_{\rm g}$  и расхода воздуха  $V_{\rm B}$  с использованием результатов расчета горения топлива.

Разработанный метод расчета рабочей камеры циклонного декарбонизатора был использован при разработке технологического задания и проектировании промышленного образца циклонной печи для производства мелкодисперсной извести. В таблице 1 приведены технологические и конструктивные параметры рабочей камеры декарбонизатора промышленного образца циклонной печи.

Таблица 1

мелкодисперсного известняка					
Наименование параметров	Ед. измер.	Величина			
Качество извести					
<ul> <li>степень обжига</li> </ul>	%	97,0			
- содержание (CaO+MgO) <sub>акт</sub>	%	89,9			
<ul> <li>время гидратации</li> </ul>	МИН.	< 1			
Расход известняка на декарбонизатор	кг/ч	62770			
Расход извести за декарбонизатором	кг/ч	36918			
Выход СО <sub>2</sub> от разложения известняка	кг/ч	25852			
	м <sup>3</sup> /ч	297200			
Расход дымовых газов через рабочую камеру	м <sup>3</sup> /с	82,6			
Температура известняка перед рабочей камерой	<sup>0</sup> C	620			
Температура обжига	<sup>0</sup> C	1000			
Условная скорость газа в рабочей камере	м/с	8,58			
Время обжига известняка					
- кальциевого	с	0,033			
- доломитизированного (MgO <sub>ик</sub> = 4,0 %)	с	1,3			
- расчетное	с	0,056			
Длина рабочей камеры	М	11,65			
Диаметр рабочей камеры	М	3,5			
Время пребывания материала в рабочей камере	С	1.36			

Параметры рабочей камеры циклонной печи для обжига мелкодисперсного известняка

#### Выводы

Предложена методика расчета рабочей камеры циклонного декарбонизатора для обжига мелкодисперсного известняка, основанная на использовании зависимости для определения времени обжига известняка, материальном и тепловом балансе декарбонизатора и условиях его устойчивой работы при относительно небольшом аэродинамическом сопротивлении. Метод расчета циклонного декарбонизатора был использован при разработке технологического задания и проектировании промышленного образца циклонной печи для производства мелкодисперсной извести, а также для выбора параметров опытно-промышленных циклонных печей.

Предложенный метод может быть применен для расчета циклонных печей, предназначенных для термообработки любых других мелкодисперсных материалов, с корректировкой времени их обработки, а также материального и теплового балансов циклонной камеры.

## Список литературы

1. Монастырев А.В. Производство извести. – М.: Стройиздат, 1972. –208 с.

2. Табунщиков Н.П. Производство извести. – М.: Химия, 1974. – 240 с.

3. А.с. 1281537 СССР, МКИ С04В 2/02. Способ получения извести в циклонной печи / Федоров О.Г., Панчошный Н.М., Мартыненко В.П., Исполатов В.Б., Бойко В.Н., Петровский А.В., Ляшенко Ю.П., Буланкин Н.И., Астафьев В.Д. (СССР). – № 3839746/29-33; Заявлено 08.01.85; Опубл. 07.01.87; Бюл. № 1.

4. Пат. 2723 Украина, МКИ С04В 2/10. Способ получения извести из тонкомолотого известняка / Бойко В.Н., Петровский А.В., Федоров О.Г., Мартыненко В.П., Лобода В.И., Белоножко А.Н., Задоя Б.А. (Украина). – № 4839196/SU; Заявл. 14.06.90; Опубл. 26.12.94; Бюл. № 5 – 1. – 5 с.: ил.

5. А.с. 1337431 СССР, МКИ С22С 11/02. Способ получения извести для окомкования железорудного сырья / Федоров О.Г., Плискановский С.Т., Мартыненко В.П., Бойко В.Н., Петровский А.В., Исполатов В.Б., Лобода В.И., Задоя Б.А., Чернокоз А.Н. (СССР). – № 4029415/31-02; Заявлено 25.11.85; Опубл. 15.09.87; Бюл. № 34.

6. Бойко В.Н. Разработка режимов обжига мелкодисперсного известняка в печах циклонного типа // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – С. 15 – 26.

7. Бойко В.Н. Энерго- и ресурсосберегающие технологии производства мелкодисперсной металлургической извести в печах циклонного типа: Автореф. дис...канд. тенх. наук: 05.16.02 / Национальная металлургическая академия Украины. – Днепропетровск, 2004. – 24 с.

Рукопись поступила 13.04.2006.

## Бузунов А.В. – ассистент, ПГАСА

## МЕТОДИКА ОПТИМАЛЬНОГО ВЫБОРА ВОДООХЛАЖДАЕМЫХ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ ДЛЯ ПОДОГРЕВА ИСХОДНОЙ И ХИМИЧЕСКИ ОЧИЩЕННОЙ ВОДЫ ПРИ НОВОЙ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИИ ПОДГОТОВКИ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Разработана новая концепция комплексного использования низкопотенциальных тепловых вторичных энергетических ресурсов (HTBЭР) систем водяного охлаждения. Предложена методика оптимального выбора водоохлаждаемых рекуперативных теплообменников агрегатов-источников HTBЭР для подогрева исходной и химически очищенной воды.

Разработка относится к энергосберегающим технологиям и может быть применена во всех отраслях промышленности, где эксплуатируются системы водяного охлаждения и системы подготовки питательной воды.

## Введение

В последние десятилетия XX века человечество впервые в своей истории столкнулось с глобальными проблемами цивилизации, кризисное обострение которых может привести к уничтожению социальной формы движения на планете. Энергетическая проблема – одна из глобальных проблем современности. К признакам, определяющих суть современной глобальной энергетической проблемы, авторы [1] относят: снижение природных запасов энергетических ресурсов; отсутствие в общественном производстве базы энергообеспечения, адекватной современным общественным потребностям; медленное освоение новых, альтернативных источников энергии; наличие излишних затрат энергии; отсутствие стабильного, гарантированного, экологически чистого, экономичного энергообеспечения с оптимальным сочетанием энергоносителей.

Важным фактором глобализации энергетической проблемы выступает её тесная связь с другими глобальными проблемами современности, одной из которых является экологическая. Потребление природных энергетических ресурсов в современных технологических

<sup>©</sup> Бузунов А.В., 2006

процессах приводит к выбросу в окружающую природную среду вредных веществ в виде продуктов сгорания и теплоты, что способствует тепловому загрязнению и создаёт опасность изменения теплового баланса планеты.

Задача использования низкопотенциальных тепловых вторичных энергетических ресурсов (НТВЭР) является существенным аргументом в вопросе разрешения глобальной энергетической проблемы, т.к. сократит потребление природных запасов энергоресурсов, уменьшит тепловое загрязнение окружающей среды, уменьшит загрязнение окружающей среды продуктами сгорания.

В работе [2] показана тенденция развития систем технического водоснабжения (СТВ): от прямоточных и оборотных СТВ к каскадной бессточной СТВ, которая характеризуется минимальным водозабором воды из природного источника и минимальным сбросом использованной воды в природные источники. Но снижение водозабора из природного источника и сброса в водоём не единственное преимущество данной схемы. При данной схеме экономится тепловая энергия, что является наиболее актуальным фактором в настоящее время. Кроме того, при переходе к данной энергосберегающей схеме энергоснабжения системы подготовки питательной воды (СППВ), отсутствует необходимость в утилизационном оборудовании, что значительно снижает капитальные вложения.

К целям данной работы относится: разработка энергосберегающей технологии комплексного использования НТВЭР систем водяного охлаждения (СВО) и создание методики оптимального выбора агрегатов-источников НТВЭР.

## Разработка энергосберегающей технологии комплексного использования НТВЭР систем водяного охлаждения

Суть новой концепции по комплексному использованию НТВЭР состоит в изменении направления движения теплоэнергетических потоков вследствие перехода от прямоточной и оборотной СТВ к каскадной бессточной СТВ. Ранее тепловая энергия СВО отводилась в окружающую среду (в водоёмы – для прямоточных СВО и в атмосферу – для оборотных СВО). Предлагается комплексное использование НТВЭР прямоточных и оборотных СВО для нужд СППВ согласно принципиальной технологической схеме, приведенной на рис. 1. По условиям технологического процесса подготовки питательной воды исходная вода перед химической очисткой должна быть нагрета до температуры 25...27 °C. Этот нагрев возможно осуществить, пропустив исходную воду через группу рекуперативных теплообменников

(РТ) агрегатов-источников (АИ) НТВЭР. Далее химически очищенная вода при деаэрации нагревается до температуры 60...80 °С. Частично этот нагрев возможно осуществить в другой группе РТ АИ НТВЭР.



Рис. 1. Принципиальная технологическая схема комплексного использования низкопотенциальных тепловых вторичных энергетических ресурсов систем водяного охлаждения

Данная энергосберегающая технология может быть применена на любом промышленном предприятии, имеющем в своём активе эксплуатируемые СВО и СППВ. Также она найдёт широкое применение при переходе внутри промышленного предприятия от централизованного теплоснабжения к автономному теплоснабжению.

Но проблема использования данной энергосберегающей технологии состоит в выборе из конечного множества РТ АИ НТВЭР такого набора, который обеспечивает максимально возможный экономический эффект от внедрения.

# Создание методики оптимального выбора агрегатов-источников НТВЭР

**Постановка общей задачи.** В существующей технологической системе подготовки питательной воды обрабатываемая вода нагревается дважды: перед химической очисткой (до 25...27 °C) и перед деаэрацией (до 60...80 °C). Известен расход нагреваемой воды и количество теплоты, сообщённое ей при нагреве в первом и втором случаях.

В производственных цехах промышленного предприятия установлены и действуют различные типы РТ АИ НТВЭР, водопотребление и тепловая мощность которых известны. Известна также удалённость цехов от СППВ. Требуется из имеющихся типов РТ АИ НТВЭР каждого цеха выбрать такой набор, который обеспечит максимальный нагрев заданного количества воды с учётом ограничения на её расход.

Кроме того, необходимо из всех цехов выбрать два для работы по новой технологии, т.е. группа РТ АИ НТВЭР одного цеха будет использоваться при нагреве исходной воды, а группа РТ АИ НТВЭР другого цеха – при подогреве химически очищенной воды. В качестве критерия оптимальности закрепления цехов принимается срок окупаемости капитальных вложений.

Варианты технологической топологии теплоэнергетической системы представлены на рис. 2, причём производители НТВЭР внутри производственных цехов могут быть соединены между собой как параллельно, так и последовательно по ходу движения воды. Но, учитывая тот фактор, что при последовательной схеме соединения РТ может наблюдаться недоохлаждение технологических агрегатов, стоящих в конце схемы, принимается для настоящей задачи возможной только параллельная схема соединения.



Рис. 2. Варианты технологической топологии теплоэнергетической системы: 1,2,..., m – РТ АИ НТВЭР цехов 1,..., n

Следовательно, общую задачу необходимо разделить на две.

**Постановка первой задачи.** Предприятие имеет n производственных цехов, в каждом из которых установлено m типов PT AИ HTBЭP. Известны:  $G_{ij}$ ,  $Q_{pek_{ij}}$  – соответственно водопотребление и тепловая мощность i-го типа PT AИ HTBЭP j-го цеха (i = 1, 2, ..., m; j = 1, 2, ..., n). Требуется в каждом цехе выбрать группу PT AИ HTBЭP, которая обеспечит максимальный термодинамический эффект с учётом ограничения на расход воды.

Математическая модель данной задачи будет иметь следующий вид. В качестве целевой функции выступает выражение, являющееся термодинамическим критерием эффективности (1):

$$Q_{e_{9}p_{j}} = \sum_{i=1}^{n} Q_{pek_{ij}} \cdot x_{ij} \to \max, \qquad (1)$$

где  $Q_{s_{3}p_{j}}$  – суммарное количество НТВЭР, используемых при нагреве исходной (химически очищенной) воды в j-м цеху, кВт;  $x_{ij}$  – булевые переменные, означающие факт включения или невключения i-го типа РТ АИ НТВЭР в группу j-го цеха для работы СППВ по новой технологии:

 $x_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{если i-ый тип PT AU HTBЭP включён в группу j-го цеха;} \\ 0 & \text{в противном случае.} \end{cases}$ 

В качестве ограничения принимается суммарный расход воды, охлаждающей искомые РТ АИ НТВЭР, который должен быть не более расхода воды, идущей на нужды СППВ, т.е. теплосъём с технологических агрегатов при охлаждении последних исходной (химически очищенной), а не оборотной водой, должен обеспечиваться не в меньшей мере (2):

$$\sum_{i=1}^{m} G_{ij} \cdot x_{ij} \le A, \qquad (2)$$

где А – расход воды на нужды СППВ, кг/с.

Граничные условия:  $x_{ij} \ge 0$ .

Дополнительные условия:  $x_{ij} \in \{0,1\}$ .

Принятые допущения:

1. Протяжённость трубопроводов от каждого АИ НТВЭР до выхода из цеха является постоянной величиной. Потери тепла при транспортировке исходной и химически очищенной воды по трубопроводам внутри цеха являются постоянной величиной. Данная задача относится к классу задач линейного программирования с детерминированными исходными данными и целочисленными (булевыми) искомыми переменными. Эта задача решается отдельно для каждого цеха, т.е. n – paз.

Постановка второй задачи. Промышленное предприятие имеет n - производственных цехов, в каждом из которых сформирована группа РТ АИ НТВЭР для работы по новой технологии. Известна удалённость j-го цеха от СППВ ( $L_j$ ). Требуется из всех цехов выбрать два таких, которые бы обеспечили минимальный срок окупаемости капитальных вложений при внедрении.

На промышленных предприятиях Украины в настоящее время финансирование энергосберегающих проектов осуществляется преимущественно относительно срока окупаемости. Вследствие этого, становится крайне актуальным для решения задачи оптимального выбора цеховых групп РТ АИ НТВЭР применить в качестве целевой функции, технико-экономический критерий эффективности – срок окупаемости, определяемый по формуле (3) [3]:

$$P_{o\kappa} = \frac{\sum K_{sop_j}}{\sum S_{s\kappa_j}^k - \sum C_{sep_j}} \to \min, \ \text{год},$$
(3)

где  $\sum K_{sop_j}$  – капитальные вложения в установку с использованием ВЭР на предприятии при выбранных j-ых цехах, грн;  $\sum S_{3\kappa}^k$  – показатель стоимости сэкономленных энергоресурсов на предприятии при выбранных j-ых цехах, грн/год; k – вид сэкономленных энергоресурсов;  $\sum C_{sep_j}$  – себестоимость отпущенной энергии, полученной вследствие использования ВЭР при выбранных j-ых цехах, грн/год.

Ввиду того, что описанный способ использования НТВЭР предусматривает перенаправление теплоэнергетических потоков в существующем теплообменном оборудовании без вмешательства в производственный процесс, капитальные вложения в установку с использованием ВЭР  $\sum K_{e_{3}p_{j}}$  будут в основном зависеть от удалённости РТ АИ НТВЭР от потребителя – СППВ. Так как утилизационная система потребляет известное количество воды, то переменную часть капитальных затрат будут составлять затраты на прокладку определённого диаметра изолированной наружной теплотрассы, которые предлагается отнести к 1 м длины теплотрассы:

$$\sum K_{sop_j} = K' \cdot \sum L_j , \qquad (4)$$

где K' – укрупнённый показатель капитальных удельных затрат на монтаж изолированной теплотрассы определённого диаметра, грн/м.

Длина изолированной наружной теплотрассы утилизационной системы определяется по формуле (5):

$$\sum L_j = 2 \cdot (L_j^a + L_j^b), \qquad (5)$$

где  $L_j^a$  – длина участка трубопровода от первой группы РТ АИ НТВЭР j-го цеха до узла химической очистки воды, м;  $L_j^b$  – длина участка трубопровода от узла химической очистки воды до второй группы РТ AИ НТВЭР j-го цеха и от второй группы РТ АИ НТВЭР j-го цеха до узла деаэрации воды, м (как правило, узлы химической очистки воды и деаэрации воды находятся рядом).

Показатель стоимости сэкономленных энергоресурсов  $\sum S_{3\kappa j}^{k}$  определяется по формуле (6):

$$\sum S_{\Im\kappa_j}^k = S_{\Im\kappa_j}^m + S_{\Im\kappa_j}^{\theta} + S_{\Im\kappa_j}^{nc}, \qquad (6)$$

где  $S^{m}_{\ \ 3\kappa j}, S^{e}_{\ \ 3\kappa j}, S^{nc}_{\ \ 3\kappa j}$  – соответственно стоимости сэкономленных топлива, исходной воды и промышленных стоков j-го цеха, грн/год.

Стоимость сэкономленного топлива определяется по формуле (7):

$$S^{m}_{\ \mathfrak{I}\mathcal{K}j} = B^{m}_{\mathfrak{I}\mathcal{K}j} \cdot C^{m}, \tag{7}$$

где  $C^m$  – удельная стоимость топлива (газа), грн/м<sup>3</sup>. Количество сэкономленного топлива (газа) в j-м цеху за год  $B^m_{_{3\kappa}j}$  (м<sup>3</sup>/год) определяется по формуле (8):

$$B^{m}_{_{\mathcal{H}j}} = Q_{_{\mathcal{H}j}} \cdot n_{_{\mathcal{Y}\partial}}, \tag{8}$$

где  $n_{y\partial}$  – удельная норма потребления природного газа котлами тыс. м<sup>3</sup>/ГДж. Количество сэкономленной тепловой энергии на предприятии от j-го цеха  $Q_{3\kappa j}$  (ГДж в год) определяется по формуле (9):

$$Q_{_{3\kappa_j}} = (Q_{_{63p_j}} \cdot T - Q_{m/n_j} \cdot T_{oc}) \cdot 3,6 \cdot 10^{-3},$$
(9)

где  $Q_{s_{3}p_{j}}$  – выход НТВЭР от группы АИ НТВЭР j-го цеха, кВт; T – продолжительность работы агрегатов-источников НТВЭР в году, час;  $T_{oc}$  – продолжительность отопительного сезона, час;  $Q_{m/n_{j}}$  – потери теплоты через изоляцию наружной утилизационной теплотрассы в отопительный период (в неотопительный период данные тепловые потери пренебрежительно малы), кВт:

$$Q_{m/n_j} = q^{cp} \cdot \sum L_j \,. \tag{10}$$

Удельные средние тепловые потери за отопительный период через изоляцию теплотрассы  $q^{cp}$  (Вт/м) определяются по методике, приведенной в [4].

Стоимости сэкономленных исходной воды и промышленных стоков j-го цеха, определяются соответственно по формулам (11) и (12), грн/год:

$$S^{e}_{\ \mathfrak{I}\kappa j} = B^{e}_{\mathfrak{I}\kappa j} \cdot C^{e}; \qquad (11)$$

$$S^{nc}_{\ \mathfrak{I}\mathfrak{K}_{j}} = B^{nc}_{\mathfrak{I}\mathfrak{K}_{j}} \cdot C^{nc}, \qquad (12)$$

где  $C^{e}$ ,  $C^{nc}$  – соответственно удельные стоимости исходной воды (грн/м<sup>3</sup>) и промышленных стоков (грн/м<sup>3</sup>);  $B^{e}_{_{3\kappa}j}, B^{nc}_{_{3\kappa}j}$  – количество сэ-кономленных энергоресурсов в j-м цеху за год – соответственно ис-ходной воды (м<sup>3</sup>/год) и промышленных стоков (м<sup>3</sup>/год).

Себестоимость тепловой энергии, вследствие использования ВЭР, определялась по методике [5]. Согласно данной методике на себестоимость тепловой энергии влияют следующие экономические показатели: стоимость электроэнергии, затраченной на изменение направления циркуляции воды; заработная плата обслуживающего персонала; отчисления в фонд социального страхования; средняя норма амортизационных отчислений; текущий ремонт и содержание основных средств, прочие расходы; технические показатели утилизационной установки. Среди всех этих показателей факторным является только стоимость электроэнергии, затраченной на изменение направления циркуляции воды, напрямую зависящая от мощности насосов, которая, в свою очередь, зависит от конструктивного показателя системы – протяженности утилизационной теплотрассы. Мощность насосов определяется по укрупнённой методике удельных сопротивлений трубопроводов, приведенной в [6]. Потери напора на местные сопротивления при водоводах до 1000 м составляют 10 % от потерь напора на трение.

Следовательно, математическая модель задачи выбора скомпонованных цеховых групп РТ АИ НТВЭР имеет следующий вид.

Целевая функция:

$$P_{o\kappa} = \frac{\sum K_{opj} \cdot X_j}{\sum S_{p\kappa_j}^k \cdot X_j - \sum C_{oepj} \cdot X_j} \to \min.$$
(13)

Ограничение:  $\sum X_j = 2$ .

Дополнительное ограничение:  $X_i \in \{0,1\}$ .

Граничные условия:  $X_i \ge 0$ .

Технико-экономический критерий эффективности – показатель срока окупаемости  $P_{o\kappa}$  является функцией двух переменных: протяжённости теплотрассы  $L_j$  и выхода НТВЭР от технологического агрегата  $Q_{aэp_j}$ , причём с переменными выполняются действия деления, т.е. имеет место нелинейная зависимость между переменными:

$$P_{o\kappa} = f(L_j, Q_{\theta \ni p_j}, X_j) = \frac{\varphi(L_j, X_j)}{\gamma(L_j, Q_{\theta \ni p_j}, X_j) - \sigma(L_j, X_j)} \to \min.$$
(14)

Следовательно, можно сделать вывод, что данная задача относится к классу задач нелинейного программирования с детерминированными исходными данными и целочисленными (булевыми) искомыми переменными.

Данная методика оптимального выбора РТ АИ НТВЭР была опробована для ОАО «Нижнеднепровский трубопрокатный завод». В результате выбора установлено, что для подогрева исходной воды наиболее приемлемы РТ АИ НТВЭР трубоэлектросварочного цеха № 2 (охладители стыкосварочных машин, высокочастотных установок, эмульсии), а для нагрева химически очищенной воды – воздухоохладители турбокомпрессоров К-250-61 турбокомпрессорной станции Nº 1 теплосилового цеха [7]. Основные техникоэкономические показатели данного энергосберегающего мероприятия: стоимость сэкономленных энергоресурсов  $\sum S_{3\kappa_i}^k = 705,7$  тыс. грн/год, капитальные вложения  $\sum K_{B_{B_{ij}}} = 601$  тыс. грн, эксплуатационные расходы 68,3 тыс. грн/год, срок окупаемости капитальных вложений  $P_{o\kappa} = 0,85$  года.

Решение задач линейного и нелинейного программирования производилось в среде электронных таблиц Excel с помощью надстройки «Поиск решения» [8, 9].

#### Выводы

1. Разработана энергосберегающая технология использования НТВЭР СВО на базе перехода от прямоточных и оборотных СВО к каскадным бессточным СТВ, новизна которой заключается в комплексном использовании НТВЭР водоохлаждаемых РТ технологических агрегатов для нужд СППВ.

2. Разработана методика оптимального выбора РТ АИ НТВЭР для подогрева исходной и химически очищенной воды, основанная на поэтапном решении задач линейного программирования по выбору РТ АИ НТВЭР внутри цехов и задачи нелинейного программирования по выбору скомплектованных цеховых групп РТ АИ НТВЭР внутри промышленного предприятия для работы по новой технологии.

К перспективам дальнейших исследований в данном направлении относится разработка конкретных утилизационных СППВ на промышленных предприятиях и изучение закономерностей выхода НТВЭР от выбранных РТ АИ в динамике времени от различных факторов (температура окружающей среды, загрузка производства и т.п.).

## Список литературы

1. Александрова И.И., Байков Н.М. Глобальная энергетическая проблема. – М.: Стойиздат, 1989. – 239 с.

2. Картавцев С.В. Теплоэнергетические системы и энергетические балансы промышленных предприятий: Учебное пособие. – Магнитогорск, МГТУ. – 2000. – 156 с.

3. ДСТУ 4090 – 2001. Ресурси енергетичні вторинні. Методика визначення показників виходу та використання. – К.: Держстандарт України, 2002. – 25 с.

4. СНИП 2.04.14-88. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. – М.: ЦНИИПроект Госстроя СССР, 1988. – 22 с.

5. Розенгарт Ю.И., Якобсон Б.И., Мурадова З.А. ВЭР чёрной металлургии и их использование. – К.: Вища школа. Головное из-во. – 1988. – 328 с.

6. Справочник проектировщика водоснабжения населённых мест и промышленных предприятий. – М.: Стройиздат. – 1967. – 382 с.

7. Пат. 67347 А Украина, МПК 7 F22D 1/00: Система підготовки поживної води: Пат. 67347 А Украина, МПК F22D 1/00 / О.В. Бузунов. – Заявлено 01.09.03; Опубл. 15.06.04, Бюл. №6. – 4 с., ил.

8. Курицкий Б.Я. Поиск оптимальных решений средствами Excel 7.0. – СПб.: ВНV – Санкт-Петербург, 1997. – 384 с.

9. Ершова Е.М. Компьютерные технологии математических методов управления производством: Конспект лекций. – Днепропетровск: ПГАСА, 2001. – 93 с.

Рукопись поступила 06.03.2006.

## Веселовский В.Б. – канд. физ.-мат. наук, доц., ДНУ

## РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ДЛЯ СОСТАВНЫХ СРЕД ПРИ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

Структурным методом получены решения линейных задач теплопроводности для составных сред при экстремальных тепловых воздействиях. Для решения нелинейных задач теплопроводности первого рода предложено применять структурный метод и метод последовательных интервалов.

#### Введение

Применение в народном хозяйстве принципиально новых технологий – электронно-лучевых, плазменных, импульсных позволяет многократно повысить производительность труда, поднять эффективность использования ресурсов и снизить материалоемкость производства. Сущность многих импульсных технологических процессов упрочнения заключается в том, что на относительно небольшие объемы металла воздействуют импульсно (с большими скоростями) потоками энергии высокой интенсивности, одновременно деформируя и быстро охлаждая металл. Такие условия обработки позволяют получать весьма ценные физико-механические и эксплуатационные характеристики. Природа многих аспектов импульсного упрочнения на сегодняшний день еще не ясна [1].

Исследования фазовых и структурных превращений в сплавах при повышенных скоростях нагрева показали, что быстрый нагрев позволяет получить структуры, которые не могут быть созданы стандартными видами термообработки. Нагрев металла до температуры Ac<sub>3</sub> (обратное мартенситное превращение) в течение миллисекунды называется импульсным (лазерный, электронно-лучевой, электрогидро- импульсный и др.), в течение десятой доли секунды- быстрым (индукционный, плазменный) и в течение нескольких минут – обычным (печной) [1, 2].

Экстремальные условия работы составной конструкции: высокоинтенсивный импульсный нагрев, низкие и высокие температуры, плазменное напыление, лазерная обработка материалов привели в последнее время к необходимости построения математических моделей, основанных на гиперболических и интегро-дифференциальных уравнениях теплопроводности. Описание процессов теплопроводности в

<sup>©</sup> Веселовский В.Б., 2006

обычных условиях в средах со сложной структурой (поликристаллические структуры, полимеры) приводит также к необходимости решения задач теплопроводности для сред, наделенных тепловой памятью или наследственностью. В теории теплопроводности понятие "среда с тепловой памятью" связывается с релаксационными процессами. Сами вещества не совершают целенаправленных действий, а с течением времени под влиянием внешних воздействий или внутренней эволюции изменяют свое состояние или свойства. Если процесс приобретения (или утраты) веществом каких-либо свойств (например, аккумулирование теплоты, энергии) или переход его из одного состояния в другое зависит от предшествующего состояния, то говорят, что вещество наделено памятью [2-4].

Феноменологическое описание эффектов тепловой памяти может быть осуществлено различными методами:

 процесс описывается линейным уравнением гиперболического типа (задание времени релаксации теплового потока τ<sub>r</sub>);

– процесс описывается линейным интегро-дифференциальным уравнением с ядром, выбранным на основе физических соображений (задание, как времени релаксации теплового потока  $\tau_r$ , так и внутренней энергии  $\tau_2$ );

 процесс описывается квазилинейным уравнением параболического типа, т.е. уравнением, коэффициенты которого зависят от температуры.

$$\alpha_{\nu}\left(0\right)\frac{\partial^{2}T_{\nu}\left(x_{\nu},\tau\right)}{\partial x_{\nu}^{2}}+\int_{0}^{\infty}\alpha_{\nu}\left(s\right)\frac{\partial^{2}T_{\nu}\left(x_{\nu},\tau-s\right)}{\partial x_{\nu}^{2}}ds=\beta_{\nu}\left(0\right)\frac{\partial T_{\nu}\left(x_{\nu},\tau\right)}{\partial \tau}+\\+c_{\nu}\rho_{\nu}\frac{\partial^{2}T_{\nu}\left(x_{\nu},\tau\right)}{\partial \tau^{2}}+\int_{0}^{\infty}\beta_{\nu}\left(s\right)\frac{\partial T_{\nu}\left(x_{\nu},\tau-s\right)}{\partial \tau}ds+w_{\nu}\left(x,\tau\right), \ \nu=1,2,3,...,m,$$

$$(1)$$

где  $\alpha_{\nu}(\tau)$ ,  $\beta_{\nu}(\tau)$  – функции релаксации теплового потока и внутренней энергии. Как показывают результаты экспериментальных исследований [5], в качестве функций релаксации могут быть приняты выражения

$$\alpha_{\nu}(\tau) = \frac{\lambda_{\nu}}{\tau_{\nu,r}} \exp\left(-\frac{\tau}{\tau_{\nu,r}}\right),$$

$$\beta_{\nu}(\tau) = \frac{c_{\nu}\rho_{\nu}}{\tau_{\nu,\vartheta}} \exp\left(-\frac{\tau}{\tau_{\nu,\vartheta}}\right),$$
(2)

где  $\tau_{\nu,r}, \tau_{\nu,9}$  – время релаксации теплового потока и внутренней энергии для v-го слоя.

В (1)  $x_v$  – локальная координата  $(0_v \le x_v \le R_v)$ ;  $\tau$  – время  $(0 \le \tau < \infty)$ ;  $T_v(x_v, \tau)$  – температура,  $c_v, \rho_v$  – удельная теплоемкость и

плотность материала v-го слоя;  $w_v(x, \tau)$  – мощность внутренних источников (стоков) тепла.

Система интегро-дифференциальных уравнений (1) позволяет моделировать нестационарный теплообмен в системе составных тел с тепловой памятью. При

$$\alpha_{\nu}(0) = \frac{\lambda_{\nu}}{\tau_{\nu,r}}; \ \alpha_{\nu}(\tau) = 0; \ \beta_{\nu}(0) = \frac{c_{\nu}\rho_{\nu}}{\tau_{\nu,\vartheta}}; \ \tau_{\nu,\vartheta} = \tau_{\nu,r}; \ \beta_{\nu}(\tau) = 0$$
(3)

система уравнений (1) переходит в систему гиперболических уравнений и позволяет моделировать нестационарный теплообмен в составных телах при экстремальных, импульсных тепловых воздействиях.

При  $\tau_{v,r} = 0$  система гиперболических уравнений переходит в систему параболических уравнений, описывающую нестационарный теплообмен в составных телах при воздействии полей различной физической природы.

Начальные условия для системы уравнений (1) имеют вид

$$T_{\nu}(x_{\nu},0) = \phi_{1,\nu}(x_{\nu})$$
(4)

$$\frac{\partial \Gamma_{\nu}(\mathbf{x}_{\nu},\tau)}{\partial \tau}\Big|_{\tau=0} = \varphi_{2,\nu}(\mathbf{x}_{\nu}).$$
(5)

Связь между начальными условиями (4), (5) определяется соотношением

$$\varphi_{2,\nu} = \frac{\partial \varphi_{1,\nu}(x_{\nu})}{\partial x_{\nu}} \bigg|_{\tau=0} \sqrt{\frac{a_{\nu}}{\tau_{r,\nu}}},$$

где а<sub>v</sub> – коэффициент температуропроводности.

Внешние граничные условия в унифицированном виде

$$\begin{cases} \alpha_{0}\lambda_{1}\frac{\partial T_{1}(x_{1},\tau)}{\partial x_{1}}\Big|_{x_{1}=0} = h_{0}\alpha_{0}^{*}\left(\left[f_{0}(\tau)-M_{0}T_{1}(x_{1},\tau)\tau\right]\Big|_{x_{1}=0}+k_{o}\tau_{p,1}\frac{\partial}{\partial\tau}\left[f_{0}(\tau)-M_{0}T_{1}(x_{1},\tau)\right]\Big|_{x_{1}=0}\right),\\ \alpha_{1}\lambda_{m}\frac{\partial T_{m}(x_{m},\tau)}{\partial x_{m}}\Big|_{x_{m}=R_{m}} = h_{1}\alpha_{1}^{*}\left(\left[f_{1}(\tau)-M_{1}T_{m}(x_{m},\tau)\right]\Big|_{x_{m}=R_{m}}+k_{1}\tau_{p,m}\frac{\partial}{\partial\tau}\left[f_{1}(\tau)-M_{1}T_{m}(x_{m},\tau)\right]\Big|_{x_{m}=R_{m}}\right), \end{cases}$$

$$\tag{6}$$

где  $f_0(\tau)$ ,  $f_1(\tau)$  – граничные функции, которые в зависимости от типа граничных условий являются температурой окружающей среды (граничные условия 1 рода), тепловым потоком (граничные условия 2 рода);  $\alpha_0^*$ ,  $\alpha_1^*$  – приведенные коэффициенты теплообмена на внешних поверхностях системы, которые включают в себя составляющие конвективного и лучистого теплообмена;  $\tau_{p,v}$  – время релаксации для v-го слоя.

Полагая в (6) коэффициенты  $\alpha_0, \alpha_1, h_0, h_1, M_0, M_1, k_0, k_1$  равными 0 или ±1, будем иметь граничные условия соответственно 1, 2 и 3 рода или их сочетания.

Такой вид внешних граничных условий позволяет формулировать задачи нестационарной теплопроводности для систем параболических и гиперболических уравнений. Для системы интегро-дифференциальных уравнений граничные условия можно записать в виде

$$\begin{cases} -\int_{0}^{\infty} \alpha_{1}(s) \frac{\partial T_{1}(x_{1}, \tau - s)}{\partial x_{1}} ds = \Phi_{1}(\tau) \\ \int_{0}^{\infty} \alpha_{m}(s) \frac{\partial T_{m}(x_{m}, \tau - s)}{\partial x_{m}} ds = \Phi_{2}(\tau) \end{cases},$$
(7)

## Метод решения

Переходя к обобщенным переменным и применяя к задаче (1) – (7) интегральное преобразование Лапласа по переменной времени, а также структурный метод решения задач теплопроводности для составных сред [4, 6], получим решение задачи в виде

$$T_{\nu}(x,Fo) = \sum_{r=1}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_n \left[ \mu_{n,r}^{\nu} \left( x,\overline{Fo} \right), \varphi_n \right] g_r^{(n)}(Fo,\overline{Fo}) + \right.$$

$$\left. + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\overline{g}_r(p_k)}{\Psi'(\varphi_n,p_k)} \mathcal{Q} \left[ \mu_{n,r}^{\nu} \left( x,\overline{Fo} \right), p_k \right] \exp(-\gamma_k^2 Fo) \right\} + Z_{\nu}^*(x,\overline{Fo},Fo) ,$$

$$\left. \right\}$$

$$\left. \left. \right\}$$

$$\left. \left. \right\}$$

$$\left. \left. \right\}$$

$$\left. \right\}$$

$$\left. \left. \right\}$$

$$\left. \right\}$$

где  $g_r(Fo, Fo)$  – компоненты воздействия, которые характеризуют влияние неравномерного начального распределения температуры, распределение источников (стоков) тепла по сечению, параметры контактного термического сопротивления и учитывающие релаксации теплового потока и внутренней энергии.

При  $r = 3, 4, 5, ..., m + 1 : g_r(Fo, Fo) = V_{i,i+1}(Fo, Fo), (i = 1, 2, 3, ..., m - 1) - ком$ поненты воздействия, сформированные за счет неидеального теплового контакта на стыках слоев, имеющие в поле изображения вид:

$$\overline{V}_{i,i-1}(P,\overline{Fo}) = \overline{Z}_{\nu-1}^*(1,P,\overline{Fo}) - \overline{Z}_{\nu}^*(1,P,\overline{Fo}) + \frac{1}{R_{\nu-1,\nu}}\overline{Z}_{\nu-1}^*(1,P,\overline{Fo}),$$
(9)

$$\overline{V}_{\nu-1,\nu}^{*}(P,\overline{Fo}) = \mu_{\nu,\nu-1} \left\{ \overline{Z}_{\nu-1}^{*}(1,P,\overline{Fo}) - \mu_{\nu,\nu-1} \overline{Z}_{\nu}^{*}(1,P,\overline{Fo}) - w_{\nu-1,\nu}^{*}(1,P) - A_{\nu-1,\nu} \left[ P \overline{Z}_{\nu-1}^{*}(1,P,\overline{Fo}) - \varphi_{\nu}(0) \right] \right\}$$
(10)  

$$\Pi p \mu \mathbf{r} = 1: \ g_{1} \left( Fo, \overline{Fo} \right) = -h_{0} B i_{0} f_{0} \left( Fo \right) + h_{0} B i_{0} M_{0} \overline{V}_{0,1} \left( Fo, \overline{Fo} \right) + \alpha_{0} V_{0,1}^{*} \left( Fo, \overline{Fo} \right) - \mu_{\nu} V_{0,1}^{*} \left( Fo, \overline{Fo} \right) + \alpha_{0} V_{0,1}^{*} \left( Fo, \overline{Fo} \right) +$$

компонента воздействия, сформированная за счет граничных условий (6) и функций (9), (10),вычисленных на внешней границе системы (v = 1). Анализ (9), (14) показывает, что  $V_{0,1}$  (Fo, Fo),  $V_{0,1}^*$  (Fo, Fo) не зависят от вида неидеального теплового контакта, а определяются только функцией  $Z_v^*(x, Fo, Fo)$  и ее производной по x, вычисленных при x = 0.
При r = 2:  $g_2(Fo, Fo) = h_1Bi_1f_1(Fo) - h_1Bi_1M_1V_{m,m+1}(Fo, Fo) - \alpha_1V_{m,m+1}^*(Fo, Fo) - компонента воздействия, сформированная за счет граничных условий (6), (9), (10), вычисленных на внешней границе системы (v = m). Анализ (9), (10) показывает, что <math>V_{m,m+1}(Fo, Fo)$ ,  $V_{m,m+1}^*(Fo, Fo)$  не зависят от вида неидеального теплового контакта, а определяются только функцией  $Z_v^*(x, Fo, Fo)$  и ее производной по x, вычисленных при x = 1.

$$\Omega_{n}\left[\mu_{n,r}^{\nu}(\mathbf{x},F\overline{\mathbf{o}}),\phi_{n}\right] = \frac{\mu_{n,r}^{\nu}(\mathbf{x},F\overline{\mathbf{o}})}{\phi_{0}} - \sum_{j=1}^{n}\Omega_{n-j}\left[\mu_{n-j,r}^{\nu}(\mathbf{x},F\overline{\mathbf{o}}),\phi_{n-j}\right]\frac{\phi_{j}}{\phi_{0}}$$
(11)

$$Q\left[\mu_{n,r}^{\nu}(x,F\overline{o}),P_{k}\right] = \sum_{n=0}^{\infty} \mu_{n,r}^{\nu}(x,\overline{Fo})P_{k}^{n}$$
(12)

$$\Psi^{1}(\varphi_{n}P_{k}) = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_{n}P_{k}^{n}, \quad P_{k} = \gamma_{k}^{2} \frac{a_{0}}{R_{0}^{2}}, \quad (13)$$

где  $\gamma_k$  – корни трансцендентного уравнения  $\Psi_m(\varphi_n, \gamma) = 0$ . (14)

$$Z_{\nu}^{*}(x,\overline{Fq},Fq) = \sum_{n=0}^{\infty} \beta_{\nu}^{n} \frac{(1+\overline{F}q)Fq^{n}}{n!} \varphi_{\nu}^{2n}(x) + \beta_{\nu}^{*} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\beta_{\nu}^{m}}{n!} \int_{0}^{Fq} (Fq-Q)^{n} \frac{\partial^{2n}}{\partial x^{2n}} W_{\nu}(x,Q) \partial \Theta$$
(15)

(15) – частное решение неоднородного дифференциального уравнения (8), записанного в поле изображений.

Функциональные комплексы  $\mu_{n,r}^{v}(x, \overline{Fo}), \phi_{n}$  отвечают представлению мероморфных функций решения задачи в поле изображений

$$\overline{T}_{\nu}(\mathbf{x}, \mathbf{P}) = \sum_{r=1}^{2m} \overline{g}_{r}(\mathbf{P}) W_{r,\nu}(\mathbf{x}, \overline{Fo}, \mathbf{P}) + \overline{Z}_{\nu}^{*}(\mathbf{x}, \overline{Fo}, \mathbf{P}),$$
(16)

где 
$$W_{r,\nu}(x,\overline{Fo},P) = \frac{Q(x,p)}{\Psi(p)} = \frac{\sum_{n=0}^{\infty} \mu_{n,r}^{\nu}(x,\overline{Fo})P^n}{\sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n P^n}.$$
 (17)

Для расчета температурного поля m-слойного тела с условиями (1) – (7) необходимо, используя реккурентные соотношения, вычислить функциональные комплексы  $\mu_{n,r}^{v}(x, \overline{Fo}), \phi_{n}, P_{k}$ :

$$\mu_{n,r}^{\nu}(x,Fo) = \left[\mu_{n,r}^{\nu}(x)\right]_{napa\delta} + \left[\mu_{n,r}^{\nu}(x,\overline{Fo_{\nu}})\right]_{cunep} + \left[\mu_{n,r}^{\nu}(x,\overline{Fo_{\nu}})\right]_{unm.-\partial u\phi.}, \quad (18)$$

$$\varphi_n = \left[\varphi_n\right]_{napa\delta} + \left[\varphi_n(\overline{Fo_v})\right]_{cunep} + \left[\varphi_n(\overline{Fo_v})\right]_{u+m,-\partial u\phi}.$$
(19)

Проведенные исследования асимптотических свойств решений (16) показали, что для последовательностей  $\left[\mu_{n,r}^{v}\right]_{cunep}$ ,  $\left[\varphi_{n}\right]_{cunep}$ ,  $\left[\varphi_{n}\right]_{unm.-\partial u\phi}$ ,  $\left[\varphi_{n}\right]_{unm.-\partial u\phi}$ ,  $\left[\varphi_{n}\right]_{unm.-\partial u\phi}$ , достаточно ограничиться двумя членами, содержащими время релаксации теплового потока и внутренней энергии, в отличие от последовательностей  $\left[\mu_{n,r}^{v}\right]_{napa\delta}$ ,  $\left[\varphi_{n}\right]_{napa\delta}$ , количество членов

которых определяется порядком производных от компонент воздействий в решении (8).

Вычисление составных комплексов  $\Omega_n \left[ \mu_{n,r}^v(x, \overline{Fo}) \right], Q \left[ \mu_{n,r}^v(x, \overline{Fo}), P_k \right], \Psi(\varphi_n, P_k)$  осуществляется по рекурентным формулам (11) – (13) [4, 6]. Корни параметрического трансцендентного уравнения (14) находятся асимптотическим методом или по приближенным формулам [7].

Определение компонент воздействия и вычисление, соответствующих им, простейших структур решения (8), выполняются по соотношениям (9), (10).

При решении нелинейных задач теплопроводности первого рода, т.е. с учетом зависимостей теплофизических материалов слоев от температуры, применяется метод последовательных интервалов [6]. Решение (8) в этом случае имеет вид:

$$T_{\nu,j}(x,Fo) = \sum_{r=1}^{2m} \left\{ \Omega_{n,j} \left[ \mu_{n,r}^{\nu} \left( x,\overline{Fo} \right), \varphi_n \right] g_{r,j}^{(n)}(Fo,\overline{Fo}) + \left\{ \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\overline{g}_{r,j}(p_k)}{\Psi'(\varphi_n,p_k)} \mathcal{Q}_j \left[ \mu_{n,r}^{\nu} \left( x,\overline{Fo} \right), p_k \right] \exp(-\gamma_k^2 Fo) \right\} + Z_{\nu,j}^*(x,\overline{Fo},Fo)$$

$$(20)$$

Отличие решения (20) от решения (8) заключается в необходимости вычисления на каждом временном интервале разбиения  $\Delta Fo_j$  ( $0_j \leq Fo \leq \Delta Fo_j$ ), компонент воздействий  $g_{r,j}(Fo, \overline{Fo})$ , составных комплексов  $\Omega_{n,j}$ ,  $Q_j$  и функций  $Z_{\nu,j}^*(x, \overline{Fo}, Fo)$ .

Таким образом, общие структуры решений (8), (20) позволяют определить температурные поля составных тел при экстремальных тепловых воздействиях с учетом зависимости теплофизических характеристик материалов от температуры.

#### Численный пример

Сравнение температурных полей для составных тел, полученных структурным и численным методами, приведено в [7]. Тестовые примеры для гиперболического уравнения теплопроводности выполнены для неограниченной пластины. Численные результаты решения, полученные с использованием функций Грина [8], согласуются со структурным решением.

В качестве примера рассмотрена задача о нагреве составной конструкции в виде системы двух неограниченных пластин (сталь – изолятор  $Al_2O_3$ ). На внешней границе (изолятор) заданы граничные условия первого рода, внутренняя граница теплоизолирована. На сты-

ке слоев заданы условия идеального теплового контакта. Геометрические и теплофизические параметры принимаются следующие:  $l_1 = l_2 = 30 \cdot 10^{-3} \, m$ ,  $a_1 = 0.028 \cdot 10^{-3} \, m^2/c$ ,  $a_2 = 0.0692 \cdot 10^{-4} \, m^2/c$ ,  $\tau_{p1} = 10^{-9} \, c$ ,  $\tau_{p2} = 10^{-8} \, c$ ,  $\tau_{s1} = 10^{-10} \, c$ ,  $\tau_{s2} = 10^{-8} \, c$ .

Математические модели задачи описываются системами параболических, гиперболических и интегро-дифференциальных уравнений.

Результаты параметрических исследований температурных полей представлены на рис. 1, 2.

Расчеты проведены для граничной температуры 2000 °С. Температуры, соответствующие решениям систем параболических, гиперболических и интегро-дифференциальных уравнений, обозначены линиям соответственно цифрами. На рис. 1, 2 обозначены температурные поля по сечению системы в точке x = 0,9. Принята локальная система координат, т.е. при  $x_2 = 1$  – внешняя граница изолятора, при  $x_1 = 1$  – контакт первого и второго слоя. Буквами обозначены температурные поля: а – при интервале расчета  $Fo = 5 \cdot 10^{-10}$ , б – при  $Fo = 5 \cdot 10^{-9}$ . При увеличении интервала расчета отличия между решениями уравнений исчезают [9].



*Рис. 1. Температурное поле теплоизолятора при* x = 0.9



*Рис. 2. Температурное поле стальной пластины при* x=0,9

#### Выводы

Получены решения задач нестационарной теплопроводности для составных тел при экстремальных тепловых воздействиях. Полученные результаты можно применять при прогнозировании режимов поверхностного упрочнения материалов.

#### Список литературы

1. Бабей Ю.И. Физические основы импульсного упрочнения стали и чугуна. – Киев: Наук. думка, 1988. – 240 с.

2. Тихонов А.С., Герасимов А.П., Прохорова И.И. Применение эффекта памяти формы в современном машиностроении. – М.: Машиностроение, 1981. – 80 с.

3. Шашков А.Г., Бубнов В.А., Яновский С.Ю. Волновые явления теплопроводности. Системно-структурный подход. – М.: Едиториал УРСС, 2004. – 296 с.

4. Веселовский В.Б. Структурный метод решения задач теплопроводности для составных сред при экстремальных воздействиях // Диференціальні рівняння та їх застосування. –Д.: Зб. наук. пр. ДНУ, 2006. – С. 85 – 97.

5. Экстремальные состояния веществ / Под ред. В.Е. Фортова, Е.А. Кузьменкова. – М.: ИВТАН, 1991. – 179 с.

6. Веселовский В.Б. Метод последовательных интервалов в исследовании теплофизических процессов // Металлургическая теплотехника. – Д.: Пороги, 2004. – С. 255 – 265.

7. Веселовский В.Б. Сравнение методов решения нелинейных задач нестационарной теплопроводности для стержня // Техническая механика. – 1999. – № 1. – С.99 – 111.

8. David I.N. Wall, Peter Olsson. Invariant imbedding and hyperbolic heat waves // I. Math. Phys. – 38(3). – March. – 1997. – pp. 1723 – 1749.

9. Веселовский В.Б., Сова Ю.А., Босенко Т.М. Задачи теплопроводности для составных сред с тепловой памятью // Металлургическая теплотехника. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 20 – 31.

Рукопись поступила 25.05.2006.

УДК 536.2:621.078

**Веселовский В.Б.** – канд. физ.-мат. наук, доц., ДНУ **Губин А.И.** – аспирант, ДНУ

# ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАТВЕРДЕНИЯ СЛИТКА ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ

Проведено численное исследование процесса кристаллизации слитка прямоугольного сечения на основе комбинированного сеточного метода с явным выделением границы раздела фаз. Анализом результатов расчета установлены основные особенности процесса затвердевания слитка.

#### Введение

Задачи теплопереноса в системах тел с подвижными границами относятся к классу существенно нелинейных задач. Их точное решение получить, как правило, не удается, поэтому обычно применяют приближенные методы решения, как аналитические, так и численные [1, 2, 6, 7].

Однако приближенные аналитические методы применимы, как правило, лишь для упрощенных задач (одномерных, однофазных, со специальным видом зависимости теплофизических коэффициентов от температуры). В общем случае для многомерных, многофазных задач, областей сложной формы их использовать нельзя. В этой ситуации численные методы, к которым относятся методы конечных разностей, прямых, характеристик, конечных элементов, находятся вне конкуренции. Нас, главным образом, интересуют нелинейные задачи теплопереноса, которые характеризуются наличием подвижных границ фазовых превращений, т.е. задачи типа Стефана. Среди всех численных методов для решения такого рода задач наибольшее распространение получил метод сеток [3, 4]. Это и понятно: метод универсален, при его применении нет необходимости пользоваться или задаваться аналитическими выражениями для уравнений границ тела, граничных условий, коэффициентов переноса и т.п., появляется возможность отказаться от упрощенной трактовки математической модели процесса. Процесс решения этим методом характеризуется повторяемостью одинаковых операций, которая создает большие удобства для применения современной вычислительной техники [5].

<sup>©</sup> Веселовский В.Б., Губин А.И., 2006

#### Постановка задачи

Пусть необходимо определить поле температур и расположение фронта фазового перехода в процессе затвердевания достаточно длинного слитка прямоугольного сечения  $2A \times 2B$ . Теплофизические характеристики среды, а также температура фазового перехода *T* являются постоянными. Температура на внешней границе слитка  $t_{\Gamma}$ задается в функции времени, т.е.  $t_{\Gamma} = t_{\Gamma}(\tau)$ . В начальный момент времени слиток находится в жидком состоянии и его температура равна *T*. В силу осевой симметрии поля температур целесообразно рассмотреть не весь слиток, а лишь четвертую его часть. Система уравнений, которая соответствует поставленной задаче, имеет вид

$$\frac{\partial^2 t(x, y, \tau)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t(x, y, \tau)}{\partial y^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial t(x, y, \tau)}{\partial \tau},$$
(1)

$$0 < x < A; \quad 0 < y < B; \quad t \neq T$$

$$\frac{\partial t(x, B, \tau)}{\partial y} = 0; \qquad \frac{\partial t(A, y, \tau)}{\partial x} = 0; \qquad (2)$$

$$t(0, y, \tau) = t(x, 0, \tau) = t_{\Gamma}(\tau);$$
 (3)

$$\lambda(P-0)\frac{\partial t(P-0)}{\partial v} = \rho LW(P); \qquad (4)$$

$$t(P) = t(x_p, y_p, \tau) = T = const;$$
(5)

$$t(x, y, 0) = T, P_0 = (x_p, y_p, 0) \in \{(0, y, 0), (x, 0, 0)\}.$$
 (6)

Здесь P – точка, принадлежащая фронту кристаллизации; W(P) – скорость перемещения точки P вдоль нормали v к подвижной границе; a – коэффициент температуропроводности,  $\rho$  – плотность твердого вещества; L – теплота фазового перехода.

### Построение алгоритма решения задачи на основе комбинированного сеточного метода с явным выделением границы раздела фаз

Для численного решения задачи (1) – (6) будем использовать комбинированный сеточный метод с явным выделением границы раздела фаз, предложенный Н.И. Никитенко [3], и достаточно эффективный для решения задач типа Стефана. В рассматриваемой области строим разностную сетку

$$x_i = ih_x, \quad i = 0, 1, ..., N; \quad h_x = A/N;$$
  
 $y_m = mh_y, \quad m = 0, 1, ..., N; \quad h_y = B/N;$   
 $\tau_n = nl, \quad n = 0, 1, ..., \quad l > 0.$ 

Выбранная разностная сетка позволяет сохранять одинаковое количество узловых точек для любого момента времени независимо от соотношения между сторонами прямоугольника, что довольно

удобно для построения универсальной программы расчета затвердевания слитков прямоугольного сечения на ЭВМ. При этом отношение  $h_x/h_y$  шагов пространственной разбивки вдоль осей x и y равняется отношению сторон прямоугольника A/B, параллельных соответствующим координатным осям (рис. 1).

Обозначим через  $x_m^n$ абсциссу точки, лежащей на пересечении координатных плоскостей  $y_m$ ,  $\tau_n$  и поверхности раздела фаз, и через  $y_i^n$  – ординату точки, лежащей на пересечении плоскостей  $x_i$ ,  $\tau_n$  и поверхности раздела фаз. Расположение границы раздела фаз может быть определено, вообще



Рис. 1. Разностная сетка для расчета затвердевания слитка прямоугольного сечения

говоря, с любой наперед заданной степенью точности при помощи задания координат подвижных узловых точек  $(x_m^n, mh_y, \tau_n)$  и  $(ih_x, y_i^n, \tau_n)$ , которые лежат на этой границе. Начальное расположение границы фазового перехода для данной задачи определяется с помощью двух множеств подвижных узловых точек  $(0, mh_y, 0), m = 1, 2, ..., N$ , и  $(ih_x, 0, 0), i = 1, 2, ..., N$ , лежащих в плоскости  $\tau_n = \tau_0$  на пересечении координатных прямых  $y_m$  и  $x_i$  с внешней границей прямоугольника, которая совпадает в начальный момент времени с границей фазового перехода. Указанные два множества подвижных узловых точек  $(x_m^n, mh_y, \tau_n)$  и  $(ih_x, y_i^n, \tau_n)$  при n = 0 содержат лишь две точки, которые принадлежат разным множествам и в то же время являются смежными. Две подвижные узловые точки будем называть смежными, если на участке границы фазового перехода между этими точками отсутствуют подвижные узловые точки. Обозначим смежные точки, принадлежащие двум разным множествам, через  $(x_{m_n}^n, m_n h_y, \tau_n)$  и  $(i_n h_x, y_{i_n}^n, \tau_n)$ . На слое n = 0 такими точками являются точки  $(0, h_y, 0)$  и  $(h_x, 0, 0)$ .

В ходе затвердевания слитка количество подвижных узловых точек должно уменьшаться в связи с сокращением границы фазового перехода. Уменьшение количества подвижных узловых точек осуществляется таким образом, чтобы количество точек из одного множества, которые имеют в качестве смежных точки из другого множества, оставалось неизменным и равнялось двум. Это достигается таким образом:

1. Если на слое n + l окажется, что ширина затвердевшего слоя  $y_{i_n}^n$  вдоль координатной прямой  $i_nh_x$  превышает величину  $m_nh_y$ , т.е. подвижная узловая точка  $(i_nh_x, y_{i_n}^n, \tau_n)$  за шаг по оси времени l, перемещаясь вдоль прямой  $i_nh_x$ , пересекает координатную прямую  $m_nh_y$ , принимается  $m_{n+1} = m_n + l$  и  $i_{n+1} = i_n$ , т.е. количество подвижных узловых точек уменьшается на единицу.

2. Если подвижная узловая точка  $(x_{m_n}^n, m_n h_y, \tau_n)$ , которая перемещается вдоль плоскости  $m_n h_y$ , пересекает координатную плоскость  $i_n h_x$  при переходе от временного слоя n к слою n + 1, принимается  $m_{n+1} = m_n$  и  $i_{n+1} = i_n + 1$ , т.е. количество подвижных узловых точек уменьшается на единицу.

3. Если обе смежные узловые точки  $(i_nh_x, y_{i_n}^n, \tau_n)$  и  $(x_{m_n}^n, m_nh_y, \tau_n)$ в интервале времени от nl до (n + 1)l пересекли координатные плоскости  $m_nh_y$  и  $i_nh_x$ , то принимается  $m_{n+1} = m_n + 1$  и  $i_{n+1} = i_n + 1$ , т.е. количество подвижных узловых точек уменьшается на две единицы.

Сеточные функции  $x_m^n$ ,  $y_i^n$ ,  $t_{im}^n$ , которые представляют собой приближенное решение задачи (1) – (6), определяются по следующему алгоритму.

1. Вычисляются величины, которые в процессе расчета остаются неизменными и определяются в зависимости от геометрии и теплофизических параметров слитка.

2. Проводятся некоторые вспомогательные операции, обусловленные конкретным заданием функций распределения температуры и расположения границы фазового перехода в начальный момент времени. Предполагается, что  $x_m^0 = y_i^0 = \delta_1 \le O(l)$  и  $t_r(0) = T - \delta_2$ ,  $\delta_2 \le B(l)$ . Поскольку малым возмущениям начальных значений соответствуют возмущения функций того же порядка, то указанное предположение не приводит к возрастанию порядка погрешности вычислений.

3. Вычисляется время  $\tau_{n+1} = \tau_n + l = (n + 1)l$ , а также заданная в зависимости от времени функция, которая определяет температуру на внешних границах прямоугольного слитка.

4. Определяется расположение подвижных узловых точек множеств  $(ih_x, y_i^n, \tau_n)$  и  $(x_m^n, mh_y, \tau_n)$  на слое n + 1 по следующим формулам:

$$y_{i}^{n+1} = y_{i}^{n} + \frac{\lambda}{\rho L} \frac{l}{\cos^{2}(v, y)_{i}^{n}} \frac{T - t_{im}^{n}}{y_{i}^{n} - mh_{y}}, \quad y_{i}^{n} - mh_{y} < h_{y}, \quad i = i_{n}, \dots, N;$$

$$x_{m}^{n+1} = x_{m}^{n} + \frac{\lambda}{\rho L} \frac{l}{\cos^{2}(v, x)_{m}^{n}} \frac{T - t_{im}^{n}}{x_{m}^{n} - ih_{x}}, \quad x_{m}^{n} - ih_{x} < h_{x}, \quad m = m_{n}, \dots, N...$$
(7)

Для вычисления величин  $\cos(v, y)_i^n$  и  $\cos(v, x)_m^n$  используются соотношения

$$\frac{1}{\cos^{2}(v, y)_{i}^{n}} = 1 + tg^{2}(v, y)_{i}^{n};$$

$$tg(v, y)_{i}^{n} = \begin{cases} \frac{y_{i+1}^{n} - y_{i}^{n}}{h_{x}}, & i = i_{n}; \\ \frac{y_{i+1}^{n} - y_{i-1}^{n}}{2h_{x}}, & i = i_{n} + 1, ..., N - 1; \\ 0, & i = N; \end{cases}$$

$$\frac{1}{\cos^{2}(v, x)_{m}^{n}} = 1 + tg^{2}(v, x)_{m}^{n};$$

$$tg(v, x)_{m}^{n} = \begin{cases} \frac{x_{m+1}^{n} - x_{m}^{n}}{h_{y}}, & m = m_{n}; \\ \frac{x_{m+1}^{n} - x_{m-1}^{n}}{2h_{y}}, & m = m_{n} + 1, ..., N - 1; \\ 0, & m = N. \end{cases}$$

5. Вычисляются значения  $t_{im}^{n+1}$  во внутренних узловых точках и в узлах на неподвижных границах x = A, y = B по явному разност-

ному уравнению теплопроводности, которое для данной задачи может быть записано в следующем виде:

$$t_{im}^{n+1} = \left[ 1 - 2al \left( \frac{1}{h_x^2} + \frac{1}{h_y^2} \right) \right] t_{im}^n + \frac{al}{h_x^2} \left( t_{i+1,m}^n + t_{i-1,m}^n \right) + \frac{al}{h_y^2} \left( t_{i,m+1}^n + t_{i,m-1}^n \right).$$
(8)

Для устойчивости разностного уравнения (8) необходимо выполнение следующего условия [3, 5]:

$$2al\left(\frac{1}{h_x^2} + \frac{1}{h_y^2}\right) \le 1.$$
 (9)

Исходя из этого условия определяются значения шагов разностной сетки.

6. Определяются, исходя из условия симметрии температуры во внеконтурных узловых точках, которые лежат на прямых  $x_{N+1}$  и  $y_{N+1}$ ,

$$t_{N+1,m}^{n+1} = t_{N-1,m}^{n+1}, \quad t_{i,N+1}^{n+1} = t_{i,N-1}^{n+1}.$$
 (10)

7. Вычисляются температуры в узловых точках, расположенных на внешних границах слитка x = 0 и y = 0,

$$t_{0,m}^{n+1} = t_{i,0}^{n+1} = t_{r}(\tau_{n+1}).$$
(11)

8. Вычисляются температуры  $t_{im}^{n+1}$  в узловых точках, смежных с подвижными узловыми точками фронта фазового превращения, по разностному уравнению теплопроводности в неявной форме. Это уравнение для точек, смежных с точками множества ( $ih_x$ ,  $y_i^n$ ,  $\tau_n$ ), может быть приведено к следующему виду:

$$t_{im}^{n+1} = \left[ t_{im}^{n} + R_{1x} + \frac{2al}{h_{y} + h_{y}^{n+1}} \left( \frac{T}{h_{y}^{n+1}} + \frac{t_{i,m-1}^{n+1}}{h_{y}} \right) \right] / \left[ 1 + R_{2x} + \frac{2al}{h_{y}h_{y}^{n+1}} \right].$$
(12)

Здесь

$$R_{1x} = \begin{cases} \frac{2al}{h_x + h_x^{n+1}} \left( \frac{T}{h_x^{n+1}} + \frac{t_{i-1,m}^n - t_{im}^n}{h_x} \right), & h_x^{n+1} < h_x; \\ \frac{al}{h_x^2} \left( t_{i+1,m}^n + t_{i-1,m}^n - 2t_{im}^n \right), & h_x^{n+1} = h_x; \end{cases}$$

$$R_{2x} = \begin{cases} \frac{2al}{h_x^{n+1} \left( h_x + h_x^{n+1} \right)}, & h_x^{n+1} < h_x; \\ 0, & h_x^{n+1} = h_x; \end{cases}$$

$$h_y^{n+1} = y_i^{n+1} - mh_y.$$

При  $i = i_n, ..., N - l$ 

$$h_x^{n+1} = \begin{cases} \frac{h_x h_y^{n+1}}{y_i^{n+1} - y_{i+1}^{n+1}}, & y_{i+1}^{n+1} - mh_y < 0; \\ h_x, & y_{i+1}^{n+1} - mh_y \ge 0. \end{cases}$$

Если i = N

$$h_x^{n+1} = h_x$$

Причем значения *m* определяются из условия  $y_i^n - mh_y < h_y$ .

Для точек, смежных с точками множества  $(x_m^n, mh_y, \tau_n)$ , уравнение запишется следующим образом:

$$t_{im}^{n+1} = \left[ t_{im}^{n} + R_{1y} + \frac{2al}{h_x + h_x^{n+1}} \left( \frac{T}{h_x^{n+1}} + \frac{t_{i-1,m}^{n+1}}{h_x} \right) \right] / \left[ 1 + R_{2y} + \frac{2al}{h_x h_x^{n+1}} \right], \quad (13)$$

где

$$R_{1y} = \begin{cases} \frac{2al}{h_{y} + h_{y}^{n+1}} \left( \frac{T}{h_{y}^{n+1}} + \frac{t_{i,m-1}^{n} - t_{im}^{n}}{h_{y}} \right), & h_{y}^{n+1} < h_{y}; \\ \frac{al}{h_{y}^{2}} \left( t_{i,m+1}^{n} + t_{i,m-1}^{n} - 2t_{im}^{n} \right), & h_{y}^{n+1} = h_{y}; \end{cases}$$

$$R_{2y} = \begin{cases} \frac{2al}{h_{y}^{n+1}} \left( h_{y} + h_{y}^{n+1} \right), & h_{y}^{n+1} < h_{y}; \\ 0, & h_{y}^{n+1} = h_{y}; \end{cases}$$

$$h_{x}^{n+1} = x_{m}^{n+1} - ih_{x}.$$

При  $m = m_n, ..., N - 1$ 

$$h_{y}^{n+1} = \begin{cases} \frac{h_{y}h_{x}^{n+1}}{x_{m}^{n+1} - x_{m+1}^{n+1}}, & x_{m+1}^{n+1} - ih_{x} < 0; \\ h_{y}, & x_{m+1}^{n+1} - ih_{x} \ge 0. \end{cases}$$

Если m = N

$$h_y^{n+1} = h_y \ .$$

Здесь значения *i* определяются из условия  $x_m^n - ih_x < h_x$ .

9. При выполнении неравенства  $y_i^{n+1} - mh_y > h_y$  значение  $t_{i,m+1}^{n+1}$  во внутренней узловой точке, которая добавилась за время l, смежной с граничной узловой точкой, движущейся вдоль прямой  $ih_x$ , определяется с учетом предположения о постоянстве градиента температуры на длине  $y_i^{n+1} - mh_y > h_y$ :

$$t_{i,m+1}^{n+1} = T - \frac{y_i^{n+1} - (m+1)h_y}{y_i^{n+1} - mh_y} \left(T - t_{im}^{n+1}\right), \quad y_i^n - mh_y < h_y.$$
(14)

Если  $y_i^{n+1} - mh_y \le h_y$  температура равна температуре фазового перехода.

Аналогично при выполнении неравенства  $x_m^{n+1} - ih_x > h_x$  значение  $t_{i+1,m}^{n+1}$  во внутренней узловой точке, которая добавилась за время *l*, смежной с граничной узловой точкой, которая движется вдоль прямой  $mh_y$ , вычисляется по формуле:

$$t_{i+1,m}^{n+1} = T - \frac{x_m^{n+1} - (i+1)h_x}{x_m^{n+1} - ih_x} \left(T - t_{im}^{n+1}\right), \quad x_m^n - ih_x < h_x.$$
(15)

10. После вычисления значений сеточных функций  $x_m^{n+1}$ ,  $y_i^{n+1}, t_{im}^{n+1}$  на слое + 1 необходимо проверить выполнение неравенства  $y_{i_n}^{n+1} - m_n h_y > 0$ . Если оно имеет место, то  $m_{n+1} = m_n + 1$ . В случае, когда оно не выполняется,  $m_{n+1} = m_n$ . Далее, если окажется, что  $x_{m_n}^{n+1} - i_n h_x > 0$ , то  $i_{n+1} = i_n + 1$ . В противоположном случае  $i_{n+1} = i_n$ .

Вычисленные на слое n + l значения сеточных функций  $x_m^{n+1}$ ,  $y_i^{n+1}$ ,  $t_{im}^{n+1}$  служат исходными данными для следующего шага вдоль временной координаты.

# Результаты численного исследования процесса кристаллизации слитка прямоугольного сечения

Расчеты на ПЭВМ осуществлялись для стальных слитков. Теплофизические характеристики стали принимались следующими:  $\lambda = 23 \text{ Bm/mK}$ ;  $\rho = 7500 \text{ кc/m}^3$ ; L = 272000 Дж/кc; c = 670 Дж/кcK; T = 1500 °C [2]. Температура на внешней границе слитка задавалась функцией времени

$$t_{r}(\tau) = \begin{cases} Te^{-C_{1}\tau}, & \tau < \tau'; \\ C_{2} - C_{3}\tau, & \tau \geq \tau'; \end{cases}$$

где  $C_1 = 7,95 \cdot 10^{-4} 1/c$ ,  $C_2 = 1370,6 \circ C$ ,  $C_3 = 0,392 \text{ град/c}$ ,  $\tau' = 180 \text{ c}$ .

По результатам расчетов для слитков с поперечными сечениями  $200 \times 200$  мм,  $200 \times 300$  мм,  $200 \times 400$  мм,  $200 \times 500$  мм и  $200 \times 600$  мм построены кривые (рис. 2 a - d), которые показывают, как изменяется расположение и конфигурация границы фазового превращения в процессе кристаллизации слитка. На каждом из этих рисунков кривые построены с шагом 60 с.



Рис. 2. Граница раздела фаз через каждую минуту после начала процесса кристаллизации слитка с поперечным сечением а - 200×200 мм, 6 - 200×300 мм, в - 200×400 мм, г - 200×500 мм, д - 200×600 мм

Анализ полученных в результате численного решения данных позволил выявить следующие основные особенности процесса кристаллизации слитка. На начальном этапе процесса в каждый момент

времени толщина затвердевшей корочки металла остается приблизительно постоянной вдоль большей части внешней границы. На конечном этапе процесса граница фазового перехода при отношениях сторон прямоугольника  $1 < B/A \le 2$  имеет овальную форму, а при B/A = 1становится круглой. При B/A > 2 условия затвердевания центральной части большей грани слитка приблизительно те же, что и в плоском неограниченном слитке ( $B/A \to \infty$ ).

По результатам расчета температурного поля в кристаллизующемся слитке сечением 200×200 мм через каждые 300 с после начала процесса построены поверхности (рис. 3 a - c), которые описывают распределение температуры в сечении слитка. Эти поверхности достаточно наглядно отражают динамику процесса затвердевания слитка.



Рис. 3. Распределения температуры в 1/4 поперечного сечения слитка:  $a - npu \tau = 300 c; \ 6 - npu \tau = 600 c; \ 8 - npu \tau = 900 c;$  $r - npu \tau = 1200 c (для слитка сечением 200 × 200 мм)$ 

#### Выводы

Проведенное численное исследование затвердевания слитка прямоугольного сечения позволило выявить основные особенности процесса. Полученные результаты могут быть использованы при выборе оптимальных условий протекания технологических процессов в металлургии.

#### Список литературы

1. Веселовский В.Б., Губин А.И., Селезнева Н.В. Математическое моделирование тепловых процессов в составных телах с фазовыми переходами // Металлургическая теплотехника. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 71 – 79.

2. Любов Б. Я. Теория кристаллизации в больших объемах. – М.: Наука, 1975. – 256 с.

3. Никитенко Н.И. Исследование процессов тепло- и массообмена методом сеток. – К.: Наукова думка, 1978. – 212 с.

4. Самарский А.А., Вабищевич П.Н. Вычислительная теплопередача. – М.: Эдиториал, 2003. – 784 с.

5. Самарский А.А. Теория разностных схем. – М.: Наука, 1989. – 616 с.

6. Veselovskiy V.B., Kochubey A.A., Syasev A.V. Approximate methods of the solution of non-linear problems thermomechanics with driving border // Acta metallurgica Slovaca. – Kosice, 2002. – T. 3. – P. 321 – 335.

7. Veselovskiy V.B., Gubin A.I., Selezneva N.V. Mathematical simulation and heat processe calculation in composite bodies with moving boundaries // Problems of industrial heat engineering: Abstracts of IV-th international conference. – Kyiv: Institute of Engineering Thermophysics, 2005. - P. 233 - 234.

Рукопись поступила 25.05.2006.

#### УДК 662.767:533:532.517.4

Гичёв Ю.А. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ Адаменко Д.С. – ассистент, НМетАУ Коваль К.М. – науч. сотр., ДНУ

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ И ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТОПКЕ ПАРОВОГО КОТЛА

Разработана математическая модель тепловых и газодинамических процессов, происходящих в топке парового котла, показана адекватность модели реальному процессу и пример ее применения.

#### Введение

Данная работа касается исследования пульсационноакустического сжигания топлива в топке парового котла, которое ускоряет процесс смесеобразования при сжигании газообразного топлива, что снижает его недожог, а также исключает застойные зоны и интенсифицирует теплообмен. Экспериментальные и теоретические исследования [1 – 3] показали возможность повысить эффективность работы котла путем пульсационно-акустических воздействий в топке.

Вместе с этим, получение общей картины влияния пульсационноакустического сжигания на работу парового котла представляет определенную сложность, обусловленную необходимостью многочисленных трудоемких измерений на действующем паровом котле, что практически осуществить невозможно. В связи с этим, для детальной оценки влияния пульсационно-акустического сжигания на работу котла, необходимо математическое моделирование и, в первую очередь, моделирование процессов в топке котла, где максимально проявляется эффект пульсаций.

#### Постановка задачи

Математическое моделирование процессов в топке парового котла также представляет определенную сложность вследствие многообразия процессов и неоднозначности взаимосвязей между ними, что требует обоснованного абстрагирования. В данном случае задача усложняется также необходимостью учета влияния на процессы, происходящие в топке, акустических пульсаций. В известных работах [4, 5] влияние акустических пульсаций на процесс горения топлива исследовали исключительно экспериментальным путем в узком интер-

<sup>©</sup> Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С., Коваль К.М., 2006

вале турбулентной газовой струи факела при параметрах процесса, относящихся только лишь к условиям поставленных экспериментов, что не позволяет переносить их результаты непосредственно на крупномасштабный объект.

В топке парового котла помимо влияния акустических пульсаций на наиболее активную часть факела следует учитывать также последствие их влияния на другие участки объема топки, где по сравнению с факелом существенно изменяется тепловая и газодинамическая картина процессов. Непосредственное применение известных математических моделей [4 – 6] не представляется возможным.

В задачу данной работы входило описание путем математического моделирования тепловых и газодинамических процессов, происходящих во всем объеме топки парового котла, и последующая проверка адекватности разработанной математической модели реальному процессу в топке котла.

## Математическое моделирование тепловых и газодинамических процессов в топке

Объектом математического моделирования являлась топка парового котла ДКВР-10-13. Расчетная схема топки котла, характеризующая ее конфигурацию, размещение горелок, место расположения выходного газохода и конструктивные размеры топки, представлена на рисунке 1.

Для математического моделирования в соответствии с физической сутью происходящих процессов объем топки разделен на две части.

Первая часть включает с газодинамической точки зрения струйное течение газа непосредственно перед горелками, на которое оказывает влияние противоположная от горелок экранированная стенка котла. Профили скорости струи газа непосредственно перед горелками выражаются уравнением Шлихтинга [7]:

$$\frac{\mathbf{u}_{0} - \mathbf{u}_{III}}{\mathbf{u}_{0} - \mathbf{u}_{II}} = \left(1 - n^{1.5}\right)^{2},\tag{1}$$

где  $u_0$  – начальная скорость потока газовоздушной смеси на срезе горелки;  $u_H$  – скорость спутного потока, который в данном котле отсутствует;  $u_{III}$  – скорость газа в сечении струи в соответствии с профилем Шлихтинга; n – безразмерная координата, которая определяется соотношениями:

$$n = \frac{r_2 - r}{r_2 - r_1} = \frac{r_2 - r}{\Delta r},$$
 (2)

здесь r, r<sub>1</sub>, r<sub>2</sub>,  $\Delta r$  – соответственно текущая ордината в сечении, радиус потенциального ядра, радиус наружной границы и ширина пограничного слоя осесимметричной струи.



Рис. 1. Расчетная схема топки котла: 1 и 2 – горелки; 3 – выходной газоход

Решение уравнения (1) относительно и<sub>ш</sub> с учетом (2) принимает вид:

$$\mathbf{u}_{\mathrm{III}} = \mathbf{u}_0 \cdot \left( 1 - \left( 1 - \left( \frac{\mathbf{r}_2 - \mathbf{r}}{\Delta \mathbf{r}} \right)^{1,5} \right)^2 \right).$$
(3)

Значение скорости и ш в выражении (3) определяется:

для потенциального ядра струи

$$u_{III} = u_0, \, \text{при } 0 < r \le r_1 \, \text{и} \, 0 < x \le 9 \cdot r_{\Gamma} ;$$
(4)

– для пограничного слоя струи

$$u_{III} = u_0 \cdot \left( 1 - \left( 1 - \left( \frac{r_2 - r}{\Delta r} \right)^{1.5} \right)^2 \right), \text{ при } r_1 < r \le r_2 \text{ и } 0 < x \le 9 \cdot r_{\Gamma}, \quad (5)$$

где r<sub>г</sub> – радиус выходного сечения горелки.

Значение r<sub>1</sub> и r<sub>2</sub> определяется выражениями:

$$\mathbf{r}_1 = \mathbf{r}_{\Gamma} - \mathbf{a}_1 \cdot \boldsymbol{\beta} \cdot \mathbf{x}, \qquad \mathbf{r}_2 = \mathbf{r}_{\Gamma} + \mathbf{a}_2 \cdot \boldsymbol{\beta} \cdot \mathbf{x}, \qquad (6, 7)$$

где a<sub>1</sub> и a<sub>2</sub> – коэффициенты, определяющие расположение границ зоны смешения; β – угловой коэффициент расширения начального участка осесимметричной струи.

Значения коэффициентов  $a_1$ ,  $a_2$  и  $\beta$  можно принять в соответствии с данными работы [7]:  $a_1=0,416$ ,  $a_2=0,584$  и  $\beta=0,27$ .

Струйное течение газа вдали от горелки деформировано вследствие втекания газа в потенциальную область течения. Здесь струя испытывает торможение, причем начало торможения потока совпадает с завершением зоны активного горения топлива и отстоит от среза горелки на расстоянии  $2,5 \cdot r_{\Gamma}$  [2, 8], а окончание заторможенного струйного течения совпадает со входом газа в потенциальную область течения.

Деформация профиля скорости при переходе от струйного течения газа в потенциальное происходит по экспоненциальному закону, а скорость газа в соответствии с этим определяется выражением, полученным в результате решения уравнения Эйлера методом собственных функций:

$$\mathbf{u}' = \mathbf{u}_{\mathrm{III}} \cdot \sum_{\kappa} \gamma_{\kappa} \cdot e^{-\gamma_{\kappa} \cdot (\mathbf{x} - 2, 5 \cdot \mathbf{r}_{\Gamma})}, \text{ при } \gamma_{\kappa} = \frac{\pi}{\sqrt{2} \cdot \mathbf{r}_{\Gamma}} \cdot \kappa$$
(8)

где  $\gamma_{\kappa}$  – коэффициент члена ряда к.

Размеры части топки с потенциальным движением газа, которая располагается между струйным течением газа и противоположным от горелок экраном топки, определяются из следующих соображений.

Расстояние между горелками и противоположным от горелок экраном топки представляется суммой:

$$\mathbf{B} = \mathbf{X}_{\mathrm{C}} + \mathbf{X}_{\mathrm{II}},\tag{9}$$

где X<sub>с</sub> и X<sub>п</sub> – размеры струйного и потенциального течений газа по глубине топки В.

Причем основание области потенциального течения газа  $X_{\Pi}$  равно диаметру струи газа  $D_{\rm C}\,$  на входе в область потенциального тече-

ния и в соответствии с уравнением (7) определяется выражением:

$$\mathbf{X}_{\Pi} = \mathbf{D}_{\mathrm{C}} = 2 \cdot \mathbf{r}_{2} = 2 \cdot \left(\mathbf{r}_{\mathrm{\Gamma}} + \mathbf{a}_{2} \cdot \boldsymbol{\beta} \cdot \mathbf{X}_{\mathrm{C}}\right). \tag{10}$$

Значения X<sub>C</sub> и X<sub>П</sub> определяются путем совместного решения уравнений (9) и (10):

$$X_{\rm C} = \frac{B - 2 \cdot r_{\rm F}}{1 + 2 \cdot a_2 \cdot \beta},\tag{11}$$

$$X_{\Pi} = \mathbf{B} - \frac{\mathbf{B} - 2 \cdot \mathbf{r}_{\Gamma}}{1 + 2 \cdot \mathbf{a}_2 \cdot \beta}.$$
 (12)

Таким образом, область потенциального течения газа в топке представляется в виде параллелепипеда, ограниченного справа задней стенкой экрана топки, слева – воображаемой вертикальной плоскостью параллельной стенке экрана, снизу и сверху – основанием и потолочной частью топки. Входные отверстия для газа в область потенциального течения равны диаметрам струй газа на входе в эту область  $D_{C1}$  и  $D_{C2}$ , соответственно для первой и второй горелок, а выходное отверстие соответствует выходному газоходу топки (см. рис.1).

Для газодинамической задачи в области потенциального течения газа использован подход к решению, приведенный в работе [9].

Граничные условия для решения уравнения Лапласа, соответствующего области потенциального течения газа в топке, следуют из условия постоянства расхода газа на входе и выходе газа в потенциальную область течения:

$$\mathbf{u}'|_{\mathbf{x}=\mathbf{X}_{\mathrm{C}}} \cdot \left( \left( \pi \cdot (\mathbf{D}_{\mathrm{C1}}^{2} + \mathbf{D}_{\mathrm{C2}}^{2}) \right) / 4 \right) = \left( (\mathbf{L}_{1} - \mathbf{L}_{2}) \cdot (\mathbf{H}_{1} - \mathbf{H}_{2}) \right) \cdot \mathbf{u}_{\mathrm{B}},$$
(13)

$$\mathbf{w}_{\mathbf{X}} = \frac{\partial \varphi}{\partial \mathbf{X}} \bigg|_{\mathbf{x}=\mathbf{X}_{\mathbf{C}}} = \begin{cases} \mathbf{u}' \bigg|_{\mathbf{x}=\mathbf{X}_{\mathbf{C}}}, \ \mathbf{ecnu} \quad \Gamma \in \mathbf{S}_{1}, \mathbf{S}_{2} \\ \mathbf{0}, \ \mathbf{ecnu} \quad \Gamma \notin \mathbf{S}_{1}, \mathbf{S}_{2} \end{cases}, \ \mathbf{w}_{\mathbf{X}} = \frac{\partial \varphi}{\partial \mathbf{X}} \bigg|_{\mathbf{x}=\mathbf{B}} = \begin{cases} \mathbf{u}_{\mathbf{B}}, \ \mathbf{ecnu} \quad \Gamma \in \mathbf{S}_{3} \\ \mathbf{0}, \ \mathbf{ecnu} \quad \Gamma \notin \mathbf{S}_{3} \end{cases}; \ (14, 15)$$

$$\mathbf{w}_{\mathbf{X}} = \frac{\partial \varphi}{\partial \mathbf{X}} \bigg|_{\mathbf{x}=\mathbf{B}} = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{\mathbf{B}}, \ \mathbf{ecnu} \quad \Gamma \in \mathbf{S}_{3} \\ \mathbf{0}, \ \mathbf{ecnu} \quad \Gamma \notin \mathbf{S}_{3} \end{bmatrix}; \ (14, 15)$$

$$\mathbf{w}_{\mathrm{Y}} = \frac{\partial \varphi}{\partial \mathrm{Y}} \bigg|_{\substack{\mathrm{y}=0 \\ \mathrm{y}=\mathrm{L}}} = 0, \qquad \mathbf{w}_{\mathrm{Z}} = \frac{\partial \varphi}{\partial \mathrm{Z}} \bigg|_{\substack{\mathrm{z}=0 \\ \mathrm{z}=\mathrm{H}}} = 0, \qquad (16, 17)$$

где  $w_x$ ,  $w_y$ ,  $w_z$  – проекции вектора скорости на соответствующие оси прямоугольных координат;  $\phi$  – потенциал скорости;  $S_1$  и  $S_2$  – площади поверхностей пересечения раствора струй от горелок 1 и 2 с условной плоскостью потенциального течения;  $S_3$  – площадь поверхности выходного газохода;  $\Gamma$  – произвольная точка в плоскости поверхностей  $S_1$ ,  $S_2$  и  $S_3$ ;  $u_B$  – скорость газа в выходном газоходе;  $(L_1 - L_2)$  и  $(H_1 - H_2)$  – размеры выходного газохода.

Решение уравнения Лапласа методом собственных функций после разделения переменных сводится к решению трех обыкновен-

ных дифференциальных уравнений, которые можно записать в виде произведения:

$$\varphi(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}) = \mathbf{X}(\mathbf{x}) \cdot \mathbf{Y}(\mathbf{y}) \cdot \mathbf{Z}(\mathbf{z}) \,. \tag{18}$$

Собственные функции для рассматриваемой задачи имеют следующий вид:

 $\cos p_n y \cdot \cos \mu_k z \cdot e^{\pm \lambda_{nk} x}$ ;  $\cos p_n y \cdot e^{\pm p_n x}$ ;  $\cos \mu_k z \cdot e^{\pm \mu_k x}$ , (19–21) где  $p_n$ ,  $\mu_k$ ,  $\lambda_{nk}$  – собственные числа, определяемые выражениями:

 $p_n = \pi n/L$ ,  $\mu_k = \pi k/H$ ,  $\lambda_{nk} = \sqrt{p_n^2 + \mu_k^2}$ , (22–24) здесь *k* и *n* – индексы суммирования членов ряда.

Вследствие суперпозиции собственных функций и с учетом линейности уравнения Лапласа общее его решение представлено в виде ряда:

$$\varphi = u_{CP} \cdot x + \sum_{n=1}^{\infty} \cos p_n y \cdot \left(A_{0n} \cdot e^{p_n(x-X_C)} + B_{0n} \cdot e^{-p_n(x-X_C)}\right) +$$

$$+ \sum_{k=1}^{\infty} \cos \mu_k z \cdot \left(C_{0k} \cdot e^{\mu_k (x-X_C)} + D_{0k} \cdot e^{-\mu_k (x-X_C)}\right) +$$

$$+ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} \cos p_n y \cdot \cos \mu_k z \cdot \left(A_{nk} \cdot e^{\lambda_{nk} (x-X_C)} + B_{n,k} \cdot e^{-\lambda_{nk} (x-X_C)}\right), (25)$$

где  $u_{CP}$  – средняя скорость газа по сечению топки;  $A_{0n}$ ,  $B_{0n}$ ,  $C_{0k}$ ,  $D_{0k}$ ,  $A_{nk}$ ,  $B_{nk}$  – коэффициенты ряда.

После дифференцирования уравнения (25) по x, y, z выражения для составляющих скоростей газового потока принимают следующий вид:

$$\begin{split} \mathbf{w}_{x} &= \frac{\partial \varphi}{\partial x} = \mathbf{u}_{CP} + \sum_{n=1}^{\infty} \cos p_{n} \mathbf{y} \cdot \mathbf{p}_{n} \cdot \left(\mathbf{A}_{0n} \cdot e^{\mathbf{p}_{n}(\mathbf{x}-\mathbf{X}_{C})} - \mathbf{B}_{0n} \cdot e^{-\mathbf{p}_{n}(\mathbf{x}-\mathbf{X}_{C})}\right) + \\ &+ \sum_{k=1}^{\infty} \cos \mu_{k} \mathbf{z} \cdot \mu_{k} \cdot \left(\mathbf{C}_{0k} \cdot e^{\mu_{k}(\mathbf{x}-\mathbf{X}_{C})} - \mathbf{D}_{0k} \cdot e^{-\mu_{k}(\mathbf{x}-\mathbf{X}_{C})}\right) + \\ &+ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} \cos p_{n} \mathbf{y} \cdot \cos \mu_{k} \mathbf{z} \cdot \lambda_{nk} \cdot \left(\mathbf{A}_{nk} \cdot e^{\lambda_{nk}(\mathbf{x}-\mathbf{X}_{C})} - \mathbf{B}_{nk} \cdot e^{-\lambda_{nk}(\mathbf{x}-\mathbf{X}_{C})}\right); \quad (26) \\ \mathbf{w}_{y} &= \frac{\partial \varphi}{\partial \mathbf{y}} = -\sum_{n=1}^{\infty} \sin p_{n} \mathbf{y} \cdot \mathbf{p}_{n} \cdot \left(\mathbf{A}_{0n} \cdot e^{\mathbf{p}_{n}(\mathbf{x}-\mathbf{X}_{C})} + \mathbf{B}_{0n} \cdot e^{-\mathbf{p}_{n}(\mathbf{x}-\mathbf{X}_{C})}\right) - \\ &- \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} \sin p_{n} \mathbf{y} \cdot \mathbf{p}_{n} \cdot \cos \mu_{k} \mathbf{z} \cdot \left(\mathbf{A}_{nk} \cdot e^{\lambda_{nk}(\mathbf{x}-\mathbf{X}_{C})} + \mathbf{B}_{nk} \cdot e^{-\lambda_{nk}(\mathbf{x}-\mathbf{X}_{C})}\right); \quad (27) \\ \mathbf{w}_{z} &= \frac{\partial \varphi}{\partial z} = -\sum_{n=1}^{\infty} \sin \mu_{k} \mathbf{z} \cdot \mu_{k} \cdot \left(\mathbf{C}_{0k} \cdot e^{\mu_{k}(\mathbf{x}-\mathbf{X}_{C})} + \mathbf{D}_{0k} \cdot e^{-\mu_{k}(\mathbf{x}-\mathbf{X}_{C})}\right) - \\ &- \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} \cos p_{n} \mathbf{y} \cdot \sin \mu_{k} \mathbf{z} \cdot \mu_{k} \cdot \left(\mathbf{A}_{nk} \cdot e^{\lambda_{nk}(\mathbf{x}-\mathbf{X}_{C})} + \mathbf{B}_{nk} \cdot e^{-\lambda_{nk}(\mathbf{x}-\mathbf{X}_{C})}\right). \quad (28) \end{split}$$

Коэффициенты уравнения (26) должны удовлетворять граничным условиям (14) и (15) соответственно при х равном X<sub>C</sub> и В:

$$\begin{split} w_{x} &= \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_{x=X_{C}} = u_{CP} + \sum_{n=1}^{\infty} \cos p_{n} y \cdot p_{n} \cdot (A_{0n} - B_{0n}) + \\ &+ \sum_{k=1}^{\infty} \cos \mu_{k} z \cdot \mu_{k} \cdot (C_{0k} - D_{0k}) + \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} \cos p_{n} y \cdot \cos \mu_{k} z \cdot \lambda_{nk} \cdot (A_{nk} - B_{nk}); (29) \\ &w_{X} &= \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_{X=B} = u_{CP} + \sum_{n=1}^{\infty} \cos p_{n} y \cdot p_{n} \cdot (A_{0n} \cdot e^{p_{n}(B-X_{C})} - B_{0n} \cdot e^{-p_{n}(B-X_{C})}) + \\ &+ \sum_{k=1}^{\infty} \cos \mu_{k} z \cdot \mu_{k} \cdot (C_{0k} \cdot e^{\mu_{k}(B-X_{C})} - D_{0k} \cdot e^{-\mu_{k}(B-X_{C})}) + \\ &+ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} \cos p_{n} y \cdot \cos \mu_{k} z \cdot \lambda_{nk} \cdot (A_{nk} \cdot e^{\lambda_{nk}(B-X_{C})} - B_{nk} \cdot e^{-\lambda_{nk}(B-X_{C})}). \end{split}$$

Для получения коэффициентов ряда уравнения (29) использовано свойство ортогональности собственных функций:

$$\int_{0}^{L} \cos p_{i} y \cdot \cos p_{j} y \, dy \begin{cases} 0, e c \pi u \ i \neq j; \\ \frac{L}{2}, e c \pi u \ i = j. \end{cases} \stackrel{H}{\longrightarrow} \int_{0}^{H} \cos \mu_{i} z \cdot \cos \mu_{j} z \, dz \begin{cases} 0, e c \pi u \ i \neq j; \\ \frac{H}{2}, e c \pi u \ i = j. \end{cases} (31, 32)$$

При умножении обеих частей равенства (29) на  $\cos p_n y \cdot \cos \mu_k z$  и после интегрирования по плоскости *y o z* с учетом  $\int_{0}^{L} \cos p_n y dy = 0$  и  $\int_{0}^{H} \cos \mu_k z dz = 0$  получено соотношение при n = 1, 2, 3..., k = 1, 2, 3...

$$\lambda_{nk} \cdot (H/2) \cdot (L/2) \cdot (A_{nk} - B_{nk}) = F_{nk}, \qquad (33)$$

При двух поверхностях входа газа в область потенциального течения  $F_{nk}\,$  определяется интегрированием:

$$F_{nk} = \int_{S_1} u' \Big|_{x=X_C} \cdot \cos p_n y \cdot \cos \mu_k z \, dS + \int_{S_2} u' \Big|_{x=X_C} \cdot \cos p_n y \cdot \cos \mu_k z \, dS. \quad (34)$$

Аналогично получено соотношение для  $A_{0n}$  и  $B_{0n}$  путем умножения равенства (34) на  $\cos p_n y$ , а для  $C_{0k}$  и  $D_{0k}$  путем умножения этого равенства на  $\cos \mu_k z$ , с последующим интегрированием полученных выражений по плоскости *у о z*:  $A_{0n} - B_{0n} = E_n$ ,  $C_{0k} - D_{0k} = H_k$ , где

$$E_{n} = \int_{S_{1}} u' \Big|_{x=X_{C}} \cdot \cos p_{n} y \, dS + \int_{S_{2}} u' \Big|_{x=X_{C}} \cdot \cos p_{n} y \, dS, \qquad (35)$$

$$H_{k} = \int_{S_{1}}^{T} u' \Big|_{x=X_{C}} \cdot \sin \mu_{k} z \, dS + \int_{S_{2}}^{T} u' \Big|_{x=X_{C}} \cdot \sin \mu_{k} z \, dS, \qquad (36)$$

Значение площадей  $S_1$  и  $S_2$ , необходимых для интегрирования уравнений (35) и (36), определяются уравнениями окружностей  $R_{C1}$  и  $R_{C2}$ :

$$R_{C1} = r_2 = \sqrt{(y - l_1)^2 + (x - h_1)^2} = r_{\Gamma} + a_2 \cdot \beta \cdot X_C, \qquad (37)$$

$$R_{C2} = r_2 = \sqrt{(y - (L - l_1))^2 + (x - h_1)^2} = r_{\Gamma} + a_2 \cdot \beta \cdot X_C.$$
(38)

Выражения для вычисления коэффициентов ряда в уравнении (29) получены путем решения систем уравнений, составленных из вышеприведенных соотношений. Например, в результате решения системы

$$\begin{cases} A_{nk} - B_{nk} = F_{nk} \\ A_{nk} \cdot e^{\lambda_{nk}(B-X_{C})} - B_{nk} \cdot e^{-\lambda_{nk}(B-X_{C})} = G_{nk} \end{cases}$$
получены выражения:  
$$A_{nk} = \frac{4}{H \cdot L} \cdot \frac{\left(G_{nk} - F_{nk} \cdot e^{-\lambda_{nk}(B-X_{C})}\right)}{\lambda_{nk} \cdot \left(e^{\lambda_{nk}(2X_{C}-B)} - e^{-\lambda_{nk}B}\right)}, B_{nk} = A_{nk} \cdot e^{2\lambda_{nk}X_{C}} - \frac{4F_{nk}}{\lambda_{nk} \cdot H \cdot L} (39, 40)$$

Аналогично получены выражения и для вычисления других коэффициентов ряда в уравнении (29):

$$A_{0n} = \frac{2}{H \cdot L} \cdot \frac{\left(M_n - E_n \cdot e^{-p_n(B - X_C)}\right)}{p_n \cdot \left(e^{p_n(2X_C - B)} - e^{-p_nB}\right)}, B_{0n} = A_{0n} \cdot e^{2p_nX_C} - \frac{2E_n}{p_n \cdot H \cdot L}; (41, 42)$$

$$C_{0k} = \frac{2}{H \cdot L} \cdot \frac{\left(N_{k} - H_{k} \cdot e^{-\mu_{k}(B - X_{C})}\right)}{\mu_{k} \cdot \left(e^{\mu_{k}(2X_{C} - B)} - e^{-\mu_{k}B}\right)}, \ D_{0k} = C_{0k} \cdot e^{2\mu_{k}X_{C}} - \frac{2H_{k}}{\mu_{k} \cdot H \cdot L}.$$
(43, 44)

В той же последовательности и с использованием тех же приемов получены соотношения для коэффициентов ряда в уравнении (30):

$$A_{nk} \cdot e^{\lambda_{nk}(B-X_{C})} - B_{nk} \cdot e^{-\lambda_{nk}(B-X_{C})} = G_{nk} \Gamma \mathcal{A} e_{G_{nk}} = \frac{u_{B}}{H \cdot L} \cdot \frac{\sin p_{n}(L_{1} - L_{2}) \cdot \sin \mu_{k}(H - (H_{1} - H_{2}))}{p_{n} \cdot \mu_{k}}; (45)$$

$$A_{0n} \cdot e^{p_n(B-X_C)} - B_{0n} \cdot e^{-p_n(B-X_C)} = M_n \quad \text{где} \qquad M_n = -\frac{u_B}{L} \cdot \frac{\sin p_n(L_1 - L_2)}{p_n}; \quad (46)$$

$$C_{0k} \cdot e^{\mu_k (B-X_C)} - D_{0k} \cdot e^{-\mu_k (B-X_C)} = N_k \quad \text{где } N_k = -\frac{u_B}{H} \cdot \frac{\sin \mu_k (H - (H_1 - H_2))}{\mu_k}.$$
(47)

Средняя скорость газа по сечению топки котла определяется выражением:

$$u_{CP} = \frac{\pi \cdot (D_{C1}^2 + D_{C2}^2)}{4 \cdot L \cdot H} \cdot u' \Big|_{x = X_C} , \qquad (48)$$

а входная и выходная скорости газового потока связаны между собой соотношением:

$$u_{\rm B} = \frac{\pi \cdot (D_{\rm C1}^2 + D_{\rm C2}^2)}{4 \cdot ((L_1 - L_2) \cdot (H_1 - H_2))} \cdot u' \Big|_{x = X_{\rm C}} .$$
(49)

Таким образом, последовательные вычисления по формулам (22 – 24), (39 – 49) и (26 – 28) определяют поле скоростей газового потока в области потенциального течения газа.

Значение скоростей газа в топке использованы для решения тепловой задачи. Эпюры скоростей по оси х в вертикальной плоскости

сечения топки, совпадающей с осью горелки 1 (см. рис. 1), представлены на рисунке 2.



Рис. 2. Эпюры скоростей газа в топке котла

Уравнение конвективного теплообмена для турбулентного потока газовоздушной смеси вдоль оси факела с учетом выделения теплоты в процессе горения имеет вид:

$$\rho \cdot \mathbf{c}_{\mathrm{P}} \cdot \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial \tau} + \rho \cdot \mathbf{c}_{\mathrm{P}} \cdot \mathbf{u} \cdot \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial \mathbf{x}} = \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}} \left( \lambda \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial \mathbf{x}} - \rho \cdot \mathbf{c}_{\mathrm{P}} \cdot \mathbf{u}^{*} \cdot \mathbf{T}^{*} \right) + q_{\mathrm{V}}, \qquad (50)$$

где  $\rho$ ,  $c_{\rm P}$ , T, u – плотность, теплоемкость, температура и скорость газовоздушной смеси или продуктов сгорания;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности газов;  $q_{\rm V}$  – мощность источника тепловыделения в процессе горения; u<sup>\*</sup>, T<sup>\*</sup> – масштабы турбулентной пульсации скорости и температуры газа.

В результате принятых допущений [10], которые исключили второстепенные составляющие уравнения (50), и последующего дифференцирования, уравнение (50) принимает вид:

$$\rho \cdot \mathbf{c}_{\mathrm{P}} \cdot \mathbf{u} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial q_{\mathrm{V}}}{\partial x}.$$
 (51)

Мощность источника тепловыделения пропорциональна константе скорости реакции горения, и с учетом итераций при численном методе решения задачи может быть представлена в следующем виде:

$$q_{V} = k_{0}^{*} \cdot \exp(-E/(R \cdot T)) \cdot f(c), \qquad (52)$$

где k<sub>0</sub><sup>\*</sup> – модифицированная константа скорости реакции, которая для данной задачи представляется переменным множителем, зависящим от температуры и изменяющимся при счете; Е – энергия активации; R – газовая постоянная; T – абсолютная температура; с – концентрация продуктов сгорания, определяемая при итерации в процессе счета.

Отсутствие эмпирических данных для уравнения (52) делает задачу неопределенной, а именно, неизвестны зависящие от температуры энергия активации Е и значение  $k_0^*$ . В связи с этим при решении тепловой задачи значение E/R в показатели степени уравнения (52) заменено поисковым коэффициентом  $k_{\Pi}$ , который в последствии определяется экспериментальным путем:

$$q_{\rm v} = k_0^* \cdot \exp(-k_{\rm II}/T). \tag{53}$$

После дифференцирования уравнение (53) в конечно-разностной форме принимает вид:

$$\frac{\partial q_{V}}{\partial x} = \frac{-k_{\Pi} \cdot k_{0}^{*} \cdot \left(\exp\left(-k_{\Pi}/T_{n+1}\right) - \exp\left(-k_{\Pi}/T_{n}\right)\right)}{\Delta x}.$$
(54)

Значение коэффициента  $k_0^*$  в уравнении (54) определяется из уравнения скорости распространения фронта горения:

$$Q \cdot \frac{u_{\Phi}}{u_{T}} \cdot \frac{\partial^{2} u}{\partial x^{2}} = \frac{\partial q_{V}}{\partial x}, \qquad (55)$$

где Q – теплота сгорания природного газа;  $u_{\phi}$  – нормальная скорость распространения фронта горения;  $u_{T}$  – скорость распространения фронта горения в турбулентном потоке, определяемая эмпирическим уравнением [10]:

$$\mathbf{u}_{\mathrm{T}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{u} \cdot \mathbf{u}_{\Phi}^{\mathrm{l-n}},\tag{56}$$

При значениях A = 1,0 и n = 0,7 [10] уравнение (56) принимает вид:

$$\mathbf{u}_{\mathrm{T}} = \mathbf{u} \cdot \mathbf{u}_{\Phi}^{0,3} \quad . \tag{57}$$

Значение скорости потока газовоздушной смеси и в выражении (57) получено в результате аппроксимации значений скоростей профиля Шлихтинга:

$$u = u_0 \cdot (1 - 0.09 \cdot x^2),$$
 (58)

соответственно значение второй производной  $\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$  принимает вид:

$$\frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial \mathbf{x}^2} = -0.02 \cdot \mathbf{u}_0 \,. \tag{59}$$

Подстановка уравнений (54), (57), (58) и (59) в уравнение (55) и соответствующие преобразования дают выражение для определения коэффициента  $k_0^*$ :

$$k_{0}^{*} = Q \cdot \frac{0.02 \cdot u_{\Phi n}^{0.7} \cdot \Delta x}{k_{\Pi} \cdot (1 - 0.09 \cdot x^{2}) \cdot (\exp(-k_{\Pi}/T_{n+1}) - \exp(-k_{\Pi}/T_{n}))}.$$
 (60)

Значение скорости распространения фронта горения определяется по формуле, полученной в результате аппроксимации экспериментальных данных, приведенных в работе [10]:

$$u_{\Phi n} = 0.5 \cdot \exp(0.003 \cdot T_n - 0.4) \cdot (1 - c_n),$$
 при  $c_1 = 0.$  (61)

В результате подстановки в уравнение (51) выражений (54) и (58) получено уравнение в конечно-разностной форме:

$$\rho_{n} \cdot c_{p_{n}} \cdot u_{0} \cdot (1 - 0.09 \cdot x^{2}) \cdot \frac{\rho_{n+1} \cdot c_{p_{n+1}} \cdot T_{n+2} - (\rho_{n} \cdot c_{p_{n}} + \rho_{n+1} \cdot c_{p_{n+1}}) \cdot T_{n+1} - \rho_{n} \cdot c_{p_{n}} \cdot T_{n}}{\Delta x^{2}} = \frac{-k_{\Pi} \cdot k_{0}^{*} \cdot (\exp(-k_{\Pi}/T_{n+1}) - \exp(-k_{\Pi}/T_{n}))}{\Delta x}, \quad (62)$$

решение которого дает выражение для определения температуры по оси факела

$$T_{n+2} = \frac{\frac{-k_{\Pi} \cdot k_{0n}^{*} \cdot (\exp(-k_{\Pi}/T_{n+1}) - \exp(-k_{\Pi}/T_{n})))}{\rho_{n} \cdot c_{Pn} \cdot u_{0} \cdot (1 - 0.09 \cdot x^{2})} \cdot \Delta x}{\rho_{n+1} \cdot c_{Pn+1}} + \frac{T_{n+1} \cdot (\rho_{n} \cdot c_{Pn} + \rho_{n+1} \cdot c_{Pn+1}) - \rho_{n} \cdot c_{Pn} \cdot T}{\rho_{n+1} \cdot c_{Pn+1}}.$$
(63)

Для определения плотности продуктов сгорания использовано уравнение Навье-Стокса, которое при условии отсутствия крупномасштабных вихрей в потоке газа принимает вид:

$$\mathbf{u} \cdot \frac{\mathrm{d}\mathbf{u}_{\mathrm{X}}}{\mathrm{d}\mathbf{x}} = -\frac{\mathrm{d}\mathbf{P}}{\mathrm{d}\mathbf{x}} \,. \tag{64}$$

В результате решения уравнения (64) с учетом экспериментальных данных, приведенных в работе [11], получена зависимость изменения плотности продуктов сгорания от температуры:

$$\rho_{\rm n} = \rho_{\rm H} \cdot \frac{T_{\rm n} + 114}{T_{\rm n}^{1.5}} \cdot \frac{T_{\rm H}^{1.5}}{T_{\rm H} + 114}, \tag{65}$$

где T<sub>H</sub>,  $\rho_H$  – температура и плотность газовоздушной смеси в начале расчетного участка.

Мощность источника тепловыделения при сгорании газообразно-

го топлива связана с изменением концентрации продуктов сгорания по длине факела:

$$q_v = Q \cdot \frac{dc}{d\tau}, \quad q_v = Q \cdot \frac{dc}{dx} \cdot \frac{dx}{d\tau}.$$
 (66)

С учетом уравнений (52) и (58) уравнение (66) принимает вид, необходимый для расчета концентрации продуктов сгорания по длине факела в конечно-разностной схеме:

$$c_{n+1} = \frac{k_{0n}^* \cdot (\exp(-k_{\Pi}/T_{n+1}))}{Q \cdot u_0 \cdot (1 - 0.09 \cdot x^2)} \cdot \Delta x + c_n.$$
(67)

# Пример применения результатов математического моделирования

Применение результатов математического моделирования связано с экспериментальными исследованиями пульсационноакустического сжигания природного газа в топке парового котла ДКВР-10-13 [3], который вместе со схемой измерительной аппаратуры, необходимой для исследования влияния акустических пульсаций в топке, представлен на рисунке 3.

Температуры в топке котла, показанные на рисунке 4, получены в результате зондирования топки путем перемещения термопары от боковой стенки котла к оси горелки 1 (см. рис. 1) через смотровое окно в топке. Зондирование топки выполнено в обычном режиме работы котла и при наложении акустических пульсаций.

При обычной эксплуатации котла не представляется возможным выполнение более тщательных измерений температур в топке, необходимых для полноты оценки влияния акустических пульсаций, что может быть компенсировано математическим моделированием процессов в топке.

На рисунке 5 представлены результаты математического моделирования участка струйного течения в топке вдоль оси факела от точки измерения температуры на оси горелки до области потенциального течения газа в топке, причем в качестве начальной температуры счета принята температура на оси горелки, полученная в результате измерений.

Таким образом, фактически по одному значению температуры, полученному в результате непосредственного измерения, путем использования предложенной математической модели получено распределение температур на значительном участке топки, что позволяет полнее оценить влияние акустических пульсаций на процессы, происходящие в топке.



Рис. 3. Вид котла и аппаратура для исследования влияния акустических пульсаций в топке



температуры в топке

#### Выводы

Предложенная математическая модель тепловых и газодинамических процессов позволяет на основе точечных измерений в топке парового котла получить картину процессов, происходящих во всем объеме топки. Адекватность результатов математического моделирования показана на примере исследования пульсационно-акустического сжигания топлива. В перспективе математическая модель может быть использована для исследований, связанных с акустическими воздействиями в топке и газоходах котла с целью разработки режимов эксплуатации котла, направленных на повышение эффективности его работы.

#### Список литературы

1. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С. Влияние акустических воздействий в топке и газоходах парового котла на характеристики его работы // Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. Том 6. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – С. 3 – 7.

2. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С., Коваль К.М. Моделирование процесса выгорания газообразного топлива в объеме турбулентного факела // Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць Національної металургійної академії України. У двох книгах. – Книга друга. – Дніпропетровськ: Пороги, 2005. – С. 42 – 50.

3. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С. Моделирование процесса выгорания газообразного топлива применительно к пульсационноакустическому сжиганию // Сборник трудов III Междунар. науч.практ. конф. «Металлургическая теплотехника: история, современное состояние, будущее. К столетию со дня рождения М.А. Глинкова». – М.: МИСиС, 2006. – С. 237 – 241.

4. Скляров В.А., Фурлетов В.И. Чувствительность турбулентного пламени к вынужденным периодическим звуковым колебаниям // Физика горения и взрыва, 1987. – № 6. – С. 52 – 58.

5. Дорошенко В.Е., Фурлетов В.И. О воздействии звука на турбулентное пламя // Физика горения и взрыва. – 1969. – Т. 5. – № 1. – С. 114 – 125.

6. Вулис Л.А., Ярин Л.П. Структура и расчет диффузионного факела // Физика горения и взрыва, 1974. – № 2. – С. 151 – 161.

7. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1976. – 888 с.

8. Иссерлин А.С. Основы сжигания газового топлива: Справочное пособие. – 2-е изд., прераб. и доп. – Л.: Недра, 1987. – 336 с.

9. Гичёв Ю.А. Решение задачи газодинамики для слоевых аппаратов перекрестного тока // Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – С. 144 – 152.

10. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Под общ. Ред. чл.-корр. АН СССР В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 560 с.: ил. – (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн. 2).

11. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1970. – 904 с.: ил.

Рукопись поступила 10.04.2006.

УДК 669.053:532.525

Гичёв Ю.А. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ Перцевой В.А. – аспирант, НМетАУ

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАПИРАЮЩИХ СВОЙСТВ ГАЗОВОЙ СТРУИ

Приведены методика и результаты экспериментального исследования запирающих свойств турбулентной газовой струи при различных вариантах натекания струи на тупиковый канал. Исследования связаны с разработкой системы газодинамической отсечки шлака при выпуске плавки из сталеплавильных конвертеров.

#### Введение

Данная работа связана с исследованием газодинамической отсечки шлака при выпуске плавки из сталеплавильных конвертеров с целью повышения эффективности отделения шлака. Качественное отделение шлака от стали обеспечивает успешное и экономное выполнение последующих операций, связанных с обработкой стали вне конвертера: дегазация, десульфурация, дефосфация, раскисление, легирование, вакуумирование и проч.

В числе большого разнообразия способов [1] отсечки шлака при выпуске стали из конвертеров выгодно выделяются газодинамические способы отсечки, суть которых заключается в воздействии на поток шлака в момент его появления в сталевыпускном отверстии струями газа, запирающими шлак внутри объема конвертера. По сравнению с другим способами газодинамическая отсечка отличается быстродействием, возможностью дистанционного управления, отсутствием быстроизнашивающихся элементов и компактностью оборудования.

#### Постановка задачи исследования

Избыточное давление газа в полости сталевыпускного отверстия при газодинамической отсечке должно уравновесить гидростатическое давление шлака и гидроудар, обусловленный резким торможением шлака при отсечке. В соответствии с этим первоочередной задачей экспериментальных исследований являлось определение возможности достижения необходимого для запирания шлака избыточного давления в полости сталевыпускного отверстия.

<sup>©</sup> Гичёв Ю.А., Перцевой В.А., 2006

По физической сути для решения данной технической задачи экспериментальные исследования заключаются в изучении изменения давления турбулентной струи, втекающей в тупиковый канал, т.е. импактной струи. Тупиковый канал в эксперименте имитировал сталевыпускное отверстие, а днище тупикового канала – заторможенный в сталевыпускном отверстии шлак.

Известные результаты экспериментальных исследований по истечению газовой струи в тупиковый канал не удовлетворяют решению данной технической задачи. Например, в наиболее близких по сути к данной задаче работах [2 – 4] исследовалось истечение плоской турбулентной струи в тупики параболической и прямоугольной формы. В опытах варьировались значения абсолютного давления в полости канала и значения противодавления в отводных каналах. На всех типах экспериментальных моделей срез сопла совмещался со срезом тупикового канала. Специфика известных экспериментальных исследований позволяет определить закономерности распределения давления в тупиковом канале только для указанных условий.

В задачу данной работы входили разработка методики экспериментального исследования запирающих свойств турбулентной газовой струи и исследование запирающих свойств газовой струи при различных вариантах натекания струи на тупиковый канал, имитирующий сталевыпускное отверстие.

#### Методика и результаты исследований

Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования запирающих свойств газовой струи представлена на рисунке 1.

Сжатый воздух от компрессора при эксперименте с одним запирающим соплом через форкамеру центрального потока поступает непосредственно к соплу. Кольцевой канал и форкамера кольцевого потока в экспериментальной установке предназначены для возможности размещения нескольких сопел перед моделью.

Модель, имитирующая сталевыпускное отверстие, выполнена в виде тупикового канала и размещена на координатнике, что позволяет изменять угол натекания струи на тупиковый канал. Для наблюдения и фиксации волновой структуры потока установка оборудована также теневым прибором.

Давления в воздухопроводе и в форкамерах фиксировались образцовыми манометрами, расположенными на пульте управления. Другие контролирующие приборы, а также задвижки, позволяющие изменять давление в форкамерах, и привод управления координатником выведены на пульт управления экспериментальной установкой.



*Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования запирающих свойств газовой струи:* 

 компрессор; 2 - запорная задвижка; 3 – воздухопровод высокого давления; 4 - регулирующая задвижка; 5 - форкамера центрального потока; 6 - сопло; 7 - форкамера кольцевого потока; 8 - координатник; 9 - модель тупикового канала; 10 - теневой прибор; 11 - щит образцовых манометров; 12 - пакет импульсных линий; 13 - групповой регистрирующий манометр (ГРМ); 14 - воздухоотвод

Суть эксперимента заключалась в измерении давления внутри тупикового канала при натекании на него газовой струи. Для этого модель тупикового канала оборудована дренажными отверстиями, к которым подведены импульсные трубки (линии).

Дренажные отверстия диаметром 0,8 мм выполнены по нормали к оси канала, кромки отверстий выведены над внутренней поверхностью канала (0,3 мм) и обращены к натекающему потоку для возможности измерения полного давления пограничного слоя втекающего в канал потока струи газа.

Пакет импульсных трубок (линий), от дренажных отверстий тупикового канала подведен к групповому регистрирующему манометру, который обеспечивает измерение давления, разрежения и разности давлений одновременно в десяти точках с печатанием показаний в заданные моменты времени.

Конструктивные параметры модели тупикового канала и сопла приняты в соответствии с геометрическим подобием устройству для газодинамической отсечки шлака, а параметры натекающей газовой струи изменялись в диапазоне ожидаемых при эксплуатации устройства значений давления. В целом эксперимент по натеканию струи на тупиковый канал охватывал следующие значения:

а) диаметр выходного сечения сопла  $(d_0) - 0,016$  м, диаметр тупикового канала (Д) – 0,04 и 0,06 м, глубина тупикового канала (Н) – 0,15 м;

б) относительное расстояние от сопла до оси тупикового канала  $\left(\bar{h} = \frac{h}{d_0}\right) - 13, 15, 18, 22$  и 26, взаимное расположение сопла и тупико-

вого канала соосное (фронтальное натекание струи), т.е. угол  $\varphi$  между осью сопла и осью канала 0°, и наклонное (угол  $\varphi - 60^\circ$  и 45°).

в) абсолютное давление газа перед соплом в форкамере центрального потока ( $P_c$ ) – 0,5, 0,7, 0,9 и 1,1 МПа, число Маха на срезе сопла ( $M_0$ ) – 1,0.

Экспериментальные исследования выполнены в два этапа.

На первом этапе исследовалось давление газа на внутреннюю поверхность тупикового канала при фронтальном натекании струи. Результаты измерений представлены на рисунке 2.

Сравнение давлений газовой струи на внутреннюю поверхность тупикового канала позволяет сделать следующие выводы:

a) При прочих одинаковых условиях давление на поверхность тупикового канала возрастает с увеличением давления перед соплом и с уменьшением расстояния между соплом и тупиковым каналом, что свидетельствует об адекватности результатов измерений.

б) При всех значениях давлений и расстояниях от сопла до тупикового канала давление струи на днище канала заметно выше по сравнению с давлением на боковую поверхность канала, что объясняется следующим.

Во-первых, реакция днища на втекающую в канал импактную струю соответствует полному давлению струи, приближающемуся к давлению ее торможения.

Во-вторых, давление на боковую поверхность канала не отражает в достаточной степени полное давление струи газа в связи с большой скоростью струи, турбулизацией струи вблизи кромок дренажных отверстий и параллельностью направления движения струи боковым стенкам канала.

В-третьих, давление втекающей в тупиковый канал струи на боковую поверхность канала, также как и в центральной части канала уравновешивается встречным, отраженным от днища, потоком газа, что приводит здесь к стабилизации давления.



Рис. 2. Сравнение давлений газовой струи на внутреннюю поверхность тупикового канала (P<sub>изб</sub>) при различных давлениях газа перед соплом (P<sub>c</sub>) и различных расстояниях между соплом и тупиковым каналом (h); 1...5 и 6...10 - точки измерения давления
Все это указывает на то, что принятая для отсечки шлака схема движения газа, т.е. непосредственное натекание струи газа на сталевыпускное отверстие, по своей физической сути вполне обеспечивает работоспособность устройства для газодинамической отсечки шлака, а именно, обеспечивает максимальное давление струи на днище канала и стабилизацию давления внутри канала.

Второй этап экспериментальных исследований включал измерения давления газа при боковом натекании струи на тупиковый канал. Результаты измерений представлены на рисунке 3.

Здесь также, как и при фронтальном натекании струи, результаты измерений указывают на их адекватность, т.е. давление на внутреннюю поверхность тупикового канала возрастает с увеличением давления газа перед соплом и уменьшением расстояния между соплом и тупиковым каналом.

В числе особенностей бокового натекания струи можно отметить следующие:

а) Выравнивание давления на внутреннюю поверхность тупикового канала, т.е. резко увеличенное давление на торец канала по сравнению с фронтальным натеканием здесь отсутствует.

б) При боковом натекании на тупиковый канал под углом  $45^{\circ}$  давление на боковые стенки канала в целом более высокое по сравнению с фронтальным натеканием, а при натекании под углом  $30^{\circ}$ , т.е. при угле  $\phi$  между осью сопла и осью тупикового канала  $60^{\circ}$ , резко снижается.

Обобщение измерений давлений на внутреннюю поверхность тупикового канала выполнено путем усреднения давлений по поверхности. Сравнение средних давлений по поверхности при различных углах натекания струи на тупиковый канал представлено на рисунке 4, из которого следует, что изменение угла натекания струи в пределах 45÷90° дает диапазон давлений, позволяющий подобрать необходимые режимы эксплуатации устройства для газодинамической отсечки шлака.

При конструировании устройства для газодинамической отсечки шлака можно использовать уравнение регрессионного анализа результатов измерений, которое обобщает всю совокупность измерений избыточного давления

 $P_{_{H35}} = -0,344 + 0,581 \cdot P_c^{0,1} - 0,028 \cdot \overline{h}^{0,5} + 0,0017 \cdot \phi - 0,0032 \cdot \mathcal{I}, \text{ M}\Pi a.$ 

Вышеприведенное уравнение дает среднеквадратичное отклонение расчетной величины от экспериментальной  $R^2 = 0,949$ , что свидетельствует о высокой степени точности аппроксимации совокупности измеренных данных.



1 – давление перед соплом (P<sub>c</sub>) – 0,9 МПа, 2 – 1,1 МПа. 1...5 – точки измерения давления.

Рис. 3. Изменение давления газовой струи на внутреннюю поверхность тупикового канала при боковом натекании струи: (a – угол между осью сопла и осью тупикового канала φ = 45°; б – φ = 60°)



1-угол натекания 45° ( $\phi = 45^{\circ}$ );  $2-90^{\circ}$  ( $\phi = 0^{\circ}$ );  $3-30^{\circ}$  ( $\phi = 60^{\circ}$ )

Рис. 4. Сравнение средних избыточных давлений газа внутри тупикового канала при различных углах натекания струи

#### Выводы

В результате экспериментальных исследований запирающих свойств газовой струи установлено, что принятая для отсечки шлака схема движения газа, т.е. непосредственное натекание струи газа на сталевыпускное отверстие, по своей физической сути вполне обеспечивает работоспособность устройства для газодинамической отсечки шлака, а именно, обеспечивает максимальное давление струи на днище канала и стабилизацию давления внутри канала. Изменение угла натекания струи в пределах 45 ÷ 90° вполне удовлетворяет условию запирания шлака в сталевыпускном отверстии.

Совокупность экспериментальных данных представлена в виде уравнения регрессии, которое можно использовать для конструирования устройств газодинамической отсечки шлака и разработки режимов их эксплуатации.

#### Список литературы

1. Гичёв Ю.А. Исследование газодинамической отсечки шлака при выпуске стали из конвертера // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2002. – № 7. – С. 170 – 173.

2. Дыбан Е.П., Мазур А.И. Теплообмен при натекании плоской воздушной струи на вогнутую поверхность // Инженерно-физический журнал. – 1969. – Т. 17. – № 5. – С. 785 – 790.

3. Дыбан Е.П., Мазур А.И., Эпик Э.Я. Истечение плоской воздушной струи в тупик // Инженерно-физический журнал. – 1971. – Т. 20. – № 6. – С. 1020 – 1026.

4. Дыбан Е.П., Мазур А.И., Эпик Э.Я. Особенности истечения плоской воздушной струи в тупик // Теплофизика и теплотехника. – 1971. – Выпуск 19. – С. 41 – 45.

Рукопись поступила 14.04.2006.

## УДК 669.162.215

Горбунов А.Д. – д-р техн. наук, проф., ДГТУ Глущенко Е.Л. – ст. препод., ДГТУ

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА ПО ВЫСОТЕ ДОМЕННОЙ ПЕЧИ

Получены простые и эффективные аналитические формулы для определения полей давления, скоростей и плотностей газа по высоте доменной печи, которые могут использоваться при инженерных расчётах. Расчётные уравнения учитывают изменение вязкости, порозности и кривизны профиля по высоте доменной печи; выявлены зависимости для определения критических параметров дутья. Разработанная модель прошла проверку на адекватность.

### Введение

Тепловое состояние доменной печи существенно зависит от величин теплоёмкостей потоков газа и шихты, которые, в свою очередь, целиком определяются полями скоростей и давлений газа, т.е. газодинамическим состоянием печи.

В периодической литературе опубликовано значительное число работ по газодинамике доменного процесса. Так, в работах [1, 2] дан анализ существующих представлений о газодинамике слоя доменной шихты. Выявлены зависимости потерь напора в слое от объёмной доли мелких частиц, рассмотрены закономерности изменений порозности слоя и скоростей газовых потоков по сечению печи.

Автор работы [3] обобщил и систематизировал исследовательский и производственный опыт по изучению влияния давления газа на процессы и показатели доменной плавки. Проанализировал решения различных авторов в области определения распределения давления газа по высоте столба кусковых материалов.

И только в работе А.Н. Рамма [4] представлено одно из немногочисленных аналитических решений по определению распределения давления газов по высоте, учитывающее реальный профиль доменной печи. Однако приведенное решение получено при постоянном коэффициенте гидравлического сопротивления и линейной зависимости температуры газа по высоте доменной печи.

В данной работе учтены недостатки предыдущих исследований.

<sup>©</sup> Горбунов А.Д., Глущенко Е.Л., 2006

#### Методика проведения исследований

Математическую постановку запишем следующим образом.

Согласно [5] при высотах z, больших высоты зоны двумерного движения газов  $h_{dB} \cong (1,1...1,3) \cdot R_{cp}$  от зеркала жидкого чугуна, можно использовать одномерную модель течения газа.

Для определения полей скоростей служит дифференциальное уравнение движения газа в слое. С целью упрощения решения воспользуемся приближённой моделью Ю. Радештока и Р. Ешара [5].

Применяя векторную форму эмпирического уравнения Эргана

$$\widetilde{\rho} W = -\text{Agrad}\widetilde{p} \tag{1}$$

и используя стационарное одномерное уравнение неразрывности, получим

div[Agrad 
$$\tilde{p}$$
] =  $\frac{d}{dz} \left( A \cdot \frac{d\tilde{p}}{dz} \right) = 0,$  (2)

где A = 
$$\frac{1}{2 \cdot a_3 + a_4 \cdot w_0} = \left[a_3 + \sqrt{a_3^2 + \frac{a_4}{\rho} \cdot \left(\frac{d\tilde{p}}{dz}\right)}\right]^{-1};$$
 (3)

 $a_3 = a_1/(2 \cdot \tilde{\rho}); a_4 = a_2/\tilde{\rho}; a_1 = 150 \cdot B^2 \cdot \eta \cdot \varepsilon_{\Pi}^2/\varepsilon; \eta$  – динамическая вязкость, Па · c;  $\varepsilon$  и  $\varepsilon_{\Pi}$  – порозность и просветность шихты;  $a_2 = 1,75 \cdot B \cdot \tilde{\rho} \cdot (\varepsilon_{\Pi}/\varepsilon)^2; B = 1/d_3; d_3 = \Phi \cdot \varepsilon_{\Pi} \cdot d_{cp}/(1-\varepsilon); \Phi$  – коэффициент формы материалов;  $d_{cp}$  - средний диаметр кусков шихты, м;  $\tilde{p} = \varepsilon_{\Pi} \cdot p$  и  $\tilde{\rho} = \varepsilon_{\Pi} \cdot \rho$  – модифицированное давление и плотность;  $w_0 = \sqrt{u^2 + v^2}$ .

При известных давлениях поле скоростей можно определить по уравнению (1) с учётом левой части выражения (3):

$$\widetilde{\rho} U = -A \cdot \partial \widetilde{p} / \partial z; \quad \widetilde{\rho} V = -A \cdot \partial \widetilde{p} / \partial r.$$
(4)

Зависимость плотности газа от его давления и температуры определяется уравнением состояния идеального газа

$$\rho = \rho_{\rm H} \cdot {\rm p}/\theta \,, \tag{5}$$

где  $\theta = (1 + \alpha \cdot t) \equiv \alpha \cdot T$  – модифицированная безразмерная температура газа;  $\alpha = 1/273$ , 1/К; T = t + 273;  $\rho_{\rm H}$  – плотность газа при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>; р – абсолютное давление, ата.

После первого интегрирования уравнения (2), получим

$$A(z)\frac{d\tilde{p}}{dz} = C_1.$$
 (6)

Второе интегрирование даёт

$$\widetilde{p}(z) = C_1 \int \frac{dz}{A(z)} + C_2.$$
(7)

Покажем ход решения, когда начало координат находится на уровне засыпи. Следуя А.Н. Рамму [4], доменную печь разделим на две характерные области. Первая, верхняя ступень теплообмена – высотой  $H_1$ , равной сумме высоты шахты  $H_{\rm m}$  и колошника  $H_{\rm k}$ , а вторая, нижняя ступень теплообмена – высотой  $H_2 = H_{\Gamma} + H_3 + H_p$  (рис. 1 – пунктирные линии; нижние индексы на радиусах и высотах означают: к – колошник; ш – шахта; р – распар; 3 – заплечики; г – горн). Поскольку верхняя область по высоте значительно превосходит нижнюю  $H_1 >> H_2$ , первоначально решим задачу для верхней области, когда  $0 \le z \le H_1$ .

Пусть в выбранном сечении  $z = H_1$  (точка  $O_2$  на рис. 1) известны температура и давление газа. Обозначим параметры газа в этом сечении нижним индексом 0.

Математически граничное условие при  $z = H_1$  для уравнения (2) имеет вид:

$$\widetilde{\mathbf{p}}(\mathbf{H}_1) = \widetilde{\mathbf{p}}_0. \tag{8}$$

Система уравнений (2), (4), (5) и (8) представляет собой математическую постановку одномерной задачи газодинамики доменной печи, т.е. задачи определения статического давления p(z), скорости газа u(z) и плотности  $\rho(z)$  в зависимости от высоты печи.

Преобразуя уравнение (6) с учётом (4), (5) и (3), получим основное дифференциальное уравнение для определения давления:

$$\widetilde{p}d\widetilde{p} = \widetilde{a}_6 \cdot \theta(z)dz.$$
(9)

После интегрирования, при вязкости газа, не зависящей от температуры и постоянной порозности, будем иметь:

$$\frac{\widetilde{p}^2(z)}{2} = \widetilde{a}_6 \cdot \Phi(z) + C_2, \qquad (10)$$

где  $\Phi(z) = \int \theta(z) dz$ ;  $\widetilde{a}_6 = \widetilde{a}_5 \cdot \epsilon_{\Pi} / \rho_{H}$ ;

 $\widetilde{a}_5 = C_1 \cdot (a_1 + |C_1| \cdot a_2 / \widetilde{\rho}) = \psi \cdot B \cdot (\rho_H \cdot W_0 / \varepsilon_{\Pi})^2; \ \psi = 1,75 + 150/\text{Re} - \kappa$ оэффициент гидравлического сопротивления;  $\text{Re} = \rho_H \cdot W_0 \cdot d_9 / (\varepsilon_{\Pi} \cdot \eta)$  - число Рейнольдса.



Рис. 1. К расчёту давлений газа в доменной печи

Удовлетворяя решение (10) граничному условию (8), найдём постоянную интегрирования  $C_2 = \tilde{p}_0^2 - \tilde{a}_6 \cdot \Phi(H_1)$ . Подставляя значение  $C_2$  в уравнение (10), получим окончательное решение

$$\widetilde{p}(z) = \sqrt{\widetilde{p}_0^2 - \widetilde{A}_{\phi} \cdot \Delta \Phi(z)}, \qquad (11)$$

где  $\Delta \Phi(z) = \Phi(H_1) - \Phi(z); \quad \widetilde{A}_{\phi} = \varepsilon_{\Pi}^2 \cdot A_{\phi}; \quad A_{\phi} = 2 \cdot K \cdot W_0^2;$  $K = \psi \cdot B \cdot \rho_{H} / \varepsilon_{\Pi}^2.$ 

Основную трудность и определяющее значение в решении (11) представляет нахождение функции  $\Phi(z)$ , целиком зависящей от температуры газа.

Для определения температуры газа с учётом тепловых потерь и внутренних источников теплоты можно использовать, например, решение [6]:

$$\mathbf{t}(\mathbf{z}) = \mathbf{t}_{\kappa} - \mathbf{m} \cdot \Delta \mathbf{t}_{0} \cdot \mathbf{e}^{-\mathbf{A} \cdot \mathbf{z}} + \mathbf{I}_{1}(\mathbf{z}) + \overline{\mathbf{Q}}_{p} \cdot \mathbf{z}, \,^{\circ}\mathbf{C},$$

где A = 
$$(1-m) \cdot K_v \cdot S/W_M$$
; I<sub>1</sub>(z) =  $\frac{Q_0}{St_1} \left[ \frac{A \cdot z - \vartheta(z)}{1-m} \right]$ ;  $\vartheta(z) = 1 - e^{-A \cdot z}$ ;

 $Q_0 = \overline{Q}_p \cdot H_1; \ \overline{Q}_p = \overline{K}_1 (\overline{T} - t_{o.c}) / W_{\Gamma}; \ St_1 = A \cdot H_1 -$ число Стэнтона;

 $\Delta t_0 = t_{\kappa} - t'_{\kappa}; t_{\kappa} = T' + B_0 \cdot e^{-St_1} \approx T', \text{ так как } e^{-St_1} \approx 0.$ 

Под Т' понимается температура газа  $t_0$  при входе в выбранное сечение  $z = H_1$  (точка  $O_2$  на рис. 1).

Для упрощения решения величины  $I_1$  и  $\overline{Q}_p$  принимаем равными нулю.

После подстановки t(z) в уравнение (10) и интегрирования, получим:

$$\Phi(z) = \int (1 + \alpha \cdot t(z)) dz = \theta_0 \cdot z + a_0 \cdot e^{-A \cdot z} / A, \qquad (12)$$

где  $\theta_0 = 1 + \alpha \cdot t_0$ ;  $a_0 = \alpha \cdot m \cdot \Delta t_0$ .

Тогда разность функций, входящую в решение (11), можно преобразовать к виду

$$\Delta \Phi(z) = H_1 \cdot \theta_0 \cdot F_{\kappa}(Z)$$

где  $F_{\kappa}(Z) = 1 - Z + a_{\kappa} \cdot e^{-St_1} \left[ 1 - e^{St_1 \cdot (1-Z)} \right]; a_{\kappa} = a_0 / (St_1 \cdot \theta_0); Z = z/H_1$ - относительная осевая координата,  $0 \le Z \le 1$ .

На практике технологов, как правило, интересует не текущее распределение давления газа p(z) по высоте печи, а конечный или полный перепад давления  $\Delta p$  на каком-то определённом участке, например, от уровня засыпи z = 0 до  $z = H_1$ . В данном случае давление на колошнике получим, полагая в решении (11) z = 0:

$$\widetilde{\mathbf{p}}_{\mathbf{K}} = \sqrt{\widetilde{\mathbf{p}}_{0}^{2} - \widetilde{\mathbf{A}}_{\mathbf{\Phi}} \cdot \Delta \Phi} , \qquad (13)$$

где  $\Delta \Phi = \Phi(H_1) - \Phi(0) = H_1 \cdot \overline{\theta}$ ;

$$\overline{\theta} = \frac{1}{H_1} \int_0^{H_1} \theta(z) dz = \theta_0 \cdot \left[ 1 - a_\kappa \cdot \left( 1 - e^{-St_1} \right) \right]$$
 – среднеинтегральная по высо-

те модифицированная температура газа.

## Исследование влияния основных параметров на газодинамику доменной печи

Анализ решений (10)...(13) позволяет сделать первый вывод о том, что давление газа прямопропорционально его температуре, и кривая p(z) эквидистантна кривой t(z), т.е. также как и t(z) имеет S-образный характер (см. рис. 1).

Зная давление на колошнике, легко составить полный перепад давлений по высоте печи H<sub>1</sub>:

$$\Delta \widetilde{p} = \widetilde{p}_0 - \widetilde{p}_{\kappa} = \widetilde{p}_0 - \sqrt{\widetilde{p}_0^2 - \widetilde{A}_{\varphi} \cdot \Delta \Phi} .$$
<sup>(14)</sup>

С целью уменьшения числа переменных, удобства анализа и проведения расчётов, представим решение (14) в следующем безразмерном виде:

$$\delta \widetilde{p}(Er) = 1 - \sqrt{1 - Er} , \qquad (15)$$

где  $\delta \tilde{p} = \Delta \tilde{p} / \tilde{p}_0$  – относительный перепад давлений газа.

Безразмерный комплекс  $\text{Er} = \widetilde{A}_{\phi} \cdot \Delta \Phi / \widetilde{p}_0^2$  мы предлагаем назвать числом газодинамического подобия Эргана, поскольку решение (15) полностью базируется на использовании его эмпирического уравнения (1).

При малых числах Er функцию  $\delta \tilde{p}$  можно разложить в ряд. Например, с учётом трёх членов разложения будем иметь:

$$\delta \widetilde{p}(\mathrm{Er}) = \frac{\mathrm{Er}}{2} \cdot \left[1 + \mathrm{Er} \cdot (1 + \mathrm{Er}/2)/4\right] = \frac{\mathrm{Er}}{2} \cdot \mathrm{A}_{\mathrm{E}} \approx \frac{\mathrm{Er}}{2}.$$
 (16)

Для удобства проведения расчётов решение (15) представлено на рис. 2.

Для грубых приближённых расчётов относительное давление можно найти из неравенства  $\text{Er}/2 < \delta \widetilde{p} < \text{Er}$ .

В частном предельном случае независимости просветности и температуры газа от высоты печи из уравнения (16) вытекает известное уравнение Дарси-Вейсбаха для течения несжимаемого газа.

Из уравнения (15) следует, что для того, чтобы не возникало отрицательных чисел под корнем, естественным образом вытекает существование критического значения числа Er, которое не может быть больше 1, т.е.

$$\mathrm{Er}_{\mathrm{Kp}} = \widetilde{\mathrm{A}}_{\mathrm{\Phi}} \cdot \Delta \Phi \big/ \widetilde{\mathrm{p}}_0^2 \leq 1.$$
 (17)



Рис. 2. Зависимость относительного перепада давлений газа от числа Er

Из этого равенства легко могут быть получены выражения для критической скорости

$$W_{\kappa p} \le \frac{\widetilde{p}_0}{\sqrt{2 \cdot K \cdot \overline{\theta} \cdot H}}$$
(18)

и критического расхода дутья

$$V_{\mathfrak{A},\mathfrak{K}\mathfrak{p}} \leq W_{\mathfrak{K}\mathfrak{p}} \cdot S_{\mathfrak{C}\mathfrak{p}} = \frac{\widetilde{\mathfrak{p}}_0 \cdot V_{\Pi}}{H \cdot \sqrt{2 \cdot \mathcal{K} \cdot \overline{\theta} \cdot H}}.$$
 (19)

Иногда возможны случаи, когда более достоверно известно, например, из экспериментальных данных, давление газа на колошнике и требуется найти давление  $p_0$  на определённой высоте  $H_1$  от уровня засыпи материалов. Разрешив уравнение (13) относительно искомого давления  $p_0$ :

$$\widetilde{p}_0 = \sqrt{\widetilde{p}_{\kappa}^2 + \widetilde{A}_{\dot{\Phi}} \cdot \Delta \Phi} , \qquad (20)$$

составив перепад давлений  $\Delta \tilde{p} = \tilde{p}_0 - \tilde{p}_k$  и разделив всё на давление колошникового газа, получим по аналогии с выражением (15) относительный перепад

$$\delta \widetilde{\mathbf{p}}_{\mathbf{K}}(\mathrm{Er}_{\mathbf{K}}) = \Delta \widetilde{\mathbf{p}} / \widetilde{\mathbf{p}}_{\mathbf{K}} = -1 + \sqrt{1 + \mathrm{Er}_{\mathbf{K}}} , \qquad (21)$$

где  $\mathrm{Er}_{\kappa} = \widetilde{A}_{\varphi} \cdot \Delta \Phi / \widetilde{p}_{\kappa}^2$  – число Er, отнесённое к давлению на колошнике.

Разложение в ряд  $\delta \tilde{p}_{\kappa}$  аналогично (16) и имеет вид:

$$\delta \widetilde{p}_{\kappa} = \frac{\mathrm{Er}_{\kappa}}{2} \cdot \mathrm{A}_{\mathrm{E}_{\kappa}}, \qquad (22)$$

где  $A_{E_{\kappa}} = 1 - Er_{\kappa} \cdot (1 - Er_{\kappa}/2)/4$ .

Из неравенства (17) вытекает существование критического числа Er<sub>к.кр</sub>, отнесенного к давлению на колошнике,

$$\operatorname{Er}_{\kappa.\kappa p} \leq \left( \widetilde{p}_0^2 / \widetilde{p}_{\kappa}^2 \right).$$

Оценим влияние на газодинамику вязкости газа. Для начала будем считать, что динамическая вязкость газа линейно зависит от температуры:

$$\eta = \eta_0 \cdot \left( \mathbf{l} + \mathbf{A}_{\eta} \cdot \mathbf{t} \right). \tag{23}$$

Например, согласно данным [7] для горновых газов  $\eta_0 = 2,53016 \cdot 10^{-5} \, \text{Па·c}; A_n = 8,761 \cdot 10^{-4} \, 1/^{\circ} \text{C}.$ 

Тогда коэффициент гидравлического сопротивления  $\psi$  можно записать в виде

$$\psi = \psi_0 \cdot (1 + \mathbf{a} \cdot \mathbf{t}), \tag{24}$$

где  $\eta_0$  – вязкость газа при нулевой температуре;  $\psi_0 = 150/\text{Re}_0 + 1,75$ ;  $\text{Re}_0 = W_{\oplus} \cdot d_{\ni} \cdot \rho_{\text{H}}/\eta_0$  – число Рейнольдса, рассчитанное при вязкости  $\eta_0$ ;  $a = A_n/(1+1,75 \cdot \text{Re}_0/150)$ .

Подставляя  $\psi$  по (24) в уравнение (9), после ряда преобразований, получим:

$$\widetilde{p}(z) = \sqrt{\widetilde{p}_0^2 - \widetilde{A}_{\varphi}} \cdot \Delta \Phi_1(z), \qquad (25)$$

где  $A_{\phi} = 2K_0 \cdot W_0^2$ ;  $K_0 = \psi_0 \cdot B \cdot \rho_H / \varepsilon_{\Pi}^2$ ;  $\Delta \Phi_1(z) = \Phi_1(H_1) - \Phi_1(z)$ ;  $\Phi_1(z) = \int (1 + a \cdot t)(1 + \alpha \cdot t) dz = \Phi(z) + \Phi_2(z) + \Phi_3(z)$ ;  $\Phi(z) - c_M$ . уравнение (12);

$$\Phi_{2}(z) = \int atdt = a \left[ t_{0} \cdot z - m \cdot \Delta t_{0} \cdot e^{-A \cdot z} / A \right], \quad \Phi_{3}(z) = \alpha \cdot a \int t^{2} dz = a \cdot a \left[ t_{0}^{2} \cdot z + 2t_{0} \cdot m \cdot \Delta t_{0} \cdot e^{-A \cdot z} / A - m^{2} \cdot \Delta t_{0}^{2} \cdot e^{-2A \cdot z} / (2A) \right].$$

Для анализа влияния температурной зависимости вязкости газа составим отношение  $\delta Er$  чисел Er(a) и Er(0) при a = 0 с учётом выражения (13), взятого при постоянной средней вязкости  $\overline{\eta}$ , рассчитанной по (23) при среднеарифметической температуре газа  $\overline{t} = (t_0 + t_k)/2$ 

$$\delta \mathrm{Er} = \frac{\mathrm{Er}(a)}{\mathrm{Er}(0)} = \delta \eta \cdot \delta \Phi , \qquad (26)$$

где  $\delta \eta = \frac{\psi_0}{\overline{\psi}} = \frac{\psi_0}{\psi_0(1+a\overline{t})} = \frac{1}{1+a\overline{t}} \approx 1-a\overline{t}; \ \delta \Phi = \frac{\Delta \Phi_1}{\Delta \Phi} \approx 1+a \cdot t_0.$ 

Окончательно  $\partial \text{Er} = (1 - a \cdot \bar{t})(1 + a \cdot t_0) \approx 1 + a(t_0 - t_\kappa)/2$ . Так как  $\partial \text{Er} > 1$ , то учёт зависимости вязкости газа от температуры увеличивает число Er на 2...3 % и, соответственно, конечный перепад давлений на 3...4 %.

Таким образом, можно рекомендовать вести расчёт по простой формуле (15) при среднем значении коэффициента сопротивления  $\overline{\psi}$ , рассчитанного по формуле (24) при среднеарифметической температуре газа  $\overline{t}$ , а затем полученный результат увеличить на 3...4 % и этим учесть зависимость вязкости газа от температуры.

Оценим влияние на газодинамику кривизны профиля доменной печи.

Текущий радиус R(z) или диаметр шахты в произвольном сечении с учётом её конусности определяется следующим очевидным уравнением:

$$d(z) = d_{\kappa}(1 + b_2 \cdot z), \qquad (27)$$

где  $b_2 = (\mu - 1)/H_1$  – модифицированная конусность шахты печи, 1/м;  $\mu = d_p/d_k$  – отношение диаметра распара к диаметру колошника;  $H_1$  – высота шахты, включая цилиндрическую часть у колошника (см. рис. 1 – пунктирная линия).

Уравнение для определения текущей скорости с учётом (27) имеет вид:

$$W(z) = W_{0.\kappa} / (1 + b_2 \cdot z)^2,$$
 (28)

где  $W_{0.\kappa} = V_{\Gamma} / S_{\kappa}$  – скорость газа при нормальных условиях на пустое сечение  $S_{\kappa}$  колошника, м/с.

После подстановки скорости по (28) в дифференциальное уравнение газодинамики (9) и его интегрирования были получены уравнения, учитывающие неодинаковость диаметра и скорости вдоль высоты печи. Однако решение оказалось довольно громоздким и к тому же содержало специальную показательную функцию Еi, поэтому возникла необходимость получить более простые инженерные решения.

Будем аппроксимировать температуру газа от модифицированной температуры на колошнике  $\theta_{\rm K} = (1 + \alpha \cdot t_{\rm K})$  при z = 0 до температуры  $\theta_0 = (1 + \alpha \cdot t_0)$  в сечении z = H<sub>1</sub> параболой степени n:

$$\theta(z) = \theta_0 \left[ 1 - b(1 - Z)^n \right], \tag{29}$$

где  $b = \frac{\theta_0 - \theta_K}{\theta_0} = \frac{\alpha \cdot (t_0 - t_K)}{\theta_0} \equiv 1 - 1/\lambda; \quad \lambda = \theta_0/\theta_K \equiv T_0/T_K - \text{ отноше-$ 

ние модифицированных или абсолютных температур.

Сначала получим решение при нулевой кривизне, когда  $b_2 = 0$  и скорости  $W_0 = V_{\Gamma}/S_{cp}$  на среднее сечение печи  $S_{cp}$ .

$$\widetilde{p}(z) = \sqrt{\widetilde{p}_0^2 - \widetilde{A}_{\phi} \cdot \Delta \Phi_4(z)}, \qquad (30)$$

где 
$$\Delta \Phi_4(z) = \Phi_4(H_1) - \Phi_4(z);$$
  
 $\Phi_4(z) = \int \theta(z) dz = \theta_0 \cdot H_1 \left[ Z + \frac{b}{n+1} \cdot (1-Z)^{n+1} \right]$ 

Как показали сравнительные расчёты по уравнениям (30) и (11, 13), использование допущения о прямолинейности температуры газа по высоте печи приводит к значительным погрешностям – до 30 % при определении числа Ег и порядка 39 % для относительного перепада давления  $\delta \tilde{p}$ .

Повышение степени параболы также не снижает погрешности. К тому же при  $n \ge 2$  возникнут трудности математического характера при интегрировании.

Для упрощения решения данной задачи без снижения погрешности расчётов воспользуемся следующими приёмом. В гидродинамике, например, [8] и в теории теплопроводности [9] широко используются методы гидродинамического  $\delta_{\Gamma}$  или термического  $\delta_{T}$  пограничных слоёв, в пределах которых происходит основное изменение скорости или температуры, а за пределами этого слоя при  $z \ge \delta_{T}$  остаётся невозмущенная зона.

В нашем случае в роли толщины термического слоя естественным образом вытекает высота H<sub>3</sub> зоны завершённого теплообмена.

Для расчёта H<sub>3</sub> существует широкоизвестное решение [5], можно также воспользоваться выражением авторов [10]:

$$H_{3} = \frac{3 \cdot (1 - t'/T') \cdot W_{M}}{(1 - m)K_{v}S}$$

При высотах  $z \le H_3$  происходит основное изменение (падение) температур от умеренных  $t_0$  в вюститной зоне до низких температур колошникового газа  $t_k$ , а при  $z > H_3$  температура газа примерно постоянна и равна  $t_0$ .

В связи со сказанным будем аппроксимировать температуру газа вместо выражения (29) следующим уравнением:

$$\theta(z) = \begin{cases} \theta_0 \left[ 1 - b(1 - z/H_3)^n \right], & \text{при } 0 \le z \le H_3 \\ \theta_0, & \text{если } z \succ H_3. \end{cases}$$
(31)

После подстановки скорости, определяемой уравнением (28), а температуры – по (31) в дифференциальное уравнение (9) и интегрирования конечный относительный перепад давлений, как и ранее, будет определяться уравнением (15), в котором

$$\operatorname{Er} = \widetilde{A}_{\phi} \cdot \Delta \Phi_{5} / \widetilde{p}_{0}^{2}, \qquad (32)$$
  
где  $\Delta \Phi_{5} = \Delta \Phi_{6} + \Delta \Phi_{7} = \theta_{0} \cdot \operatorname{H}_{1} [\gamma(1-b) \cdot A_{1} + (1-\gamma) \cdot A_{2}];$   
 $\Delta \Phi_{6} = \Delta \Phi_{6}(\operatorname{H}_{3}) - \Delta \Phi_{6}(0) = \theta_{\mathrm{K}} \cdot \operatorname{H}_{3} \cdot A_{1};$   
 $\Delta \Phi_{7} = \Delta \Phi_{7}(\operatorname{H}_{1}) - \Delta \Phi_{7}(\operatorname{H}_{3}) = \theta_{0}(\operatorname{H}_{1} - \operatorname{H}_{3}) \cdot A_{2};$   
 $A_{1} = [\alpha \cdot (1+2 \cdot \alpha) + \lambda \cdot (2+\alpha)] / (6 \cdot \alpha^{3}); \quad A_{2} = (\alpha^{2} + \alpha \cdot \mu + \mu^{2}) / (3 \cdot \alpha^{3} \cdot \mu^{3})$   
 $\alpha = 1 + \gamma \cdot (\mu - 1); \quad \gamma = \operatorname{H}_{3}/\operatorname{H}_{1}$  – относительная высота зоны завершённого теплообмена.

В предельном случае отсутствия кривизны, когда  $b_2 = 0$ ,  $\mu = 1$  и  $\alpha = 1$ , уравнение (32) упрощается до вида

$$\Delta \Phi_5 = \theta_0 \cdot H_1 [1 - b \cdot \gamma / (n+1)], \qquad (33)$$

которое при  $\gamma = 1$  совпадает с полученным выше (30).

Сравнительные расчёты конечного перепада давления по уравнению (32), учитывающему кривизну профиля и выражению (14) при среднем диаметре печи показали, что решения отличаются не более, чем на (1...4) % в сторону завышения решения для цилиндрической шахты печи.

В неявном виде полученные выше решения отражают влияние зависимости просветности от высоты печи  $\varepsilon_{\Pi}(z)$  через использование модифицированного давления  $\tilde{p} = \varepsilon_{\Pi} \cdot p$  и плотности  $\tilde{\rho} = \varepsilon_{\Pi} \cdot \rho$ . Для удобства анализа примем широкоиспользуемое в практике доменных расчётов допущение равенства просветности и порозности, т.е.  $\varepsilon_{\Pi} = \varepsilon$ .

Следует отметить, что в частном случае независимости просветности  $\varepsilon_{\Pi}$  от высоты печи в полученных выше решениях необходимо заменить  $\widetilde{A}_{\varphi}$  на  $A_{\varphi}$  и модифицированное давление  $\widetilde{p} = \varepsilon_{\Pi} \cdot p$  на обычное давление р. Тогда общая формула для расчёта давления станет

$$p(z) = \sqrt{p_0^2 - A_{\phi} \cdot \Delta \Phi_i(z)}, \qquad (34)$$

а для расчёта относительного перепада давления

$$\delta p(\mathrm{Er}) = \Delta p / p_0 = 1 - \sqrt{1 - \mathrm{Er}} , \qquad (35)$$

где  $Er = A_{\phi} \cdot \Delta \Phi_i$ ; i = 0, 1, 2, ..., 5 - в зависимости от принятой схемы расчёта.

В частном предельном случае, когда  $\gamma = 1$  и  $\alpha = \mu$  уравнение (35) при i = 5 и n = 1 полностью совпадает с решением Рамма А.Н. [4], которое он получил, считая известным давление на колошнике, полагая температуру газа линейно зависящей от высоты печи (n = 1) и при постоянном коэффициенте гидравлического сопротивления  $\psi = 1,96$ .

Все полученные выше решения соответствуют случаю расположения начала координат z = 0 на уровне засыпи. Для получения решений, описывающих газодинамику нижней ступени доменной печи поместим начало координат z = 0 в точку  $O_2$  (см. рис. 1) с направлением оси вниз до сечения  $z = H_2$ . Затем используются полученные выше решения путём замены в них: высоты  $H_1$  на  $H_2$ , давления  $p_{\kappa}$  на  $p_0$ ,  $\mu$  на  $\mu_2 = d_{\Gamma}/d_p$  и  $\lambda$  на  $\lambda_2 = \theta_{\Gamma}/\theta_p$ . Ввиду малости высоты  $H_2$  нет необходимости использовать модель зоны завершённого теплообмена и принять для нижней ступени  $\gamma_2 = 1$ .

После определения давления p(z) по полученным выше решениям можно найти сначала плотность газа по уравнению состояния

$$\rho(z) = \frac{p(z)}{R \cdot (t(z) + 273)},$$
(36)

а затем фактическую скорость из уравнения неразрывности (4), разрешённого относительно искомой скорости:

$$W(z) = G_{\pi} / \rho(z) \cdot S(z), \qquad (37)$$

где  $G_{d}$  – массовый расход дутья, кг/с;  $S(z) = 0,785 \cdot d^2(z)$  – текущее сечение доменной печи, м<sup>2</sup>.

#### Проверка разработанной методики на адекватность

В связи с наличием более полных данных по двум заводам, проверку модели на соответствие заводской практике проведём на примере расчётов перепадов давлений в доменной печи ( $V_{\Pi} = 2000 \text{ m}^3$ ) Западно-Сибирского металлургического завода (ЗСМЗ) и распределения давления по высоте на двух доменных печах А ( $V_{\Pi} = 1719 \text{ m}^3$ ) и Б ( $V_{\Pi} = 1386 \text{ m}^3$ ) Днепровского металлургического комбината (ДМК).

## Расчёт давлений газа в условиях работы доменной печи ЗСМЗ

Исходные данные для расчёта на ЗСМЗ взяты из [4]. Результаты расчёта, проведенные по разработанной методике по простой формуле

(20) при среднем диаметре печи и постоянной порозности и расчёты по методу А.Н. Рамма, представлены в таблице 1.

Таблица 1

Давление,	Заводские данные по давлению, кПа	Расчётная формула и погрешность П, %				
перепад, кПа		Уравнение (20) при $\varepsilon = const$	Π	Данные [4]	Π	
р <sub>к</sub>	289	289	-	289	-	
pp	-	388	-	364	-	
р <sub>ф</sub>	405	406	0,2	395	2,5	
Δp	116	117	0,7	106	8,6	

Результаты расчёта, проведенные по данным ЗСМЗ

Таким образом, из табл. 1 видно, что погрешность разработанных расчётных формул оказалась меньше известного решения А.Н. Рамма и не превышает 1 %.

#### Расчёт давлений газа в условиях работы доменных печей ДМК

Исходные условия для расчёта по печам ДМК взяты из [11, 12]. Результаты расчёта по уравнениям (11), (20) и опытные данные приведены в таблице 2.

#### Таблица 2

Текущая высота	Давление газа по высоте печи, кПа					
печи от уровня	Экспериментальные данные		Расчётные данные			
засыпи, м	[11]	[12]	ДП А	ДП Б		
0	233	215	233	215		
4	250	245	252	246		
8	266	263	257	255		
12	279	273	268	271		
16	288	285	278	286		
20	297	298	287	300		

Результаты расчёта, проведенные по данным ДМК

Графические зависимости изменения давления газа по высоте доменных печей А и Б представлены на рис. 3 и рис. 4.

Как видно из рис. 3. и 4, экспериментальные данные практически не отличаются от данных, рассчитанных по разработанной модели и можно считать, что адекватность одномерной газодинамической модели доменной печи доказана. Кроме того, адекватность разработанной методики ещё доказывается тем, что из полученных решений в частных предельных случаях вытекают известные решения Дарси-Вейсбаха и А.Н. Рамма.



Рис. 3. Распределение давление газа по высоте доменной печи А



Рис. 4. Распределение давление газа по высоте доменной печи Б

#### Выводы

1. Получены простые и эффективные аналитические формулы для определения полей давления, скоростей и плотностей газа по высоте доменной печи, пригодные для инженерных расчётов.

2. Разработаны и проанализированы расчётные зависимости по определению газодинамических параметров с учётом: зависимости вязкости газа, порозности шихты и реального профиля доменной печи от высоты печи; выведены зависимости для определения критических параметров дутья. Выявлена эквидистантность полей давлений и температур. Представление решений в безразмерном виде позволило значительно сократить число переменных и предложить графический метод расчёта относительного перепада давлений. 3. Использование модели аппроксимации температур газа полиномом только в пределах зоны незавершённого теплообмена позволило значительно сократить погрешность решений.

4. Разработанная модель прошла проверку на адекватность путём сравнения с экспериментальными и производственными данными ряда металлургических заводов Украины и России.

## Список литературы

1. Тарасов В.П. Газодинамика доменного процесса. – М.: Металлургия, 1982. – 224 с.

2. Коротич В.И., Пузанов В.П. Газодинамика агломерационного процесса. – М.: Металлургия, 1969. – 320 с.

3. Щедрин В.М. Теория доменной плавки под давлением. – М.: Металлургиздат, 1962. – 454 с.

4. Рамм А.Н. Современный доменный процесс. – М.: Металлургия, 1980. – 304 с.

5. Теплотехника доменного процесса /Б.И. Китаев, Ю.Г. Ярошенко, Е.Л. Суханов и др. – М.: Металлургия, 1978. – 248 с.

6. Горбунов А.Д., Глущенко Е.Л. Нагрев термически тонких тел с учётом потерь тепла через кладку печи //Металлургическая теплотехника. Сб. науч. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: НМетАУ, 2004. – С. 217 – 220.

7. Волков Ю.П., Шпарбер Л.Я., Гусаров А.К. Технологдоменщик. Справочник. 1986. – 250 с.

8. Теплопередача: Учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипов, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.

9. Постольник Ю.С. Приближённые методы исследований в термомеханике. – К.: Вища школа, 1984. – 158 с.

10. Горбунов А.Д., Глущенко Е.Л., Орёл Г.И. Нагрев термически тонких тел в движущемся слое при нелинейных условиях теплообмена //Металлургическая теплотехника. Сб. науч. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – Т. 5. – С. 93 – 98.

11. Логинов В.И., Соломатин С.М., Парфёнов А.И. Исследование работы газов по высоте и радиусу доменной печи при вдувании природного газа //Сталь. – 1966. – № 11. – С. 978 – 984.

12. Логинов В.И., Парфёнов А.И., Голобородько Н.В. Исследование работы газов и процессов восстановления в доменной печи при вдувании природного газа методом горизонтального и вертикального зондирования // Сталь. – 1969. – № 6. – С. 484 – 489.

Рукопись поступила 13.03.2006.

## УДК 621. 314

Грек А.С. – ассистент, НМетАУ Шишко Ю.В. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ Усенко А.Ю. – ассистент, НМетАУ Попов Д.С. – студент, НМетАУ

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕРМИЧЕСКОГО РАЗЛОЖЕНИЯ ОТХОДОВ БИОМАССЫ В НЕПОДВИЖНОМ СЛОЕ

Представлены основные результаты экспериментальных исследований термического разложения лузги подсолнечника в неподвижном плотном слое в окислительной среде. Приведены экспериментальные данные о влиянии подачи воздуха на скорость движения фронта горения и на удельный выход твердого углеродосодержащего остатка.

#### Введение

Актуальность использования биомассы как энергетического топлива подтверждается результатами экспериментальных и теоретических исследований в работах многих отечественных и зарубежных авторов [1, 2]. Это обусловлено относительно высоким энергетическим потенциалом, низкой стоимостью и высокими экологическими показателями биомассы. В отдельное направление можно выделить использование мелкодисперсных органических отходов промышленности и сельского хозяйства (опилки, стружка, лузга подсолнечника, гречневая и рисовая шелуха и т.д.). Физические свойства и особенности химического состава этих видов биомассы делают предпочтительным получение из них твердого и газообразного топлива путем термического разложения, а уже потом – использование этих топлив в энергоагрегатах.

#### Постановка задачи

Экспериментальные исследования процесса окислительного пиролиза [3] показали, что термическое разложение лузги подсолнечника в потоке воздуха является трудно управляемым процессом. При достижении определенной температуры в отдельных очагах слоя биомассы интенсифицируются экзотермические реакции, которые приводят к воспламенению материала и к микровзрывам, вследствие чего проис-

<sup>©</sup> Грек А.С., Шишко Ю.В., Усенко А.Ю., Попов Д.С., 2006

ходит полное выгорание слоя лузги подсолнечника. В то же время, в работе [4] представлены сведения об управляемом процессе термической переработки материала (мелкодисперсного угля) в слое с использованием эффекта так называемой «тепловой волны» – направленного движения фронта горения в слое. Продуктами такой термической переработки являются твердый термообработанный углеродосодержащий остаток (полукокс) и газ, представляющий собой смесь воздуха, продуктов горения и летучих продуктов термического разложения угля.

С целью определения режимных условий существования «обратной тепловой волны», влияния подачи дутья на скорость движения фронта горения, температуру в зоне горения и удельный выход углеродного остатка были проведены экспериментальные исследования процесса термического разложения в окислительной среде применительно к мелкодисперсным отходам биомассы.

#### Методика проведения экспериментальных исследований

Для исследования процесса был создан экспериментальный стенд (рис. 1). Стенд позволяет моделировать процесс термической обработки слоя биомассы при различных режимах нагрева.



Рис. 1. Схема экспериментального стенда: 1 – центробежный компрессор; 2 – дроссельная задвижка; 3 – стандартное сужающее устройство; 4 – термоэлектрические термометры типа XA; 5 – слой теплоизоляционного материала; 6 – камера нагрева

Камера нагрева 6, которая представляет собой цилиндр с внутренним диаметром 35 мм и высотой 400 мм, изолирована слоем теплоизоляционного материала 5, заполняется биомассой. По высоте слоя биомассы в камере нагрева установлены термоэлектрические термометры 4 типа XA с диаметром электродов 0,5 мм, подключенные к измерительному комплексу на основе персонального компьютера (ПК), который позволяет в режиме реального времени контролировать значения температур. Показания термопар считывались с интервалом 1 с. В нижней части камеры нагрева расположен патрубок для подачи воздуха. Воздух подается с помощью центробежного компрессора 1. Подача воздуха регулируется дроссельной задвижкой 2. Расход измеряется с помощью стандартного сужающего устройства 3.

При проведении первого этапа экспериментальных исследований использовалась лузга подсолнечника. Плотный слой лузги продувался воздухом с температурой 15 °C. Лузга подсолнечника в начале эксперимента имела температуру 15 °C и влажность 15 %. Расход воздуха устанавливался постоянным в пределах одного эксперимента. Слой биомассы поджигался сверху. Исследования проводились в диапазоне скоростей воздуха, обеспечивающих существование плотного слоя лузги подсолнечника (0 – 0,5 м/с) [5], чему соответствовали расходы воздуха 0,12 – 0,42 м<sup>3</sup>/ч. Перемещение фронта горения и парогазов дожигалась на свече. По окончании эксперимента коксовый остаток взвешивали, затем прокаливали при температуре 800 °C и взвешивали снова. Была выполнена серия из 8 экспериментов, скорость тепловой волны определялась как среднее значение за опыт по результатам четырех замеров.

#### Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

В ходе экспериментов был исследован нестационарный эффект «обратной тепловой волны» в слое лузги. Этот эффект заключается в движении фронта горения навстречу потоку дутья. Скорость этого движения зависит от соотношения кондуктивного теплового потока в направлении холодных слоев лузги и конвективного теплоотвода из зоны нагрева, и интенсивности тепловыделения во фронте горения. На рис. 2 приведен пример такой волны в неподвижном плотном слое лузги подсолнечника при подаче воздуха с температурой 15 °C в количестве 0,18 м<sup>3</sup>/ч.



Рис. 2. Движение фронта горения

Анализ полученных экспериментальных данных показал, что увеличение расхода воздуха через слой приводит к увеличению скорости движения фронта горения навстречу воздушному потоку от 0,25 до 0,43 мм/с (рис. 3). Это можно объяснить тем, что при увеличении подачи воздуха возрастает количество окислителя, поступающего в зону горения, что приводит к интенсификации окислительных процессов и росту максимальной температуры в зоне горения от 400 до 620 °C. Как следствие, возрастает кондуктивная составляющая теплового потока, в то время как рост конвективного отвода теплоты из зоны горения в исследованном диапазоне параметров менее выражен.

Интенсификация процесса горения, вызванная увеличением подачи воздуха, приводит также к снижению удельного выхода углеродного остатка с 40 до 15 % за счет увеличения количества сгоревшей лузги (рис. 4).

В ходе экспериментов определены предельные условия протекания процесса в неподвижном слое лузги подсолнечника: при скорости тепловой волны свыше 0,5 мм/с происходит полное выгорание лузги в слое. При этом температура фронта горения достигает 660 °C.



Рис. 3. Зависимость количества оставшейся биомассы от расхода воздуха



Рис. 4. Зависимость количества оставшейся биомассы от расхода воздуха

На основании полученных результатов могут быть сформулированы рекомендации по ведению процесса термического разложения мелкодисперсных отходов биомассы в потоке воздуха. Как видно из рис. 3, 4 оптимальным можно считать расход воздуха в диапазоне  $0,15 - 0,27 \text{ м}^3/\text{ч}$ , которому соответствует удельный выход углеродного остатка от 37 до 23 % от исходной массы. При этом скорость движе-

ния фронта горения находится в диапазоне от 0,27 до 0,37 мм/с, что не превышает предела скорости полного выгорания 0,5 мм/с.

При проектировании прямоточного реактора непрерывного действия для термической переработки отходов биомассы, скорость движения биомассы в слое должна быть равной скорости движения фронта горения. Исходя из приведенного выше диапазона скоростей фронта горения удельная производительность такого реактора составит 3,2 – 4,4 кг/с·м<sup>2</sup> по сухой биомассе.

#### Выводы

Проведены экспериментальные исследования процесса термического разложения мелкодисперсных отходов биомассы в неподвижном слое в окислительной среде. В ходе экспериментов установлено влияние подачи воздуха в диапазоне 0,12 – 0,42 м<sup>3</sup>/ч на скорость движения фронта горения, температуру в зоне горения и выход полукокса. Установлено, что при повышении расхода воздуха:

 – растет скорость движения фронта горения навстречу газовому потоку от 0,25 до 0,43 мм/с;

– интенсифицируются окислительные реакции и, как следствие, возрастает максимальная температура в зоне горения от 400 до 620 °C;

- снижается количество твердого остатка от 40 до 15 %;

 при скорости тепловой волны свыше 0,5 мм/с, происходит полное выгорание лузги.

### Список литературы

1. Гелетуха Г.Г., Железная Т.А., Борисов И.И., Халатов А.А. Перспективы использования в Украине современных технологий термохимической газификации и пиролиза биомассы // Пром. теплотехника. – 1997. – Т. 19, № 4 – 5. – С. 115 – 120.

2. Концепція розвитку біоенергетики в Україні / Гелетуха Г.Г., Желєзна Т.Р., Тішаєв С.В., Кобзар С.Г., Копєйкін К.О. / Інститут технічної теплофізики НАН України. – Київ, 2001. – 14 с.

3. Усенко А.Ю., Грек А.С., Шишко Ю.В. Результаты теоретических и экспериментальных исследований процесса окислительного пиролиза // Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. В двух книгах. – Книга вторая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – 460 с.

4. Степанов, С.Г. Автотермическая технология получения углеродных сорбентов / С.Г. Степанов, А.Б. Морозов, С.Р. Исламов // Кокс и химия. – 2003. – № 7. – С. 48 – 55.

5. Губинский М.В., Шишко Ю.В. Исследование гидравлического сопротивления плотного слоя отходов биомассы // Металлургическая теплотехника. – Днепропетровск: НМетАУ. – 2001. – Т. 4. – С. 145 – 151.

Рукопись поступила 04.04.2006.

## УДК 669.162

Грес Л.П. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ Каракаш Е.А. – ассистент, НМетАУ Флейшман Ю.М. – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., НМетАУ Щурова Н.И. – ст. препод., НМетАУ

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ ДОМЕННОГО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ

Разработана математическая модель расчета тепловой работы доменного воздухонагревателя, в основу которой положено уравнение мгновенного теплового баланса в слое. Проведено сравнение результатов предложенной модели и экспериментальных показателей. Показано, что применение данной методики позволяет более точно определить температуру дымовых газов, входящих в насадку.

Проектный тепловой расчет воздухонагревателей выполняется для определения размеров аппаратов, обеспечивающих заданный нагрев дутья, а поверочный для анализа работы действующих воздухонагревателей.

При поверочном расчете работы действующих воздухонагревателей определяют температуры кладки, насадки, дымовых газов, дутья, которые могут быть обеспечены воздухонагревателями, или рассчитывают оптимальные режимы работы блока воздухонагревателей [1] как по критерию минимума расхода топлива, так и по приведенным затратам или другим параметрам.

В ранних работах И.Д. Семикина [2], при рассмотрении математической модели работы доменного воздухонагревателя указывалось, что по всей высоте насадки справедливы граничные условия второго рода  $q = f(\tau)$ , в частности  $q(\tau) = const$ . Однако в дальнейшем И.Д. Семикин и Э.М. Гольдфарб уточнили, что для верха насадки в период нагрева и низа насадки в период дутья применим метод расчета при граничных условиях третьего рода  $t_{дым(возд)} = const$ , а для средней части насадки – второго рода.

Используя численно-аналитический метод [3], камеру горения можно представить в виде полого n-слойного цилиндра бесконечной длины, который нагревают тепловым потоком  $q_2(\tau)$  с внутренней поверхности и охлаждают с наружной – тепловым потоком  $q_1(\tau)$ .

<sup>©</sup> Грес Л.П., Каракаш Е.А., Флейшман Ю.М., Щурова Н.И., 2006

В случаях, когда тепловая волна не достигает наружного слоя (стального кожуха) воздухонагревателя, можно принимать, как частный случай,  $q_1(\tau) = const = 0$ .

Решение задачи численно-аналитическим методом является сравнительно сложным, по сравнению с численными методами и трудоемким при создании математической модели работы доменного воздухонагревателя с применением ПЭВМ [4]. При этом точность данного способа не имеет существенного преимущества перед рядом численных методов. Поэтому в данной работе предложен способ реализации математической модели работы доменного воздухонагревателя одним из численных методов.

Основным для данного метода является уравнение мгновенного теплового баланса в элементарном слое внутри камеры горения. Вся теплота, пришедшая в i-ый слой камеры горения в к-ый момент времени, расходуется на нагрев внутренней (со стороны разделительной) и внутренней (со стороны кожуха) стен камеры горения, а также на теплоту, переходящую в (i + 1)-слой камеры горения.

В воздухонагревателях с вынесенной и внутренней камерами, горение газа полностью заканчивается, как правило, на горизонте 0,7 – 0,85 высоты камеры горения, что зависит от типа применяемой горелки (металлической, керамической, струйно-вихревой, струйнонишевой и т.д.). В подкупольное пространство поступают только продукты горения, где температура кладки купола максимальна, поэтому его огнеупорная футеровка выполняется весьма ответственно.

В общем виде балансовое уравнение для слоя можно записать как

$$K_{peq}C_{\mathcal{A}}(G_{\mathcal{A},Bbix}t_{Bbix} - G_{\mathcal{A},Bx}t_{Bx}) = -Q_{H} - Q_{K} + Q_{3K3}, \qquad (1)$$

где  $G_{\partial}$ ,  $C_{\partial}$  – соответственно расход продуктов горения (дыма) и их средняя теплоемкость в интервале температур от 0 °C до  $t_{BMX}(t_{BX})$ ;

$$\overline{C}_{\mathcal{I}} = \frac{i_{BbIX} - i_{BX}}{t_{BbIX} - t_{BX}};$$
<sup>(2)</sup>

 $t_{_{6blx}}, t_{_{6x}}$  – соответственно, температуры на выходе и на входе в данный слой,  $Q_{\rm H}, Q_{\rm K}, Q_{_{9K3}}$  – соответственно, количество теплоты, идущей на нагрев внутренних стен камеры горения (со стороны насадки и со стороны кожуха), а также количество теплоты, выделившееся в результате сгорания части топлива в слое;  $K_{\rm peq}$  – коэффициент внутренней рециркуляции дымовых газов.

$$K_{peq} = \frac{G_{\partial} + \Delta G_{\partial}}{G_{\partial}}.$$

Для камеры горения воздухонагревателя можно принимать К<sub>рец</sub>=1.

При этом удельные тепловые потоки можно выразить как:

$$q_{H} = \alpha_{\Sigma} \left( t_{Bblx} - t_{CM.H} \right); \tag{3}$$

$$q_{_{\mathcal{B}H}} = \alpha_{\Sigma} \left( t_{_{\mathcal{B}bIX}} - t_{_{\mathcal{C}M},_{\mathcal{K}}} \right), \tag{4}$$

где  $\alpha_{\Sigma}$  – суммарный коэффициент теплоотдачи излучением и конвекцией.

При этом коэффициенты теплоотдачи определялись по эмпирическим зависимостям [5].

Приведенный коэффициент излучения определялся для каждого слоя по формуле Тимофеева.

При сравнении результатов, полученных при использовании эмпирических зависимостей и критериальных выражений для коэффициентов теплоотдачи конвекцией, более адекватными экспериментальным данным являются результаты, полученные первым способом.

## Расчет выделившейся теплоты по длине пути выгорания топлива в камере горения

Вся теплота, выделившаяся в результате сгорания части топлива в i-ом слое, не может быть аккумулирована внутренней поверхностью камеры сгорания, и часть ее с дымовыми газами переносится в i+1-ый слой.

Величину выделившейся в результате сгорания части топлива теплоты q<sub>экз</sub> можно выразить в виде:

$$Q_{_{\mathcal{H}3}} = 3K_{_{\mathcal{C}OP}}G_{_{\mathcal{O}}}C_{_{\mathcal{O}}}\frac{(T_{_{\mathcal{K}A\Pi}} - 273)e^{-\frac{l_{\mathcal{O}}}{L_{_{\Pi}}}}}{L_{_{\Pi}}} , \qquad (5)$$

где  $K_{rop}$  – доля топлива, сжигаемого в зоне теплообмена;  $l_{\phi}$  – длина факела в данной зоне теплообмена (величина переменная);  $L_{\Pi}$  – полная длина факела.

Для расчета полной длины факела  $L_{\Pi}$  воспользуемся теорией свободного факела С.И. Аверина, с учетом поправки А.Н. Пеккера, согласно которой длина ограниченного стенками (стесненного) факела  $L_{cr} = (1, 2 - 1, 25) L_{\Pi}$ .

Для расчета длины турбулентного факела необходимо знать скорости истечения газа и воздуха ( $W_{\Gamma}, W_{B}$ ), их плотности ( $\rho_{\Gamma}, \rho_{B}$ ), критерий Эйлера для газа Eu, стехиометрическое число  $\omega$  и плотность продуктов неполного сгорания газа в конце пути захвата  $\rho_{CM}$ .

Скорости топлива и воздуха горения определялись, исходя из геометрических размеров горелки, а также расхода топлива и воздуха. Определение плотности истекающего газа производилось при расчете

горения, как и плотности продуктов горения. Для дозвуковых скоростей истечения газообразного топлива справедлива формула:

$$\rho_{2} = \frac{P_{o\kappa p}}{RT_{H}} \cdot \frac{1 + \sqrt{1 + (k^{2} - 1)\left(\frac{G}{G_{\kappa p}^{0}}\right)^{2}}}{2}, \qquad (6)$$

где  $G_{\kappa p}^0$  – секундный массовый расход газа, который отвечает моменту становления критической скорости истечения, когда статическое давление в струе истекающего газа еще равно давлению в окружающей среде, а скорость истечения уже равна критической.

$$G^0_{\kappa p} = W_{\kappa p} Fo \frac{P_{o\kappa p}}{RT_{_H}} \frac{k+1}{2}.$$
(7)

При  $\frac{G}{G_{\kappa p}^0} \le 0,35$  изменением плотности газа при истечении можно

пренебречь и рассматривать газ, как несжимаемый.

Критерий Эйлера определяется из:

$$Eu = \frac{1}{k} \left(1 - \frac{P_{o\kappa p}}{P_{\kappa p}}\right) = \frac{1}{k} \left(1 - \frac{G_{o\kappa p}^0}{G}\right).$$
(8)

Стехиометрический коэффициент ю определялся после расчета горения топлива:

$$\omega = \frac{L_0 \rho_{0s}}{\rho_{0s}} , \qquad (9)$$

 $L_0$  – теоретический расход воздуха горения (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>).

Безразмерная длина свободного факела:

$$\frac{L_{\Phi}}{d_0} = \frac{N_0 (1 + \varpi) - \frac{1}{b_0}}{\sqrt{1 + Eu + J_b}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_{cM}}} .$$
(10)

Выражение (10) справедливо для дозвуковых скоростей, при этом b<sub>0</sub> – безразмерная величина, зависящая от угла раскрытия струи.

Общая тепловая мощность, выделившаяся в результате сжигания доменного газа в камере горения:

$$M_{cop} = G_{\partial} C_{\partial}^{t_{\kappa a n}} t_{\kappa a n} , \qquad (11)$$

 $G_{\pi}$  и  $C_{\pi}$  – соответственно, массовый расход продуктов сгорания (кг/с) и их удельная теплоемкость (кДж/(кг К)),  $t_{\kappa a \pi}$  – калориметрическая температура горения, (°С).

Тепловая мощность, выделившаяся на элементарном участке камеры горения[10]:

$$Q(F) = M_{cop}[1 - \exp(-\delta F)] \quad . \tag{12}$$

Значение величины б зависит от длины зоны горения. Согласно [3], учитывая химический недожог (5 %), выражение (2.49) принимает вид:

$$Q(F) = M_{rop} [1 - \exp(-\frac{3F}{F_{rop}})] \quad , \tag{13}$$

где F – площадь поверхности элементарного участка камеры горения  $(m^2)$ ,  $F_{rop}$  – площадь всей поверхности камеры горения по высоте факела  $(m^2)$ .

Камеру горения разбивали по высоте на N элементарных участков, каждый из которых имел площадь теплообмена F. Однако при этом учитывали, что рассчитывая таким образом тепловыделение на n-ом участке, мы получали сумму элементарных теплот, выделившихся на всех предыдущих n участках, поэтому для нахождения теплоты Q<sub>n</sub>, выделившейся на элементарном участке, справедливо выражение:

$$Q_n = Q_m(F) - Q_{m-1}(F)$$
 . (14)

Для проверки правильности определения количества теплоты, выделившейся во всех слоях, использовалось уравнение теплового баланса:

$$M_{rop} = 0.95 \sum_{n=1}^{N} Q_{n}$$
 (15)

Как показали расчеты, выражения (12) и (13) справедливы вне зависимости от технологических условий эксплуатации и выбранного количества участков, на которые разбита камера горения по высоте (увеличение числа зон повышает точность расчета).

Определив количество теплоты  $Q_n$ , выделившейся на элементарном участке, можно рассчитать долю топлива, выгорающего на этом участке:

$$X_n = \frac{Q_n}{M_{cop}} \quad . \tag{16}$$

Как было указано выше, выгорание происходит по экспоненциальному закону. Расчеты и экспериментальные исследования показали, что основная масса топлива (до 75 %) выгорает в нижней части камеры горения (первые 3 метра). Определив по выражениям (13 – 14) количество теплоты, выделившейся в первом слое (Q<sub>1</sub>), можно рассчитать температуру газообразной смеси (топливо, воздух горения и дым), образовавшейся в результате горения в слое,

$$t_{CM(i)} = \frac{\left(x_{i}t_{Ka\pi}G_{\partial}C_{\partial} + (1 - \sum_{i=1}^{n} x_{i})t_{0(z-o)}G_{\Gamma-0}C_{z-o}\right)}{G_{CM}C_{CM}},$$
 (17)

где  $t_{0(2-o)}$  – среднемассовая температура несгоревшего газа (топлива) и окислителя (воздуха);  $C_{\partial}$ ,  $C_{2-o}$  – средние теплоемкости, соответственно, дыма и смеси газ-окислитель;  $G_{\partial}$ ,  $G_{2-o}$  – массовый расход дыма, и несгоревших компонентов горения;  $x_i$  – доля полностью сгоревшего топлива.

Таким образом, находим распределение температур, по всей высоте камеры горения, полученное в результате выгорания топлива. Однако нельзя говорить о действительном распределении температур в газовой среде, не учитывая теплообмена, происходящего между элементарными слоями и газом слоя со стенкой. Теплота, выделившаяся в первом элементарном слое, идет на нагрев огнеупорных стен, а остаток теплоты переходит в следующий элементарный слой.

## Определение температур газовой среды в камере горения с учетом аккумуляции теплоты стенами

Тепловой поток, идущий на нагрев стенки в начальный момент времени в первом слое:

$$Q_{cm(1)} = \alpha_{o \delta u (1)} (t_{cop(1)} - t_{nos.cm(1)}) \cdot F , \qquad (18)$$

где  $\alpha_{o \delta u u(1)}$  – совместный коэффициент теплоотдачи в системе газстенка излучением и конвекцией в начальный момент времени в первом слое (Bt/(м<sup>2</sup> °C)).

Расчет коэффициента  $\alpha_{oбull}$  не представляет особых затруднений, так как температура и состав газообразной смеси известны. Кроме того, зная геометрические размеры камеры горения, определяем скорость движения газа и находим конвективную составляющую  $\alpha_{oбull}$ .

Следует отметить, что проведенные расчеты для разных типов воздухонагревателей, показали, что если в нижней части камеры горения теплоотдача от газа к стенке происходит как за счет конвекции, так и излучением, то в верхней части в конце факела основную роль играет излучение (до 85 %).

Определив количество теплоты, идущей на нагрев стенки в 1-ом слое, определяем теплоту, перешедшую из 1-го во 2-ой слой:

$$Q_{nep(1)} = Q_{cop(1)} - Q_{cm(1)}.$$
(19)

Следовательно, общая теплота, пришедшая во второй слой, будет складываться из теплоты горения топлива в этом элементарном слое и теплоты, перешедшей из первого слоя,  $Q_2 = Q_{2op(2)} + Q_{nep(1)}$ , или в общем виде:

$$Q_n = Q_{\operatorname{cop}(n)} + Q_{\operatorname{nep}(n-1)}.$$
(20)

Используя данный метод, определяем в первый момент времени распределение температур по высоте камеры горения и плотности тепловых потоков, пошедшие на нагрев ее стен.

Как показали расчеты, динамика изменения температуры по высоте камеры горения практически не зависит от вида сжигаемого топлива.

На рисунке 1 представлена динамика роста температуры по высоте камеры горения при работе воздухонагревателя на одном из видов природно-доменной смеси, при длине зоны горения 10 м, и сравнение полученных результатов с известной методикой ВНИИМТа [7]. Приведенные рисунки, построенные на основе результатов расчета по предложенной методике, практически совпадают с данными, полученными в результате экспериментальных исследований.

Определив плотности тепловых потоков в начальный момент времени, идущих на нагрев огнеупорной стенки камеры горения во всех элементарных слоях камеры горения, рассчитывали температурное поле по сечению стены. Существуют различные подходы к определению температурного поля термически массивного тела [6], какой является кладка камеры горения, однако наиболее удобными для численных расчетов с использованием ПЭВМ, являются метод конечных разностей и инженерный аналитический метод, предложенный Э.М. Гольдфарбом. В данном случае был применен метод конечных разностей.

Расчет температур і-го слоя в к-ый момент времени во внутреннем окате футеровки стены камеры горения проводился при граничных условиях 3-го рода ( $t_{\Gamma_{as}} = const$ ). Так как огнеупорная футеровка многослойная, то теплофизические свойства стены являются переменными величинами по координате  $\lambda_m = f_1(t, x_i), [\frac{Bm}{M \cdot {}^\circ C}], C = f_2(t, x_i), [\frac{\kappa \square \mathcal{H}}{\kappa_2 \cdot {}^\circ C}]$ . Расчет по явной схеме был проведен в программной среде Mathcad.

#### Расчет температурных полей насадки

При расчете температурных полей насадки использовалась та же модель, что и для камеры горения, но принималось, что на входе в насадку процесс горения полностью закончился, и нагрев насадки осуществляется только лишь дымовыми газами.

В расчете принято, что дымовые газы при нагреве входят в первый элементарный слой насадки с постоянной температурой (граничные условия третьего рода):

$$t_{\Gamma}^{0} = 0.95 \cdot t_{KY\Pi} \quad , \tag{21}$$

где  $t_{KY\Pi}$  – температура под куполом. В данном случае учитываются тепловые потери при прохождении дыма по камере горения до купола и насадки.

В первом элементарном слое насадки дым обменивается с ней теплотой, количество которой будет зависеть от начального теплосодержания насадочных блоков, а также от времени взаимодействия.



Рис. 1. Распределение температур в камере горения доменного воздухонагревателя:

1 – температура дыма; 2 – температура стены со стороны кожуха; 3 – температура стены со стороны разделительной стенки (1 – 3 по данным ВНИИМТа); 4 – температура дыма;
 5 – температура стены со стороны кожуха; 6 – температура стены со стороны разделительной стенки (4 – 6 по результатам расчета)

Количество теплоты переданной от газа к насадке:

$$\frac{dQ_{\mu ac}}{d\tau} = V_0 \Delta i_k \quad , \tag{22}$$

где V<sub>0</sub> – объемный расход продуктов горения ( $M^3/c$ );  $\Delta i_k$  – изменение теплосодержания дымовых газов в к-ом слое.

Для первого слоя:

$$\Delta i_1 = i_{tHHa-1} - i_{tKKO-1} \quad . \tag{23}$$

В современных воздухонагревателях используются различные типы насадок, однако основное их отличие заключается в эквивалентном диаметре каналов и эквивалентной толщине насадочных кирпичей. Существует два основных противоречивых подхода к определению оптимальных размеров насадочного блока:

1) с одной стороны необходимо увеличивать массу кирпича;

2) с другой стороны необходимо увеличивать поверхность теплообмена.

В объекте исследования – воздухонагревателях ДП № 9 ОАО «Криворожсталь» средний диаметр каналов  $d_{cp} = 0.0405$  м, а эквивалентная толщина простенка насадочного изделия (блока)  $r_{3KB} = 0.0203$  м.

При моделировании камеры горения ее представляли в виде полого цилиндра с источником теплоты внутри него. Насадка воздухонагревателя может быть представлена большим количеством (по числу каналов) полых цилиндров, внутри которых проходят попеременно дымовые газы или дутье.

Распределение температур дыма в насадке в конце периода нагрева представлено на рисунке 2.

#### Выводы

1. Предложена математическая модель расчета для определения температуры газов, входящих в насадку. Это позволяет повысить точность определения «ключевой» температуры под куполом во время периода нагрева доменного воздухонагревателя.

2. Адаптирована математическая модель воздухонагревателя, которая позволяет более точно определить распределение температур по высоте насадки во время периодов нагрева и дутья, при этом количество зон по высоте может быть сколь угодно большим, в отличие от ранее предлагаемых.



Рис. 2. Изменение температуры продуктов сгорания по высоте насадки в начале, в конце периода нагрева и через 1,5 ч после начала нагрева

#### Список литературы

1. Кошельник А.В., Соловей В.В., Кошельник В.М., Долженко Е.Ю. Моделирование режимов работы регенераторов высокотемпературных плавильных агрегатов с современным типом насадок // Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов НМетАУ. В двух книгах. – Книга вторая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 412 – 415.

2. Металлургические печи / Под ред. Глинкова М.И. – М. Металлургия, 1951.

3. Губинский В.И., Лу-Чжун-У. Теория пламенных печей. – М.: Машиностроение, 1995. – 187 с.

4. Zhang Liangchai, Liu Quanxing, Wang Weuzhong. Computer simulation of heat transfer in regenerative chambers of self-preheating hot blast stoves // ISIJ Int. -2004. -44 No 5. -C. 755 -800.

5. Расчеты нагревательных печей / Под ред. Н.Ю. Тайца. – К.: Техніка. – 1969. – 540 с.
6. Телегин А.С., Швыдкой В.С., Ярошенко Ю.Г. Термодинамика и тепломассоперенос. – М.: Металлургия, 1980. –264 с.

7. Доменные воздухонагреватели / Ф.Р. Шкляр, В.М. Малкин, Я.П. Калугин и др. – М.: Металлургия, 1981.

Рукопись поступила 20.05.2006.

## УДК669.162.2;669.046.5.001.2

Грес Л.П. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ Самойленко Т.В. – науч. сотр., НМетАУ Флейшман Ю.М. – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., НМетАУ Щурова Н.И. – ст. препод., НМетАУ

# ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛООБМЕНА В ДОМЕННЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯХ

На основе анализа параметров теплообмена в насадке доменного воздухонагревателя с использованием коэффициентов теплопередачи по данным различных авторов, разработана адекватная модель расчета теплообмена. Показаны преимущества учета работы смесителя и потерь теплоты в окружающую среду при расчете воздухонагревателя.

#### Постановка задачи

Нагрев доменного дутья характеризуется значительными колебаниями температур (120 – 180 °C) на выходе воздухонагревателя (ВН), что вызывает необходимость стабилизации температуры дутья, подаваемого в доменную печь.

Для этого при наличии четырех аппаратов в блоке печи можно использовать попарно параллельный режим их работы, когда два аппарата одновременно находятся на дутье, а его длительность смещена на полпериода. Однако осуществить это мероприятие сложно, так как при этом необходимо в 1,5 раза увеличить расход сжигаемого газа, что вызывает значительный рост потерь давления, а также необходимо предусматривать установку устройств для регулирования расхода дутья. В связи с этим на практике используют смеситель, где температура горячего дутья стабилизируется изменением расхода нагреваемого и подмешивающегося дутья, а общий его расход, подаваемый в доменную печь, и обусловленный технологией ведения доменной плавки, не изменяется.

При проектировании ВН важно правильно рассчитать общую поверхность нагрева и габариты насадки с учетом параметров теплообмена в периоды нагрева и дутья, переменного расхода нагреваемого дутья и потерь теплоты через кладку из-за значительных габаритов воздухонагревателей.

<sup>©</sup> Грес Л.П., Самойленко Т.В., Флейшман Ю.М., Щурова Н.И., 2006

#### Состояние вопроса

Теплообмен в доменных ВН с учетом переменного расхода нагреваемого дутья рассматривался в работах [1, 5, 8, 9], где определение температурных полей теплоносителей проводилось методами конечных разностей. Сначала выполняется несколько расчетов при постоянном расходе горячего дутья (Г.Д.). Затем принимается линейный во времени закон изменения температуры Г.Д. на выходе из воздухонагревателя согласно методу Уиллмотта [5], и методом итераций находят новый расход дутья и соответствующую ему температуру на выходе.

При расчете параметров теплообмена и температурных полей ВН важно учитывать тепловые потери через кладку и кожух в окружающую среду, так как для их компенсации необходимо увеличивать расход топлива до 12 % [1, 3, 10]. Целесообразно учитывать тепловые потери и при выборе оптимальных режимов работы ВН.

В ряду аналитических инженерных методов расчета получили распространение приближенные методы, основанные на рекуперативной аналогии [5, 8]. Одним из основных параметров, влияющих на величину общей поверхности нагрева (важнейшей характеристики теплообменников), является коэффициент теплопередачи за цикл  $\chi$ , кДж/(м<sup>2</sup> К цикл), значение которого зависит от принятых граничных условий по высоте насадки в периоды нагрева и дутья. Величина, обратная этому коэффициенту, характеризует сопротивление материала насадки и газовых сред процессам теплообмена. Различные авторы Х. Хаузен [5], Гольдфарб Э.М., Семикин И.Д [8] и др. предлагают отличающиеся выражения для определения этого коэффициента.

#### Цель работы

Задача исследования: получить уточненную модель расчета ВН, позволяющую определять параметры насадки и теплообмена. Для определения достоверности полученных расчетных результатов использовали экспериментальные данные по распределению температур по высоте насадки [2].

#### Методика и результаты исследований

В [2] описаны результаты натурных исследований ВН с измерением температур по высоте насадки на 4-х уровнях в районе границы поверхности насадки с газовой средой: под куполом, на расстояниях 7,9 м, 22,8 м и 33,8 м от верха насадки. В начале периода дутья термопары давали среднее значение между температурой поверхности насадки в конце предыдущего периода нагрева и температурой дутья в начале периода дутья. Соответственно в конце периода дутья показания термопар должны быть среднеарифметическими между температурой поверхности насадки в начале периода нагрева и температурой нагретого дутья в конце этого периода.

Для определения температурных полей воздухонагревателей использовали методику поэлементного расчета [4] с внесением уточнений, которые учитывали влияние работы смесителя и наличие тепловых потерь через кладку в окружающую среду. В качестве исходных данных для расчетов использовали конструктивные и теплотехнические параметры ВН (табл.1).

Таблица 1

No		Количественная
п/п	паименование параметров	характеристика.
1.	Температура холодного дутья $(t_{dym}^{xon}, °C)$	110
2.	Расход холодного дутья ( $V_{dym}$ , $M^3/c$ )	61,67
3.	Температура горячего дутья на печь ( $t_{dym}$ , °C)	1050
4.	Размеры ВН:	
	– общая высота ( <i>h<sub>общ</sub></i> , м);	44,6
	– высота насадки ( $h_{_{\! Hac}}$ , м);	36
	– наружный диаметр (d, м);	9
	- живое сечение насадки, м <sup>2</sup> .	10
	Размер ячеек, мм	45×45
	Толщина кирпича ( $\delta$ , мм)	40
	Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	31680
5.	Материал насадки	Шамот ШВ-37
6.	Отопительный газ	Доменный
	Теплота сгорания газа, кДж/м <sup>3</sup>	3587,2
	Расход доменного газа, м <sup>3</sup> /с	12,55
	Температура под куполом, °С	1210
7.	Длительность периодов:	
	– нагрева, с;	18900
	– ДVТЬЯ, C.	7200

Параметры исследованного воздухонагревателя

Расчет температурных полей ВН, при постоянном расходе дутья во времени за период дутья показал, что температура горячего дутья на выходе из ВН уменьшается за период с 1183 °C до 1074 °C. Дутье же, поступающее в доменную печь, должно иметь постоянную температуру, что решается с помощью смесителя. Расход холодного и нагретого дутья должен подбираться так, чтобы соблюдались два условия: расход дутья, подаваемого в доменную печь, и количество теплоты дутья после смесителя должны быть постоянными и они определяются требованиями технологии, то есть должны соблюдаться следующие зависимости:

$$V_{\partial ym}^{CM} + V_{\partial ym}^{BH} = V_{\partial ym}^{\partial.n.};$$
(1)

$$V_{\partial ym}^{\mathcal{B}H} \cdot t_{\partial ym}^{\mathcal{B}H} \cdot c_0^{t_{\partial ym}^{\mathcal{B}H}} + V_{\partial ym}^{\mathcal{C}M} \cdot t_{\partial ym}^{\mathcal{C}M} \cdot c_0^{t_{\partial ym}^{\mathcal{C}M}} = V_{\partial ym}^{\partial n} \cdot t_{\partial ym}^{\partial n} \cdot c_0^{t_{\partial ym}^{\partial n}}, \qquad (2)$$

где  $V_{\partial ym}^{6H}$ ;  $V_{\partial ym}^{CM}$ ;  $v_{\partial ym}^{\partial n}$ ;  $t_{\partial ym}^{6H}$ ;  $t_{\partial ym}^{CM}$ ;  $t_{\partial ym}^{\partial n}$  – соответственно расход и температуры дутья на выходе из ВН, на входе в смеситель (СМ) и в доменную печь (ДП);  $c_0^{t_{\partial ym}^{6H}}$ ;  $c_0^{t_{\partial ym}^{CM}}$ ;  $c_0^{t_{\partial ym}^{\partial n}}$  – средние теплоемкости дутья от 0 °C до соответственно  $t_{\partial ym}^{6H}$ ;  $t_{\partial ym}^{CM}$ ;  $t_{\partial ym}^{\partial n}$ .

Исходя из этого, можно определить расход дутья через BH и смеситель (CM) во времени за период.

В нашем случае рассматривали ситуацию на каждом из п промежутков, на которые делили продолжительность периода дутья. Показано, что при максимальном расходе горячего дутья через воздухонагреватель (когда смеситель закрыт) в конце периода дутье нагревалось до 1074 °C, что близко к температуре, заданной технологией (1050 °C). Эта температура приемлема, если учесть, что на участке воздухонагреватель - смеситель - печь имеют место тепловые потери через кладку тракта. При этом максимальная температура на выходе из воздухонагревателя в начале периода дутья составила 1183 °С. Температура дутья на выходе из ВН является однозначной функцией его количества, проходящего через насадку, и не зависит от того, изменяется расход во времени или нет. Если она известна для постоянного расхода дутья, то ее можно использовать для случая, когда расход изменяется во времени. Поэтому при известных температурах горячего дутья в начале и конце периода «дутья» и принятом линейном изменении температуры дутья во времени  $(t_i)$ , расход дутья  $V_{\partial vm}^{{}_{\partial H}}(i)$ через воздухонагреватель для каждого *i*-того из n промежутков времени может быть определен из соотношения:

$$V_{\partial ym}^{\mathcal{B}H}(i) = \frac{V_{\partial ym}^{\partial n}(t_{\partial ym}^{\partial n} \cdot c_0^{t_{\partial ym}^{\partial n}} - t_{\partial ym}^{xon} \cdot c_0^{t_{\partial ym}^{xon}})}{t_{\partial ym}^{\mathcal{B}H}(i) \cdot c_0^{t_{\partial ym}^{\mathcal{B}H}} - t_{\partial ym}^{xon} \cdot c_0^{t_{\partial ym}^{xon}}}.$$
(3)

Здесь  $t_{\partial ym}^{xon}$  и  $c_0^{t_{\partial ym}^{xon}}$  – температура и средняя теплоемкость дутья на

входе в насадку воздухонагревателя, а также поступающего в смеситель.

Расход холодного дутья через смеситель в каждый *i*-тый промежуток времени:

$$V_{\partial Vm}^{CM}(i) = V_{\partial Vm}^{\partial.n.} - V_{\partial Vm}^{\partial H}(i).$$
(4)

На кривых, представленных на рисунке 1, имеет место приемлемое совпадение экспериментальных и расчетных данных. Последние получены с учетом тепловых потерь. Расчетные исследования без учета этих потерь дали завышенные по сравнению с экспериментом значения температур.

Учет тепловых потерь производился согласно ранее предложенному нами способу [11] путем ввода удельного теплового потока потерь в выражения для определения коэффициента теплоотдачи. Для расчета тепловых потерь через стены камеры насадки использованы данные, приведенные в [6] о температурах поверхности кожуха воздухонагревателя. Температура кожуха на уровне верха насадки составляла 110 °C, низа насадки 50 °C, чему, как показали расчеты, соответствуют коэффициенты теплоотдачи от кожуха в окружающую среду 18 и 11 Вт/(м<sup>2</sup> K). Предложенная методика позволяет оценить влияние этих данных на снижение температуры газовых сред и насадки по высоте.



Рис.1. Распределение температурных полей по высоте насадки с учетом работы смесителя, тепловых потерь ( — — — ) и без учета тепловых потерь ( ………… ) через кожух ВН. Расход дутья через ВН в начале (А) периода дутья — 54,45 м<sup>3</sup>/с, в конце (Б) периода дутья — 61,67м<sup>3</sup>/с. Выполнено сравнение расчетных и экспериментальных ( — ) данных

$$t_{\Gamma}^{*}(i) = t_{\Gamma}(i) - \frac{\mathcal{G} \cdot q_{nom}(i)}{\alpha_{\Gamma - \mu ac}}$$
(5)

Здесь  $t_{\Gamma}(i)$  и  $t_{\Gamma}^{*}(i)$  – температура газовой среды для i-ого участка по высоте воздухонагревателя без учета и с учетом тепловых потерь через кладку и кожух;  $q_{nom}(i)$  – удельный тепловой поток от кожуха в окружающую среду для *i*-ого участка кожуха воздухонагревателя, Вт/м<sup>2</sup>;  $\mathcal{G}$  – коэффициент, зависящий от геометрических параметров;

$$q_{nom}(i) = \alpha_{\kappa o \mathcal{K} \to o \kappa p.cp} \cdot (t_{\kappa o \mathcal{K}} - t_{o \kappa p.cp}).$$
(6)

Здесь  $\alpha_{\kappa o \mathscr{K} \to o \kappa p. cp}, t_{\kappa o \mathscr{K}}$  – соответственно коэффициент теплоотдачи от кожуха к окружающей среде, и температура.

В результате определено, что снижение температуры при расчете с учетом тепловых потерь составляет 15 – 25 °C в высокотемпературной, верхней части насадки. В нижней части это снижение менее заметно.

Проведена оценка влияния на результат теплового расчета ВН различных способов вычисления коэффициента теплопередачи (  $\chi$  ).

Коэффициент теплопередачи за цикл является одним из основных параметров, влияющих на величину общей поверхности нагрева. В выражениях, предлагаемых для его вычисления, учитывается влияние и процессов теплоотдачи, как в период нагрева, так и в период дутья, а также и свойств материала насадки, отвечающих за процесс аккумуляции. Авторы по-разному оценивали вклад каждого из упомянутых процессов. Величина, обратная этому коэффициенту, характеризует сопротивление материала насадки и газовых сред процессам теплообмена.

Для условий теплопередачи при постоянном тепловом потоке Семикиным И.Д. предложено выражение [4]:

$$\frac{1}{\chi} = \frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2} + \frac{1}{3r_3 \rho c} + \frac{4r_3}{9 \cdot \lambda \cdot (\tau_1 + \tau_2)}.$$
(7)

Гольдфарб Э.М. и Семикин И.Д. предложили [8]:

$$\frac{1}{\chi} = \frac{m_1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{m_2}{\alpha_2 \tau_2},\tag{8}$$

где 
$$m_1 = 1 + \frac{\alpha_1 r_3}{3 \cdot \lambda}; \quad m_2 = 1 + \frac{\alpha_2 r_3}{3 \cdot \lambda};$$
 (9)

*m* - коэффициент массивности в периоды нагрева  $(m_1)$  и дутья $(m_2)$ .

После подстановки (9) в (8) получаем:

$$\frac{1}{\chi} = \frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2} + \frac{r_9}{3 \cdot \lambda} \left(\frac{1}{\tau_1} + \frac{1}{\tau_2}\right).$$
(10)

По методике Уральского политехнического университета (УПУ) [6]:

$$\frac{1}{\chi} = \frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2} + \frac{1}{\varphi \cdot r_3 \cdot \rho \cdot c} + \frac{r_3 \cdot \psi}{\lambda} \left(\frac{1}{\tau_1} + \frac{1}{\tau_2}\right), \tag{11}$$

где  $\varphi = 2,3$  и 5,1 соответственно для верха и низа насадки (по данным В.Ф. Ратникова);  $\varphi$  – коэффициент теплового гистерезиса среднемассовой температуры насадки в периоды нагрева и дутья;  $\psi = \frac{1}{3}$  – коэффи-

циент, корректирующий внутреннее тепловое сопротивление насадки.

Ранее Х. Хаузеном [5] предложено выражение, основанное на учете влияния на теплопередачу основного колебания температур в течение цикла и высших гармоник. Получено значение коэффициента  $K \le 5,815 \text{ Br/(m}^2 \text{ K})$ , близкое к значениям, получаемым по ранее приведенным зависимостям, где  $\chi$  измеряется в кДж/(м<sup>2</sup> К цикл).

 $K \le 5,815 \text{ Bt/(m<sup>2</sup> K)} \cong 150 \text{ кДж/(m<sup>2</sup> K цикл)}.$ 

Все описанные выражения (7, 10, 11) содержат составляющие, отображающие влияние на теплопередачу коэффициентов теплоотдачи от дыма к насадке ( $\alpha_1 \tau_1$ ), от насадки к дутью ( $\alpha_2 \tau_2$ ) и члены, описывающие влияние теплофизических свойств материала насадки (плотности –  $\rho$ , теплопроводности –  $\lambda$ , теплоемкости – с) а также конструктивных характеристик насадки (толщины элемента насадки –  $r_2$ ).

Таблица 2

на его величину и составляющие											
	χ,	Величин	ы составляющи	их выражения							
M	кДж										
Методика расчета X	м <sup>2</sup> К цикл	$\frac{1}{\chi}$									
		$1/(\alpha \tau)$	Влияние свойств								
	1	$\Pi(a_1i_1)$	$\Pi(\alpha_2\tau_2)$	материала насадки							
	$\frac{1}{\gamma}$	Абс. вел-на	Абс. вел-на	Абс. вел-на							
	$\sim$	% от 1/ $\chi$	% от 1/ X	% от 1/ $\chi$							
Гольдфарба Э.М.	130-84	.00240033	<u>.00370038</u>	.00110014							
и Семикина И.Д.	.00770119	34-38	53-44	.1318							
Семикина И.Д.	<u>98-79</u>	<u>.00240036</u>	<u>.00340036</u>	<u>.00520057</u>							
	.01020127	22-28	31-28	47-44							
УПУ	<u>95-80</u>	.00260031	.0034004	.00420049							
	.01050125	26-27	33-32	41-40							

Влияние метода расчета коэффициента теплопередачи (  $\chi$  )

В табл. 2 представлено влияние упомянутых составляющих на величину коэффициента теплопередачи  $\chi$ .

По зависимости Гольдфарба Э.М. и Семикина И.Д. материал насадки оказывает наименьшее сопротивление процессам теплопередачи, а коэффициенты теплопередачи имеют наибольшее значение. Особенно близки данные для  $\chi$  по методикам УПУ и Семикина И.Д., как по величинам структурных составляющих, так и по результирующему значению  $\chi$ .



Рис. 2. Распределение температурных полей по высоте насадки. Расчет произведен с учетом работы смесителя и тепловых потерь через кожух воздухонагревателя. Расход дутья через ВН в начале (A) периода «дутья» – 54,45 м<sup>3</sup>/с, в конце (Б) периода «дутья» – 61.67м<sup>3</sup>/с. Выполнено сравнение экспериментальных ( — ) и расчетных данных

по формулам, предложенным различными авторами: — — — — — — Гольдфарбом Э.М. и Семикиным И.Д; — — — — — Семикиным И.Д; — — — — — — — УПУ.

На рисунке 2 изображены кривые, отражающие распределение температурных полей по высоте насадки, полученные расчетным путем с использованием выражений различных авторов для коэффициента теплопередачи. Наиболее близкое совпадение с экспериментальными кривыми получено при расчете по формуле Гольдфарба Э.М. и Семикина И.Д. (10). При расчете по формулам (7) и (11) температура дутья на выходе из воздухонагревателя на 40 – 50 °C ниже, чем при расчете по формуле (10) и температуры, полученной в процессе натурных испытаний. Однако при более низких температурах выражения (7) и (11) дают более высокие значения, и кривые проходят выше. Вместе с тем, при применении формул (7) и (11) полученные кривые практически совпадают друг с другом.

Данные рисунка 2 подтверждают выводы, полученные из таблицы 2 о преимуществе применения формулы (10), а также о наибольшем вкладе в процесс теплопередачи коэффициентов теплоотдачи от дыма к насадке и от насадки к дутью.

Рассчитанные значения температур выше, по сравнению с результатами эксперимента. Особенно заметно это различие для конца периода дутья. В верхних и нижних участках насадки также имеются участки с большими отклонениями экспериментальных данных от расчетных. В работе [2] это объяснено более высокими потерями теплоты в верхней части насадки, где уровень температур существенно выше, чем в нижних. Кроме того, расчет велся для центральной зоны (в горизонтальном сечении насадки), а эксперимент давал температуры в зазоре между насадкой и радиальной стеной, где велико влияние потерь теплоты через кладку.

В нашем случае в расчете учитывались тепловые потери через стены воздухонагревателя в окружающую среду, поэтому совпадение экспериментальных и расчетных кривых лучше, чем в [2, 8]. Первоначально при расчете температурных полей теплоносителей (дутья, продуктов горения и насадки) использовали «чистые» классические граничные условия для участков разбиения насадки по высоте [5]. Это вызывало разброс точек и приводило к негладким кривым температурных полей. В действительности же не могут рядом работать 2 элемента насадки, где, например, в верхнем  $t_{2a3} = const$  (граничное условие III<sup>го</sup> рода), и непосредственно рядом с ним  $q_{nob} = const$  (граничное условие II<sup>го</sup> рода). Поэтому переход от слоя с  $t_{2a3} = const$  к слоям с *q<sub>пов</sub> = const* производили с помощью принятия между ними для слоев на высоте около 10 % от верха, а также от низа насадки [10] смешанных граничных условий для расчета  $\chi$ .Следовательно, между ярусами насадки с упомянутыми граничными условиями необходимо принять переходную зону со смешанными граничными условиями, такими, что по мере приближения к зоне с  $q_{nob} = const$  превалируют граничные условия последней.

Описанная методика была применена при выборе рационального режима работы блоков воздухонагревателей на Криворожском меткомбинате «Криворожсталь», а также при разработке и выдаче рекомендаций по строительству новых ВН для ДП2 «ООО Запорожсталь».

## Выводы

1. Разработана уточненная модель для расчета доменного воздухонагревателя, которая учитывает работу смесителя (переменный расход нагреваемого дутья) и тепловые потери через кожух в окружающую среду.

2. Произведена адаптация уточненной модели путем сравнения результатов расчета с данными натурных исследований.

3. Изучено влияние на результаты расчета применения выражений для коэффициента теплопередачи, предложенных различными авторами.

4. Показано, что интенсивность процесса теплопередачи в наибольшей степени зависит от величины коэффициентов теплоотдачи от дыма к насадке и от насадки к дутью.

5. Предложен способ корректировки модели расчета в связи с применением режимов 2-го и 3-го рода на входе газовых сред в насад-ку и по высоте ВН.

6. Описанная методика может быть применена при выборе рационального режима работы ВН, а также при расчете новых воздухонагревателей.

# Литературные источники

1. Грес Л.П., Самойленко Т.В., Флейшман Ю.М., Малый В.В., Гусаров А.С., Жариков А.Н. Современный подход к проектному расчету доменных воздухонагревателей // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: НметАУ, 2001. – С. 130 – 134.

2. Васько И.П., Гольдфарб Э.М. и др. Исследование воздухонагревателей доменной печи объемом 2000 м<sup>3</sup> // Сталь. – 1966. – №9. – С. 381 – 385.

3. Грес Л.П., Свинолобова Е.Н., Родионова С. И. Расчет параметров доменных воздухонагревателей с учетом потерь тепла через кладку и на аккумуляцию в ней // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ. – Том 3. – Днепропетровск: НМетАУ, 2000. – С. 66 – 74.

4. Грес Л.П., Свинолобов Н.П., Самойленко Т.В., Флейшман Ю.М. Методика поэлементного поверочного расчета доменных воздухонагревателей // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ. – Том 7. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – С. 27 – 33.

5. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. – М.: Энергоиздат, 1981. – 384 с. 6. Шкляр Ф.Р., Малкин В.М., Каштанова С.П., Калугин Я.П. и др. Доменные воздухонагреватели. – М.: Металлургия, 1982. – 176 с.

7. Ващенко А.И., Глинков М.А., Семикин И.Д. и др. Металлургические печи. – М.: Металлургия, 1950. – 981 с.

8. Гольдфарб Э.М. Теплотехника металлургических процессов. – М.: Металлургия, 1967. – 440 с.

9. Китаев Б.Н., Зобнин Б.Ф., Ратников В.Ф. и др. Теплотехнические расчеты металлургических печей. – М.: Металлургия, 1970. – 528 с.

10. Грес Л.П. Энергосбережение при нагреве доменного дутья. – Пороги, 2004. – 212 с.

11. Грес Л.П., Самойленко Т.В., Флейшман Ю.М., Волкова М.М. Элементы теории нагрева и охлаждения тел в печах с учетом тепловых потерь через кладку // Теория и практика металлургии. –2003. – № 4 (36). – С. 30 – 32.

Рукопись поступила 23.05.2006.

# УДК 662.661.25

Губинский В.И. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ Воробьева Л.А. – аспирант, НМетАУ

# ТЕПЛООБМЕН В МЕТАЛЛИЧЕСКОМ ТРУБЧАТОМ РЕГЕНЕРАТОРЕ

Исследован теплообмен в малогабаритном металлическом трубчатом регенераторе с помощью математической модели. Представлены результаты работы регенератора с насадкой, состоящей из трубок различного внутреннего диаметра и длины.

## Введение

Перспективным направлением утилизации теплоты уходящих газов в промышленных топливных печах является применение регенеративных горелок и компактных регенераторов. Исследование работы основного элемента компактного регенератора – насадки теплообменника – на сегодня является актуальным.

Насадка должна обладать:

высокой степенью утилизации теплоты отходящих дымовых газов;

 – быть защищенной от пылеуноса из печи и легко заменяемой.
 Развитие конструкций насадки должно идти в направлении снижения ее стоимости и аэродинамического сопротивления, повышения долговечности, уменьшения материалоемкости [1].

# Постановка задачи

Исследуемая насадка регенератора состоит из пучка труб, вдоль которых проходят потоки горячих дымовых газов и холодного воздуха. В качестве основы была принята модель теплообмена в слое твердых тел [2], при совместном лучистом и конвективном переносе теплоты от дыма к поверхности трубок, с учетом изменения теплофизических свойств газов и материала трубок с температурой. Трубку с наружным диаметром 20 мм и с толщиной стенки от 1 до 5 мм считали термически тонким телом.

Наружная и внутренняя поверхность трубок омывается поочередно горячим и холодным теплоносителем (дым и воздух). Время, в течение которого происходит нагрев насадки (дымовой период) принимается равным длительности охлаждения насадки (воздушный пе-

<sup>©</sup> Губинский В.И., Воробьева Л.А., 2006

риод). Поэтому в дальнейшем будем использовать термин «длительность периода» ( $\tau_{nep}$  =10, 30, 60, 90, 120 с).

Ниже приведены дифференциальные уравнения теплообмена для дымового периода:

 $dG_{M} \cdot c_{M}(t_{M}) \cdot dT_{M} = q_{A} \cdot dF \cdot d\tau,$   $V_{A} \cdot c_{A}(t_{A}) \cdot dT_{A} = q_{A} \cdot dF,$  (1) и воздушного периода:

 $dG_{M} \cdot c_{M}(t_{M}) \cdot dT_{M} = q_{B} \cdot dF \cdot d\tau, \qquad V_{B} \cdot c_{B}(t_{B}) \cdot dT_{B} = q_{B} \cdot dF. \qquad (2)$ 

Со следующими начальными и граничными условиями:

$$t_{M}(F, 0) = t_{M0},$$
 (3)

$$t_{\mu}(0, \tau) = t_{\mu 0}, \qquad t_{B}(0, \tau) = t_{B0}, \qquad (4)$$

$$q_{\mathcal{A}} = \alpha \cdot (t_{\mathcal{A}} - t_{\mathcal{M}}), \qquad q_{\mathcal{B}} = \alpha \cdot (t_{\mathcal{M}} - t_{\mathcal{B}}), \qquad (5)$$

где  $V_{d}$  – количество дыма, проходящего через насадку трубчатого регенератора, м<sup>3</sup>/c; с<sub>d</sub> – удельная теплоемкость дыма, Дж/(м<sup>3</sup>·K); q<sub>d</sub> – плотность теплового потока от дыма к поверхности трубок, Bт/м<sup>2</sup>; q<sub>b</sub> – плотность теплового потока от поверхности трубок к воздуху, Bт/м<sup>2</sup>; с<sub>м</sub> – удельная теплоемкость материала насадки, Дж/(кг·K); t<sub>м</sub> – температура слоя насадки, °C; G<sub>м</sub> – масса насадки, кг; t<sub>м0</sub>, t<sub>д0</sub> – начальные температуры материала насадки и дыма соответственно, °C;  $\tau$  – время, c; F – поверхность трубок, м<sup>2</sup>.

При переходе от непрерывного к дискретному изменению пространственной переменной ( $\Delta F$ , м<sup>2</sup>) и переменной времени ( $\Delta \tau$ , с) использовали неявную схему расчета метода конечных разностей.

При ламинарном движении газов, когда число Рейнольдса Re < 2000, число Нуссельта для насадки, состоящей из трубок, определяется в соответствии с [3] по формуле:

$$Nu = 0.17 \cdot Re^{0.33} \cdot Pr^{0.43} \cdot Gr^{0.1} \cdot \varepsilon_{\ell}$$

Если число Рейнольдса лежит в пределах 2000 < Re < 10<sup>4</sup>, то:

$$Nu = A \cdot Pr^{0.43} \cdot \varepsilon_{\ell}$$

где A=f(Re)- множитель, выбираемый из таблицы [3].

При турбулентном движении газов ( $\text{Re} > 10^4$ ):

$$\mathrm{Nu} = 0.021 \cdot \mathrm{Re}^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}^{0.43} \cdot \varepsilon_{\ell},$$

где Pr – число Прандтля; Gr – число Грасгофа;  $\epsilon_{\ell}$  – поправочный коэффициент, принимается в зависимости от  $\frac{h}{d_{BH}}$ ; h – высота насадки

(длина трубок), м; d<sub>вн</sub> – внутренний диаметр трубки, м.

Для насадки, состоящей из трубок, потери давления на трение определяли по известной формуле [3]:

$$\begin{split} \Delta P_{\mathrm{d}} &= \xi \cdot \left(\frac{h}{d_{\mathrm{BH}}}\right) \cdot \frac{\rho_{\mathrm{d}0} \cdot W_{\mathrm{d}0}^2 \cdot \left(1 + \frac{\bar{t}_{\mathrm{d}}}{273}\right)}{2}, \\ \Delta P_{\mathrm{b}} &= \xi \cdot \left(\frac{h}{d_{\mathrm{BH}}}\right) \cdot \frac{\rho_{\mathrm{b}0} \cdot W_{\mathrm{b}0}^2 \cdot \left(1 + \frac{\bar{t}_{\mathrm{B}}}{273}\right)}{2}, \end{split}$$

где W<sub>д0</sub>, W<sub>в0</sub> – скорость дыма и воздуха при нормальных условиях, м/с;  $\rho_{д0}$ ,  $\rho_{в0}$  – плотность дыма и воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $\xi$  – коэффициент сопротивления. Коэффициент сопротивления при ламинарном движении определяется формулой Пуазейля:  $\xi = \frac{64}{Re}$ , при турбулентном движении нии – формулой Никурадзе:

$$\xi = 0.032 + \frac{0.221}{\text{Re}^{0,237}}$$

#### Анализ полученных результатов

В расчетах использовали следующие исходные данные: начальная температура насадки  $t_{M0} = 0$  °C; температура дыма и воздуха на входе в насадку  $t_{d0} = 1000$  °C,  $t_{B0} = 0$  °C; наружный диаметр трубок  $d_{hap} = 0,02$  м. Насадка изготовлена из стали 08X18H10 (AISI 304).

Переменными величинами были: толщина трубок от 1 мм до 5 мм (внутренний диаметр трубки  $d_{BH} = 0,018$ ; 0,016; 0,014; 0,012; 0,01 м), высота насадки трубчатого регенератора (h = 1,0; 1,5; 2,0 м), длительность периодов нагрева и охлаждения насадки ( $\tau_{nep} = 10$ ; 30; 60; 90; 120 с) и скорость воздуха, примерно равная скорости дыма ( $W_{B0} = W_{д0} = 0,5$ ; 1,0; 1,5; 2,0 м/с), исходя из условия равенства расходных теплоемкостей потоков воздуха и дыма.

Выполнены расчеты средней за период температуры воздуха и средней за период температуры дыма на выходе из насадки регенератора в зависимости от толщины стенки трубок; перепада температуры подогрева воздуха в зависимости от длительности периода, а также определена зависимость коэффициента регенерации теплоты от скорости воздуха.

Средняя температура воздуха ( $\bar{t}_{B}$ , °С) и средняя температура дыма ( $\bar{t}_{d}$ , °С) на выходе из насадки регенератора были рассчитаны следующим образом:

$$\bar{t}_{B} = \frac{t_{BHAY} + t_{BKOH}}{2}, \qquad \bar{t}_{A} = \frac{t_{AHAY} + t_{AKOH}}{2}$$

где  $t_{B \text{ нач}}, t_{D \text{ нач}}$  – температура воздуха и дыма на выходе из насадки регенератора в начале периода (первый шаг по времени  $\Delta \tau = 10 \text{ c}$ );  $t_{B \text{ кон}}, t_{D \text{ кон}}$  – температура воздуха и дыма на выходе из насадки регенератора в конце периода (последний шаг по времени  $\Delta \tau = 10 \text{ c}$ ).

Зависимость средней температуры воздуха и средней температуры дыма на выходе из регенератора от толщины стенки трубок (s<sub>ст</sub>, мм) при различной скорости воздуха для регенератора с высотой насадки 1,0 м изображена на рис. 1.

Из графиков на рис. 1 видно, что с увеличением толщины стенки трубки с 1 до 5 мм температура  $\bar{t}_{B}$  возрастает с 755 °C до 845 °C, а температура  $\bar{t}_{d}$  на выходе из регенератора падает с 315 °C до 210 °C при скорости воздуха 0,5 м/с.

С увеличением скорости воздуха с 0,5 до 2,0 м/с температура  $\bar{t}_{\rm B}$  падает, а температура  $\bar{t}_{\rm A}$  на выходе из регенератора возрастает. Например, для толщины стенки трубки 5 мм, с увеличением скорости воздуха с 0,5 м/с, до 2,0 м/с температура  $\bar{t}_{\rm B}$  снизилась с 850 °С до 710 °С. Противоположная картина наблюдается для дыма: при увеличении скорости дыма с 0,5 м/с до 2,0 м/с,  $\bar{t}_{\rm A}$  возрастает с 210 °С до 360 °С.







Рис. 1. Зависимость средней температуры воздуха (a) и дыма на выходе из регенератора (б) от толщины стенки трубки при высоте насадки трубчатого регенератора 1,0 м

Результаты расчета, полученные для высоты насадки металлического регенератора 1,5 и 2,0 м, приведены в таблице 1.

Таблица 1

			Высоп	па наса	дки рег	енерат	nopa h =	= 1,5 м			
		$\overline{t}_{B}$	°C			īt <sub>μ</sub> , °C					
W <sub>в0</sub> ,	Тол	щина с	тенки	грубки,	ММ	W <sub>д0</sub> ,	Тол	щина с	тенки т	грубки,	MM
м/с	1	2	3	4	5	м/с	1	2	3	4	5
0,5	817	838	854	873	883	0,5	254	232	210	184	154
1,0	742	771	797	822	842	1,0	329	300	273	247	221
1,5	681	722	753	783	810	1,5	390	348	317	287	259
2,0	586	649	704	751	782	2,0	481	419	365	319	288
			Высоп	па наса	дки рег	енерат	nopa h =	= 2,0 м			
		$\overline{t}_{B}$ ,	°C					$\overline{t}_{A}$	, °C		
W <sub>в0</sub> ,	Тол	щина с	тенки	грубки,	MM	W <sub>д0</sub> ,	Тол	іщина с	тенки	грубки,	MM
м/с	1	2	3	4	5	м/с	1	2	3	4	5
0,5	853	870	884	891	909	0,5	219	201	184	162	154
1,0	790	814	836	853	875	1,0	282	257	234	210	194
1,5	737	773	799	824	847	1,5	335	298	272	246	224

Зависимость средней температуры воздуха и дыма на выходе из насадки регенератора от толщины стенки трубки

Из таблицы 1 видно, что средняя температура подогрева воздуха возрастает с увеличением высоты насадки регенератора с 1,0 до 2,0 м в зависимости от толщины стенки трубки. Так, для высоты насадки 1,0 м и скорости воздуха 0,5 м/с, с увеличением толщины стенки от 1 до 5 мм средняя температура подогрева воздуха возросла с 755 °C до 850 °C, для насадки высотой 2,0 м при той же скорости средняя температура подогрева воздуха возросла с 853 °C до 909 °C. Средняя температура дыма на выходе из регенератора, напротив, уменьшается с увеличением высоты насадки.

С увеличением высоты насадки регенератора с 1,0 м до 2,0 м, температура  $\bar{t}_{B}$  возрастает с 850 °С до 909 °С, а температура  $\bar{t}_{J}$  убывает с 210 °С до 154 °С ( $W_{B0} = 0,5$  м/с,  $s_{ct} = 5$  мм).

Далее была рассмотрена зависимость перепада температуры воздуха от длительности периода при различной скорости воздуха (рис. 2).

Перепад температуры воздуха $\Delta t_{\rm B}$ , °С рассчитывался по следующей формуле:

$$\Delta t_{\rm B} = t_{\rm B KOH} - t_{\rm B HAH}$$
.

Графики на рис. 2 наглядно показывают, что с увеличением толщины стенки с 1 мм до 5 мм перепад температуры воздуха снижается. Например, для скорости воздуха 2,0 м/с и толщине стенки 1 мм перепад температур воздуха составляет 200 °C, а при толщине стенки 5 мм уже 35 °C. Меньший перепад температуры воздуха, наблюдается при скорости воздуха 0,5 м/с. Так, для толщины стенки 1 мм он составляет 75 °C, а для s<sub>ст</sub> = 5 мм – 9 °C.





При увеличении длительности периода с 10 с до 120 с перепад температур возрастает. Так, для толщины стенки трубки 1 мм (рис. 2а) при скорости воздуха 0,5 м/с перепад температуры воздуха возрастает с 6 °С до 75 °С, а при скорости воздуха 2,0 м/с с 15 °С до 200 °С.

Результаты расчета для высоты насадки регенератора 1,5 и 2,0 м приведены в таблице 2. С увеличением высоты насадки с 1,0 до 2,0 м перепад температуры воздуха несколько снижается. Например, для насадки высотой 1,0 м перепад температуры воздуха составил 90 °C, а для насадки высотой 2,0 м – упал до 75 °C ( $W_{B0} = 2,0$  м/с,  $s_{ct} = 1$  мм,  $\tau_{nep} = 60$  с).

Для всех вышеперечисленных вариантов было также исследовано гидравлическое сопротивление насадки. Максимальное значение сопротивления  $\Delta P_{\rm g} = 17.8 \,\Pi a$ ,  $\Delta P_{\rm B} = 11.2 \,\Pi a$  достигается при высоте насадки регенератора 2,0 м, скорости воздуха 2,0 м/с и толщине стенки трубок 5 мм, а минимальное –  $\Delta P_{\rm g} = 0.7 \,\Pi a$  и  $\Delta P_{\rm B} = 0.4 \,\Pi a$  при высоте насадки регенератора 1,0 м, скорости воздуха 0,5 м/с при толщине стенки трубок 1 мм.

Эффективность подогрева воздуха при изменении толщины стенки трубки и скорости воздуха оценивается графиком на рис. 3.

Коэффициент регенерации теплоты (r, %) рассчитывался по следующей формуле:

$$\mathbf{r} = \frac{\mathbf{V}_{\mathbf{B}} \cdot \mathbf{i}_{\mathbf{B}}}{\mathbf{V}_{\mathbf{A}} \cdot \mathbf{i}_{\mathbf{A}}} \cdot 100\%, ,$$

где i<sub>в</sub> – энтальпия воздуха на выходе из насадки при средней за период температуре, Дж/м<sup>3</sup>; i<sub>д</sub> – энтальпия дыма на входе в насадку, Дж/м<sup>3</sup>.



Рис. 3 Зависимость коэффициента регенерации теплоты от скорости воздуха (высота насадки регенератора 1,0 м)

Таблица 2

# Зависимость перепада температур подогрева воздуха от длительности периода

			120	9	12	18	24
	MM		06	4	6	13	18
	= 5 1		60	3	9	8	11
	$\mathbf{S}_{\mathrm{CT}}$		30	1,6	2,4	3	4
			10	1,2	1,6	1,9	2
			120	6	17	26	34
	MM		06	9	13	19	25
	= 4		60	4	8	12	16
	$S_{CT}$		30	2	3	4	9
,5 м			10	1,4	1,8	2	3
$I = \eta$		да, с	120	13	24	39	52
mopa	MM	лерис	06	6	19	28	38
нера	= 3	OCT5 I	09	9	12	18	24
i peze	$S_{CT}$	ельно	30	3	2	L	10
гадки		Длит	10	1,7	2	3	4
па на			120	23	45	64	89
3blc01	MM		06	17	32	46	99
Γ	= 2		09	10	20	67	39
	$S_{CT}$		30	4	8	12	16
			10	2	4	5	L
			120	51	76	138	185
	MM		06	37	71	101	132
	=		60	23	44	63	86
	$S_{CT}$		30	6	18	25	31
			10	4	8	12	14
	W .	ν <sup>BU,</sup>	<b>&gt;</b> /M	0,5	1,0	1,5	2,0

Продолжение таблицы 2

			120	4	6	14	18
	MM		06	ю	9	10	13
	= 2		60	2	4	9	8
	$S_{CT}$		30	1	7	7	4
			10	0,9	1	1,3	2
			120	9	13	20	26
	MM		06	5	6	14	19
	= 4		09	3	9	10	12
	$\mathbf{S}_{\mathrm{CT}}$		30	1,7	3	4	5
м0;			10	1,3	1, 7	2	3
h = 2		ода, с	120	10	20	30	41
mopa	ММ	лерис	06	7	15	22	30
нера	= 3	OCT5 1	60	5	6	14	19
i peze	$S_{\rm CT}$	ельн	30	2	4	5	8
садки		Длит	10	1,6	2	3	4
па на			120	17	34	50	71
зы <i>со</i> т	ММ		06	12	25	36	52
P	= 2		60	8	15	23	33
	$S_{CT}$		30	3	9	6	13
			10	2	3	4	9
			120	38	75	111	155
	MM		06	28	55	81	115
	=		60	17	34	51	75
	$S_{CI}$		30	7	14	21	28
			10	ю	9	6	13
	W .	W BU,	O /TAI	0,5	1,0	1,5	2,0

График зависимости коэффициента регенерации от скорости воздуха показывает, что с увеличением скорости воздуха, коэффициент регенерации падает. Так, для толщины стенки 3 мм, коэффициент регенерации упал с 72 % до 55 %. С увеличением толщины стенки от 1 до 5 мм коэффициент регенерации увеличивается от 42 % до 64 % при скорости воздуха 2,0 м/с.

В таблице 3 представлены аналогичные результаты расчета для высоты регенератора 1,5 и 2,0 м.

Таблица 3

W <sub>в0</sub> ,	В	высота	насадки	h = 1,5	5 м	Высота насадки h = 2,0 м					
м/с	То	олщина о	стенки т	рубки, 1	ММ	Тс	Толщина стенки трубки, мм				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	
0,5	75	77	78	80	81	78	80	81	82	84	
1,0	67	70	73	75	77	72	74	76	78	80	
1,5	61	65	68	71	74	67	70	73	75	78	
2,0	52	58	64	68	71	59	64	69	73	75	

Зависимость коэффициента регенерации от скорости дыма и толщины стенки трубок

Из результатов расчета, приведенных на рис. 3 и в таблице 3, можно сделать вывод, что наибольшее значение (84 %) коэффициент регенерации имеет при высоте насадки металлического регенератора 2,0 м, скорости воздуха 0,5 м/с и толщине стенки 5 мм, а наименьшее (43 %) – при высоте насадки 1,0 м, скорости воздуха 2,0 м/с и толщине стенки трубки 1 мм.

#### выводы

Учитывая требования, предъявляемые к насадке регенераторов, по результатам расчетов можно сделать следующие выводы:

– максимальной степенью утилизации отходящих из печи газов обладает регенератор из трубок с наружным диаметром Ø20 мм длиной 2,0 м, с толщиной стенки трубки 5 мм при скорости воздуха и дыма 0,5 м/с, о чем свидетельствует коэффициент регенерации – 84 %;

– с учетом надежности работы перекидного клапана целесообразно иметь длительность периода не менее 60 с, максимальный перепад температуры воздуха по технологическим соображениям – 30 ÷ 40 °C. Учитывая необходимость уменьшения металлоемкости регенераторов, выполненных из хромоникелевой стали, представляется рациональным выбор регенератора со следующими параметрами: высота 1,5 м, толщина стенки трубки 3 мм;  преимуществом трубчатой насадки регенератора по сравнению с шариковой насадкой является низкое гидравлическое сопротивление. Во всех вариантах расчета гидравлическое сопротивление несущественно и достигает не более 20 Па.

## Список литературы

1. Воробьева Л.А. Перспективные направления утилизации теплоты в промышленных печах // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. Национальной металлургической академии Украины. В двух книгах. – Книга первая. – Днепропетровск: НМетАУ, 2005. – С. 80 – 86.

2. Губинский В.И., Лу Чжун-У. Теория пламенных печей. – М.: Машиностроение, 1995. – 255 с.

3. Михеев М.А. Основы теплопередачи. – М.: Госэнергоиздат, 1956. – 290 с.

Рукопись поступила 22.05.2006.

# УДК 721.755.365

Гупало Е.В. – канд. техн. наук, ассистент, НМетАУ Гупало В.И. – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., НМетАУ

# ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ РЕЖИМЫ НАГРЕВА ТРУБ В СЕКЦИОННОЙ ПЕЧИ

На основе численных исследований тепловой работы секционной печи разработаны энергосберегающие режимы нагрева труб диаметром 219 мм и 325 мм. Показано, что внедрение энергосберегающих режимов на действующей печи может быть осуществлено без капитальных затрат и позволит снизить удельный расход топлива на 3 %.

#### Введение

Нагревательные и термические печи трубопрокатных заводов отапливаются природным газом. В связи с постоянным ростом цен на природный газ, повышение эффективности топливоиспользования является важной задачей, успешное решение которой обеспечивает снижение себестоимости готовой продукции и уменьшение вредных выбросов в окружающую среду.

В условиях ограниченности средств предприятий на развитие производства и техническое перевооружение наиболее перспективным мероприятием является совершенствование существующих и разработка новых режимов нагрева металла, внедрение которых может быть осуществлено с минимальными капитальными затратами. К числу таких мероприятий относится совершенствование режимов нагрева труб под термообработку в секционной печи.

Разработке оптимальных режимов нагрева в секционных печах посвящены работы [1, 2], в которых показано, что минимальный расход топлива на печь обеспечивается, когда температура в секциях и, собственно, расход топлива по длине печи постепенно возрастают. Экономия топлива от применения этих режимов нагрева составляет от 16 до 24 % [1]. Близким по экономичности к оптимальному является режим  $T_{печь}$  = const, который характеризуется постоянным уменьшением расхода топлива по длине печи. Его реализация обеспечивает повышение равномерности нагрева и производительности печи, однако приводит к увеличению общего расхода топлива на 2 % по сравнению

<sup>©</sup> Гупало Е.В., Гупало В.И., 2006

с оптимальным режимом нагрева [2]. Выводы работы [1] подтверждены численными и экспериментальными исследованиями работы [2].

Однако в зависимости от состояния рекуператоров для подогрева воздуха, кладки секций и тамбуров, конструкции водоохлаждаемых роликов фактические условия эксплуатации печи могут существенно отличаться от условий, рассмотренных в [1, 2], что необходимо учитывать при разработке энергосберегающих режимов нагрева металла.

Целью данной работы является разработка режимов нагрева, обеспечивающих экономию топлива при термообработке прямошовных электросварных труб диаметром 219 – 325 мм с толщиной стенки 6 – 7 мм в секционной печи трубоэлектросварочного цеха № 2 ОАО «Новомосковский трубный завод».

#### Описание объекта исследования

Печь состоит из 34 секций длиной 1750 мм с внутренним диаметром 1160 мм. Общая длина печи 75670 мм. Секции соединены между собой тамбурами длиной 460 мм, в которых расположены водоохлаждаемые ролики, обеспечивающие поступательное движение труб вдоль печи с одновременным вращением их вокруг продольной оси. Каждая секция оборудована четырьмя горелками ГНП. Печь разделена на семь участков регулирования, при этом на участках 1 - 4 установлено 84 горелки ГНП-6, на участке 5 - 20 горелок ГНП-4, на участках 6, 7 - 32 горелки ГНП-2. Характерной особенностью печи является то, что металлическими рекуператорами для подогрева воздуха оборудованы только участки 1 - 4. Таким образом, печь имеет существенные ограничения по тепловой мощности участков регулирования 5 - 7, горелочные устройства которых работают на холодном воздухе.

## Математическая модель тепловой работы секционной печи

Исследование тепловой работы секционной печи выполнено с использованием математической модели, позволяющей рассматривать весь процесс нагрева труб как последовательное чередование нагревов в секциях и тамбурах печи [3].

Для расчета нагрева металла в секциях используются: уравнение, связывающее количество теплоты, получаемое кладкой от дымовых газов (с учетом переизлучения от кладки на металл) с тепловыми потерями через кладку; уравнение, связывающее теплоту, усвоенную металлом, с подведенной по условиям теплопередачи от дымовых газов и кладки; уравнение баланса теплоты газа в секции.

Расчет нагрева металла в тамбурах осуществляется с использованием: уравнения, связывающего количество теплоты, получаемой кладкой от дымовых газов (с учетом переизлучения от кладки на металл и ролик) с потерями теплоты через кладку тамбура в окружающую среду; уравнения, связывающего теплоту, усвоенную металлом, с подведенной по условиям теплопередачи от дымовых газов и кладки (с учетом переизлучения металла на ролик); уравнения баланса теплоты газа в тамбуре.

В ходе расчета при заданном расходе топлива определяются температуры металла, печи и кладки в секциях и тамбурах, а также температура продуктов сгорания, уходящих из секций и тамбуров i-го участка регулирования.

Более подробное описание математической модели и ее адаптация приведены в работе [3].

#### Результаты исследований

С использованием математической модели выполнены численные исследования нагрева труб диаметром 219 мм и 325 мм в секционной печи, работающей по существующему температурному режиму с производительностью 52,7 т/ч и 72,1 т/ч, соответственно. Результаты расчетов приведены на рис. 1, 2 и в таблицах 1, 2. Конечная температура нагрева составила: для труб диаметром 219 мм – 850 °C, для труб диаметром 325 мм – 840 °C.



Рис. 1. Температурная диаграмма нагрева труб диаметром 219 мм. Температуры: 1 – металла; 2 – кладки; 3 – печи; 4 – продуктов сгорания



Рис. 2. Температурная диаграмма нагрева труб диаметром 325 мм. Температуры: 1 – металла; 2 – кладки; 3 – печи; 4 – продуктов сгорания

Таблица 1

			1 ,	2	, I		1 .					
Диаметр,		Номер участка регулирования										
MM	1	1 2 3 4 5 6 7										
219	340	350	480	540	520	310	210	2750				
325	450	460	570	690	680	450	270	3570				

Расходы топлива при существующих режимах нагрева, м<sup>3</sup>/ч

Таблица 2

Температуры подогрева воздуха при существующих режимах нагрева, °С

Диаметр,	Номер участка регулирования										
MM	1	2	3	4							
219	164	218	308	327							
325	203	265	314	341							

Из табл. 1 видно, что при существующей технологии нагрева тепловая нагрузка на участках регулирования увеличивается по ходу движения металла и достигает своего максимального значения на 4-ом и 5-ом участках. Аналогично тепловой нагрузке изменяется и температура печи, достигая максимального значения на 4-ом участке регулирования (см. рис. 1 и 2). Удельный расход топлива составил 63,24 кгут/т и 59,97 кгут/т при нагреве труб диаметром 219 мм и 325 мм, соответственно.

Анализ тепловой работы секционной печи показывает, что для экономии природного газа целесообразно перераспределить расходы топлива по участкам регулирования, увеличив тепловую нагрузку первых по ходу движения металла зон, оборудованных рекуператорами для подогрева воздуха, и максимально уменьшив расходы топлива на 5-ый – 7-ой участки регулирования, не оборудованные теплообменниками. Это позволит увеличить температуру подогрева воздуха на 1-ом – 4-ом участках регулирования, что приведет к увеличению коэффициента использования топлива и снижению общего расхода топлива на печь.

Энергосберегающие режимы нагрева труб в секционной печи при тех же производительностях представлены на рис. 3, 4 и в таблицах 3, 4.



Рис. 3. Энергосберегающий режим нагрева труб диаметром 219 мм. Температуры: 1– металла; 2– кладки; 3– печи; 4– продуктов сгорания



Рис. 4. Энергосберегающий режим нагрева труб диаметром 325 мм. Температуры: 1– металла; 2– кладки; 3– печи; 4– продуктов сгорания

Таблица 3

Расходы топлива при энергосберегающих режимах нагрева, м<sup>3</sup>/ч

Диаметр,		Номер участка регулирования										
MM	1	<u> </u>										
219	550	450	430	410	400	240	180	2660				
325	750	620	600	600	430	270	180	3450				

Таблица 4

Температуры подогрева воздуха при энергосберегающих режимах нагрева,  $^{\circ}C$ 

Диаметр,	Номер участка регулирования										
ММ	1	2	3	4							
219	297	295	289	286							
325	322	323	322	327							

Как видно из рис. 3 и 4, при энергосберегающих режимах нагрев металла на участках регулирования 1 – 4 осуществляется при практически постоянной температуре газа в секциях. Повышение температуры подогрева воздуха обеспечило снижение удельных расходов топ-

лива до 61,18 кгут/т при нагреве труб диаметром 219 мм и до 57,96 кгут/т при нагреве труб диаметром 325 мм. Экономия условного топлива составила 2,07 и 2,02 кгут/т, соответственно.

## Выводы

Разработаны энергосберегающие режимы нагрева труб диаметром 219 мм с толщиной стенки 6 мм и диаметром 325 мм с толщиной стенки 7 мм в секционной печи, обеспечивающие снижение расхода топлива на 3 %. Предложенные режимы нагрева отличаются от существующих температурных режимов поддержанием практически постоянной температуры печи на участках регулирования 1 – 4 и могут быть внедрены без внесения изменений в конструкцию печи и какихлибо капитальных затрат.

## Список литературы

1. Шкляр Ф.Р., Тимофеев В.Н., Раева М.В. Определение оптимального теплового режима секционной печи // Сб. науч. трудов ВНИИМТ, № 19. – Свердловск, 1969. – С. 227 – 233.

2. Хейфец Г.Н., Яценко И.К., Ольшанский В.М., Гринберг В.Я. Об оптимальном температурном режиме работы секционной печи для нагрева труб // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 1976. – № 4. – С. 40 – 42.

3. Гупало В.И., Гупало Е.В., Братутин В.Г., Щурова Н.И., Антипов Ю.Н., Павличенко В.П., Закопайко К.В., Клименко В.Ф. Эффективность струйно-факельного нагрева электросварных труб в секционной печи // Металлургическая теплотехника: Сборник научн. трудов НМетАУ. В 2-х книгах. – Книга первая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 167 – 175.

Рукопись поступила 20.04.2006.

## УДК 658.567.1:662.613.125

Ерёмин А.О. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ Шемет Т.Н. – ассистент, НМетАУ Ерёмина О.Л. – ассистент, НМетАУ

# ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ТЕРМИЧЕСКИХ КАМЕРНЫХ ПЕЧАХ С ГЛУБОКИМ ОХЛАЖДЕНИЕМ КЛАДКИ МЕЖДУ НАГРЕВАМИ МЕТАЛЛА

В работе рассмотрены вопросы эффективности применения в топливных камерных термических печах периодического действия волокнистой огнеупорной футеровки, регенеративных горелок и комплексной реконструкции – замены футеровки и реконструкции системы отопления. Проанализировано влияние периодичности работы данных агрегатов, степени охлаждения рабочего пространства печи между циклами их работы на экономическую эффективность от применения данных мероприятий.

На предприятиях металлургии и машиностроения Украины широкое распространение получили камерные печи, отапливаемые природным газом. Как нагревательные, так и термические камерные печи сходны по конструкции, имеют практически одинаковую систему отопления, футеровку и теплоутилизаторы. Обладая большой универсальностью с точки зрения сортамента нагреваемых изделий и режимов нагрева, данные агрегаты имеют и ряд существенных недостатков. К основным недостаткам камерных печей можно отнести большую величину тепловых потерь с уходящими дымовыми газами, неравномерность нагрева садки, высокий угар металла при нагреве [1]. В термических камерных печах также существенна доля теплоты, затрачиваемая на разогрев кладки, что связано с её массивностью и периодичностью работы печи, обусловленной заданным графиком нагрева. Так, в общем тепловом балансе, расход теплоты аккумулируемой кладкой в камерной печи фасонно-сталелитейного цеха (ФСЛЦ) в соответствии с балансовыми испытаниями достигает 28 %. Таким образом, коэффициент полезного действия в камерной печи редко достигает 25 % [2]. В большинстве случаев рекуператоры для подогрева воздуха в камерных печах либо работают неудовлетворительно, либо полностью демонтированы.

<sup>©</sup> Ерёмин А.О., Шемет Т.Н., Ерёмина О.Л., 2006

К основным направлениям энергосбережения в топливных, а в том числе в камерных нагревательных и термических печах, можно отнести снижение тепловых потерь в рабочем пространстве печи и глубокую утилизацию теплоты отходящих дымовых газов путём подогрева топлива или воздуха, идущего на горение [4]. В камерных печах для термообработки металла к существенной экономии топлива может привести снижение доли теплоты, идущей на разогрев кладки в процессе подъёма температуры в начале нагрева.

Одним из эффективных способов снижения потерь теплоты через ограждение печи является применение современной футеровки и теплоизоляции на основе легковесных и волокнистых огнеупоров. Обладая пористой структурой, низким коэффициентом теплопроводности (0,1 – 0,28 Вт/(м К) [3]) и малой массой, волокнистая футеровка имеет также низкие теплоаккумулирующие свойства. Применение такой футеровки позволяет сократить расход огнеупоров в 10 и более раз, а также уменьшить в камерных печах периодического действия аккумуляцию теплоты кладкой на 25 – 30 % [3]. К недостаткам волокнистой футеровки следует отнести её высокую стоимость, особые требования к аэродинамике движения печных газов и низкую механическую прочность. Из практики известно, что наиболее рациональным является применение волокнистой футеровки в комплексе с традиционной кирпичной кладкой, которая играет роль жёсткого несущего каркаса печи. Следует отметить, что потери теплоты теплопроводностью через ограждение печи с применением волокнистой футеровки снижаются несущественно. Обычно удаётся уменьшить эту статью теплового баланса не более чем на 5 - 10 % [3, 7, 8], причём этот же эффект достигается и надёжной теплоизоляцией традиционными кирпичными огнеупорами.

Большое количество камерных термических печей периодического действия работают без глубокого охлаждения рабочей камеры печи, загрузка садки в них производится при высоких температурах. Температура охлаждения кладки в таких печах между выдачей и посадом металла не снижается ниже 300 °C. Даже в таком случае теплота, остающаяся в кладке от предыдущего нагрева, значительна, а при больших значениях температуры печи в процессе посада эффективность замены традиционной футеровки на волокнистую с целью снижения потерь на разогрев кладки существенно снижается. Представляет интерес определение зависимости экономии топлива в камерных печах с волокнистой футеровкой от заданного графика нагрева металла и от начальной температуры посада металла в печь.

Известно, что регенеративные системы утилизации теплоты отходящих дымовых газов работают эффективнее рекуперативных систем. В настоящее время получили широкое распространение регенеративные горелки, совмещающие в одном устройстве и горелку, и малогабаритный шариковый регенератор. Экономия топлива в печах, оборудованных регенеративными горелками, может достигать 60 % [5]. Сотрудниками кафедры ТЭМП в 2002 году выполнен рабочий проект реконструкции закалочной печи ФСЛЦ комбината «Криворожсталь». Согласно расчётам экономия топлива в результате реконструкции составила около 30 %. Срок окупаемости не превышает 0,5 года [6]. Эффективность применения регенеративных горелок в термических камерных печах периодического действия ниже, чем в нагревательных, поскольку в процессе нагрева садки в области низких температур (до 1000 °C) основная доля тепловой мощности затрачивается на разогрев кладки и температура подогрева воздуха в регенераторах относительно не высока. Процесс нагрева садки лимитируется графиком нагрева, и длительность его может быть существенна. Так, один из типовых графиков нагрева садки в камерной термической закалочной печи предусматривает 14-ти часовый подъём температуры до 1050 °С и лишь не многим более 4-х часов – выдержку при 1050 °С. При этом температура уходящего из печи дыма в течение первых периодов нагрева невысока и, соответственно, достигается низкая температура подогрева воздуха в шариковых регенераторах регенеративных горелок. Таким образом, эффективность применения регенеративных горелок в камерных термических печах также связана с температурным режимом термообработки металла и температурным состоянием кладки печи перед посадом металла.

В настоящей работе произведен анализ эффективности применения волокнистых огнеупоров, регенеративных горелок и совместного применения этих мероприятий в термических камерных печах периодического действия, работающих с охлаждением рабочего пространства (кладки) между нагревами садки, с точки зрения энергосбережения.

В качестве исходных данных для моделирования использовали характеристики типовых камерных термических печей с подподовыми горелками, имеющих полезную площадь пода 18,3 м<sup>2</sup>. Топливо – природный газ с теплотой сгорания 35,45 МДж, рекуператоры отсутствуют. Масса садки – 10 т. Температура посада – 20 °C. Тепловой режим нагрева металла принят следующим – подъём температуры печи с  $t_{\text{нач}}$  до 890°C – в течение 5 часов, выдержка при температуре 890 °C – 10 часов.

Проводили ряд расчётов с изменяющейся начальной температурой печи для трёх вариантов: в печи с волокнистой огнеупорной футеровкой; в печи с кирпичной футеровкой и регенеративными горелками; в печи, оборудованной регенеративными горелками с волокнистой огнеупорной футеровкой.

# Применение волокнистой огнеупорной футеровки в термической камерной печи

В первой серии расчётов моделировали нагрев садки в печи с традиционной кирпичной футеровкой и изоляцией из трепелового кирпича толщиной 350 мм (плотность 1250 кг/м<sup>3</sup>) и в печи с применением двухслойной футеровки: первый слой – волокнистая футеровка толщиной 120 – 140 мм из модульных блоков МКРФ – 1 с плотностью 185 кг/м<sup>3</sup>, второй – кирпичная трепеловая кладка толщиной 120 мм. Температуру кладки  $t_{\text{нач}}$  изменяли в пределах 20 – 800 °C. Результаты расчётов представлены в таблице 1 и на рисунке 1.

Таблица 1

Показатели		H	Іачалы	ная тем	иперат	ура кла	адки, °	С	
работы печи	20	100	200	300	400	500	600	700	800
Удельный рас-									
ход условного									
топлива в печи	221.2	210.3	194 9	182.1	1677	152.1	135.2	1169	96 36
с кирпичной	221,2	210,5	171,7	102,1	107,7	152,1	155,2	110,7	70,50
футеровкой,									
кг у.т./т									
Удельный рас-									
ход условного									
топлива в печи	68.72	65.87	63.39	61.76	59.73	57.47	55.0	52.4	49.4
с волокнистой						,	,-		
футеровкои,									
КГ У.Т./Т									
КПД печи	0.04	0.00	10.00	11 41	12.20	12.00	16.27	17 70	21 (
с кирпичнои	9,94	9,88	10,66	11,41	12,39	13,66	15,37	1/,/8	21,6
футеровкои									
КПД печи									
с волокнистой	31,88	31,55	32,79	33,65	34,8	36,17	37,79	39,66	42,1
футеровкой									

Сравнительные результаты расчётов показателей работы камерной термической печи с существующей и волокнистой футеровкой



Рис. 1. Зависимость расхода топлива в камерной печи от начальной температуры кладки.

Как видно из таблицы 1 и рисунка 1, применение в камерных печах периодического действия волокнистой огнеупорной футеровки приводит к 50 – 70 % экономии топлива, причем, чем больше степень охлаждения печи между циклами работы, тем целесообразнее замена футеровки.

С точки зрения экономической эффективности реконструкции печи необходимо проанализировать срок окупаемости инвестиций (капиталовложений) в данное мероприятие. Одним из основных требований инвесторов является чётко оговоренный срок окупаемости вкладываемого капитала. В настоящее время, в большинстве случаев, проект реконструкции может быть реализован, если срок окупаемости мероприятия не превышает 1 – 2 года.

Для расчёта экономических показателей эффективности применения волокнистой футеровки в камерной печи приняты следующие допущения. Срок окупаемости мероприятия – 1 год. Годовое производство – 3600 т. Стоимость природного газа – \$110 за 1000 м<sup>3</sup>. Объём инвестиций для оборудования печи волокнистой огнеупорной футеровкой, включая проектные, демонтажные и строительно-монтажные работы, а также пуск и наладку печи составляет 150 000 грн. Результаты расчётов экономических показателей и эффективности реконструкции печи приведены в таблице 2 и на рисунке 2.

Таблица 2

Показатели		]	Началь	ная тем	иперат	ура кла	адки, ° <b>(</b>	2	
работы печи	20	100	200	300	400	500	600	700	800
Экономия топлива, кг у.т./т	152,5	144,4	131,5	120,3	108,0	94,63	80,2	64,5	46,96
Экономия топлива, %	68,9	68,7	67,5	66,1	64,4	62,2	59,3	55,2	48,7
Доход (расход), тыс. грн.	101,0	87,7	66,5	48,1	27,7	5,75	-18,0	-43,8	-72,7
Срок окупае- мости капита- ловложений, лет	0,6	0,63	0,69	0,76	0,84	0,96	1,14	1,41	1,94

Экономическая эффективность применения волокнистой огнеупорной футеровки в камерной термической печи



Рис. 2. Динамика изменения экономической эффективности применения волокнистой огнеупорной футеровки.
Из рисунка 2 видно, что экономическая эффективность замены огнеупорной футеровки в исследуемой печи целесообразна при условии, что температура кладки печи между нагревами садки не превышает 520 – 530 °C. В ином случае, при фиксированной годовой производительности печи, срок окупаемости реконструкции превышает 1 год.

Увеличение годового производства снижает срок окупаемости применения волокнистой футеровки. Представляет интерес нахождение такой величины годового объёма производства, при котором реконструкция конкретной печи с определённым тепловым режимом будет экономически обоснована. На рисунке 3 приведены результаты расчётов зависимости минимально необходимого годового производства исследуемой камерной печи от начальной температуры кладки печи при условии окупаемости инвестиций за 1 год.



Температура кладки перед посадом металла, °С



Из рисунка 3 видно, что при температуре охлаждения кладки печи между посадами до 600 °С годовое производство для данного агрегата должно быть не менее 4090 тонн. Известно, что на производительность печи накладывают ограничение тип садки и её масса, график нагрева, наличие и длительность плановых ремонтов и профилактических работ. Прогнозируя плановые показатели для агрегата, с помощью данных, полученных в результате расчётов, можно принять экономически обоснованное решение о целесообразности применения волокнистой футеровки для конкретной печи.

## Применение регенеративных горелок в термической камерной печи

Для определения эффективности применения регенеративного отопления в исследуемой термической печи провели ряд расчётов с вышеприведенными исходными данными. Результаты расчётов приведены в таблице 3 и на рисунках 4, 5.

Ориентировочные капитальные затраты для реконструкции печи составляют 180 тыс. грн., в том числе – 30 тыс. грн. – проектные работы, 60 тыс. грн. – стоимость корундовых шаров регенераторов, 30 тыс. грн. – пуско-наладочные работы.

Таблица 3

Показатели	Начальная температура кладки, °С								
работы печи	20	100	200	300	400	500	600	700	800
Удельный									
расход									
условного	147,9	139,9	129,7	119,1	108,1	96,6	84,51	71,78	58,31
топлива,									
кг у.т./т									
КПД	14	14,86	16	17,45	19,23	21,52	24,59	28,96	35,65
Экономия									
топлива,	73,3	70,4	65,2	63,0	59,6	55,5	50,7	45,1	38,1
кг у.т./т									
Экономия	33 1	33.5	33.5	316	35 5	36.5	37 5	38.6	30.5
топлива, %	33,1	33,3	33,5	34,0	33,5	30,5	57,5	38,0	39,5
Доход (расход),	50.4	64.1	727	76.2	81.0	997	06.6	106	117
тыс. грн.	-39,4	-04,1	-12,1	-70,5	-01,9	-00,/	-90,0	-100	-11/
Срок окупае-									
мости капита-	1.24	1 20	1 /	1 45	1 53	1.64	1.8	2.02	24
ловложений,	1,24	1,29	1,4	1,43	1,55	1,04	1,0	2,02	∠,4
лет									

Результаты расчётов технико-экономических показателей работ	ы
камерной печи с регенеративными горелками	



Температура кладки перед посадом металла, °С

Рис. 4. Динамика изменения экономической эффективности применения регенеративных горелок в камерной печи



посадом металла, °С



Из рисунка 4 видно, что кривая, описывающая динамику изменения доходов и расходов от применения регенеративных горелок в исследуемой термической камерной печи, лежит в области отрицательных значений. Таким образом, срок окупаемости инвестиций в рассчитываемом варианте превышает 1 год. Минимально необходимая годовая производительность печи, с точки зрения окупаемости реконструкции, составляет 5300 т/год. Этот показатель больше принятого годового производства в 1,5 раза, что на практике не осуществимо.

## Комплексная реконструкция термической камерной печи

Результаты расчётов комплексного применения регенеративного отопления с волокнистой огнеупорной футеровкой представлены в таблице 4 и на рисунках 6, 7.

Капитальные затраты на комплексную реконструкцию камерной печи составляют 260 тыс. грн. В том числе 40 тыс. грн. – проектные работы, 60 тыс. грн. – стоимость корундовых шаров регенераторов, 30 тыс. грн. – пуско-наладочные работы.

Таблица 4

т езультаты расчетов технико-экономических показителей работы камерной печи с волокнистой футеровкой и регенеративными горелками									
Показатели			Началь	ная тем	иперату	ура кла	дки, °С	1	
работы печи	20	100	200	300	400	500	600	700	800
Удельный									
расход условного топлива	45,05	43,82	42,17	40,39	38,5	36,49	34,37	32,18	29,89
кг у.т./т									
КПД	46,14	47,41	49,31	51,5	53,99	56,96	60,46	64,6	69,54
Экономия									
топлива,	176,2	166,5	152,7	141,7	129,2	115,6	100,8	84,7	66,5
кг у.т./т									
Экономия топлива, %	79,6	79,2	78,4	77,8	77	76	74,6	72,5	69
Доход (расход), тыс. грн.	29,9	14,0	-8,6	-26,7	-47,3	-69,7	-94,0	-121	-151
Срок окупае- мости капита- ловложений, лет	0,9	0,95	1,03	1,11	1,22	1,37	1,57	1,87	2,38

oranamanai nabomi



Рис. 6. Динамика изменения экономической эффективности комплексной реконструкции камерной печи



Рис. 7. Зависимость минимально необходимой годовой производительности от температуры охлаждения кладки между нагревами металла. Вариант комплексной реконструкции печи

По результатам расчётов, представленных на рисунках 6, 7 и в таблице 4, можно сделать вывод об экономической целесообразности применения комплексной реконструкции исследуемой печи, вклю-

чающей замену футеровки и применение регенеративных горелок, в случае, если кладка печи между циклами работы остывает до 150 – 170 °С и ниже. В ином случае срок окупаемости превышает 1 год, что в данном примере принято считать не целесообразным.

Оценка эффективности капитальных вложений, с точки зрения срока окупаемости, равного одному году, показывает, что в случае глубокого охлаждения кладки печи между посадами металла приемлемыми являются варианты замены футеровки и комплексной реконструкции печи, предусматривающей применение регенеративных горелок и волокнистых теплоизоляционных материалов. Если срок окупаемости инвестиций принять равным двум годам, то все исследуемые варианты экономически выгодны.

В отличие от приведенного расчёта периода окупаемости, который относится к методам оценки проектов капитальных инвестиций, не учитывающих стоимость денежных средств во времени, можно вычислить показатели чистой теперешней стоимости (NPV) и внутренней нормы прибыльности (IRR). Это даст возможность рассчитать стоимость денежных средств с учётом времени работы агрегатов на весь период их эксплуатации.

## Выводы

Анализ полученных данных позволяет сделать следующие выводы.

Наименее затратным и имеющим самый короткий срок окупаемости для исследованной камерной термической печи является замена традиционной кирпичной футеровки на волокнистую. При температуре кладки перед посадом металла менее 520 – 530 °C срок окупаемости инвестиций не превышает 1 год.

Любое мероприятие по снижению расхода топлива тем эффективнее, чем выше производительность печи и годовое производство.

На технико-экономическое обоснование целесообразности инвестирования реконструкции печи большое влияние оказывают как технологические требования и теплотехнические факторы, так и срок эксплуатации внедряемого оборудования и систем.

Применение предложенных в работе вариантов энергосбережения в каждом отдельном агрегате требует детальной проработки и индивидуальных расчётов, учитывающих все особенности работы конкретной печи. В настоящее время имеется ряд решений, существенно снижающих затраты, как для варианта с регенеративными горелками, так и для варианта с заменой футеровки.

## Список литературы

1. Пилипенко Р.А. Интенсификация тепловой работы камерных печей, отапливаемых природным газом // Металлургическая теплотехника. Сб. науч. трудов НМетАУ. – Т. 8. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – С. 99 – 105.

2. Отчёт по научно-исследовательской работе «Разработка проектных решений по реконструкции систем отопления нагревательных устройств с применением шариковых регенераторов». – Днепропетровск. – 2001.

3. Шемет Т.Н., Затопляев Г.М. Исследование теплопроводности волокнистых теплоизоляционных материалов // Металлургическая теплотехника. Сб. науч. трудов НМетАУ. В двух книгах. – Книга первая. – Днепропетровск: Пороги, 2005 – С. 456 – 462.

4. Губинский В.И., Ерёмин А.О. Применение регенеративных горелок в промышленных печах с целью энергосбережения // Известия ВУЗов. Энергетика. – 2001. – № 5. – С. 50 – 58.

5. Сезоненко Б.Д., Орлик В.Н., Алексеенко В.В. Повышение эффективности использования природного газа при отоплении промышленных печей регенеративными горелками // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1996. – № 1. – С. 14 – 18.

6. Губинский В.И., Ерёмин А.О., Губинская С.Л., Шевченко Г.Л. Реконструкция системы отопления камерной закалочной печи с применением шариковых регенераторов // Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов НМетАУ. – Том 5. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – С. 84 – 87.

7. Мартыненко В.В., Дергапуцкая Л.А. Эффективные теплоизоляционные легковесные и волокнистые огнеупоры // Огнеупоры. – 1993. – № 6. – С. 19 – 21.

8. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Печи чёрной металлургии: Учебное пособие для вузов. – Днепропетровск: Пороги, 2002. – 154 с.

Рукопись поступила 10.04.2006.

УДК 662.967

Затопляев Г.М. – ст. преподаватель, НМетАУ, Украина Затопляев П.Г. – студент, НМетАУ, Украина

# ВЛИЯНИЕ КАЛОРИЙНОСТИ ТОПЛИВА НА РАБОТУ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ГОРЕЛОК

В статье показано, что при работе регенеративных горелок на низкокалорийном топливе, часть дымовых газов необходимо сбрасывать в обводной боров, миную насадку. Рассмотрено влияние калорийности топлива, высоты насадки и скорости теплоносителей на экономию топлива и гидравлическое сопротивление.

## Актуальность вопроса

Использование регенеративных горелок позволяет экономить до 85 % газообразного топлива на высокотемпературных технологических агрегатах за счет утилизации теплоты газов, покидающих рабочее пространство. Отопление таких агрегатов низкокалорийным топливом имеет ряд особенностей. Так, на работу регенеративных горелок существенное влияние оказывает отношение расходных теплоемкостей дымовых газов и подогретого воздуха. В случае применения дымососа выполненного из обычной стали, значение средней температуры дыма на выходе из насадки (период нагрева) не должно превышать 150 ÷ 200 °C.

Для соблюдения данного ограничения, необходимо часть дымовых газов удалять из рабочего пространства агрегата в обводные каналы, минуя насадку регенеративной горелки, что неизбежно снижает эффективность регенеративной системы утилизации тепла. Зависимость отношения расходных теплоемкостей потоков воздуха и продуктов горения от калорийности топлива приведена на рис. 1.

С уменьшением калорийности топлива, отношение расходных теплоемкостей уменьшается почти в два раза, таким образом, количество тепла, сообщаемое дымовыми газами насадке в дымовой период, превышает количество тепла, забираемое воздухом во время воздушного периода, следовательно, необходимо осуществлять сброс лишнего тепла.

<sup>©</sup> Затопляев Г.М., Затопляев П.Г., 2006



*Рис. 1. Зависимость отношения расходных теплоемкостей холодного воздуха и дымовых газов от калорийности топлива* 

## Постановка задачи

Для определения количества дымовых газов, которое необходимо сбрасывать, минуя насадку, выполнен ряд расчетов теплообмена и гидравлического сопротивления насадки регенеративной горелки имеющей следующие параметры:

температура дыма на входе в насадку – 1250 °С;

температура воздуха на входе в насадку – 20,0 °С;

скорость воздуха на входе в насадку при Н.У. –  $0,4 \div 0,6$  м/с;

высота насадки  $-0,5 \div 0,7$  м;

материал насадки корундовые шары диаметром – 20 мм;

время перекидки клапанов – 1 ÷ 3 мин.

Теплообмен в насадке, без учета потерь тепла через кладку камеры, описывается системой дифференциальных уравнений [1].

$$\frac{\partial t_{M}(r,\tau)}{\partial \tau} = \frac{\lambda_{M}(t_{M})}{\rho_{M} \cdot c_{M}(t_{M})} \left( \frac{\partial^{2} t_{M}(r,\tau)}{\partial r^{2}} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial t_{M}(r,\tau)}{\partial r} \right)$$
(1)

$$\frac{\partial t_{2}(\tau)}{\partial \tau} = -\frac{u}{\varepsilon} \cdot \frac{\partial t_{2}(\tau)}{\partial l} + \frac{\alpha_{F}}{\varepsilon} \cdot \frac{S_{y\partial}}{c_{2}(t_{2})} \cdot \left(t_{M}(R) - t_{2}(\tau)\right), \tag{2}$$

при следующих начальных и граничных условиях:

$$\tau = 0: \quad t_{2}(i) = t_{20}(i); \quad t_{M}(r) = t0;$$
(3)

$$l = 0: \quad t_{2} = t_{2}(0);$$
 (4)

$$r = 0: \quad \frac{\partial t}{\partial r} = 0 \quad ; \tag{5}$$

$$r = R: \quad \lambda_{\mathcal{M}}(t_{\mathcal{M}}) \cdot \frac{\partial t_{\mathcal{M}}(i,\tau)}{\partial r} = \alpha_{F} \cdot \left[t_{\mathcal{Z}}(\tau) - t_{\mathcal{M}}(R)\right], \tag{6}$$

где и – скорость газового потока на входе в насадку при Н.У.;  $\varepsilon$  – порозность слоя насадки;  $\alpha_F$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией к поверхности слоя шаров;  $S_{y\partial} = 6 \cdot (1 - \varepsilon)/d_u$  – удельная поверхность слоя шаров,  $M^2/M^3$ .

Значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_F$  определялось из критериального уравнения [2]  $Nu = 0,11 \cdot \text{Re}$ . Уравнения (1) – (2) с начальными (3) и граничными условиями (4) – (6) решались численно, методом конечных разностей на основе уравнений баланса тепла для каждого j-го слоя шара и i-го слоя насадки [3] по неявной схеме. Насадка разогревалась из холодного состояния. После цикла нагрева насадки, температура воздуха в каждом слое в начале цикла охлаждения принималась равной температуре поверхности шаров в слое, аналогично принимались температуры дыма в начале цикла нагрева. После нескольких десятков циклов нагрева-охлаждения в насадке устанавливалось квазистационарное состояние, при котором температуры дыма и воздуха от цикла к циклу, но в соответствующие интервалы времени от начала цикла для каждого слоя насадки, изменялись не более 0,01 °C. Гидравлическое сопротивление насадки, определялось по методике, приведенной в [4].

Расчеты температурных полей и гидравлического сопротивления насадки при работе регенеративной горелки на природном газе  $(\Pi\Gamma - Q_{\rm H}^{\rm p} = 35 \,{\rm M}{\rm J}{\rm w}/{\rm m}^{3})$ , коксовом газе (КГ –  $Q_{\rm H}^{\rm p} = 15,7 \,{\rm M}{\rm J}{\rm w}/{\rm m}^{3})$ , природно-доменной смеси (ПДС –  $Q_{\rm H}^{\rm p} = 15,7 \ u \ 8,6 \ {\rm MДж}/{\rm m}^3$ ), коксодоменной смеси (КДС –  $Q_{H}^{p} = 8,6 M Д ж / m^{3}$ ) и доменном газе (ДГ –  $Q_{\rm H}^{\rm p} = 3,86 \text{ MДж/m}^3$ ) с коэффициентом расхода воздуха 1,1 и с учетом ограничений по температуре дыма на выходе из насадки показали, что изменение скоростей теплоносителей в диапазоне 0,4 ÷ 0,6 м/с незначительно влияет на температурное поле насадки. Так температуры теплоносителей на выходе насадки увеличились не более, чем на 5 °C, при этом сопротивление насадки изменяется значительно. Влияние высоты насадки (0,4 ÷ 0,7 м) на количество сбрасываемого в обводной боров дыма и величину, достигаемой при этом экономии топлива, показано на рис. 2. Значения сопротивления насадки приведены в таблице 1.



Рис. 2. Сброс дыма и экономия топлива в зависимости от высоты насадки

Таблица 1

Зависимость сопротивления насадки от калорийности топлива,	
высоты насадки и скорости теплоносителей	

H <sub>Hac,</sub> V M F		Сопротивление насадки, Па							
	$W_{B03},$	$Q_{\mu}^{p}=35$	$Q_{\mu}^{p}=15,7$	$Q_{\mu}^{p}=8,6$	$Q_{\mu}^{p}=3,86$				
	nwi/C	МДж/м <sup>3</sup>	МДж/м <sup>3</sup>	МДж/м <sup>3</sup>	МДж/м <sup>3</sup>				
	0,4	197,5	199,8	202,0	207,4				
0,4	0,5	290,2	293,3	296,4	304,0				
	0,6	400,7	404,9	409,0	419,1				

	0,4	298,7	300,6	305,6	312,8
0,5	0,5	439,5	442,0	449,2	459,3
	0,6	607,4	610,7	620,5	633,9
	0,4	403,7	408,2	414,1	425,6
0,6	0,5	594,2	600,5	608,9	625,2
	0,6	821,4	829,8	841,1	862,9
	0,4	517,3	521,7	529,7	543,6
0,7	0,5	761,4	767,5	779,0	798,5
	0,6	1052,4	1060,3	1075,8	1101,9

#### Продолжение табл. 1

#### Выводы

Ограничение по температуре дыма ( $180 - 200 \,^{\circ}$ С), покидающего насадку, приводит к тому, что приходиться сбрасывать в обводной боров часть дыма даже при работе регенеративных горелок на ПГ, когда отсутствуют подсосы атмосферного воздуха или выбивание продуктов горения из рабочего пространства печи. Скорость теплоносителей на входе в насадку, а также высоту насадки желательно выбирать в диапазоне значений  $0,4 - 0,5 \,\text{м/c}$  и  $0,4 - 0,5 \,\text{м}$  соответственно, при этом сопротивление насадки не превышает 460 Па.

Работа регенеративной системы отопления на ДГ наиболее эффективна в случае одновременного подогрева и воздуха и ДГ в отдельных насадках регенеративной горелки.

## Список литературы

1. Анализ процесса теплопередачи в регенеративных теплообменниках с шаровой насадкой / Карп И.Н., Сезоненко Б.Д., Орлик В.Н. и др.// Доклады Академии наук Украины. – 1994. – № 6. – С. 77 – 79.

2. Полетавкин П.Г. Нагрев воздуха и газов до 1500 °С и выше в высокотемпературных теплообменниках с неподвижной шариковой насадкой // Теплообмен в высокотемпературном потоке газа. – Вильнюс: Мингис. – 1972. – С. 192 – 209.

3. Затопляев Г.М. Расчет основных параметров шариковой насадки регенеративной горелки // Металлургическая и горнорудная пром-сть. – 2001. – № 2. – С. 103 – 105.

4. Гидравлическое сопротивление слоевой насадки воздухонагревателя / Агафонова М.И., Торицын Л.Н., Лекомцева Е.Д. и др. // Металлургическая теплотехника. – М.: Металлургия. – 1990. – С. 28 – 31.

Рукопись поступила 26.05.2006.

УДК 536.2+536.63:669.15-198

**Ильченко К.Д.** – д-р техн. наук, проф., НМетАУ **Морозенко Е.П.** – ст. препод., НМетАУ

## ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ШИХТ ВЫСОКОУГЛЕРОДИСТОГО ФЕРРОМАРГАНЦА С ОФЛЮСОВАННЫМ АГЛОМЕРАТОМ

Приведены результаты исследования теплофизических свойств шихт высокоуглеродистого ферромарганца с использованием рядового агломерата естественной основности и двух сортов высокоофлюсованного агломерата. Показано, что использование агломерата основностью 2,0 позволяет вывести из шихты сырой известняк, снизить ее энтальпию по сравнению с рядовой, и уменьшить удельный расход электроэнергии на выплавку ферромарганца.

#### Введение

Агломерация является одной из важнейших частей электрометаллургического передела. Высокое качество марганцевого агломерата и более высокие технико-экономические показатели его использования могут быть достигнуты при условии выбора и соблюдения оптимальных параметров процесса агломерации.

Как и при спекании железных руд, при использовании марганцевого агломерата происходит дегидратация, диссоциация окислов и карбонатов, окислительно-восстановительные реакции, взаимодействие в сложных оксидных системах.

Основная задача при организации процесса агломерации – выбор наиболее рациональной флюсующей добавки с целью получения устойчивого против водяных паров агломерата [1].

Исследование теплофизических свойств шихтовых материалов ферросплавного производства имеет большое значение, так как от теплофизических свойств существенно зависит расход электроэнергии и технология ведения процесса нагрева и плавления шихты. Без знания теплофизических свойств шихты невозможно выполнить расчет теплового баланса, без которого нельзя проектировать ферросплавные печи и проводить расчеты технологического процесса.

Выплавка ферросплавов является ресурсо- и энергоемким производством, так как 18,8 % электроэнергии, потребляемой черной металлургией, приходится на ферросплавное производство [2].

<sup>©</sup> Ильченко К.Д., Морозенко Е.П., 2006

## Постановка задачи

Производство ферромарганца в электропечах базируется на использовании в качестве рудной составляющей неофлюсованного марганцевого агломерата, в качестве флюса используется известняк, а восстановителем является кокс. При такой технологии получения ферромарганца на разложение известняка расходуется дефицитная электроэнергия, а на восстановление вьделяющегося при разложении известняка диоксида углерода расходуется около 20 % углеродистого восстановителя [3].

Одним из путей, позволяющих вывести сырой флюс из шихты и тем самым усовершенствовать процесс, является использование офлюсованного марганцевого агломерата

Задача данного исследования состояла в определении теплофизических свойств (энтальпии, теплоемкости и коэффициента теплопроводности) шихт для выплавки высокоуглеродистого ферромарганца; рядовой, содержащей агломерат естественной основности (B = 0,5), и с использованием высокоофлюсованного агломерата (B = 2,0; 2,5).

Для исследования теплофизических свойств использовалась установка ОТСМ-1, работающая по методу баланса тепла в образце, и методика обработки данных теплофизического эксперимента, описанные в [4].

Для рекомендации в производство высокоофлюсованного агломерата, обеспечивающего в процессе нагрева минимальное теплопотребление, ранее были проведены исследования теплофизических свойств экспериментально офлюсованных железомарганцевых агломератов основностью 0,5 - 3,5, результаты которых опубликованы в [5]. Среди исследованных материалов выделен агломерат основностью B = 2,5, обладающий минимальной энтальпией (504 кДж/кг при температуре 1100 °C).

В табл. 1 представлен состав шихт с неофлюсованным агломератом (основность 0,5) и агломератом основностью 2,0 и 2,5.

Таблица 1

Шихта с агломератом	Аг.	ломера овност	ат ью	Кокс	Извест-	Железо- рудные	
	0,5	2,0	2,5		НЯК	окатыши	
I с. основностью 0,5	66,36	-	-	10,28	21,26	2,1	
основностью 2,0	42,0	42,5	-	15,5	-	-	
основностью 2,5	-	-	90,2	9,8	-	_	

Состав шихт высокоуглеродистого ферромарганца, %

#### Анализ результатов исследования

Теплофизические свойства исследованных шихт представлены в табл. 2, где *i* – энтальпия [кДж/кг], *c* – теплоемкость [кДж/кг°С],  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности [Вт/м·°С]. Величины в скобках указывают убыль массы образца при нагреве в %.

Таблица 2

	С агломератом I сорта				С офлюсованным агломератом						
t	основностью 0,5 (18.72)			основностью 2,0			основностью 2,5				
		(-10,72	)		(-0,00)	1		(-0,14)	<b>I</b>		
	i	С	λ	i	С	λ	i	С	λ		
100	65	0,646	0,938	58	0,575	0,734	85	0,846	1,215		
200	169	0,843	1,038	107	0,534	0,633	174	0,873	1,194		
300	274	0,914	1,124	146	0,486	0,650	262	0,873	1,177		
400	400	1,000	1,273	199	0,498	0,704	356	0,890	1,225		
500	512	1,024	1,454	239	0,479	0,754	424	0,847	1,223		
600	620	1,033	1,805	277	0,461	0,820	484	0,807	1,194		
700	716	1,023	1,804	313	0,448	0,868	548	0,783	1,193		
800	812	1,015	1,741	325	0,441	0,886	626	0,782	1,229		
900	1153	1,281	1,705	384	0,428	0,902	733	0,812	1,293		
1000	1339	1,339	1,540	438	0,438	0,914	870	0,870	1,356		
1100	1494	1,358	1,541	502	0,450	0,957	1045	0,950	1,429		

Теплофизические свойства шихт высокоуглеродистого ферромарганца

Минимальной энтальпией (502 кДж/кг) обладает шихта, содержащая 42,0 % агломерата основностью B = 0,5 и 42,5 % офлюсованного агломерата основностью B = 2,0. Такое низкое теплопотребление объясняется не только отсутствием в шихте сырого известняка, но также содержанием в шихте 15,5 % кокса, который начинает выделять теплоту при температуре около 500 °C, что снижает общее теплопотребление шихты. При этом коэффициент теплопроводности данной шихты несколько ниже, чем у других исследованных шихт, тем не менее он достаточно высокий (0,957 Вт/м.°C при температуре 1100 °C) для того, чтобы обеспечить устойчивость дугового процесса в печи.

Теплофизические свойства шихт высокоуглеродистого ферромарганца в зависимости от температуры описываются уравнениями:

– для рядовой шихты с агломератом I сорта основностью 0,5  $a = 0.670 \pm 0.607 \ 10^{-3} t$ 

$$c = 0,679 + 0,607 \cdot 10^{-3} t \tag{1}$$

$$\lambda = 1,012 + 0,732 \cdot 10^{-5} t \tag{2}$$

– для шихты с офлюсованным агломератом основностью B = 2,0

 $c = 0,548 - 0,118 \cdot 10^{-3} t \tag{3}$ 

$$\lambda = 0.618 + 0.302 \cdot 10^{-3} t \tag{4}$$

– для шихты с офлюсованным агломератом основностью B = 2,5

$$c = 0,845 + 0,554 \cdot 10^{-3} t \tag{5}$$

 $\lambda = 1,136 + 0,186 \cdot 10^{-3} t \tag{6}$ 

Как показывает анализ вышеприведенных результатов, шихта с агломератом основностью B = 2,0 обладает наименьшей энтальпией среди исследованных шихт. При температуре 1100 °C разность энтальпий рядовой шихты и шихты с офлюсованным агломератом основностью. B = 2,0 составляет 992 кДж/кг, что в пересчете на электроэнергию дает экономию в 275 кВт·ч/т.

## Выводы

Выполненные в работе исследования теплофизических свойств шихт для выплавки высокоуглеродистого ферромарганца направлены на поиск состава низкотеплоемкой шихты, использование которой позволяет снизить удельный расход электроэнергии при производстве ферромарганца.

Высокоосновные агломераты и шихтовые материалы на их основе являются новыми материалами ферросплавного производства, исследование теплофизических свойств которых выполнено впервые.

Результаты исследования имеют важное практическое значение, так как позволяют производить энергетическую оценку как существующих, так и новых процессов получения марганцевых ферросплавов.

Данные и ранее выполненные исследования позволяют наметить следующие направления снижения теплоемкости шихт для выплавки высокоуглеродистого ферромарганца:

– использовать в шихте марганцевый агломерат вместо марганцевого концентрата, так как теплопотребление агломерата на 30 % ниже, чем концентрата [6];

 так как среди нерудных составляющих шихты наибольшим теплопотреблением обладает известняк; целесообразно выводить сырой известняк из шихты или заменять его доломитом, имеющим меньшую теплоемкость [7];

– использовать в шихте высокоофлюсованный марганцевый агломерат (B = 2,0; 2,5), позволяющий полностью вывести из шихты сырой известняк.

Таким образом, выполненные исследования теплофизических свойств шихт для выплавки высокоуглеродистого ферромарганца показали, что использование офлюсованного агломерата основностью B = 2,0 позволяет снизить энтальпию шихты по сравнению с рядовой на 992 кДж/кг, уменьшить удельный расход электроэнергии на 275 кВт·ч/т и получить значительный экономический эффект.

## Список литературы

1. Гасик М.И. Электрометаллургия марганца. – К.: Техніка, 1972. – 167 с.

2. Гасик М.И. Электротермия марганца. – К.: Техніка, 1979. – 272 с.

3. Влияние известняка на удельный расход кокса и электроэнергии и на выход колошникового газа при выплавке ферромарганца в электропечах РПЗ-48М2 / А.Г. Кучер, В.И. Матюшенко, В.Ф. Величко и др. // Сталь. – 1980. – № 10. – С. 873 – 875.

4. Ильченко К.Д., Морозенко Е.П. Планирование эксперимента при исследовании теплофизических свойств шихтовых материалов металлургии. – Днепропетровск: Січ, 2004. – 176 с.

5. Ильченко К. Д., Морозенко Е.П. Исследование теплофизических свойств высокоофлюсованных марганцевых агломератов ферросплавного производства //Металлургическая теплотехника: Сб. научн. трудов. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – С. 306 – 310.

6. Ильченко К.Д., Кучер А.Г. Исследование теплофизических свойств шихтовых материалов и шихт для выплавки марганцевых ферросплавов. – В кн.: Физико-химические исследования малоотходных процессов в электротермии. – М.: Наука, 1985. – С. 52 – 57.

7. Ильченко К.Д., Морозенко Е.П., Педай И.И. Исследование теплофизических свойств известняков // Сталь. – 1989. – № 11. – С. 47 – 48.

Рукопись поступила 13.04.2006.

## УДК 519.242 + 669.181.28

**Ильченко К.Д.**– д-р техн. наук, проф., НМетАУ **Морозенко Е.П.**– ст. препод., НМетАУ **Тарасевич Т.Ю.**– ведущий инженер, НПП "ЭНЕРГОТЕХ-Т"

## ПЛАНИРОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА В ТЕПЛОФИЗИКЕ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ ШЛАКОВ

Приведены модели зависимости вязкости многокомпонентных металлургических шлаков от состава и температуры, полученные с помощью методов планирования эксперимента. Модели обобщают многочисленные данные по исследованию вязкости шлаков и позволяют рассчитывать вязкость шестикомпонентных шлаков различного состава при температурах их расплавленного состояния.

#### Введение

Одним из показателей качества шлака является его жидкоподвижность или текучесть, характеризуемая вязкостью. Накопленный экспериментальный материал о вязкости различных шлаковых систем обобщается, как правило, графическим представлением результатов в виде изотерм вязкости на диаграммах "состав-свойство". Требование наглядности ограничивает число компонентов шлака и в лучшем случае графически может быть представлена четырехкомпонентная система [1]. При исследовании реальных шлаковых систем результаты представляются либо в виде зависимости вязкости от температуры, либо в виде табличных данных.

Это обусловлено, прежде всего, тем, что практически отсутствуют разработки, позволяющие рассчитать изменение вязкости шлака в зависимости от его состава и температуры.

#### Постановка задачи

Авторами работы [2] с помощью математического планирования эксперимента обобщены литературные данные по вязкости шлаков, близких по составу к шлакам производства марганцевых ферросплавов, а также выполнены исследования вязкости двенадцати наиболее характерных шлаков при температурах 1400 – 1550 °C с шагом в 50 °C.

Задача математического описания многокомпонентной шлаковой системы решена авторами на том основании, что независимо могут варыироваться лишь (q – 1) смесевых переменных [3], содержание последнего

<sup>©</sup> Ильченко К.Д., Морозепко Е.П., Тарасевич Т.Ю., 2006

q-го компонента смеси определяется как остаток от общей суммы, один смесевой компонент исключается из рассмотрения, а для оставшихся независимых смесевых переменных строится полином n-ой степени. Задачей исследования являлось установление количественных связей между пропорциями отдельных компонентов и свойствами смеси.

Для математической обработки из литературных источников [4-6] было отобрано 100 шлаков следующего состава 30-45 %  $SiO_2$ ; 19-50 % CaO; 0,5-15 % MgO; 1-25 % MnO; 4-10 %  $Al_2O_3$ ; остаток – не более 5 %.

На основании априорной информации для описания зависимости свойств шлаков от их состава была выбрана модель в виде неполного полинома третьей степени

$$\nu = b_0 + \sum \beta_i x_i + \sum \beta_{ij} x_i x_j + \sum \beta_{ijk} x_i x_j x_k, \qquad (1)$$

где  $b_0$  – свободный член уравнения;  $\beta_i$ ,  $\beta_{ijk}$  – рассчитанные коэффициенты;  $x_i$ ,  $x_j$ ,  $x_k$  – содержание компонентов в шлаке, %; q – число компонентов.

В соответствии с условием метода в расчетах исключался последний смесевой компонент, содержание которого определялось как остаток от разности

$$100 - \sum (Si\theta_2 + CaO + Mg\theta + MnO + AI_2\theta_3), \qquad (2)$$

а для оставшихся пяти переменных строился полином.

Ниже приведено уравнение, описывающее зависимость вязкости шлака от состава при температуре 1400 °С.

$$v = -124,211+4,982x_{1}+2,389x_{2}-12,527x_{3}+1,33x_{4}+13,029x_{5}-0,099x_{1}x_{2}++0,076x_{1}x_{3}-0,053x_{1}x_{4}-0,494x_{1}x_{5}+0,311x_{2}x_{3}-0,020x_{2}x_{4}-0,267x_{2}x_{5}++0,317x_{3}x_{4}+0,963x_{3}x_{5}-0,032x_{4}x_{5}-0,025x_{1}x_{2}x_{3}+0,0009x_{1}x_{2}x_{4}++0,0106x_{1}x_{2}x_{5}-0,0064x_{2}x_{3}x_{4}-0,022x_{2}x_{3}x_{5};-0,0049x_{3}x_{4}x_{5},$$
 (3)

где  $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5$  – содержание в шлаке *SiO<sub>2</sub>, CaO, MgO, MnO u Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>* соответственно, %.

Подобные уравнения со своими коэффициентами были получены авторами [2] и для других значений температур. Таким образом, зная химический состав шлака, можно, не прибегая к специальным исследованиям, оценить жидкоподвижность шлакового расплава при определенной температуре. Недостатком уравнения (3) является то, что оно не содержит несмесевой фактор – температуру.

Резюмируя вышеизложенное, следует отметить, что авторы работы [2] отказались от симплекс-решетчатого планирования при исследовании многокомпонентных смесей, каковыми являются шлаки ферросплавного производства, в силу того, что при этом для шестикомпонентной системы теряется наглядность графического представления результатов.

Тем не менее, исключение одного из факторов и применение для описания зависимости вязкости шлаков от состава обычного неполного полинома третьей степени, с одной стороны, нисколько не улучшило наглядность результатов, а с другой, – не позволило включить в зависимость температуру, как независимый фактор.

Задачей данного исследования является использование симплекс решетчатого планирования для построения математической модели зависимости вязкости шестикомпонентных металлургических шлаков от состава и температуры.

Соглашаясь с трудностью графического представления результатов для сложной многокомпонентной системы, будем представлять результаты в виде математических моделей, включающих, кроме смесевых факторов, также и количественный фактор – температуру.

## Методика построения моделей

Как известно, симплекс-решетчатые планы [3, 7] обладают свойствами последовательной композиционности только для планов первого и второго порядков. При этом все экспериментальные точки располагаются на периферии симплекса, что совершенно не пригодно при исследовании свойств шлаков, потому что, во-первых, чистые компоненты шлаков при температурах исследования находятся в большинстве случаев в твердом состоянии, во-вторых, трудно предположить, что двухкомпонентные члены соответствующих моделей исчерпывают все взаимодействия, влияющие на свойства шлаков.

Для построения матрицы планирования целесообразно использовать последовательную композиционную достройку плана первого или второго порядка специальными членами решеток более высокого порядка с проверкой адекватности моделей на каждом этапе достройки плана. При этом контрольными служат точки следующего этапа достройки плана.

В матрице планирования, приведенной в табл. 1, осуществлено частичное совмещение планов разных порядков. Можно рассматривать ее как достройку плана первого порядка кубическими членами (строки 1 – 6 и 22 – 31). Можно считать, что за основу взят план второго порядка, дополненный кубическими членами (строки 7 – 31), а также можно использовать все строки матрицы.

Кроме смесевых факторов, в модель включалась в качестве несмесевого фактора температура. Для реализации матрицы данные [2] были дополнены данными [1, 8].

Таблица 1

Номер	SiO <sub>2</sub>	CaO	MgO	MnO	A1 <sub>2</sub> 0 <sub>3</sub>	CaF <sub>2</sub>
опыта	$\mathbf{X}_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$	$X_5$	$X_6$
1	100	0	0	0	0	0
2	0	100	0	0	0	0
3	0	0	100	0	0	0
4	0	0	0	100	0	0
5	0	0	0	0	100	0
6	0	0	0	0	0	100
7	50	50	0	0	0	0
8	50	0	50	0	0	0
9	50	0	0	50	0	0
10	50	0	0	0	50	0
11	50	0	0	0	0	50
12	0	50	50	0	0	0
13	0	50	0	50	0	0
14	0	50	0	0	50	0
15	0	50	0	0	0	50
16	0	0	50	50	0	0
17	0	0	50	0	50	0
18	0	0	50	0	0	50
19	0	0	0	50	50	0
20	0	0	0	50	0	50
21	0	0	0	0	50	50
22	33,3	33,3	33,3	0	0	0
23	33,3	33,3	0	33,3	0	0
24	33,3	33,3	0	0	33,3	0
25	33,3	33,3	0	0	0	33,3
26	0	33,3	33,3	33,3	0	0
27	0	33,3	33,3	0	33,3	0
28	0	33,3	33,3	0	0	33,3
29	0	0	33,3	33,3	33,3	0
30	0	0	0	33,3	0	33,3
31	0	0	0	33,3	33,3	33,3

Матрица планирования эксперимента

#### Результаты исследования

Результаты представлялись в виде уравнений (без геометрической интерпретации) как наиболее полные, так как для многокомпонентных моделей графическая интерпретация неполная или очень громоздкая.

Убедившись, что для большинства шлаков зависимость вязкости от температуры является линейной, по методу прямых произведений получаем следующую линейную модель.

 $v = 1673,13x_1+407,917x_2-3326,22x_3-0,864x_4+1883,12x_5+0,2583x_6-0,9343x_1t-0,2087x_2t+1,3517x_3t+0,0081x_4t-0,4697x_5t-0,00015x_6t.$  (4)

Как показала проверка адекватности, модель (4) является неадекватной в силу указанных выше причин. Квадратная модель описывающаяся уравнением (5),

 $v = 1673,13x_1+407,9165x_2-3326,2x_3-0,864x_4+1883,12x_5+0,2583x_6-0,9343x_1t-0,2087x_2t+1,3517x_3t+0,0081x_4t-0,4697x_5t-0,00015x_6t-4141x_1x_2-2222x_1x_3-2119x_1x_4-16155x_1x_5-3302,1x_1x_6+5586x_2x_3-512x_2x_4-6002x_2x_5-812,42x_2x_6+7247x_3x_4+38503x_3x_5+6651,93x_3x_6+1747x_4x_5+1,2104x_4x_6-3751,98x_5x_6+2,26x_1x_2t+2,22x_1x_3t+1,14x_1x_4t+8x_1x_5t+1,84x_1x_6t-1,66x_2x_3t+0,22x_2x_4t+2,32x_2x_5t+0,4146x_2x_6t-2,82x_3x_4t-20,58x_3x_5t-2,7x_3x_6t-1,52x_4x_5t-0,0166x_4x_6t+0,93x_5x_6t, \end{tabular}$ 

также является неадекватной.

Достраиваем модель кубическими членами типа x<sub>i</sub> x<sub>i</sub>x<sub>k</sub>.

 $v = 1673, 13x_1 + 407, 917x_2 - 3326, 22x_3 - 0, 864x_4 + 1883, 12x_5 + 0, 2583x_6 - 0, 9343x_1t - 0, 2087x_2t + 1, 3517x_3t + 0, 0081x_4t - 0, 4697x_5t - 0, 00015x_6t - 4141x_1x_2 - 2222x_1x_3 - 2119x_1x_4 - 16155x_1x_5 - 3302, 1x_1x_6 + 5586x_2x_3 - 512x_2x_4 - 6002x_2x_5 - 812, 42x_2x_6 + 7247x_3x_4 + 38503x_3x_5 + 6651, 93x_3x_6 + 1747x_4x_5 + 1, 2104x_4x_6 - 3751, 98x_5x_6 + 2, 26x_1x_2t + 2, 22x_1x_3t + 1, 14x_1x_4t + 8x_1x_5t + 1, 84x_1x_6t - 1, 66x_2x_3t + 0, 22x_2x_4t + 2, 32x_2x_5t + 0, 4146x_2x_6t - 2, 82x_3x_4t - 20, 58x_3x_5t - 2, 7x_3x_6t - 1, 52x_4x_5t - 0, 0166x_4x_6t + 0, 93x_5x_6t + 4889x_1x_2x_3 + 950, 8x_1x_2x_4 + 38329x_1x_2x_5 + 6034x_1x_2x_6 - 9822, 9x_2x_3x_4 - 75850x_2x_3x_5 - 8014x_2x_3x_6 - 2138x_3x_4x_5 - 11759x_3x_4x_6 - 10931x_4x_5x_6 - 5, 38x_1x_2x_3t - 0, 0006x_1x_2x_4t - 19, 8x_1x_2x_5t - 3, 265x_1x_2x_6t + 2, 2x_2x_3x_4t + 38x_2x_3x_5t + 1, 56x_2x_3x_6t - 2, 38x_3x_4x_5t + 4, 38x_3x_4x_6t + 5, 97x_4x_5x_6t.$ 

Проверка адекватности этой модели показала, что она наилучшим образом по сравнению с остальными моделями описывает зависимость вязкости шестикомпонентных шлаков от состава и температуры.

## Выводы

Получена математическая модель зависимости вязкости металлургических шлаков от состава и температуры.

Представление результатов исследования в виде модели (б) является более компактным и удобным, чем в работе [2], и показывает, что результаты исследований могут быть интерпретированы самым различным образом.

## Список литературы

1. Свойства жидких доменных шлаков / В.Г. Воскобойников, Н.Е. Дунаев, А.Г. Михалевич и др. – М.: Металлургия, 1975. – 184 с.

2. Ганцеровский О.Г., Чепеленко Ю.В., Овчарук А.Н. Применение математических методов для обобщения данных о вязкости шлаков // Известия вузов. Черная металлургия. – 1977. – № 10. – С. 38 – 41.

3. Применение математических методов для исследования многокомпонентных систем. – М.: Металлургия, 1974. – 176 с.

4. Курнушко О.В. Легирующие сплавы // Сб. ЦНИИЧМ. – М.: Металлургия, 1967. – Вып. 57. – С. 104 – 114.

5. Шлаковый режим доменных печей // Жило Н.Л., Большакова Л.И., Остроухов М.Я. и др. – М.: Металлургия, 1967. – С. 149 – 169.

6. Жило Н.Л., Цылев Л.М. Выплавка ферросплавов в доменной печи на дутье, обогащенном кислородом. – М.: Изд-во АН СССР, 1959. – С. 17 – 37.

7. Scheffe H. Experiments with Mixtures // Journal of Royal Statistical Society, Series B. – 1958. – V. 20. – P. 344 – 360.

8. Физические свойства расплавов системы CaO-SiO<sub>2</sub>-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-MgO-CaF<sub>2</sub>: Справочник / А.А. Акбердин, И.С. Куликов, В.А. Ким и др. – М.: Металлургия, 1987. – 144 с.

Рукопись поступила 13.04.2006.

**Комаров В.Ф.** – мл. науч. сотр., ДонНУ

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПРОДУВКИ В ПРОМКОВШЕ В УСЛОВИЯХ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ

Рассматривается математическая модель, описывающая процесс взаимодействия вдуваемого газа с металлом в промежуточном ковше. Методом математического моделирования исследован процесс продувки расплава инертным газом в промежуточном ковше с пористым газопродувочным элементом.

#### Введение

Одним из способов удаления неметаллических включений из расплава при производстве стали является создание газовой завесы путем вертикальной подачи инертного газа через пористый блок, преграждающей движение металла через все поперечное сечение ковша.

В работе исследовался одноручьевой промежуточный ковш (ПК, рис. 1) с одним газопродувочным элементом, расположенным в центральной части ПК. Предложена математическая модель, описывающая процесс взаимодействия вдуваемого газа с металлом в промежуточном ковше.



*Рис. 1. Область исследования*  $\Omega_1$  – ванна промежуточного ковша

<sup>©</sup> Комаров В.Ф., 2005

#### Постановка задачи

Для описания конвекции расплава в полости промковша (рис. 4.1, область  $\Omega_1$  с границами  $\partial \Omega_1$ ) применялась система уравнений переноса в предположении малых концентраций газовой фазы в расплаве без учета аддитивной составляющей гидростатического давления. Первое предположение допустимо благодаря незначителным расходам продувочного газа и распределенному характеру его вдувания. Второе требует знания величины расхода расплава через промковш и вынуждает установить жесткие граничные условия для истечения расплава.

В векторном виде в физических переменных имеем следующую систему дифференциальных уравнений.

Уравнение Навье-Стокса для скорости движения расплава  $\vec{u}$ :

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \rho \left( \vec{u} \cdot \nabla \right) \vec{u} = \rho \vec{F} - \nabla P + \eta \nabla^2 \vec{u} , \qquad (1)$$

где  $\vec{F} = -\beta \left(1 - \frac{\rho_{e}}{\rho}\right) \vec{g}$ ;  $\vec{g}$  – ускорение свободного падения;  $\rho$  – плот-

ность расплава с температурой  $T_{M}$ ;  $\rho_{c}$  – плотность вдуваемого газа при  $T = T_{M}$ ;  $\beta$  – объемная доля газовой фазы;  $\eta$  – динамическая вязкость; P – давление; t – время.

Уравнение неразрывности

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0. \tag{2}$$

Уравнение для доли газовой фазы

$$\frac{\partial \beta}{\partial t} + \left(\vec{u} \cdot \nabla\right)\beta = B + \nabla \left(D_{mp} \nabla \beta\right),\tag{3}$$

где  $D_{mp}$  – коэффициент турбулентной диффузии газа к металлу. В области продувочного блока действует источник газовой фазы

$$B = \frac{q}{V_0} \frac{T_{_{\mathcal{M}}}}{273},$$

где q – расход газа через продувочный блок;  $V_0$  – характерный объем зоны формирования барботажного режима,  $T_{M}$  – температура расплава.

Для решения задачи в системе «ПК-расплав» уравнения (1) – (3) дополнялись начальными и граничными условиями.

В начальный момент времени  $(t_0)$  предполагалось отсутствие потоков и газовой фазы. Значение давления на всех открытых поверхностях в силу второго предположения принято одинаковым и для удобства вычислений равно 0:

$$\vec{u}_{t_0,\Omega_1} = 0; \quad P_{t_0,\partial\Omega} = P_0 \equiv 0; \quad \beta\Big|_{t_0,\Omega_1} = 0.$$

Из физических соображений на внутренних границах стенок промковша ( $\partial \Omega_l$ ) для скорости действует условие прилипания и непроницаемости:

$$\vec{u}\big|_{\partial\Omega_2} = \vec{0}; \quad \left(-D_{mp}\nabla\beta + \vec{u}\beta\right) \cdot \vec{n}\big|_{\Omega_2} = 0$$

здесь и далее по тексту  $\vec{n}$  – вектор внешней нормали к границе.

На свободной поверхности расплава:

$$\vec{n} \cdot \vec{u}\Big|_{\partial \Omega_1} = 0; \quad \eta \nabla \vec{u} \cdot \vec{n}\Big|_{\partial \Omega_1} = 0; \quad P\Big|_{\partial \Omega_1} = 0.$$

Поток газовой фазы на данной границе пропорционален количеству газа, который достигает единицы поверхности,

$$\left(-D_{mp}\nabla\beta\right)\cdot\vec{n}\Big|_{\partial\Omega_{1}}=-k\beta,$$

где *k* – коэффициент пропорциональности.

Условия втекания и истечения расплава согласно физической постановке задачи:

$$\vec{n} \cdot \vec{V}\Big|_{\partial R} = -V_0; \quad P\Big|_{\partial R} = 0; \quad \beta\Big|_{\partial R} = 0;$$
  
$$\vec{\tau} \cdot \vec{V}\Big|_{\partial r} = 0; \quad P\Big|_{\partial r} = 0; \quad \left(-D_{mp}\nabla\beta\right) \cdot \vec{n}\Big|_{\partial r} = 0$$

где  $\vec{\tau}$  – единичный вектор касательной к границе;  $\partial R$  – граница защитной трубы;  $\partial r$  – граница разливочного стакана.

Расчет проводился в двумерной постановке задачи, продувка предполагалась по всему поперечному сечению промковша.

#### Анализ результатов расчета

В ходе численного эксперимента получены поля скоростей и доли газовой фазы в расплаве. На рис. 2 приведена картина гидродинамических потоков в расплаве в отсутствие продувки. На рис. 3 – картина потоков в расплаве в процессе продувки. Результаты расчетов показывают, что с помощью организованного газового потока можно задержать поступающие порции расплава в приемной части ковша на более длительное время и направить их в приповерхностную зону для взаимодействия со шлаковым покрытием.

Как видно из рисунков, наличие продувки может изменять направление потоков. Таким образом можно организовать доставку дисперсных неметаллических включений и растворенных газовых примесей к шлаку ПК. Численный расчет одной лишь гидродинамики не достаточен для количественной оценки процесса очистки расплава.



Рис. 2. Гидродинамические потоки в расплаве в отсутствие продувки



Рис. 3. Гидродинамические потоки в расплаве с продувкой инертным газом



Рис. 4. Распределение доли газовой фазы по ширине промковша на различных горизонтах (расстояние от поверхности расплава)

#### Выводы

Сравнение с результатами физического моделирования подтверждает наличие искажений в доле газовой фазы и динамике движения расплава в областях с повышенной концентрацией газа из-за невозможности учета влияния скорости движения пузырьков газа. Кроме того, модель необходимо дополнить уравнением теплопереноса, т.к. присутствующая в расплаве тепловая конвекция также влияет на характер движения расплава. Несмотря на свою простоту, данную модель учета влияния газовой фазы можно применять для исследования зависимости гидродинамических явлений в промковше от изменяемых технологических параметров продувки: расхода нейтрального газа, конфигурации и количества продувочных блоков, их суммарной площади поперечного сечения.

## Список литературы

1. Охотский В.Б. Флотация неметаллических включений // Известия ВУЗов. Черная металлургия. – 1997. – № 2. – С. 13 – 15.

2. Бакакин А.В., Хорошилов В.О. О математическом описании течения металла в ковше при продувке инертным газом // Известия ВУЗов. Черная металлургия. – 1981. – № 1. – С. 143 – 144.

Рукопись поступила 20.11.2005.

## УДК 662.9(083)

Кравцов В.В. – д-р техн. наук, проф., зав. каф. ТТ, ДонНТУ Волошин А.И. – глав. инженер, ЗАО «НКМЗ» Бирюков А.Б. – канд. техн. наук, ассистент, ДонНТУ

## НОВАЯ КОНЦЕПЦИЯ ПОСТАНОВКИ И РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТЕПЛОВЫМ РЕЖИМОМ ТЕРМИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

Предложена новая энергосберегающая концепция нагрева заготовок в печах термообработки, включающая в себя нагрев с максимально возможной скоростью, определенной при помощи соответствующей математической модели, до достижения среднемассовой температурой металла заготовки температуры изотермической выдержки и последующий перевод горелок в режим импульсной работы при отклонениях температуры печи от температуры выдержки.

## Введение

В настоящее время существует некоторая разобщенность в проектировании энерготехнологических объектов и АСУ ТП для них при решении задачи оптимального управления тепловым режимом термических печей с целью энергосбережения. При этом на долю АСУ ТП в основном отводится роль стабилизации различных параметров путем непрерывного и импульсного регулирования на основании имеющегося опыта или на основании проведенных исследований в термообработке отдельных типовых изделий, например, в виде композитных валков, рабочих валков.

#### 1. Постановка задачи исследования

Импульсное регулирование, бесспорно, дает большой вклад в энергосбережение, особенно, при изотермической выдержке в процессе термической обработки. Однако в период выхода на такой режим, т.е. период нагрева изделий, происходят необоснованно высокие энергетические потери, например, увеличивается удельный расход природного газа на тонну термообработанного металла, вызванный отсутствием хоть какой-либо информации о температуре в каждой точке изделия, в первую очередь, температуре в приповерхностном слое и в центре изделия, что позволяет оценить, выполняет ли данный режим

<sup>©</sup> Кравцов В.В., Волошин А.И., Бирюков А.Б., 2006

нагрева регламент по скорости нагрева, если это определенным образом влияет на потребительские свойства изделия. Именно последний довод, как правило, приводит к затягиванию процесса нагрева, а значит к перерасходу топлива, о чем будет сказано ниже. Поэтому данная работа посвящена разработке энергосберегающей технологии нагрева металла в печах термообработки, включающей в себя прогнозирование температурных полей металла в зависимости от параметров нагрева при помощи соответствующей математической модели

Использование адаптированных к конкретной печи математических моделей в виде, так называемых имитационно-оптимизирующих блоков в составе АСУ ТП на верхнем уровне, крайне необходимы для уменьшения ошибок в выборе оптимальных режимов нагрева (охлаждения) различных по своим теплофизическим свойствам, геометрическим размерам нагреваемых (охлаждаемых) изделий, сокращения наладочных сроков, предотвращения аварийных ситуаций и получения брака.

Основой модели при использовании потокового метода в расчетах температурных полей нагреваемых изделий является движущаяся среда. Особенностью метода является допущение, что перенос тепла теплопроводностью осуществляется лишь в поперечном направлении, а в продольном направлении этим переносом пренебрегают. Потоковый метод применим при постановке как внешней, так и внутренней задачи. Примером внешней задачи служит движение газового потока в рабочем пространстве печи. Внутренняя задача основана на рассмотрении произвольного поперечного сечения нагреваемого тела при этом, как было сказано, учитывается только его теплообмен с греющей средой, а теплообмен с соседними сечениями ввиду незначительности исключается из внимания. Для решения одновременно внутренней и внешней задач использован метод математического моделирования.

## 2. Разработка математической модели нагрева заготовок

При отсутствии внутренних источников тепла в каждый момент времени распределение температур в нагреваемом теле описывается дифференциальным уравнением нестационарной теплопроводности [1]:

$$C_{M}(T) \cdot \rho_{M} \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda(T) \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda(T) \frac{\partial T}{\partial y} \right), \tag{1}$$

где  $\lambda_{\rm M}$  – коэффициент теплопроводности металла заготовки, Вт/(м·К);  $\rho_{\rm M}$  – плотность металла заготовки, кг/м<sup>3</sup>; С<sub>м</sub> – теплоемкость металла заготовки, Дж/(кг·К). Рассмотрим формирование условий однозначности для решения поставленной задачи.

Начальные условия

$$\tau = 0 : T = T_0 .$$

Геометрические условия:

Нагреваемая заготовка представляет собой квадрат в поперечном сечении, координаты центра – (0, 0), полутолщина – а/2.

Граничные условия:

$$x = 0: \qquad \frac{\partial T}{\partial x} = 0;$$
  
$$x = a/2: \quad \lambda(T)\frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_{\Sigma} \cdot (T_{2} - T_{nog}),$$

где  $\alpha_{\Sigma}$  – суммарный коэффициент конвективной и лучистой теплоотдачи,  $Bt/(m^2 \cdot K)$ ;

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha_{\kappa} + \alpha_{\pi} = k_1 \cdot \alpha_{\kappa} + \frac{\varepsilon \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_{\kappa}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{noe}}{100} \right)^4 \right]}{T_{\kappa} - T_{noe}},$$
(2)

где  $\alpha_{\kappa}$  – коэффициент конвективной теплоотдачи, BT/(м<sup>2</sup>·K); k<sub>1</sub> – безразмерный коэффициент пропорциональности, варьируемый в зависимости от объема печи, занимаемого нагреваемым изделием, от 0,5 до 1;  $\varepsilon$  – степень черноты кладки печи, равна примерно 0,9; C<sub>0</sub> – коэффициент излучения абсолютно черного тела, BT/(м<sup>2</sup>·K<sup>4</sup>); T<sub>к</sub> – температура внутренней поверхности кладки, K; T<sub>пов</sub> – температура поверхности нагреваемого изделия, K.

Для определения значения коэффициента конвективной теплоотдачи в области натекания струй на цилиндрическую заготовку использованы критериальные уравнения, описывающие теплоотдачу при поперечном обтекании [2]:

$$Nu = 2 + 0.7 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.33}, \qquad (3)$$

где  $Re = \frac{G \cdot (R_n - R_3)}{\eta}$  – критерий Рейнольдса, характеризующий на-

бегание потока дымовых газов на поверхность заготовки;  $Pr = \frac{C \cdot \eta}{\lambda}$  –

критерий Прандтля, характеризующий теплофизические свойства набегающего теплоносителя при его температуре.

Рассмотрим величины, используемые при определении критериев Рейнольдса и Прандтля:

– массовый расход дымовых газов, кг/с

$$G = S_{\kappa} \cdot w_{\partial z} \cdot \rho_{\partial z}$$

- удельная теплоемкость дымовых газов, Дж/(кг·К)

$$C = 2.009 \cdot 10^{-4} \cdot T_{\partial c}^{2} + 0.807 \cdot T_{\partial c} + 910.25;$$

- коэффициент динамической вязкости дымовых газов, кг/(м·с)

$$\eta = \frac{669,08 \cdot 10^{-5}}{T_{\partial z} + 116} \cdot \sqrt{\left(\frac{T_{\partial z}}{273}\right)^3};$$

– теплопроводность дымовых газов, Вт/(м·К)

$$\lambda = 1.2 \cdot 10^{-2} + 5.14 \cdot 10^{-5} \cdot T_{\partial z}$$

- радиусы печи и заготовки, соответственно *R<sub>n</sub>*, *R<sub>3</sub>*.

Тогда коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к заготовке определяется по следующему уравнению, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_{\kappa} = \frac{Nu \cdot \lambda}{R_n - R_3}$$

Уже на расстоянии 0,5 м от среза сопла горелки наблюдается значительное торможении скорости струи, что определяет уменьшение коэффициента теплоотдачи в 4 – 5 раз по сравнению со значением коэффициента, вычисленного для значения скорости истечения теплоносителя из сопла горелки. Влияние расстояния от срезов сопел горелок до поверхности нагреваемой заготовки особенно ощутимо, когда в одной и той же печи проходят термообработку различные по геометрическим размерам заготовки.

Коэффициент радиационной теплоотдачи от нагреваемой кладки печи и дымовых газов к нагреваемой заготовке определяется по специальным диаграммам или, если отношение температур  $T_{\rm gr}/T_{\rm k}$  лежит в пределах 0,9 – 1,1, то  $\alpha_{\rm n}$  может рассчитываться не по уравнению (2), а по уравнению [3]:

$$\alpha_{\pi} = \varepsilon \cdot C_0 \cdot \Theta$$
,

где 
$$\Theta = 0.04 \cdot \left(\frac{T_m}{100}\right)^3$$
,  $T_m = 0.5 \cdot (T_{\partial c} + T_\kappa)$ .

В свою очередь рассмотрение зависимости для определения коэффициента лучеиспускания в зависимости (2) дает такие представления о том, что только предварительно нагретая поверхность футеровки печи позволяет достичь высоких суммарных коэффициентов теплоотдачи. Вообще к режиму работы термической печи предъявляются жесткие требования по равномерности распределения температуры в рабочем пространстве печи. Так, в процессе термообработки заготовок разброс температур на их поверхности не должен превышать 2 - 5 °C. Кроме того, при нагреве металлов, склонных к трещинообразованию, необходимо выдерживать регламентированную скорость нагрева и заданный температурный перепад между центром и поверхностью заготовки. То есть в процессе нагрева металла необходимо иметь четкое представление о зависимости реальных коэффициентов теплоотдачи от параметров работы печи и о динамике нагрева металла. Эта задача решается при помощи рассмотренной выше математической модели нагрева металла.

## 3. Анализ влияния различных параметров на время нагрева заготовок и расход топлива

Известно, что удельный расход тепла на нагрев металла связан с тепловым КПД печи  $\eta_{T}$  следующим образом:

$$b_m = \frac{1}{k_n \cdot \eta_m}$$

где k<sub>п</sub> – количество обрабатываемого металла, приходящегося на единицу тепловой энергии, кг/Дж.

Таким образом, чтобы решить задачу энергосбережения при термообработке необходимо более подробно остановиться на выводе уравнения теплового КПД печи. Для упрощения выкладок рассмотрим уравнение теплового баланса печи без учета потерь, возникающих изза химического недожога топлива. Потери тепла теплопроводностью через изоляционное ограждение печи и аккумуляция тепла футеровкой также исключаются из внимания по причине высоких теплотехнических характеристик современных теплоизоляционных материалов (низкая плотность и низкая теплопроводность).

С учетом сказанного, уравнение теплового баланса печи принимает следующий вид:

$$BQ^p_{\scriptscriptstyle H} + Q_{\phi m} + Q_{\phi e} = Q_{non} + Q_{yx},$$

где  $BQ_{\mu}^{p}$  – тепловой поток от сжигания топлива, Вт;  $Q_{\phi\tau}$ ,  $Q_{\phi\mu}$  – тепловой поток физического тепла топлива и воздуха, Вт;  $Q_{пол}$  – тепловой поток полезно усвоенного тепла, переданного материалу, Вт;  $Q_{yx}$  – тепловой поток физического тепла уходящих продуктов сгорания, Вт.

Введя понятие коэффициента рециркуляции  $\eta_p = \frac{Q_{\phi m} + Q_{\phi b}}{BQ_{\mu}^p}$  и удельных потерь тепла с уходящими продуктами сгорания

 $\eta_{yx} = \frac{Q_{yx}}{BQ_{\mu}^{p}}$ , а также применяя простейшие преобразования, получим:

$$\eta_m = 1 + \eta_{vx} \cdot (\eta_p - 1).$$

На рисунке 1 представлена диаграмма нагрева заготовки, поясняющая необходимость интенсификации процесса нагрева металла, так как это позволит существенным образом уменьшить удельный расход тепла на единицу материала за счет сокращения времени нагрева.



Рис. 1. Диаграмма нагрева металла при различных режимах нагрева

Как видно из рис. 1, полезное тепло, усвоенное металлом заготовки при ее нагреве от  $T_{\text{нач}}$  до  $T_{\text{кон}}$ , всегда определяется постоянной  $Q_3$  и может быть определено при помощи следующего уравнения:

$$Q_3 = C_{\mathcal{M}} \cdot m_3 \cdot \Delta T = \alpha_{\Sigma} \cdot F \cdot \Delta T \cdot \tau_{\text{harp}},$$

где С<sub>м</sub> – удельная теплоемкость металла заготовки, Дж/(кг·К);  $m_3$  – масса нагреваемого металла, кг;  $\Delta T = T_{кон} - T_{нач} - изменение средне$ массовой температуры металла в процессе нагрева, °С.

На рисунке 1 показано два режима нагрева одной и той же заготовки, но с разным временем нагрева  $\tau_1$  и  $\tau_2$ , где  $\tau_1 < \tau_2$ , что можно реализовать на практике только интенсификацией режима нагрева, т.е. увеличивая  $\alpha_{\Sigma}$ .

Площади над кривыми нагрева и под ними (рис. 1) показывают, что скоростной режим нагрева позволил существенно сократить удельный расход тепла на единицу нагреваемого материала. Это соображение можно проиллюстрировать следующим неравенством:

$$b_1 = \frac{BQ_{\scriptscriptstyle H}^{\,p} \tau_{\scriptscriptstyle Hazp1}}{m_{\scriptscriptstyle 3} \eta_m} < b_2 = \frac{BQ_{\scriptscriptstyle H}^{\,p} \tau_{\scriptscriptstyle Hazp2}}{m_{\scriptscriptstyle 3} \eta_m} \quad npu \ \tau_{\scriptscriptstyle Hazp1} < \tau_{\scriptscriptstyle Hazp2}$$

или что тоже самое:

$$b_1 = \frac{BQ_{\scriptscriptstyle H}^{\,p}C_{\scriptscriptstyle M}}{\alpha_{\sum 1}F\eta_m} < b_2 = \frac{BQ_{\scriptscriptstyle H}^{\,p}C_{\scriptscriptstyle M}}{\alpha_{\sum 2}F\eta_m} \quad npu \; \alpha_{\sum 1} > \alpha_{\sum 2}.$$

## 4. Отработка оптимального режима нагрева заготовок при помощи математической модели

Для решения проблемы скоростного нагрева термически массивных тел, обладающих достаточно низкой теплопроводностью, проведен ряд численных экспериментов для нагрева стальных квадратных заготовок сечением  $0.9 \times 0.9$  при помощи разработанной математической модели. При этом необходимо учитывать, что максимальная допустимая скорость нагрева лимитируется свойствами нагреваемого металла; ни при каких условиях не должно происходить образование термических трещин или накопление опасных термических напряжений. В результате удалось найти оптимальный режим нагрева, соответствующий минимальному времени нагрева с выходом на изотермическую выдержку при температуре 300 °C.

На рис. 2 представлены результаты моделирования нагрева вышеуказанных заготовок. Приведены температурные кривые, соответствующие точкам лежащим в центре заготовки, на середине поверхности боковой грани, посредине отрезка, соединяющего первые две названные точки и в углу заготовки. Поскольку задача решалась на разностной сетке размером 99 × 99, то координаты названных точек на этой сетке определяются как [0, 0], [0, 49], [0, 25] и [48, 49] соответственно.

Время выхода точки [0, 25] на изотермическую температуру 300 °С составило 2,16 часа. При численном моделировании были приняты следующие исходные данные:

суммарный коэффициент теплоотдачи изменялся в пределах от 30 до 230 Вт/(м<sup>2</sup>·K);

– температура кладки изменялась от 25 до 1100 °C

– теплофизические свойства металла заготовки  $\lambda_{\rm M} = 25$  Вт/(м·К), теплоемкость  $C_{\rm M} = 750$  Дж/(кг·К),  $\rho_{\rm M} = 7800$  кг/м<sup>3</sup>;

средняя скорость дымовых газов в печи при н.ф.у. была принята 2 м/с;

– эквивалентный диаметр печи и заготовки в расчетах был принят  $D_{\rm m}$  = 2 м и  $D_{\rm s}$  = 1 м.

После выхода определяемой температуры заготовки на уровень 300 °С нагрев переходит в режим импульсного отопления печи. При этом в АСУ ТП реализуется дополнительно режим импульсного включения клапана сброса дымовых газов.

Причем, время включения клапана сброса пропорционально расходу дымовых газов, образовавшихся при включении импульсных горелок. Этот прием позволяет обеспечить уровень давления в печи, требуемый для устойчивой работы импульсных горелок, и в то же время гарантирует минимальные потери тепла с уходящими газами при изотермической выдержке и, следовательно, позволяет получить дополнительную экономию газа.



Рис. 2. Результаты моделирования температурного поля заготовки с использованием предложенной концепции нагрева металла

#### Выводы

1. Скоростной режим нагрева заготовок может дать высокую экономию газа только при использовании адаптированной численной модели для предварительного расчета температурного поля заготовки в зависимости от условий нагрева.
2. При достижении среднемассовой температуры металла заготовки и температуры кладки печи заданного значения, температуры изотермической выдержки металла горелки с помощью АСУ ТП переводятся в импульсный режим отопления с параллельным импульсным включением клапана сброса дымовых газов, что обеспечивает необходимый газодинамический режим работы печи, устойчивую работу горелок и дополнительную экономию природного газа.

## Список литературы

1. Ginkul S.I., Kravtsov V.V., Sheludchenko V.I., Birukov A.B. Heat and mass transfer. Workbook. – Donetsk: Nord-Press, 2006. – 291 p.

2. Young R.W. Dynamic mathematical model of sintering process // J. Iron making and steel making. -1977. -V. 4, No 6. -P. 321 -328.

3. Лисиенко В.Г., Щелоков Я.Н., Ладыгичев М.Г. Плавильные агрегаты: теплотехника управления и экология: Справочное издание в 4-х книгах. – Книга 1. / Под редакцией Лисиенко В.Г. – М.: Теплотехник, 2005. – 768 с.

4. Кузовлев В.А. Техническая термодинамика и основы теплопередачи. – М.: Высшая школа, 1975. – 303 с.

Рукопись поступила 19.05.2006.

## УДК 621.311.22

**Кремнев В.Е.** – канд. техн. наук, доц., НМетАУ **Максимюк В.С.** – ведущий инженер, Приднепровская ТЭС ОАО "Днепроэнерго"

## ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ ЦКС ПРИ РЕКОНСТРУКЦИИ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Возможность расширения топливной базы путем использования отходов углеобогащения и золы ТЭС. Особенности применения технологии сжигания угля в циркулирующем кипящем слое при реконструкции Приднепровской тепловой электростанции.

#### Введение

Одним из направлений повышения эффективности использования энергоресурсов и снижения расхода топлива является утилизация шламов углеобогащения и золы на тепловых электростанциях.

Финансовое положение энергетических компаний и нехватка долгосрочных финансовых ресурсов делают реконструкцию существующего оборудования ТЭС с использованием новых технологий наиболее реальным путём сбережения конкурентоспособного производственного потенциала.

#### Постановка задачи

Начиная с 70-х годов все большее внимание уделяется развитию новых технологий переработки твердых топлив, позволяющих удовлетворять ужесточающимся требованиям охраны окружающей среды. Среди этих технологий широкое распространение получила технология сжигания в циркулирующем кипящем слое (ЦКС). В последнее время в США, Германии, Франции, Японии, Финляндии и других странах построено несколько десятков котлов большой единичной мощности. Котлоагрегаты паропроизводительностью 400 – 500 т/ч являются уже хорошо освоенными, в настоящее время для блоков электрической мощностью 250 МВт построен котел единичной мощностью более 700 т/ч [1 – 3]. Началось строительство котлов с ЦКС в Восточной Европе, проекты таких котлов разрабатываются в странах СНГ.

<sup>©</sup> Кремнев В.Е., Максимюк В.С., 2006

Работа выполнена под руководством доцента, канд. техн. наук, Н.В. Ливитана

Главной стратегией энергетических компаний Украины на 2006 – 2015 г.г. является продление срока эксплуатации большинства энергоблоков ТЭС, выработавших свой предельный ресурс путем их реконструкции или замены отработавших свой срок службы котлоагрегатов.

В настоящее время в Украине, кроме Старобешевского проекта внедрения котла с ЦКС, рассматривается возможность установки котлоагрегата с циркулирующим кипящим слоем системы «Пирофлоу» на промплощадке Приднепровской ТЭС.

## Особенности реконструкции энергоблока № 7 ПдТЭС

На основании оценки габаритных размеров можно сделать вывод, что новый котел системы Пирофлоу может быть размещен в габаритах ячейки существующего котла (при небольшом, примерно 5 м, увеличении высоты здания) и обеспечит высокую эффективность сжигания низкосортных углей или шламов углеобогащения, при требуемых экологических показателях [4].

Технология сжигания углей в ЦКС отличается относительно высокой скоростью газа в топке (4 – 7 м/с), большим перепадом давлений по ее высоте (10 – 25 кПа), ступенчатым подводом воздуха (помимо подачи под решетку воздух подводится еще на одном-двух уровнях). Высокая внутренняя и внешняя циркуляция золы приводит к крайне низким концентрациям углерода в слое (для углей менее 1 %), что обеспечивает стабильное горение топлив различного качества, в том числе с малым выходом летучих, высокозольных и влажных углей. Высокая эффективность сжигания достигается значительным временем пребывания частиц в топке (до 100 с для частиц с размерами примерно 300 мкм). Низкие температуры в топке 800 – 900 °С и ступенчатый подвод воздуха ограничивают генерацию оксидов азота на уровне 200 мг/м<sup>3</sup>. Добавка известняка при поддержании оптимальных температур (850 - 870 °C) обеспечивает эффективность связывания серы на уровне 90 – 95 %. Таким образом, не требуется применения дорогостоящих и крупногабаритных установок серо- и азотоочистки [5].

К преимуществам технологии следует отнести ее относительную простоту, компактность, более низкую металлоемкость по отношению к традиционным котлоагрегатам, возможность использования различных видов твердого топлива: бурых, каменных углей, антрацитов и нефтяного кокса.

Выбор энергоблока № 7 Приднепровской ТЭС обоснован тем, что новый котел будет работать на шламе и битуминозном угле, характеристики которых значительно отличаются от характеристик антрацита, который в настоящее время сжигается на Приднепровской ТЭС. Поэтому необходимо располагать тракты складирования и питания битуминозных шламов, независимо от трактов антрацита.

Проект реконструкции энергоблока № 7 Приднепровской ТЭС с установкой котлоагрегата с ЦКС системы «Пирофлоу» разбит на три этапа:

– монтаж котла с ЦКС и вспомогательного оборудования;

- монтаж топливоподачи и золоудаления;

 – реконструкция существующего оборудования для новой технологической установки.

С внедрением новой установки изменится режим пуска существующей турбины. Перегретый пар котла с ЦКС, по своим характеристикам при пуске не подходит для цилиндра высокого давления турбины, поэтому пуск будет выполняться через цилиндр среднего давления.

Вопрос расширения топливной базы включает следующие аспекты.

Угледобычу можно разбить на два основных этапа:

– добыча из недр рядового угля;

 переработка угля на обогатительной фабрике для повышения его качественных показателей.

Добытый уголь либо направляется непосредственно к конечным потребителям, в нашем случае, на тепловые электростанции, либо направляется на обогатительные фабрики для повышения его качества.

После получения рядовых углей, обогатительные фабрики нарабатывают два основных типа отходов: порода – отходы, получаемые после первичного этапа обогащения, и шламы, получаемые после последующих этапов обогащения. Порода сбрасывается на терриконы, зачастую ее зольность бывает весьма высокой (порядка 75 % – 80 %). Порода с Павлоградской ЦОФ не может отбираться в силу высокого выхода летучих веществ в угле, который способствует перегоранию породы в терриконах. Что касается шламов, то они сбрасываются в шламоотстойники и обладают менее высокой зольностью, нежели породы (около 50 %) благодаря способу обогащения.

Поскольку в Украине угольные пласты маломощны, угледобыча ведется с высокой зольностью.

Повышение эффективности на обогатительных фабриках имеет свои пределы, в основном, в силу самой природы угля.

Для недопущения слишком высокой стоимости угля, одним из решений является поставка конечным потребителям (в нашем случае – ТЭС) угля ухудшенного качества. Котлы же существующих ТЭС не рассчитаны на потребление угля ухудшенного качества, отсюда

возникает необходимость для выработки электрической или тепловой энергии применения новых, альтернативных технологий, например, с циркулирующим кипящим слоем (ЦКС).



Рис. 1. Проектная схема потоков топлива

#### Анализ результатов реконструкции

Результаты анализа позволяют сделать вывод о том, что имеющееся в наличии количество топлива (низкокачественные угли и шламы) является достаточным для питания нового котла с ЦКС на весь срок его службы, то есть, на 35 лет. Основное традиционное топливо будет представлено шламами и низкокачественными углями Павлоградского региона, расположенного примерно в 70 км от г. Днепропетровска. В расчет принята также важная проблема золоудаления с Приднепровской ТЭС. Емкости существующего золоотвала ТЭС почти заполнены, а получить разрешения по отводу земли под строительство нового золоотвала очень сложно. Учитывая, что складируемая в нем зола имеет высокую степень недожога (от 17 % до 35 %), ее можно будет частично использовать в качестве дополнительного топлива для ЦКС.

Учитывая зарубежный опыт, может быть сделан вывод, что основное топливо котлов с ЦКС может состоять в среднем на 50 % из шламов и на 50 % из золы.

#### Выводы

Технология атмосферного циркулирующего кипящего слоя в ближайшие 20 – 30 лет является одной из самых перспективных при выборе проекта реконструкции действующих и строительства новых котлоагрегатов производительностью 100 – 800 тонн пара в час. Котлоагрегаты с ЦКС характеризуются следующими преимуществами: высокой экологической чистотой, возможностью использования низкосортных углей, отходов углеобогащения и других углеродсодержащих материалов с зольностью 50 – 70 %. Они отличаются широким диапазоном регулирования мощности установок, возможностью работы в маневровом режиме. Сжигание углей в ЦКС не требует подсветки газом или мазутом в процессе горения.

Использование же в качестве топлива шламов углеобогащения позволит снизить себестоимость производства электроэнергии на тепловых электростанциях Украины.

## Список литературы

1. Корчевой Ю.П., Майстренко А.Ю., Яцкевич С.В. Технология сжигания угля в циркулирующем кипящем слое. – Киев, 1994. – 64 с.

2. Электрические станции. Ежем. производственно-технический журнал. – Москва: НТА «Энергопрогресс», 1996. – №8. – 72 с.

3. Резников М.И., Липов Ю.М. Котельные установки электростанций. – М: Энергоатомиздат, 1987. – 288 с.

4. Технико-экономическое обоснование внедрения котла с ЦКС на ПдТЭС / Заключительный отчет. – Фремен-Мерлебак, 2004. – 97 с.

5. Дорогунцов С.И., Коценко К.Ф., Облова О.К. Экология. – Киев, 1999. – 152 с.

Рукопись поступила 15.04.2006.

УДК 662.743

Кремнева Е.В. – аспирант, НМетАУ Кремнев В.Е. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ Губинский М.В. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

# ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА ИЗ БИОМАССЫ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

С использованием математической модели проведен анализ работы двигателя внутреннего сгорания на генераторном газе, полученном из биомассы. В результате расчетов установлено влияние основных параметров процесса на эффективную мощность двигателя.

#### Введение

Автономные источники электрической и тепловой энергии на базе двигателей внутреннего сгорания (ДВС), использующие газовое топливо, являются хорошей альтернативой централизованному энергоснабжению. Такие установки могут также использоваться в качестве привода для различного оборудования в сельском хозяйстве и промышленности как в качестве основного, так и резервного источника энергии.

На Украинском рынке установок для автономного энергоснабжения преобладающее положение занимают иностранные производители из Великобритании, Германии и др. В Украине выпуском такого рода оборудования занимаются машиностроительный завод АООТ "Первомайскдизельмаш", "Юждизельмаш", фирма "МоторСичь".

Имеющийся опыт работы существующих в настоящее время автономных источников энергоснабжения связан, в первую очередь, с использованием в качестве топлива природного газа. Непрерывный рост цен на нефть и природный газ инициирует поиск новых альтернативных топлив.

Одним из вариантов перспективной работы такой установки является ее работа на генераторном газе, полученном из биомассы. Диапазон единичных мощностей таких установок составляет от 20 до 500 кВт. При таких мощностях и использовании зарубежного оборудования себестоимость вырабатываемой электрической энергии гораздо выше, чем на крупных установках. Это связано с тем, что в себестоимость закладывается стоимость топлива, расходы на оплату труда.

<sup>©</sup> Кремнева Е.В., Кремнев В.Е., Губинский М.В., 2006

На данном этапе целесообразным является внедрение данных технологий на объектах, на которых накапливаются отходы биомассы с использованием менее дорогостоящего отечественного оборудования.

В связи с вышеизложенным, актуальными являются исследования, которые направлены на разработку технологии для получения в режиме когенерации электрической и тепловой энергии на базе газификации биомассы, адаптированных к серийно выпускаемым ДВС.

Проведенный анализ рынка существующих ДВС показал, что количество двигателей, работающих на газе, невелико, а предлагаемые двигатели ограничены по мощности. Несмотря на то, что есть положительный опыт работы дизеля на генераторном газе [1], перевод на чисто газовый режим требует внесения существенных конструктивных изменений в двигатель. Задача значительно упрощается, если использовать карбюраторный ДВС.

## Методика исследований

Целью данной работы являлось проведение расчетных исследований, которые направлены на нахождение оптимальных режимных условий работы ДВС на генераторном газе, получаемом из отходов биомассы.

Анализ работы карбюраторного ДВС при работе на генераторном газе производился с использованием математической модели, которая была реализована на базе методики, изложенной в [2]. В основу заложен метод теплового расчета действительного цикла ДВС. В результате выполнения теплового расчета, определяются основные параметры газа в характерных точках индикаторной диаграммы, что позволяет проанализировать особенности работы двигателя при использовании различных видов топлива. Расчеты были выполнены для различных типов карбюраторных двигателей отечественного производства. В данной работе приведены результаты расчета для карбюраторного ДВС типа 4Ч7,6/6,6 со следующими параметрами: диаметр цилиндра 0,076 м, ход поршня – 0,066 м, частота вращения 5600 об/мин, число цилиндров – 4, данный двигатель является четырехтактным, без надува. Состав газа и его выход были приняты на основании расчетов процесса газификации выполненных ранее [3].

## Результаты исследований

По имеющимся в литературе данным [4], при переводе карбюраторных ДВС на генераторный газ происходит падение мощности двигателя на 40 – 50 % [4]. Основная причина падения мощности двигателя это низкая теплотворная способность генераторного газа по сравнению с бензином, а, следовательно, снижение величины топливного заряда. В результате расчетов были получены зависимости изменения эффективной мощности двигателя и расхода топлива (лузги подсолнечника) от теплоты сгорания газа, представленные на рисунке 1. Полученные результаты свидетельствуют о том, что при работе двигателя на воздушном газе с теплотой сгорания Q<sub>H</sub><sup>p</sup> = 3,5 -6 МДж/м<sup>3</sup> эффективная мощность двигателя изменяется в диапазоне от 29 до 45 кВт. В случае использования смешанного газа с теплотой сгорания  $Q_{\mu}^{p} = 6 - 9 \text{ MДж/m}^{3}$  есть возможность повысить эффективную мощность с 45 до 55 кВт. Применение в качестве топлива водяного газа с теплотой сгорания Q<sub>н</sub><sup>p</sup> = 9 - 12 МДж/м<sup>3</sup> повышает мощность двигателя с 55 до 58 кВт. Следует обратить внимание на то, что в области работы двигателя на водяном газе при теплоте сгорания газа, равной 11 МДж/м<sup>3</sup>, происходит стабилизация мощности двигателя. Это происходит в связи с ростом удельного расхода воздуха на сжигание газа, что приводит на данном этапе к уменьшению количества газа в смеси и уменьшению количества топлива, поступающего в цилиндр двигателя за один цикл.



Рис. 1. Изменение мощности ДВС и расхода топлива от теплоты сгорания газа

При анализе совместной работы газогенератора и ДВС непосредственный интерес представляет изменение расхода топлива (лузги подсолнечника) на производство генераторного газа в зависимости от теплоты сгорания газа и вырабатываемой мощности. Ввиду различных объемов газа и его состава, получаемых в той или иной технологии, расход топлива может быть различен. В технологии получения воздушного газа выход газа с единицы топлива составляет 3,98 м<sup>3</sup>/кг, в то время как выход водяного газа 1,58 м<sup>3</sup>/кг, выход смешанного газа составляет 2,45 м<sup>3</sup>/кг. Как видно из рисунка 1, расход топлива для производства воздушного газа в зависимости от теплоты сгорания газа изменяется в пределах от 42 до 31 кг/час, для смешанного газа этот диапазон изменения составляет от 37 до 29 кг/час, и от 42 до 32 кг/час для водяного газа.

На рисунке 2 представлена зависимость изменения удельного расхода топлива для выработки электроэнергии от теплоты сгорания газа.



Рис. 2. Зависимость удельного расхода топлива от теплоты сгорания газа

Анализ представленных зависимостей показывает, что более эффективными являются технологии получения смешанного и водяного газов.

На сегодняшний день технологии получения газа из биомассы с теплотворной способностью выше 11 МДж являются достаточно дорогостоящими. К наиболее доступным и отработанным технологиям относятся процессы получения воздушного и смешанного газов.

Кроме повышения теплоты сгорания генераторного газа как средства повышения мощности ДВС, известны так же следующие мероприятия [5], не требующие существенных конструктивных изменений:

– увеличение теплоты сгорания газо-воздушной смеси путем частичной добавки генераторного газа к жидкому топливу,

– применение наддува.

Результаты численных исследований изменения мощности двигателя в зависимости от доли, внесенной газом в теплоту сгорания смешанного газожидкостного топлива, представлены на рисунке 3.



Рис. 3. Зависимость изменения относительной мощности от доли теплоты, вносимой газом

Как видно из графика, основное снижение относительной мощности двигателя наблюдается при возрастании доли теплоты, вносимой газом, от 0 до 0,5. Дальнейшее увеличение доли генераторного газа в смеси приводит к падению эффективной мощности на 3 - 5 %, т.е. доля тепла, вносимого газом, не влияет на относительную мощность двигателя. Это позволяет сделать вывод о целесообразности использования смеси жидкого и газообразного топлива с долей газообразного топлива менее 50 %.

Увеличение давление впуска или применение наддува – это один из эффективных методов повышения мощности ДВС [5], который достаточно широко применяется в настоящее время на газовых двигателях большой мощности. По результатам расчета получено, что увеличение давления впуска на 7 – 9 % позволяет увеличить относительную мощность двигателя при работе на смешанном газе с теплотой сгорания  $Q_{\mu}^{p} = 6,5 \text{ MДж/m}^{3}$  на 6 – 10 %.

С целью определения эффективности данного направления при работе двигателя на смешанном газе определен тепловой баланс, представленный в виде диаграммы на рисунке 4.





Доля энергии топлива, которая может быть использована для выработки электроэнергии, составляет 34,3 %. При этом доля потерь тепла с охлаждающей водой – 25 %.

Рассматривая ДВС с составе автономной когенерационной энергоустановки, можно говорить, что потенциальный суммарный КПД выработки электрической и тепловой энергии при работе на смешанном газе составляет 60 %. Дальнейшим направлением повышения эффективности энергоустановки на базе ДВС, по нашему мнению, является использование теплоты уходящих газов в процессе газификации, что одновременно позволяет снизить нагрузку на окружающую среду с точки зрения экологии.

#### Выводы

1. Общее падение мощности при переводе двигателя на генераторный газ в зависимости от типа применяемого газа составляет от 6 до 52 %. При работе двигателя на генераторном газе с теплотой сгорания выше 11 МДж/м<sup>3</sup>, теплота сгорания газа перестает быть фактором, определяющим эффективную мощность двигателя.

2. Использование смеси жидкого топлива и генераторного газа в ДВС имеет перспективы при доле газового топлива менее 50 %.

3. Использование наддува при работе двигателя на смешанном газе позволяет достичь суммарного КПД когенерационной установки 60 %.

## Список литературы

1. Зысин Л.В., Кошкин Н.Л., Орлов Е.И., Исследование совместной работы дизеля и газогенератора, перерабатывающего растительную биомассу // Ежемесячный теоретический и научно-практический журнал "Теплоэнергетика". – 2002. – № 1. – С. 14 – 18.

2. Кадышев В.Г., Тиунов С.В. Расчет рабочего процесса поршневых и комбинированных автотракторных двигателей. – Набережные челны: КамГПИ, 2002. – 62 с.

3. Кремнева Е.В., Кремнев В.Е. Исследование влияния основных параметров паровоздушной газификации древесного угля на качество генераторного газа // Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов НМетАУ. В двух книгах. – Книга первая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 283 – 291.

4. Токарев Г.Г. Газогенераторные автомобили. – М.: МАШГИЗ, 1955.

5. Орлин А.С., Вырубов Д.Н. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей. –М.: Машиностроение, 1972.

Рукопись поступила 14.04.2006.

## УДК 621.78.013

Лазич Ладислав (Lazić Ladislav) – д-р наук, проф., Загребский Университет, Хорватия Свинолобов Н.П. – канд. техн. наук, проф., НМетАУ, Украина Бровкин В.Л.– канд. техн. наук, доц., НМетАУ, Украина

# ВЛИЯНИЕ ВЫСОТЫ КАМЕРНОЙ ПЕЧИ НА ЕЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИ КОСВЕННОМ РАДИАЦИОННОМ ТЕПЛООБМЕНЕ

Рассматривается влияние высоты рабочего пространства печи и анализируется влияние тепловых потерь из рабочего пространства на основные характеристики – производительность и удельный расход топлива печи – при косвенном радиационном нагреве металла перед деформационной обработкой.

## Состояние вопроса

Вопрос эффективности косвенного радиационного нагрева металла в печах рассматривается во многих публикациях [1, 2 и др.]. Несомненным является то, что косвенный радиационный нагрев интенсифицирует теплообмен на поверхности нагреваемого металла и в конечном итоге приводит к экономии, по разным оценкам, от 10 до 40 % топлива [3, 4]. Практическим воплощением такого нагрева является сводовое отопление печей плоскопламенными горелками. Сводовое отопление печей наиболее актуально на печах не оборудованных по тем или иным причинам теплоутилизирующими устройствами рекуперативного или регенеративного типа. Практическое использование сводового отопления имеет свои трудности, связанные, главным образом, с обслуживанием горелок и ослаблением общей конструкции свода. К тому же нет четких теоретических рекомендаций по конструированию печей (установленная мощность, размеры рабочего пространства, теплофизические и радиационные свойства материалов футеровки), приводящие к максимальному эффекту по топливоиспользованию.

Теоретический анализ сводового отопления возможен на основе математического моделирования процессов теплообмена. При математическом моделировании возникает вопрос об учете селективности излучения газов, об учете реальной конфигурации печи. Напри-

<sup>©</sup> Лазич Ладислав (Lazić Ladislav), Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л., 2006

мер, нами была произведена оценка учета селективности излучения [5]. В результате определено, что игнорирование селективности приводит к завышению в расчетах тепловых потоков на металл на 5 – 10 % и к занижению расходов топлива относительно реальных значений.

Гораздо сложнее вопрос об учете реальной формы рабочего пространства печи на расчет теплообмена. Наиболее распространенными являются модель двух бесконечно протяженных параллельных пластин [1, 6, 7, 8 и др.], модель коаксиально расположенных цилиндров [1], модель развитой футеровки [2]. В этих моделях вся футеровка омывается факелом. В реальных печных системах всегда существует посредник в излучении от свода и газа на металл в виде боковых стен, что учитывается в моделях с использованием зонального метода [9 и др.], предусматривающих разбивку стен на отдельные зоны. Это повышает точность расчета, но, одновременно, вызывает затруднение в анализе и обобщении расчетных данных. Более перспективным для задач анализа является упрощенный подход, рассматривающий все боковые стены в виде единой зоны [10].

Задача анализа теплообмена при сводовом отоплении рассматривалась ранее при оценке влияния степени черноты футеровки [1, 2, 5], развития футеровки [1, 2, 10], рециркуляционных процессов [1], тепловой мощности [1, 5, 11], температуры футеровки [2], эксцентриситета излучения [1, 2], степени черноты пламени [2, 5, 12], степени черноты металла [2], температуры металла [2, 11], коэффициента теплоотдачи от факела к своду [1, 5, 10, 11], температуры подогрева воздуха [1]. Общий недостаток этих исследований связан с неучетом отдельных факторов при моделировании на сильно упрощенных моделях или зажатостью результатов начальными условиями на сложных моделях, учитывающих более-менее реальные условия. Можно отметить, что практически не исследован вопрос о влиянии тепловых потерь на эффективность теплообмена и вопрос о влиянии изменения параметров теплообмена (тепловая мощность, температура металла и кладки, тепловых потоков) в процессе нагрева металла.

Сложным вопросом остается экспериментальная проверка данных по интенсификации теплообмена в камерных печах со сводовым отоплением. Известные в литературе данные [1 и др.] не дают уверенности в чистоте эксперимента в связи с тем, что камерные печи работают в резко нестационарных условиях, связанных с аккумуляцией теплоты кладкой. Между тем, ни одна из известных нам моделей анализа не учитывает нестационарность работы футеровки печи.

#### Постановка задачи

В данной работе сделана попытка оценить влияние высоты рабочего пространства печи (степени развития футеровки) и коэффициента теплопередачи (тепловых потерь через элементы конструкции) за весь интервал нагрева стали перед деформационной обработкой.

Основные принятые допущения:

– печь представляется в виде параллелепипеда, состоящего из параллельных плоских зоны металла и зоны кладки свода ограниченных размеров. Эти зоны соединяются вертикальными зонами боковых стен. К зоне кладки свода прилегает тонкая зона факела. Остальной объем занимает зона дыма;

 – расчет теплообмена между газовой фазой (дымом) и твердыми поверхностями проводится по температуре дыма, уходящего из рабочего пространства;

 – схема работы печи соответствует режиму идеального перемешивания [13];

– модель излучения газа принята селективно-серой [14];

- излучение и поглощение факела пренебрежимо мало [6];

 удельная теплоемкость продуктов горения не зависит от температуры;

 коэффициент теплопередачи через элементы конструкции печи (водоохлаждаемые элементы, кладка) принимается постоянным;

– диссоциация продуктов горения не учитывается;

– при сжигании топлива отсутствуют все виды недожога.

В данной работе принято, что печь камерного типа, хотя нет принципиальных возражений для переноса результатов данного анализа на отдельные зоны (например, томильную зону) печи непрерывного действия.

Согласно принятой селективно-серой модели спектральная степень черноты в пределах каждой спектральной полосы излучения газа одна и та же и зависит от температуры излучателя, а ширина полос – константа. В этом случае степень черноты селективного газа в пределах полос поглощения определяется по формуле

$$\varepsilon_{g,\Delta\lambda}(T) = \frac{\varepsilon_g}{\varepsilon_g^{\infty}(T)},$$
(1)

где  $\varepsilon_{g}^{\infty}(T)$  – степень черноты реального газа при бесконечной толщине слоя, определяемая по графикам [14] или по аппроксимирующим формулам [5] в зависимости от температуры излучателя – Т;  $\varepsilon_{g}$  – интегральная излучательная способность газа, равная степени черноты се-

рого газа при реальной толщине слоя и определяемая по повсеместно принятым графикам Хоттеля в зависимости от парциальных давлений H<sub>2</sub>O и CO<sub>2</sub>, эффективной длины луча и температуры газа.

Для перехода от селективно-серой к серой модели излучения газа достаточно принять  $\varepsilon_{g,\Delta\lambda} = \varepsilon_g$  и  $\varepsilon_g^{\infty} = 1$ .

### Математическая модель теплообмена при сводовом отоплении

Математическая модель включает в себя систему уравнений тепловых балансов отдельных зон, записанную через результирующие лучистые потоки зон. Для удобства балансовое уравнение для зоны дыма заменено балансовым уравнением для всей печи:

- уравнение теплового баланса для всей печи

$$M + Q_{air+fuel} = Q_m + Q_{pot.sten} + Q_{pot.svod} + Q_g; \qquad (2)$$

 уравнение теплового баланса для объемной зоны факела, создаваемого горелками у поверхности свода

$$M + Q_{air+fuel} = Q_{f-svod}^{conv} + Q_{f}; \qquad (3)$$

- уравнение теплового баланса для металла

$$Q_{m} = Q_{rez,m}^{\Delta\lambda_{g}} + Q_{rez,m}^{\Delta\lambda_{v}} + Q_{g-m}^{conv}; \qquad (4)$$

- уравнение теплового баланса для поверхностной зоны свода

$$Q_{\text{pot.svod}} = Q_{\text{rez,svod}}^{\Delta\lambda_g} + Q_{\text{rez,svod}}^{\Delta\lambda_v} + Q_{\text{f-svod}}^{\text{conv}};$$
(5)

- уравнение теплового баланса для поверхностей стен

$$Q_{\text{pot.sten}} = Q_{\text{rez,sten}}^{\Delta\lambda_g} + Q_{\text{rez,sten}}^{\Delta\lambda_v} + Q_{\text{g-sten}}^{\text{conv}}, \qquad (6)$$

где  $M = B \cdot Q_n^p$  – тепловая мощность печи, BT;  $Q_{air+fuel} = B \cdot (L_{air} \cdot C_{air} \cdot t_{air} + C_{fuel} \cdot t_{fuel})$  – физическая теплота подогретых воздуха и топлива, BT;  $Q_g = B \cdot V_g \cdot C_g \cdot t_g$  – физическая теплота дыма, уходящего из печи, BT;  $Q_f = B \cdot V_g \cdot C_g \cdot t_f$  – физическая теплота дыма, уходящего из зоны факела, BT; B – расход топлива,  $M^3/c$ ;  $Q_n^p$  – низшая теплота сгорания топлива, Дж/м<sup>3</sup>;  $C_g$ ,  $C_{air}$ ,  $C_{fuel}$  – удельная теплоемкость, соответственно, продуктов горения, воздуха, топлива,  $Д \times / (M^3 \cdot K)$ ;  $L_{air}$  – удельный расход воздуха для сжигания 1 м<sup>3</sup> топлива,  $M^3/M^3$ ;  $V_g$  – удельный выход продуктов горения при сжигании 1 м<sup>3</sup> топлива,  $M^5/M^3$ ;  $Q_m$  – тепловой поток, усвоенный металлом в результате теплопередачи, BT;  $Q_{pot.svod} = K_{pot} \cdot (t_{svod} - t_{okr}) \cdot F_{svod}$  и  $Q_{pot.sten} = K_{pot} \cdot (t_{sten} - t_{okr}) \cdot F_{sten}$  – потери теплоты через кладку свода и стены, соответственно;  $K_{pot}$  – ко-

эффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $Q_{f-svod}^{conv} = \alpha_{f-svod} \cdot (t_f - t_{svod}) \cdot F_{svod} - конвективный тепловой поток от факела к кладке свода; <math>Q_{g-m}^{conv} = \alpha_{g-m} \cdot (t_g - t_m) \cdot F_m$  – конвективный тепловой поток от дыма к поверхности металла;  $Q_{g-sten}^{conv} = \alpha_{g-sten} \cdot (t_g - t_{sten}) \cdot F_{sten}$  – конвективный тепловой поток от дыма к стенам;  $\alpha_{f-svod}, \alpha_{g-sten} - \kappa$ оэффициенты теплоотдачи конвекцией, соответственно, от факела к своду, от дыма к стенам и от дыма к поверхности металла,  $BT/(M^2 \cdot K)$ ;  $F_{svod}, F_{sten}, F_m$  – площадь поверхности свода, стен и металла,  $M^2$ ;  $t_f, t_m, t_{svod}, t_{sten}, t_g, t_{air}, t_{fuel}$  – температуры, соответственно, зоны факела, поверхностей металла, a, свода, стен, зоны газа, подогрева воздуха и топлива, °C;  $Q_{rez,m}^{\Delta\lambda_g}$ ,  $Q_{rez,svod}^{\Delta\lambda_g}$  и  $Q_{rez,sten}^{\Delta\lambda_g}$  – результирующие лучистые тепловые потоки на металла, свод и стены в пределах лучепоглощающих ( $\Delta\lambda_g$ ) спектральных полос излучения дыма, Вт;  $Q_{rez,m}^{\Delta\lambda_v}, Q_{rez,svod}^{\Delta\lambda_v}$  и  $Q_{rez,sten}^{\Delta\lambda_v}$  – результирующие лучистые тепловые потоки на металла, Вт.

Результирующие лучистые тепловые потоки в системе (2) – (6) учитывают взаимное переизлучение между зонами металла, свода и стен при наличии поглощающего и излучающего газа.

Уравнения (2) и (3) можно записать через понятие о коэффициенте использования теплоты и с использованием удельной мощности горелок –  $M_{ud} = M/F_{svod}$  – в виде:

$$M_{ud} \cdot \eta_{kit} = \frac{Q_m + Q_{pot.sten} + Q_{pot.svod}}{F_{svod}};$$
(7)

$$M_{ud} \cdot \eta_{kit,f} = \frac{Q_{f-svod}^{conv}}{F_{svod}},$$
(8)

где  $\eta_{kit} = \frac{M + Q_{air+fuel} - Q_g}{M} = \frac{t_{cal} - t_g}{t_{cal}^0} -$ коэффициент использования хи-

мической теплоты топлива в печи;  $\eta_{\rm kit,f} = \frac{M + Q_{\rm air+fuel} - Q_{\rm f}}{M} = \frac{t_{\rm cal} - t_{\rm f}}{t_{\rm cal}^0} -$ 

коэффициент использования химической теплоты топлива в зоне факела;  $t_{cal} = (Q_n^p + L_{air} \cdot C_{air} \cdot t_{air} + C_{fuel} \cdot t_{fuel})/(V_g \cdot C_g) - калориметрическая температура полного горения топлива; <math>t_{cal}^0 = Q_n^p / (V_g \cdot C_g) -$ нормальная калориметрическая температура при действительном коэф-фициенте расхода воздуха.

Удобство в использовании в уравнениях (7) – (8) величины  $M_{ud}$  связано с тем, что на реальных печах  $M_{ud}$  изменяется в узких пределах от 150 до 250 кВт/м<sup>2</sup> [8] и редко превышает 400 кВт/м<sup>2</sup>.

В системе из пяти уравнений (4) – (8) неизвестными приняты пять величин: t<sub>svod</sub>, t<sub>sten</sub>, t<sub>f</sub>, t<sub>g</sub> и Q<sub>m</sub>.

Самой трудоемкой стадией составления математической модели является определение результирующих лучистых тепловых потоков. Подробное описание систем уравнений для определения этих потоков дано в [10].

Решение системы уравнений (4 – 8) позволяет получить в статике распределение температур в рабочем пространстве печи и тепловой поток на металл при заданной тепловой мощности плоскопламенных горелок и заданной температуре поверхности металла.

Показателем эффективности того или иного способа нагрева является удельный расход топлива, который может быть определен за весь процесс нагрева металла. Принцип решения системы уравнений для всего интервала нагрева определяется следующими соображениями. Считаем, что тепловая мощность в процессе нагрева постоянна. Кроме того, анализируется нагрев термически тонкого тела, который может проходить при любой тепловой мощности. Это позволяет определить тепловые потоки на металл в начале –  $Q_m^0$  – и в конце нагрева –  $Q_m^k$ . По этим двум значениям усредняется тепловой поток за весь интервал нагрева. В данной работе принято среднеарифметическое усреднение тепловых потоков  $\overline{Q}_{m} = (Q_{m}^{0} + Q_{m}^{k})/2$ , поскольку нагрев при постоянной мощности обычно обеспечивает выполнение условия:  $Q_m^0 / Q_m^k < 2$ . Для нашей модели анализа вид усреднения (среднеарифметическое, среднелогарифмическое, среднегеометрическое) не имеет принципиального значения. При необходимости более точного расчета средних тепловых потоков модель можно усложнить введением в нее модели нагрева металла.

В выражении теплового баланса для печи (7) будем понимать под тепловым потоком  $Q_m$  средний тепловой поток за весь интервал нагрева  $\overline{Q}_m$ . Ранее говорилось, что нагрев металла происходит перед обработкой давлением, т.е. температура металла в начале нагрева принимается равной  $t_0 = 0$  °C, а в конце –  $t_k = 1200$  °C.

Производительность печи "Р" идентифицируется со средним тепловым потоком, т.к. связана с ним линейной зависимостью, вытекающей из равенства  $P \cdot \Delta i = \overline{Q}_m = \overline{q}_m \cdot F_m$ :

$$P = \frac{q_{\rm m} \cdot F_{\rm m}}{\Delta i} \ [\kappa r/c], \tag{9}$$

где  $\Delta i = c \cdot (t_k - t_0) = 0,670 \cdot (1200 - 0) = 804 кДж/кг - тепловой дефицит;$  $<math>\overline{q}_m$  - средняя плотность теплового потока (в дальнейшем – тепловой поток) на металл за весь процесс нагрева.

Напряженность активного пода "Н<sub>акт</sub>" также можно считать понятием, тождественным среднему тепловому потоку и производительности

$$H_{a\kappa r} = \frac{P}{F_{m}} = \frac{\bar{q}_{m}}{\Delta i} [\kappa r / (M^{2} \cdot c)].$$
(10)

Тогда удельный расход теплоты определяется формулой:

$$b_{ud} = \frac{M}{P} = \frac{M \cdot \Delta i}{\overline{q}_{m} \cdot F_{m}} = \frac{M_{ud} \cdot \Delta i}{\overline{q}_{m}} \ [Дж/кг].$$
(11)

#### Анализ результатов расчета

В качестве исходных данных при выполнении расчетов приняты следующие:

а) в печи сжигается природный газ без подогрева воздуха и топлива ( $t_{cal} = t_{cal}^0 = 2000$  °C);

б) степени черноты металла, кладки свода и кладки стен одина-ковы и равны 0,8;

в) подина имеет форму квадрата, размерами от  $1,5 \times 1,5$  м до  $15 \times 15$  м;

г) коэффициент теплоотдачи на поверхностях стен и металла равен 23,2 Вт/( $m^2 \cdot K$ ) [1].

На рис. 1, 2 приведены результаты расчетов зависимости характеристик печи от ее высоты при крайних принятых размерах подины:  $15 \times 15$  м и  $1,5 \times 1,5$  м. На графиках высоты изменяются от 0,5 до 3 метров в соответствии с практическими данными. Результаты расчетов при коэффициенте теплоотдачи от факела к своду ( $\alpha_{f-svod}$ ), равном бесконечности, приведены для указания теоретической границы возможностей по интенсификации теплообмена. Полагаем, что кривые на рисунках, при значении  $\alpha_{f-svod} = 23,2$  Вт/( $m^2 \cdot K$ ), примерно соответствуют условиям равномерно-распределенного теплообмена, а при значении  $\alpha_{f-svod} = 100$  Вт/( $m^2 \cdot K$ ) – условиям сводового отопления. Коэффициент теплопередачи через элементы конструкции печи во всех случаях равен 1,88 Вт/(м<sup>2</sup>·К), что соответствует стационарному состоянию двухслойной кладки.





$$\begin{array}{l} 1a, \ 1b, \ 1c - M_{ud} = 400 \ \kappa Bm/m^2; \ 2a, \ 2b, \ 2c - M_{ud} = 200 \ \kappa Bm/m^2; \\ 3a, \ 3b, \ 3c - M_{ud} = 50 \ \kappa Bm/m^2; \\ 1a, \ 2a, \ 3a - \alpha_{f\text{-svod}} = \infty \ Bm/(m^2 \cdot K); \ 1b, \ 2b, \ 3b - \alpha_{f\text{-svod}} = 100 \ Bm/(m^2 \cdot K); \\ 1c, \ 2c, \ 3c - \alpha_{f\text{-svod}} = 23, 2 \ Bm/(m^2 \cdot K) \end{array}$$

На рис. 1 показано изменение среднего теплового потока на металл в зависимости от высоты рабочего пространства печи при различных размерах подины, коэффициентах теплоотдачи от факела к своду и удельных мощностях печи. Можно отметить, что при малых высотах свода тепловые потоки незначительно отличаются в зависимости от площади подины, а с увеличением высоты разница увеличивается за счет резкого падения потоков в печи с подиной 1,5×1,5 м. Такое падение можно объяснить резким увеличением степени развития кладки и, соответственно, увеличением доли тепловых потерь в тепловом балансе печи. Более широкая печь позволяет получить более стабильные тепловые потоки при изменении высоты свода и в ней больше заметен эффект от применения сводового отопления взамен равномерно-распределенного.

Из рис. 1 можно заметить, что эффективность сводового отопления резко падает при уменьшении тепловой мощности горелок и уже при мощности  $M_{ud} = 50 \text{ kBt/m}^2$  не влияет на величину теплового потока на металл. Существует теоретический нижний предел мощности, достаточный для покрытия тепловых потерь и соответствующий тепловому потоку на металл, равному нулю.

В определенных условиях нагрева тепловой поток имеет максимум. Например, в печи с подиной  $1,5 \times 1,5$  м при  $\alpha_{f-svod} \neq \infty$  и при мощности 400 кВт/м<sup>2</sup> с увеличением высоты свода от 0,5 до 1 м происходит увеличение теплового потока, а при дальнейшем увеличении, начиная с 1,5 м – уменьшение теплового потока. Увеличение теплового потока связано с быстрым увеличением степени черноты дыма [10] при увеличении эффективной длины луча. При достижении определенной высоты свода рост степени черноты практически прекращается и наращивается роль тепловых потерь. В результате тепловой поток начинает снижаться. Отдельно можно отметить, что в теоретическом пределе ( $\alpha_{f-svod} = \infty$ ) увеличение высоты свода однозначно приводит к снижению тепловых потоков из-за наличия в печи тепловых потерь.

На рис. 2 приведены зависимости удельного расхода теплоты от высоты свода. Поскольку удельный расход теплоты обратно пропорционален производительности и, следовательно, среднему тепловому потоку (11), то все выводы по рис. 1 будут справедливы к рис. 2. Можно акцентировать внимание на нескольких моментах:

а) при малой высоте свода порядка 0,5 м расход теплоты мало зависит от площади подины;

б) чем выше коэффициент теплоотдачи от факела к своду, тем меньше удельный расход теплоты;

в) при малых тепловых мощностях печи и малых высотах свода удельный расход теплоты минимален, но при увеличении высоты свода удельный расход теплоты быстро увеличивается и при высокой степени развития футеровки может значительно превысить значения, фиксируемые при тех же высотах и при большой тепловой мощности.

Как следует из рис. 1 и 2, наибольший эффект по снижению расхода топлива от применения сводового отопления наблюдается в печах с меньшей высотой свода и при наличии большой тепловой мощности (максимальная экономия топлива 10 %). Однако, тепловая работа таких печей характеризуется повышенным расходом теплоты. Следовательно, выбор конструкции печи должен основываться не на получении максимального эффекта от сводового отопления, а на получении минимального удельного расхода теплоты.



Рис. 2. Зависимость удельного расхода теплоты от высоты печи при различных размерах подины, коэффициентах теплоотдачи от факела к своду ( $\alpha_{f-svod}$ ) и удельных мощностях печи ( $M_{ud}$ ) при  $K_{pot} = 1,88 \text{ Bm}/(m^2 \cdot K)$ 

1a, 1b, 
$$1c - M_{ud} = 400 \ \kappa Bm/m^2$$
; 2a, 2b,  $2c - M_{ud} = 200 \ \kappa Bm/m^2$ ;  
3a, 3b,  $3c - M_{ud} = 50 \ \kappa Bm/m^2$ ;  
1a, 2a,  $3a - \alpha_{f-svod} = \infty \ Bm/(m^2 \cdot K)$ ; 1b, 2b,  $3b - \alpha_{f-svod} = 100 \ Bm/(m^2 \cdot K)$ ;  
1c, 2c,  $3c - \alpha_{f-svod} = 23,2 \ Bm/(m^2 \cdot K)$ 

Следуя результатам, представленным на рис. 1 и 2, можно оценить рациональную высоту сводов печей, эксплуатируемых в условиях, близких к стационарным (табл. 1).

Таблица 1

Печи в плане	Нагреваемые заготовки	Удельная тепловая мощность, кВт/м <sup>2</sup>	Вид нагрева	Рекомен- дуемая высота свода, м	Экономия то- плива при сводовом отоплении, %
крупно- габа- ритные	длинномер- ные	50 - 200	замедлен- ный нагрев	1,5 – 2,5	2-5 %
крупно- габа- ритные	длинномер- ные	200 - 400	скоростной нагрев	2-3	5-6%
малога- барит- ные	короткие	50 - 200	замедлен- ный нагрев	0,5 – 1	2-6%
малога- барит- ные	короткие	200 - 400	скоростной нагрев	1 – 2	4-5%

Оценка рациональных высот сводов камерных печей, эксплуатируемых в условиях, близких к стационарным при  $K_{pot} \approx 2 Bm/(m^2 \cdot K)$ 

Анализ, проведенный по оценке влияния высоты свода на характеристики печи, выполнен при условии стационарной работы печи и при достаточно низком коэффициенте теплопередачи 1,88 Вт/(м<sup>2</sup>·K), не учитывающем, например, потери теплоты в охлаждаемых элементах и потери теплоты с аккумуляцией кладки.

На рис. 3 приведены данные расчетов характеристик печи при размерах подины  $7 \times 7$  м и фиксированной мощности  $M_{ud} = 200 \text{ kBt/m}^2$  в зависимости от высоты свода при различных коэффициентах теплоотдачи от факела к своду и при различных коэффициентах теплопередачи через элементы конструкции печи. Значение  $K_{pot} = 0$  соответствует теоретическому пределу полного отсутствия потерь теплоты. Сразу надо отметить, что тепловые потоки и удельные расходы теплоты при размере подины  $7 \times 7$  м более близки к соответствующим параметрам, полученным при размере подины  $15 \times 15$  м, нежели при размере  $1,5 \times 1,5$  м (рис. 1 - 2).

Из рис. За видно, что при увеличении тепловых потерь существенно снижаются тепловые потоки на металл. Причем, это снижение, выраженное в процентах, примерно соответствует увеличению процентной доли тепловых потерь в балансе печи (рис. 4). Тепловые потоки на металл в зависимости от высоты печи имеют максимум. Особенно ярко максимум выражен при равномернораспределенном теплообмене ( $\alpha_{f-svod} = 23,2 \text{ Bt/}(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ). При сводовом отоплении ( $\alpha_{f-svod} = 100 \text{ Bt/}(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ) максимум тепловых потоков смещается в область малых высот 0,5 – 1 м.



Рис. 3. Зависимость средней плотности теплового потока на металл (a) и удельного расхода теплоты (б) от высоты печи при различных коэффициентах теплоотдачи от факела к своду (α<sub>f-svod</sub>) и коэффициентах теплопередачи через элементы конструкции печи (K<sub>pot</sub>) при M<sub>ud</sub> = 200 кВт/м<sup>2</sup> и подине 7х7 м

1a, 1b, 1c,  $1d - \alpha_{f-svod} = 100 \ Bm/(m^2 \cdot K);$ 2a, 2b, 2c,  $2d - \alpha_{f-svod} = 23,2 \ Bm/(m^2 \cdot K);$ 1a,  $2a - K_{pot} = 0 \ Bm/(m^2 \cdot K);$  1b,  $2b - K_{pot} = 2 \ Bm/(m^2 \cdot K);$ 1c,  $2c - K_{pot} = 5 \ Bm/(m^2 \cdot K);$  1d,  $2d - K_{pot} = 10 \ Bm/(m^2 \cdot K)$ 

Из рис. Зб видно, что существенными факторами по сокращению расхода топлива в печи являются снижение потерь теплоты из рабочего пространства (при высотах свода 2,5 – 3 м) и применение сводового отопления (при высотах свода 0,5 – 1 м). С точки зрения снижения потерь теплоты достаточно эффективным является простое понижение высоты свода при высоком значении коэффициента теплопередачи  $(K_{pot} = 5 - 10 \text{ Br/(m}^2 \cdot \text{K}))$ . Однако, если коэффициент теплопередачи низкий  $(K_{pot} = 0 - 2 \text{ Br/(m}^2 \cdot \text{K}))$ , то понижение высоты свода в районе 1 - 3 м практически не сказывается на расходе топлива.

Эффект сокращения расхода топлива от применения сводового отопления по сравнению с равномерно-распределенным теплообменом наиболее заметен при малой высоте свода 0,5 метра и составляет, в зависимости от величины тепловых потерь, от 7 до 9 %. При больших высотах, порядка 3 метра, экономия топлива составит около 4 %. Напомним, что эти данные получены при удельной тепловой мощности 200 кВт/м<sup>2</sup>. При увеличении мощности до 400 кВт/м<sup>2</sup> и при значительной доли тепловых потерь экономия может достигать 10 - 12 %, однако и абсолютная величина удельного расхода топлива при этом сильно возрастает.



Рис. 4. Зависимость расходных статей теплового баланса от высоты печи при различных коэффициентах теплоотдачи от факела к своду ( $\alpha_{f-svod}$ ) при  $K_{pot} = 10 \text{ Bm}/(M^2 \cdot K)$ ,  $M_{ud} = 200 \text{ kBm}/M^2$ и подине 7x7 м

*Q<sub>ux</sub> – физическая теплота уходящего дыма; Q<sub>pot</sub> – потери теплоты из рабочего пространства; Q<sub>me</sub> – теплота нагретого металла.* 

На практике реальная экономия топлива должна быть выше, т.к., во-первых, сводовое отопление увеличивает равномерность нагрева металла, что автоматически снижает расход топлива при обеспечении необходимой равномерности по плоскости металла, во-вторых, при сводовом отоплении, как правило, отсутствует недожог топлива при достаточно низком коэффициенте расхода воздуха, что также снижает расход топлива, в-третьих, при работе плоскопламенных горелок снижаются подсосы холодного воздуха в печь через окна и щели из-за отсутствия струйных процессов, характерных для боковых и торцевых горелок и, в-четвертых, представленная здесь математическая модель, как и любая модель, не является идеальной (см. принятые допущения) и возможно не учитывает практически важные эффекты.

## Выводы

1. Проведен анализ влияния высоты свода и тепловых потерь из рабочего пространства печи на производительность и удельный расход теплоты при сводовом нагреве металла в камерной печи.

2. Получены ориентировочные нормы по выбору высоты свода в зависимости от габаритов печи в плане и требуемой интенсивности нагрева металла при условиях работы печи, близких к стационарным. Рационально проектировать печи скоростного нагрева с большей высотой свода по сравнению с обычными печами.

3. Определено, что эффект по экономии топлива в печах равномерно-распределенного нагрева за счет применения сводового отопления надо соотносить с абсолютным удельным расходом теплоты. В этом случае реальная экономия топлива составляет до 5 – 6 %. Экономия топлива до 10 % может быть получена в печах, характеризующихся высокими тепловыми потерями из рабочего пространства печи на охлаждение элементов печи и на аккумуляцию кладки в процессе разогрева.

## Список литературы

1. Сорока Б.С. Интенсификация тепловых процессов в топливных печах. – К.: Наукова думка, 1993. – 416 с.

2. Глинков М.А., Глинков Г.М. Общая теория печей. – М.: Металлургия, 1990. – 232 с.

3. Карп И.Н. Энергосбережение в Украине: проблемы и пути решения. Тезисы докладов и сообщений. Т. 1. V Минский международный форум по тепло- и массообмену (24 – 28 мая 2004, Минск). – Минск: ИТМО, 2004. – С. 9 – 12.

4. Карп И.Н., Зайвый А.Н. Энергосберегающие технологии в металлургии // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2006. – № 1. – С. 13 – 19.

5. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Учет селективности излучения газа при сводовом отоплении камерных печей // Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов национальной металлургической академии Украины. Том 9. – Днепропетровск: НМетАУ, 2003. – С. 144 – 153.

6. Мастрюков Б.С. Теория, конструкции и расчеты металлургических печей. Т. 2: Учеб. пособие для вузов. – М.: Металлургия, 1978. – 270 с.

7. Об эффективности использования косвенного радиационного нагрева с применением плоскопламенных горелок / Минаев А.Н., Свинолобов Н.П., Мошура В.В. и др. // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 1977. – № 4. – С. 38 – 39.

8. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. К расчету теплообмена при сводовом отоплении пламенных печей // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2003. – № 6. – С. 98 – 104.

9. Высокотемпературные теплотехнологические процессы и установки / Перелетов И.И., Бровкин Л.А., Розенгарт Ю.И. и др. Под ред. Ключникова А.Д. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 336 с.

10. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Влияние конструктивных особенностей печи на эффективность сводового отопления // Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. В двух книгах – Книга первая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 393 – 408.

11. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Анализ эффективности сводового отопления камерных пламенных печей // Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов национальной металлургической академии Украины. Том 8. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – С. 56 – 66.

12. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. К определению оптимальной степени черноты газа в процессе нагрева металла в камерной печи со сводовым отоплением // Металлургическая теплотехника: история, современное состояние, будущее. К столетию со дня рождения М.А. Глинкова: Тр. III Междунар. науч.-практ. конф. (1 – 3 февраля 2006 г., МИСиС). – М.: МИСиС, 2006. – С. 515 – 519.

13. Губинский В.И., Лу Чжун-У. Теория пламенных печей. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.

14. Ключников А.Д., Иванцов Г.П. Теплопередача излучением в огнетехнических установках (инженерные решения задач). – М.: Энергия, 1970. – 400 с.

Рукопись поступила 24.05.2006.

## **Ливитан Н.В.** – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

# ВИХРЕВОЕ ВДУВАНИЕ ПЫЛЕУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА В ДОМЕННУЮ ПЕЧЬ

Рассмотрены пути решения задачи дальнейшего снижения расхода кокса в доменной печи за счет устранения влияния факторов, ограничивающих эффективное использование газообразных и твердых углеводородных дутьевых добавок. Показано, что поставленная задача может быть решена при радикальном изменении характера их подготовки к вдуванию в печь. Необходимо, в частности, разгрузить фурменные очаги в печи от несвойственной для них работы по реформации добавок, вынести за пределы печи процессы нагрева, газификации и воспламенения всего или части вдуваемого пылеугольного топлива.

## Введение

В настоящее время открываются большие перспективы для широкого использования пылеугольного топлива при выплавке чугуна. Это объясняется, в первую очередь, увеличением стоимости природного газа и металлургического кокса. В отличие от мазута и природного газа, пылеугольное топливо не вызывает существенного изменения температур в горне доменной печи и увеличения выхода горновых газов, что определяет возможность замены значительной (до 30 – 40 %) доли кокса при сжигании в фурменных зонах до 200 кг угольной пыли на 1 m чугуна [1 – 3].

## Постановка задачи

Решение задачи дальнейшего снижения расхода кокса за счет устранения влияния факторов, ограничивающих эффективное использование газообразных, жидких и твердых углеводородных дутьевых добавок, требует радикального изменения характера их подготовки к вдуванию в печь. Необходимо, в частности, разгрузить фурменные очаги доменной печи от несвойственной для них работы по реформации добавок [4]. Теплотехнический анализ показывает, что для обеспечения полноты горения пылеугольного топлива и снижения охлаждающего влияния добавки необходимо вынести процесс нагрева и га-

<sup>©</sup> Ливитан Н.В., 2006

зификации угля за пределы фурменного очага. При этом решается не только собственно проблема газификации и полноты сгорания вдуваемых углей, но появляется возможность повышения уровня их зольности.

Известные способы предварительной обработки пылеугольного топлива, включающие его полную или частичную газификацию за пределами фурменного очага, могут быть разбиты на две группы: с использованием единого специализированного газогенератора для всей доменной печи и с отдельными прифурменными устройствами газификации пылеугольного топлива [4]. Проведенные исследования и промышленные испытания подтвердили перспективность такого подхода к вдуванию углеводородных добавок в печь, однако выявили также ряд проблем, присущих предложенным техническим решениям – сложность реализации, недостаточную надежность и эффективность.

## Пути решения поставленной задачи

Указанная задача может быть решена путем реконструкции фурменного прибора и создания на его основе реактора термохимической подготовки пылеугольного топлива. Основным отличием предлагаемого реактора является возможность закручивания дутья, вводимого в сопло фурменного прибора. Для этого в основе реактора должен быть установлен завихритель, преобразующий осевой поток горячего дутья (1000 – 1100 °C) в закрученный. Пылеугольное топливо, а также весь или часть кислорода и природного газа необходимо вводить соосно соплу фурменного прибора на расстоянии от среза фурмы, достаточном для нагрева, газификации и сжигания, в первую очередь, мелких фракций пылеугольного топлива до их ввода в доменную печь еще в объеме воздушной фурмы.

## Достигаемые результаты

При воспламенении и выгорании мелких пылеугольных частиц ( $\delta < 20$  мкм) в объеме воздушной фурмы увеличивается температура дутья, что позволяет надежно нагреть, а потом и воспламенить более крупные частицы ПУТ ( $\delta \sim 20 \div 50$  мкм) в горне доменной печи [5].

Крутка газового потока в канале сопла и фурмы способствует его газодинамической стабилизации [6], что положительно сказывается на распределениях скоростей и температур в поперечных и продольных сечениях канала. В частности, закручивание неизотермического газового потока в цилиндрическом канале способствует концентрации зоны высоких температур в приосевой зоне потока. Это снижает вероятность локальных перегревов и прогаров сопла и фурмы. Кроме того, при сжигании части угольной пыли в сопловой части фурменного прибора регулируемая крутка потока аэросмеси может способствовать формированию на внутренней поверхности воздушной водоохлаждаемой фурмы шлаковой корки (гарнисажа), которая позволит снизить тепловые потоки от горячего дутья к фурме и, тем самым, будет способствовать увеличению срока ее службы.

Закрученный поток воздушного дутья более равномерно, чем осевой, распределяется в горне доменной печи. При этом изменяется структура течений в прифурменной полости горна (см. рисунок). Выходящий из фурмы закрученный поток дутья имеет форму расходящегося конуса с ярко выраженной центральной циркуляционной зоной. Крутка потока дутья позволяет расширить эффективную ширину отдельных фурменных зон и тем самым повысить равномерность распределения дутья в горне и шахте доменной печи.



Рис. 1. Структура течений в фурменной зоне доменной печи при осевом (а) и вихревом (б) вдувании дутья (горизонтальные сечения)

Значения углов раскрытия потока, скоростей, размеров и расположения циркуляционных зон могут быть оценены с привлечением методик, изложенных в [7]. Одним из важнейших параметров, предопределяющих указанные выше величины, является степень крутки потока, которая задается характеристиками устройства закрутки.

Регулируемое сжигание части угольной пыли в объеме фурменного прибора позволяет повысить температуру доменного дутья до

необходимого уровня, зависящего от состава и параметров вдуваемых углеводородных добавок [1 – 4]. Возможность догрева и повышения температуры дутья перед самым его вводом в печь позволяет снизить требования к тепловым нагрузкам на каупера, а также тепловые потери в них, воздухоподводящих трактах и коллекторах.

## Выводы

Проведенные оценки показывают, что использование предложенного вихревого реактора позволит дополнительно снизить расход кокса и природного газа в доменной печи, существенно повысить эффективность использования в первую очередь пылеугольного топлива, расширить базу используемых углей. Внедрение реактора не потребует больших капитальных вложений и коренной реконструкции существующего фурменного оборудования, его установка может позволить получить металлургическим предприятиям значительный экономический эффект даже при условии доставки уже готового пылеугольного топлива на доменную печь.

# Список литературы

1. Плискановский С.Т., Полтавец В.В. Оборудование и эксплуатация доменных печей: Учебник. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – 495 с.

2. Ярошевский С.Л. Выплавка чугуна с применением пылеугольного топлива. – М.: Металлургия, 1988. – 176 с.

3. Ярошевский С.Л., Рябенко А.И., Антонов А.А., Плоткин З.Ш., Красавцев И.Н., Ярмаль А.А. Применение пылеугольного топлива для выплавки чугуна. – К.: Техника, 1974. – 188 с.

4. Товаровський Й.Г., Лялюк В.П. Еволюція доменної плавки: Монографія. – Дніпропетровськ: Пороги, 2001. – 424 с.

5. Байши В.И., Куваев Ю.Ф. Горение угольной пыли и расчет пылеугольного факела. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 260 с.

6. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Гидрогазодинамика. – М.: Наука, 1986. – 736 с.

7. Померанцев В.В. Основы практической теории горения топлива. – Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 310 с.

Рукопись поступила 15.04.2006.

# Ливитан **Н.В.** – канд. техн. наук, доц., *НМетАУ*

# ТЕПЛООБМЕН И СТРУКТУРА ТЕЧЕНИЙ ВО ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ПЕЧИ, ОБОРУДОВАННОЙ ГОРЕЛКОЙ С РАДИАЛЬНО НАПРАВЛЕННЫМИ СОПЛАМИ

Проанализированы особенности тепловой работы во вращающихся печах горелок различных конструкций. Показано, что использование горелок с радиально направленными соплами позволяет интенсифицировать теплообмен между продуктами горения и обжигаемым материалом, а также повысить стойкость футеровки печи, приведены результаты исследования структуры течений в зоне обжига печи, полученные методами физического моделирования.

## Введение

Вращающиеся печи применяются во многих отраслях промышленности. В них обжигают известь, кокс, керамзит и другие материалы. Самое широкое распространение вращающиеся печи получили в цементной промышленности [1].

Вращающиеся печи, как правило, оборудуют горелками, обеспечивающими сжигание газа по оси печи в самой теплонапряженной зоне – зоне обжига (спекания).

При работе таких горелок струи продуктов горения воздействуют не только на находящийся в печи материал, но и на открытую поверхность футеровки, что приводит к ее размягчению и, как следствие, ускоренному износу в высокотемпературной зоне печи.

## Постановка задачи и описание технического решения

Для интенсификации теплообмена между продуктами горения и обжигаемым материалом, а также повышения стойкости футеровки печи, предложено расположить коллектор многосопловой газовой горелки консольно в зоне обжига вращающейся печи на некотором расстоянии от обрабатываемого материала, а оси отдельных сопел направить вдоль радиусов печи в сторону материала.

На рисунке 1 показано расположение предлагаемой горелки во вращающейся печи, а на рисунке 2 – поперечное сечение печи.

<sup>©</sup> Ливитан Н.В., 2006



Рис. 1. Схема вращающейся печи: 1 – печь; 2 – горелка; 3 – футеровка печи; 4 – сопла горелки



Рис. 2. Вращающаяся печь в разрезе: 1 – печь; 2 – горелка; 3 – футеровка печи; 4 – сопло; 5 – обжигаемый материал

Горелка 2 с соплами 4 консольно расположена во вращающейся печи 1. Горелка 2 содержит наружный коллектор для подвода воздуха и внутренний коллектор для подвода газа. Сопла 4 установлены по длине печи 1. Оси сопел 3 направлены вдоль радиусов печи, составляющих с вертикальной плоскостью угол α, соответствующий углу естественного откоса обжигаемого материала 5, который для большинства сыпучих и кусковых материалов находится в интервале 35-45°. Продукты горения попадают при этом примерно в середину откоса, образованного материалом 5 при вращении печи перпендикулярно к его поверхности. Струи продуктов горения от соседних сопел 4 перекрываются у поверхности материала 5.

## Результаты исследований

По достижении поверхности обжигаемого материала раскаленные продукты горения воздействуют не только на открытую его поверхность, но и проникают в глубь материала, что способствует существенной интенсификации теплообмена в зоне обжига вращающейся печи. Кроме того, использование предлагаемой горелки исключает непосредственное воздействие продуктов горения на футеровку печи и тем самым обеспечивает продление срока ее службы.

Применительно к вращающейся печи для обжига клинкера длиной 60 м и диаметром 3 м проведены тепловые расчеты зоны обжига, длина которой составляет порядка 10 м. В данной вращающейся печи зона обжига оборудована двухслойной футеровкой, состоящей из огнеупорного материала – хромомагнезита теплопроводностью 2,33 Вт/м<sup>·</sup>К и толщиной 200 мм, а также теплоизоляционного материала – легкого шамота теплопроводностью 0,35 Вт/м<sup>·</sup>К и , толщиной 80 мм. Корпус печи выполнен из стали марки СТЗ толщиной 50 мм.

Расчеты, проведенные для условий использования традиционной осевой и предлагаемой радиальной горелок, показали, что в последнем случае плотность теплового потока через футеровку в самой теплонапряженной зоне печи меньше на 20 – 30 %, а температура ее открытой части может быть снижена на 100 – 120 °C при неизменной производительности вращающейся печи. Это оказывается возможным в связи с существенной интенсификацией теплообмена между обжигаемым материалом и высокотемпературными струями продуктов сгорания, направляемыми непосредственно на него.

## Особенности структуры газовых течений

На характер и интенсивность теплообмена в печи существенное влияние оказывает структура течения газовых потоков. Течение же газов во вращающейся печи с радиально направленными соплами горелок представляют собой довольно сложную картину. Струи продуктов сгорания, истекая из сопел горелки, делят печное пространство на две циркуляционные зоны. При строго осевом расположении горелки в печи устанавливаются две равные по величине симметричные циркуляционные зоны, отличающиеся друг от друга только направлением вращения потоков газа и разделяющие печное пространство печи пополам (рис. 3а). Но если горелку сместить к футеровке, картина движения потока газа в цилиндрическом канале печи меняется. Это выражается в преобладании одного циркуляционного потока над другим, в результате чего образуется одно единое вихревое течение в пространстве печи.

Исследование структуры течения проводилось на гидравлической модели. Для полного подобия картины движения жидкости в модели и газов во вращающейся печи обеспечивалось подобие истечения жидкости из сопел в модели и в газовой горелке. Основным условием подобия при моделировании является равенство соответствующих чисел Рейнольдса. Модель горелки была оборудована рядом сопел диаметром 4 мм. Исходя из того, что истечение газа из сопел горелки происходит при Re = 45920, расход жидкости в модели устанавливался равным  $0,577 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с, что обеспечивало необходимое подобие течений.

Перемещение горелки от центра модели печи вдоль ее радиуса позволило наблюдать изменение циркуляционных зон в цилиндрическом канале модели. При перемещении горелки на одну четверть внутреннего радиуса  $R_{\pi}$  модели от центра ( $R = 0.25 \cdot R_{\pi}$ ), наблюдалось увеличение одной из циркулирующих зон движения жидкости в 1,5 раза и, соответственно, уменьшение второй зоны в 2 раза (рис. 3б).

При смещении места расположения горелки от центра модели до 0,35 · R<sub>п</sub>, можно наблюдать ярко выраженное подавление одной циркулирующей зоной другой зоны, т.е. переход от двузонной структуры движения жидкости к однозонной (рис. 3в).

Наличие во вращающейся печи обжигаемого материала также влияло на изменение структуры движения струй жидкости в модели (рис. 4). При центральном расположении горелки эти изменения были минимальны, т.е. устанавливались две равновеликие противоположно направленные циркуляционные зоны (рис. 4а). Но они имели одно заметное отличие. В каждой зоне, на внешней ее стороне, при переходе жидкости с материала на стенку корпуса модели, возникает еще одна, незначительная по своей величине, циркуляционная зона.

При дальнейшем смещении горелки, циркуляционная зона, в сторону которой перемещали горелку, не только не уменьшается в 2 раза, как в модели без материала, но и в верхней части канала печи стесняла соседнюю зону циркуляции потока жидкости (рис. 4б). Мелкие циркуляционные зоны в нижней части печи сохранялись.


Рис. 3. Структура течения газов в печи без материала



Рис. 4. Структура течения газов в печи с материалом

Переход к однозонной структуре течения жидкости при смещении горелки на  $0,35 \cdot R_n$  от центра модели с наличием в нем материала не происходит. Данная картина совсем не похожа на ту, которая наблюдается в модели вращающейся печи без материала. Правая циркуляционная зона уменьшается, но стабильно сохраняется. Вместе с тем находящаяся под ней небольшая циркуляционная зона исчезает.

Перестройка двузонной циркуляционной структуры потока жидкости в однозонную происходит только на расстоянии горелки от центра ~  $0,75 \cdot R_n$  (рис. 4в).

#### Выводы

Проанализированы особенности тепловой работы во вращающихся печах горелок различных конструкций. Показано, что использование горелок с радиально направленными соплами позволяет существенно интенсифицировать теплообмен между продуктами горения и обжигаемым материалом, а также повысить стойкость футеровки печи. Расчеты, проведенные для условий использования традиционной осевой и предлагаемой радиальной горелок, показали, что в последнем случае плотность теплового потока через футеровку в самой теплонапряженной зоне печи может быть снижена на 20 – 30 %, а температура ее открытой – 100 – 120 °C, при неизменной производительности вращающейся печи.

Приведены результаты исследования структуры течений в зоне обжига печи, полученные методами физического моделирования. Показано, что расположение в зоне обжига вращающейся печи горелки с радиально направленными соплами существенно влияет на структуру движения газового потока, что должно учитываться при расчете теплообмена в печи.

### Список литературы

1. Печные агрегаты цементной промышленности / С.Г. Силенок, Ю.С. Гризак, В.Н. Лямин и др. – М.: Машиностроение, 1984. –168 с.

2. Авт. свид. № 626336 (СССР). Горелка для сжигания газа во вращающейся печи / Авт.: Ливитан Н.В., Поляков С.П., Сапко П.П. Опубл. в Б.И. в 1978 г.

3. Пьячев В.А., Капустин Ф.Л. Тепловые и технологические расчеты вращающихся печей для обжига цементного клинкера. – Екатеринбург: УПИ, 1992. – 34 с.

4. Печенкин С.И. Руководство по курсовому проектированию печей и сушил силикатной промышленности. Часть 1. Расчет горения топлива. Аэродинамические расчеты. – Свердловск: УПИ, 1980. – 52 с.

Рукопись поступила 15.04.2006.

## УДК 669.183.57(043.3)

Ложко А.Н. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ Власюк Е.А. – аспирант, НМетАУ Сидоренко Л.Ю. – ст. препод., НМетАУ

# ВЛИЯНИЕ РЫНОЧНОЙ КОНЪЮНКТУРЫ НА ЭКОНОМИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЦЕССА ПОЛУЧЕНИЯ НИЗКОУГЛЕРОДИСТЫХ МАРОК СТАЛЕЙ МЕТОДОМ ГАЗОКИСЛОРОДНОГО РАФИНИРОВАНИЯ В КОНВЕРТЕРАХ МАЛОГО ОБЪЕМА

Проведено исследование зависимости себестоимости различных сталей от рыночной стоимости наиболее дорогостоящего сырья. Таким сырьем для получения низкоуглеродистых марок сталей является никель. Приведены данные по экономической эффективности производства различных марок сталей.

#### Состояние вопроса

Тенденции мирового машиностроения – постоянное совершенствование конструкционных материалов. Одним из перспективных направлений являются низкоуглеродистые стали. Мировые лидеры стального производства плавят такие стали в значительных объемах, в том числе и методом газокислородного рафинирования. Однако делается это в конверторах с объемом не менее 20 т, что и обеспечивает снижение себестоимости процесса. Однако всегда существовал сектор рынка, где требовались небольшие объемы высококачественных сталей, например до 5 т. Такие заказы невыгодны крупному предприятию, так как выплавка малого объема стали в конверторах большой емкости резко увеличивает себестоимость и может сказаться на качестве. Заказчик редко мирится с тем, что стоимость его заказа вырастает чуть ли не вдвое просто из-за отсутствия подходящего оборудования.

Для охвата рынка низкоуглеродистых марок сталей с общим объемом заказа до 5 т был разработан газокислородный разокислительный конвертор, особенности конструкции которого обеспечивают получение низкоуглеродистых сталей очень высокого качества, несмотря на «небольшой» объем конверторной ванны.

Выплавка сталей и сплавов осуществляется на основе дуплекспроцесса (плавки в электродуговых печах и конвертерного передела).

<sup>©</sup> Ложко А.Н., Власюк Е.А., Сидоренко Л.Ю., 2006

На предприятии установлен конвертер емкостью 5 тонн, производительностью 7,78 тыс. тонн в год высококачественных марок сталей и сплавов, методом газокислородного рафинирования.

Отличительной особенностью этого агрегата является возможность реализовать как окислительные, так и восстановительные условия рафинирования при выплавке металла. В процессе комбинированной продувки техническими газовыми смесями жидкого расплава, происходит обезуглероживание полупродукта и повышение степени усвоения Cr (95 %), Mn (70 %) и др. элементов, угар которых при обычной технологии электровыплавки особенно велик. Агрегат оснащен компьютерной системой управления на основе контроллера дутьевого режима производства фирмы Allen Bradly(США).

Данная технология позволяет производить кислотостойкие, жаропрочные, прецизионные стали и так называемые стали карбамидного класса с особо низким содержанием углерода (< 0,01 %), серы (< 0,01 %), стали легированные азотом, а также стали для атомной промышленности.

Результаты механических испытаний и данные химического анализа, полученного после проведения плавок, показали, что использование комплекса ГКР позволяет получать металл достаточно высокого качества с вполне предсказуемыми механическими свойствами. Малый объем конверторной ванны делает возможным, выполнение «небольших» заказов (от 3,5 до 5,0 тонн), адаптируясь к потребностям потребителя.

### Постановка задачи

Конверторы малого объема оказываются очень удобными в условиях быстроменяющейся конъюнктуры рынка. Они позволяют получать небольшие объемы сталей хорошего качества. Однако имеют естественный недостаток – стоимость производства стали в них существенно выше. По этой причине представляет интерес исследование зависимости себестоимости различных сталей от рыночной стоимости наиболее дорогостоящего сырья. Такая зависимость существенно облегчит работу менеджера, заключающего контракт на производство той или иной марки стали.

### Описание модели

Одним из существенных компонентов производства нержавеющих марок сталей является Ni. Этот металл имеет высокую стоимость и в тоже время высокую амплитуду колебаний рыночной цены, особенно в восточно-европейских регионах. На рисунке 1 приведены данные ISSE о росте цен на чистый никель и основные марки нержавеющих сталей.



Рис. 1. Рост цен на чистый никель и основные марки нержавеющих сталей

В таблице 1 приведены данные о стоимостной доле Ni в стоимости шихтовых материалов при производстве нержавеющих сталей четырех марок в условиях завода «Спецсплав ГКР». Данные приведены для различной рыночной стоимости Ni в диапазоне от \$10 до \$20 за килограмм, что соответствует реальной ситуации Восточной Европы.

Таблица 1

Марка стали	доля Ni в себестоимости		
(% – Ni)	при \$10 за кг	при \$15 за кг	при \$20 за кг
W-Nr. 1.4462 (3,9 %)	13,12 %	18,47 %	23,19 %
W-Nr. 1.4404 (6,9 %)	21,35 %	28,93 %	35,18 %
W-Nr. 1.4439 (10,6 %)	29,30 %	38,34 %	45,33 %
W-Nr. 1.4435 (11,9 %)	31,73 %	41,08 %	48,17 %

Стоимостная доля Ni в стоимости шихтовых материалов в условиях производства сталей завода «Спецсплав ГКР»

Здесь и на рисунке 2, показывающем стоимостную долю Ni в себестоимости производства нержавеющих сталей, видно, что она вполне может достигать половины всех затрат. Это происходит в силу «высокой» рыночной стоимости этого сырья и неустойчивости цен на него (последнее обстоятельство заставляет планировать производство, ориентируясь на максимальный уровень цены).



Рис. 2. Стоимостная доля Ni в себестоимости производства нержавеющих сталей

Трехлетний опыт производства низкоуглеродистых нержавеющих сталей методом газокислородного рафинирования в конверторе украинского производства с малой емкостью конверторной ванны позволил обобщить данные по экономической эффективности производства различных марок сталей

В таблице 2 приведены данные о фактической себестоимости производства четырех марок сталей при различных рыночных ценах на Ni. Последние колебались в диапазоне от цен Лондонской биржи (~\$10) до средних восточноевропейских цен последних месяцев (~\$20).

Таблица 2

Фактическая себестоимость производства четырех марок сталей при различных рыночных ценах на Ni

Марка стали	Себестоимость при различных ценах на Ni		
(% – Ni)	при \$10 за кг	при \$15 за кг	при \$20 за кг
W-Nr. 1.4462 (3,9 %)	\$3 334,08	\$3 552,76	\$3 771,44
W-Nr. 1.4404 (6,9 %)	\$3 682,83	\$4 075,89	\$4 468,95
W-Nr. 1.4439 (10,6 %)	\$4 097,47	\$4 697,85	\$5 298,23
W-Nr. 1.4435 (11,9 %)	\$4 242,88	\$4 915,96	\$5 589,04

Однако данные по себестоимости сами по себе не информативны и характеризуют не столько объективную ситуацию на рынке, сколько субъективные обстоятельства производства на конкретном предприятии.

Для их правильной интерпретации в таблице 3 приведены данные о рыночной стоимости упомянутых сплавов. Данные усреднены за последние полтора года, однако несомненна тенденция (см. рисунок 1) их дальнейшего роста, что может существенно изменить выводы этой статьи (при сохранении цен на Ni).

Таблица 3

Марка стали	Рыночные цены	
(% - Ni)	MIN	MAX
W-Nr. 1.4462 (3,9 %)	\$3 146	\$4 260
W-Nr. 1.4404 (6,9 %)	\$3 581	\$4 381
W-Nr. 1.4439 (10,6 %)	\$3 781	\$4 530
W-Nr. 1.4435 (11,9 %)	\$3 901	\$4 710

Рыночная стоимость производимых марок сталей

Данные, сведенные в таблицы 2 и 3, позволили построить обобщенную диаграмму (Рисунок 3), отражающую влияние рыночных цен на Ni на себестоимость получения низкоуглеродистых нержавеющих сталей методом газокислородного рафинирования в конверторе украинского производства с малой емкостью конверторной ванны и сопоставить данные себестоимости с рыночными ценами на соответствующий сплав.



Рис. 3. Влияние рыночных цен на Ni на себестоимость получения низкоуглеродистых нержавеющих сталей

#### Выводы

Хорошо видно, что при сложившейся ситуации на рынке цен на Ni более \$15 делает производство сталей марок W-Nr. 1.4435 и W-Nr. 1.4439 вообще невыгодным (себестоимость выше рыночной цены), в тоже время стали марок W-Nr. 1.4462 и W-Nr. 1.4404 оказываются менее чувствительными к рыночной конъюнктуре. Так, сталь марки W-Nr. 1.4462 имеет, даже значительный «страховой» запас, что может оказаться полезным, если цены на Ni поднимутся еще выше.

## Список литературы

1. Мастрюков В.С. Теплофизика металлургических процессов. – М.: МИСИС, 1996. – 270 с.

2. Бойченко Б.М., Охотский В.Б., Харламин П.С. Конвертерне виробництво сталі: Підручник. – Дніпропетровськ: РВА "Дніпро-ВАЛ", 2004. – 454 с.

3. Интернет-исследование изменений цен на никель на мировом рынке и рынке стран СНГ.

Рукопись поступила 25.05.2006.

## УДК 669.183.21

**Лукьянов А.В.** – зам. главного инженера по сталеплавильному производству, нач. мартеновского цеха<sup>\*</sup>

**Боганов О.Н.** – мастер газопечного хозяйства мартеновского цеха<sup>\*</sup>

Кияшко Н.А. – нач. теплотехнической лаборатории<sup>\*</sup>

Черный А.А. – зам. нач. мартеновского цеха по теплоэнергетике

**Бабкин В.М.** – ст. мастер КИПиА<sup>\*</sup>

\* ОАО "Алчевский металлургический комбинат"

# ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ ПЕЧНОЙ АТМОСФЕРЫ НА ТЕПЛОВУЮ РАБОТУ МАРТЕНОВСКОЙ ПЕЧИ

Рассмотрены вопросы подбора оптимального давления в рабочем пространстве мартеновской печи, позволяющего избежать необоснованного перерасхода топлива, электроэнергии и огнеупоров. Проанализированы результаты внедрения системы поддержания оптимального давления на примере мартеновской печи Алчевского металлургического комбината.

## Постановка задачи

В состав мартеновского цеха ОАО "Алчевский металлургический комбинат" входят: прямоточный сталеплавильный агрегат, две 300-тонные, одна 600-тонная мартеновские печи, два двухванных сталеплавильных агрегата. Сталь выплавляют скрап-рудным процессом на жидком чугуне, с продувкой ванны кислородом. Печи отапливаются природным газом. На мартеновских печах добавляется мазут. Важной задачей является сокращение потребления природного газа, мазута, электроэнергии, увеличение межремонтных сроков работы мартеновских печей, снижение удельного расхода огнеупоров.

Дымовые газы удаляются из печного пространства дымососом, предварительно пройдя через котел-утилизатор, трубы Вентури и каплеуловитель. Рассмотрим влияние на тепловую работу мартеновской печи потерь с выбивающими дымовыми газами и подсосами холодного воздуха через рабочие окна. Для этого оценим движение газа под действием избыточного давления через окно, закрытое прямоугольной заслонкой, прилегающей к прямоугольной раме окна с наружной стороны. В идеальном случае заслонка должна полностью прилегать к раме окна и исключать подсосы воздуха и выбивание дыма. В реаль-

<sup>©</sup> Лукьянов А.В., Боганов О.Н., Кияшко Н.А., Черный А.А., Бабкин В.М., 2006

ности заслонка отстоит от рамы на величину зазора –  $\delta$ . Наличие зазора связано с короблением крышки окна, а также с закристаллизовавшимися наплывами и брызгами шлака, чугуна, стали. Через щелевой зазор проходят газовые потоки в обоих направлениях в зависимости от перепада давления по обе стороны от щели. Соответствующие этому подсос воздуха в печь и выбивание дыма из печи являются факторами повышенного расхода топлива.

В случае подсоса воздуха печное топливо расходуется на нагрев воздуха до температуры дыма в рабочем пространстве [1]. Эффект перерасхода топлива от подсоса воздуха можно исключить только в том случае, если воздух пойдет на горение топлива. Однако подсос воздуха в общем случае нельзя считать окислителем топлива, т.к. он, как правило, плохо перемешан с топливом. Таким образом, подсос воздуха надо рассматривать в качестве балласта в уходящих из печи газах, который увеличивает объем дымовых газов.

В случае выбивания дыма его физическая теплота безвозвратно рассеивается в окружающей среде.

Надо отметить, что с увеличением давления под сводом печи уменьшаются подсосы холодного воздуха, а, соответственно, и расход теплоты на нагрев подсосанного воздуха Q<sub>подс</sub>, но одновременно возрастает выбивание дыма и потери теплоты с выбивающимися дымовыми газами Q<sub>выб</sub>. Поэтому для уменьшения расхода топлива, потребляемого печью, надо обеспечивать оптимальное давление под сводом, позволяющее сводить к минимуму сумму Q<sub>подс</sub> и Q<sub>выб</sub> [1].

Основным недостатком газоотводящих трактов мартеновских печей является увеличение объема дымовых газов выше проектных параметров дымососа. Это происходит вследствие подсосов воздуха в нижнем строении печи, боровах и котлах утилизаторах [2]. Поэтому необходимо свести к минимуму объем дымовых газов для уменьшения нагрузки на электродвигатель дымососа и экономии электроэнергии.

#### Описание математической модели

Для оценки эффективности варианта работы печи с заданным давлением под сводом необходимо составить тепловой баланс печи. Для примера возьмем период прогрева шихты, характеризующийся высоким расходом топлива

 $Q_{XИM} + Q_{\phi U3.B03d} = Q_{Harp.ШИXTЫ} + Q_{ПОТ.} + Q_{ПОДС} + Q_{BЫ\delta} + Q_{YX.ДЫМ} [BT],$  (1) где  $Q_{XИM.} = B \cdot Q_{H}^{p}$  – тепловая мощность печи (ХИМИЧЕСКАЯ ЭНЕРГИЯ ТОПлИВа);  $Q_{\phi U3.B03d.} = B \cdot L_{n}^{B} \cdot i_{B03d}$  – физическая теплота подогрева воздуха в регенераторе;  $Q_{Harp.ШИXTЫ}$  – физическая теплота нагретой шихты;  $Q_{ПОТ}$  – потери теплоты (излучением через окна, на водяное охлаждение элементов печи, теплопроводностью через кладку);  $Q_{yx,dыM} = B \cdot V_{d} \cdot i_{nev} - физическая теплота продуктов сгорания; В – расход топлива [кг/с]; <math>Q_{H}^{p}$  – низшая теплота сгорания топлива [Дж/кг];  $L_{n}^{B}$  – удельный расход воздуха [м<sup>3</sup>/кг];  $V_{d}$  – удельный выход дыма [м<sup>3</sup>/кг];  $i_{возд}$  – удельная энтальпия подогретого воздуха [Дж/кг];  $i_{nev}$  – удельная энтальпия дыма [Дж/кг] [3].

Уравнение (1) можно записать через понятие коэффициента использования теплоты топлива –  $\eta_{\kappa u \tau} = (Q_{H}^{p} + L_{n}^{B} \cdot i_{BO3d} - V_{d} \cdot i_{neq})/Q_{H}^{p} - B$  виде

$$Q_{\text{XMM}} \eta_{\text{KMT}} = Q_{\text{Harp.muxtbi}} + Q_{\text{not.}} + Q_{\text{nodc}} + Q_{\text{Bbb}}.$$
 (2)

Для численного анализа удобным является введение в выражение для  $\eta_{\kappa u \tau}$  коэффициента регенерации  $r_{per}$ , равного отношению физической теплоты подогрева воздуха к физической теплоте уходящего дыма. Тогда  $\eta_{\kappa u \tau} = \left[ Q_{\mu}^{p} + (r_{per} - 1) \cdot V_{\mu} \cdot i_{nev} \right] / Q_{\mu}^{p}$ .

Экономию топлива от снижения потерь теплоты, связанных с подсосом воздуха и выбиванием дыма, при работе на оптимальном давлении, можно оценить относительно базового варианта. За базовый вариант взят режим работы печи при расположении линии нулевого давления на уровне порога окна.

Запишем уравнение (2) для базового варианта в виде

$$Q_{XUM.}^{\delta a3a} \cdot \eta_{KUT} = Q_{HAFP.IIIUXTEI} + Q_{IOT.} + Q_{IODC}^{\delta a3a} + Q_{BEIG}^{\delta a3a}.$$
 (3)

Вычтем почленно из уравнения (2) уравнение (3) и в полученном выражении выразим изменение тепловой мощности печи в виде

$$\Delta Q_{\text{XUM.}} = Q_{\text{XUM.}} - Q_{\text{XUM.}}^{\text{dasa}} = \frac{\left(Q_{\text{подс}} + Q_{\text{выб}}\right) - \left(Q_{\text{подс}}^{\text{dasa}} + Q_{\text{выб}}^{\text{dasa}}\right)}{\eta_{\text{KUT}}}.$$
 (4)

Величина  $\Delta Q_{xим}$  позволяет оценить изменение тепловой мощности в расчетном варианте по сравнению с базовым, если известны потери теплоты, связанные с подсосом и выбиванием в базовом варианте. От величины  $\Delta Q_{xим}$  можно легко перейти к расходам топлива

$$\Delta B = \frac{\Delta Q_{XUM.}}{Q_{H}^{p}}.$$
(5)

По представленной ниже математической модели можно найти величину оптимального давления, при которой потери сводятся к минимуму, оценить влияние на экономичность работы печи такого фактора, как величина зазора между заслонкой и рамой окна. Для оценки основных технологических факторов работы печи необходимо задаться расходом топлива, воздуха, кислорода в период завалки и прогрева, а также высотой рабочего пространства, размерами окна и величиной зазора между заслонкой и рамой. Эти данные для нижеприведенных результатов взяты из практики работы 300-тонной печи Алчевского металлургического комбината: ширина (S) и высота ( $H_{oкho}$ ) дымового окна – по 1,7 м; высота свода относительно порога окна  $H_{cвод} = 3,74$  м; температура окружающей среды – 0 °C; коэффициент расхода воздуха – 1,1; влажность воздуха – 10 г/м<sup>3</sup>; ориентировочные расходы топлива – природный газ 3500 м<sup>3</sup>/час, мазут 350 кг/час; расход кислорода – 1200 м<sup>3</sup>/час; расход вентиляторного воздуха – 28000 м<sup>3</sup>/час; расход компрессорного воздуха – 1000 м<sup>3</sup>/час; коэффициент регенерации  $r_{per} = 0,5$ .

В результате расчета горения топлива получено: теплота сгорания смеси топлива  $Q_{\rm H}^{\rm p} = 48 \text{ MДж/кг}$ ;  $L_{\rm n}^{\rm B} = 12,2 \text{ m}^3/\text{кг}$ ;  $V_{\rm q} = 13,5 \text{ m}^3/\text{кг}$ ; состав дыма (объемн.): CO<sub>2</sub> = 10,60 %; H<sub>2</sub>O = 18,56 %; N<sub>2</sub> = 68,81 %; SO<sub>2</sub> = 0,04 %; O<sub>2</sub> = 1,99 %. Плотность дыма при нормальных условиях –  $\rho_{\rm q0} = 1,247 \text{ кг/m}^3$ .

Расчет расхода выбивающегося дыма через боковые вертикальные щелевые зазоры выполняется на основе известных зависимостей [3] по формуле

$$M_{Bbi\delta}^{\delta o \kappa} = \int \rho_{d} \cdot 2 \cdot \delta \cdot \phi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \left[P_{cbod} - \left(\rho_{B} - \rho_{d}\right) \cdot \left(H_{cbod} - z\right) \cdot g\right]}{\rho_{d}}} dz \ [\kappa r/c], \quad (6)$$

где  $\delta$  – величина щелевого зазора, м;  $\phi = 0.97$  – коэффициент скорости;  $P_{свод}$  – избыточное давление под сводом печи, Па;  $\rho_{д}$  – плотность дыма при температуре печи, кг/м<sup>3</sup>; Па;  $\rho_{B}$  – плотность воздуха кг/м<sup>3</sup>, при температуре окружающего воздуха  $t_{B} = 0$ .

Расход выбивающегося дыма через горизонтальные щелевые зазоры определяется по аналогии:

– нулевая линия давления ниже верхнего зазора окна

$$M_{Bbi\delta}^{Bepx} = \rho_{d} \cdot \delta \cdot S \cdot \phi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \left[P_{cBOd} - \left(\rho_{B} - \rho_{d}\right) \cdot \left(H_{cBOd} - H_{oKHO}\right) \cdot g\right]}{\rho_{d}}} \left[\kappa r/c\right]; (7)$$

- нулевая линия давления ниже порога окна

$$M_{Bbb\bar{0}}^{HU3} = \rho_{A} \cdot \delta \cdot S \cdot \phi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \left[P_{cB0\bar{A}} - \left(\rho_{B} - \rho_{A}\right) \cdot \left(H_{cB0\bar{A}} - 0\right) \cdot g\right]}{\rho_{A}}} [\kappa \Gamma/c].$$
(8)

Расход подсасываемого воздуха по периметру щелевого зазора определяется по аналогичным формулам (6-8). В частности, по высоте окна

$$M_{\text{подс}}^{\text{бок}} = \int \rho_{\text{B}} \cdot 2 \cdot \delta \cdot \varphi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \left[-P_{\text{свод}} + \left(\rho_{\text{B}} - \rho_{\text{A}}\right) \cdot \left(H_{\text{свод}} - z\right) \cdot g\right]}{\rho_{\text{B}}}} dz \ [\kappa r/c].(9)$$

Результаты расчетов приведены на рис. 1 - 3. В качестве базового варианта при сравнении результатов принят вариант со следующими условиями: избыточное давление под сводом  $P_{свод}^{6aзa} = 4,1$  мм вод. ст. и температура дыма в печи 1400 °C. Выбор такого значения давления связан с линией нулевого давления, которая оказывается на уровне порога окна.



Рис. 1. Изменение величины выбивания дыма по высоте окна в зависимости от зазора между заслонкой и рамой при совмещении нулевой линии избыточного давления с порогом окна (давление под сводом 4,1 мм. вод. ст., температура дыма в печи 1400 ℃)

На рис. 1 показано, как изменяется расход дыма по высоте окна в зависимости от зазора между заслонкой и стенкой при совмещении нулевой линии избыточного давления с порогом окна (давление под сводом 4,1 мм вод. ст., температура дыма в печи 1400 °C). В данном варианте дым может выходить только через боковые вертикальные

щелевые зазоры и через верхний горизонтальный зазор. Следует отметить, что расход дыма, в строгом соответствии с теорией, прямо пропорционален величине зазора:

– при высоте окна 1,8 м расход дыма через зазор 10 мм составляет 0,065 кг/с = 234 кг/час,

– при зазоре 40 мм, расход составляет 0,26 кг/с = 936 кг/час, т.е. ровно в 4 раза больше.

На рис. 2 и 3 приведены результаты расчета для зазора – 40 мм. Расходы для других величин зазоров можно получить простой пропорцией.



Рис. 2. Зависимость расходов подсасываемого воздуха и выбивающих печных газов от давления под сводом печи при величине зазора 40 мм и температуре дыма 1000 – 1600 °С

На рис. 2 показана зависимость расходов подсасываемого воздуха и выбивающих газов от давления под сводом печи и температуры дыма при величине зазора 40 мм. Из рис. 2 видно, что с повышением давления под сводом печи расход холодного воздуха падает более резко, чем увеличивается выбивание дыма. Кривые на рис. 2 имеют вид ломаных, что связано с принятым в расчетной модели скачкообразным вовлечением в процесс воздуха и дыма через нижний и верхний горизонтальные зазоры окна. Так, если проследить ход одной из кривых, например, определяющей подсос воздуха при температуре в печи 1000 °C, то видно, что с увеличением давления дыма от 2 до 2,3 мм вод. ст. подсос резко падал, т.к. подсос шел по всей рамке окна. При давлении выше 2,3 мм вод. ст. через верхний горизонтальный щелевой зазор подсос прекращается, но зато через этот верхний зазор появляется выбивание дыма. При дальнейшем увеличении давления до 4,15 мм вод. ст. подсос происходит через два вертикальных боковых зазора и через нижний горизонтальный зазор. Причем, чем выше давление, тем большая доля выбивания дыма через вертикальные зазоры и меньшая доля подсосов воздуха. При большем повышении давления подсос исключается и через нижний зазор. Через нижний зазор начинается выбивание дыма.

Из рис. 2 можно отметить влияние температуры дыма на подсосы воздуха и выбивание дыма. С увеличением температуры дыма подсосы воздуха возрастают, а выбивание дыма снижается. Учет этого обстоятельства позволяет увеличивать стойкость свода печи: за время плавки давление под сводом печи должно быть таким, чтобы исключить поступление холодного воздуха в печь в твердые (низкотемпературные) периоды плавки, что позволяет поддерживать более высокую температуру свода в твердые периоды плавки и уменьшить цикловые колебания температуры свода.

Из рисунка 3 мы видим, что существует оптимальная величина давления в печи, при которой расходы топлива минимальны. Отклонение от этого режима приводит к перерасходу газа для покрытия потерь на нагрев холодного воздуха, попавшего в печь (при низком давлении в печи), либо для покрытия потерь теплоты с выбивающими газами (при высоком давлении в печи).

При низких температурах дыма, соответствующих твердым периодам плавки, необходимо поддерживать давление под сводом порядка 4,1 – 4,3 мм вод. ст., при высоких температурах дыма, соответствующих жидким периодам плавки, необходимо поддерживать давление под сводом порядка 3,7 – 4,0 мм вод. ст.

Система автоматического регулирования давления дыма под сводом печи должна учитывать поправку на температуру дыма в рабочем пространстве печи. Пока существующие системы КИПиА не учитывают эту поправку. Нормальным считается простая стабилизация давления под сводом печи на уровне, близком к оптимуму. Совершенно недопустимой является ситуация с эксплуатацией на некоторых заводах мартеновских печей вообще без системы стабилизации давления в печи. Только из-за отсутствия контроля давления дыма перерасход топлива может составлять 10 – 20 % и более.



Рис. 3. Увеличение расходов топлива по сравнению с базовым вариантом (температура дыма 1400 ℃ и давление под сводом 4,1 мм вод. ст.) в зависимости от давления под сводом печи (температура дыма 1000 – 1600 ℃, зазор между крышкой и рамой 40 мм)

С увеличением расхода топлива происходит увеличение объемов дыма, удаляемых дымососом и, как следствие, неизбежен перерасход электроэнергии на привод дымососа.

При зазоре по периметру крышки 40 мм и при температуре дыма 1000 °C, отклонение от оптимальной величины давления в печи на 0,5 мм в. ст. (с 4,2 до 3,7 мм вод. ст.) в сторону увеличения подсоса воздуха приводит к увеличению расхода топлива на 60 кг/ч. Для всей печи при отклонении давления от оптимального значения увеличение расхода топлива составит

$$\Delta B = 60 \cdot 5 = 300 \text{ KeV/m},$$

что эквивалентно увеличению удельного расхода условного топлива на производство 1 тонны стали в размере

 $\Delta B_{vc\pi} = \Delta B \cdot K_{vc\pi} \cdot \tau / E = 300 \cdot 1,64 \cdot 4 / 300 = 6,6 \text{ Kg yt/t},$ 

где E = 300 тонн – емкость печи;  $\tau$  = 4 часа – длительность завалки и прогрева;  $K_{ycn}$  – коэффициент пересчета реального топлива на условное ( $K_{ycn} = Q_{\mu}^{p}/Q_{ycn} = 48/29,3 = 1,64$  кг ут/кг).

Рассчитанная величина увеличения расхода топлива  $\Delta B_{ycn.}$  не учитывает периоды плавления и доводки, т.к. в эти периоды температура в печи повышается и печь автоматически выходит на оптимальные режимы по давлению.

Поскольку реальные удельные расходы условного топлива на мартеновской печи составляют 60 – 100 кг ут/т, то перерасход топлива из-за отклонения давления в печи от оптимального значения составляет 7 – 10 %.

#### Результаты внедрения

Для поддержания оптимальной величины давления под сводом печи разработана и внедрена подсистема автоматического регулирования давления, реализованная на мартеновской печи (МП) № 6 мартеновского цеха Алчевского металлургического комбината [4]. Эксплуатация системы в течение 2003 – 2006 годов показала ее высокую надежность.

По практическим данным на МП № 6 расход условного топлива составил:

– до внедрения системы – 91,19 кг ут/т;

- после – 85,51 кг ут/т, т.е. на 6,2 % меньше.

Расход электроэнергии на электродвигатель дымососа снизился на 20 – 25 %.

#### Выводы

1. Определены основные параметры мартеновской печи, влияющие на подсосы холодного воздуха и выбивание дыма: величина щелевого зазора, температура дыма в рабочем пространстве, давление под сводом.

2. Показано, что существует оптимальное давление дыма под сводом печи, соответствующее минимальному расходу топлива. Величина оптимального давления близка к давлению, образованному при размещении линии нулевого давления на уровне порога рабочего окна.

3. Показано, что отклонение от оптимальной величины давления на 0,5 мм вод. ст. приводит к перерасходу топлива на 7 – 10 %. Уменьшение зазоров между заслонками и рамами окон печи позволя-

ет снизить влияние такого фактора, как отклонение от оптимальной величины давления.

4. Разработана и реализована система автоматического контроля и регулирования давления в печи, позволившая выдерживать давления под сводом печи, близкие к оптимальным. Реальная экономия на мартеновской печи № 6 Алчевского металлургического комбината составила: топлива – 6,2 %, электроэнергии на привод дымососов – 20 – 25 %.

## Список литературы

1. Капустин Е.А., Глинков Г.М. Движение газов в мартеновских печах. – М: Государственное научно-техническое издательство литературы по черной и цветной металлургии, 1963. – 271 с.

2. Каненко Г.М., Мантула В.Д. Оптимизация режимов работы мокрых газоочисток на металлургических предприятиях // Металлургическая теплотехника: история, современное состояние, будущее. К столетию со дня рождения М.А. Глинкова: Тр. III Междунар. науч.практ. конф. (1-3 февраля 2006 г., МИСиС). – М.: МИСиС, 2006. – С. 302 – 304.

3. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Теоретические основы металлургической теплотехники: Учеб. пособие для вузов. – Днепропетровск: Пороги, 2002. – 226 с.

4. Деклараційний патент № 64584 А от 01.07.2003, спосіб автоматичного регулювання гідравлічного режиму сталеплавильної печі / Сазонов С.І., Лук"янов О.В., Дворядкін Б.О., Рибінов В.А., Кияшко М.А., Школяр М.С., Бабкін В.М.

Рукопись поступила 03.04.2006.

# *Мануйленко А.А.* – ст. препод., *НМетАУ*

# ДИНАМИКА ПРОЦЕССА ДИССОЦИАЦИИ ИЗВЕСТНЯКА

Решена вспомогательная задача нагрева полого шара с целью обоснования допущения о квазистационарности профиля температур в слое материала, претерпевшего химическое превращение при диссоциации известняка. Решение задачи получено методом конечных интегральных преобразований. Проведено сравнение времени химического превращения материала со временем изменения температур в полом шаре. Разработана методика определения динамики перемещения фронта химического превращения карбонатного сырья с использованием метода квазистационарного приближения.

## Введение

Процесс диссоциации карбонатов принадлежит к числу сложных явлений, в цепи которых сопрягаются различные по своей физикохимической природе звенья: диффузия, адсорбция и десорбция, химические реакции, кристаллохимические превращения.

Особенностью кристаллохимических превращений является существование двух кристаллических фаз с поверхностью раздела, играющей роль реакционной поверхности (топохимическая реакция) [1].

В частично разложившемся состоянии карбонатное тело состоит из неразложившегося ядра, которое окружено пористым оксидным слоем. Из окружающей тело среды теплота за счет конвекции и излучения (в общем случае) переносится к поверхности. Теплота вследствие теплопроводности через пористый оксидный слой достигает фронта реакции, на котором устанавливается температура диссоциации. Так как во время процесса разложения энтальпия реакции многократно превышает внутреннюю энергию, дальнейшее перетекание теплоты в неразложившееся ядро является незначительным, вследствие чего температура в ядре практически не изменяется. Высвободившийся CO<sub>2</sub> диффундирует через пористый слой к поверхности и по конвективному механизму переходит в окружающую среду.

Таким образом, диссоциация карбонатного сырья складывается из взаимосвязанных четырех физических процессов: внешнего теплообмена, переноса теплоты теплопроводностью через слой, претерпевший хи-

<sup>©</sup> Мануйленко А.А., 2006

мическое превращение, диффузии CO<sub>2</sub> от фронта реакции к поверхности куска, массоотдачи и химической кинетики на фронте диссоциации.

Анализ составляющих процесс химического превращения звеньев применительно к реальным условиям обжига карбонатного сырья в различных агрегатах, проведенный на основе теоретических и экспериментальных исследований [2], показывает, что процесс диссоциации в основном протекает в тепловой области. Это означает, что лимитирующей стадией процесса химического превращения карбонатного сырья является скорость передачи теплоты к реакционной зоне из окружающей среды, которая складывается из скорости передачи теплоты к поверхности куска и скорости передачи теплоты через оксидный слой.

Теоретическое определение закономерностей динамики химического превращения кускового материала связано с решением задачи Стефана для тел шаровой формы.

Получить точное аналитическое решение задачи химического превращения кусков материала шаровой формы невозможно из-за разрыва функции градиента температур на подвижной границе и зависимости коэффициента переноса от температуры, поэтому для её решения используют либо численные, либо приближенные методы [3 – 5].

При использовании приближенных методов задается распределение температур в исходном материале и материале, претерпевшем химическое превращение. Точность решения существенно зависит от выбора аппроксимирующего полинома, который должен отражать физические особенности динамики процесса. С этой точки зрения большими возможностями обладает метод квазистационарного приближения [6]. Частным случаем метода является использование установившегося профиля температур в слое материала, претерпевшем химическое превращение. Это согласуется с рекомендациями по выбору аппроксимирующего полинома для тел со сферической симметрией [7].

### Постановка и решение задачи химического превращения материала

Для определения времени окончания процесса диссоциации известняка, обеспечивающего заданную степень обжига материала, необходимо решение задачи его химического превращения.

При протекании процесса диссоциации в тепловой области с целью обоснования допущения о квазистационарности профиля температур в слое материала, претерпевшего химическое превращение, была решена вспомогательная задача нагрева полого шара.

Нестационарное температурное поле в полом шаре описывается дифференциальным уравнением теплопроводности с учетом граничных и начального условий:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right), \qquad (1)$$
  

$$\tau > 0, \qquad s < r < R, \qquad t|_{\tau=0} = t_{p}, \qquad t|_{r=s} = t_{p}, \qquad t|_{r=R} = t_{\pi},$$

где *t*,  $t_p$  и  $t_n$  – температура текущая, диссоциации и наружной поверхности, К;  $\tau$  – время, с; *a* – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с; *r*, *s* – текущий радиус и радиус фронта диссоциации, м.

В безразмерном виде уравнение (1) с краевыми условиями имеет вид:

$$\frac{\partial T}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{2}{X} \frac{\partial T}{\partial X}, \qquad (2)$$
  
Fo > 0,  $S < X < 1,$   
 $T|_{Fo=0} = 0, T|_{X=S} = 0, T|_{X=I} = 1,$ 

где

$$X = \frac{r}{R}$$
,  $S = \frac{s}{R}$ ,  $T = \frac{t - t_{\rm p}}{t_{\rm n} - t_{\rm p}}$ ,  ${\rm Fo} = \frac{\alpha \tau}{R^2}$ 

Для приведения граничного условия при *X* = 1 к однородному введем новую независимую переменную:

$$X = v + \frac{X - S}{1 - S}.$$
  
Тогда  

$$\frac{\partial v}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 v}{\partial X^2} + \frac{2}{X} \frac{\partial v}{\partial X} + \frac{2}{(1 - S)X},$$
(3)  

$$v = -\frac{X - S}{2} \qquad v = 0 \qquad (4)$$

$$\upsilon \big|_{F_{0}=0} = -\frac{X-S}{1-S}, \qquad \upsilon \big|_{X=S} = 0, \qquad \upsilon \big|_{X=1} = 0.$$
(4)

Введем ещё одну зависимую переменную

 $\Theta = X \upsilon$ .

Уравнение (3), начальное и граничное условия (4) примут вид

$$\frac{\partial \Theta}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + \frac{2}{1-S},$$
(5)

$$\Theta|_{F_{0}=0} = -X \frac{X-S}{1-S}, \qquad \Theta|_{X=S} = 0, \qquad \Theta|_{X=1} = 0.$$
 (6)

Решение вышеприведенной задачи получено методом конечных интегральных преобразований [8] при следующих допущениях:

- линейные размеры полого шара постоянны;

– теплофизические свойства материала не зависят от температуры.

Согласно методу представим дифференциальное выражение по *X* следующим образом:

$$\mathbf{M}_{xx} = a_{xx} \frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + b_x \frac{\partial \Theta}{\partial X} + c \Theta,$$

в котором  $a_{xx} = 1$ ,  $b_x = 0$ , c = 0.

Весовая функция

$$\rho(X) = \exp\left(-\int \frac{1}{a_{xx}} \left(\frac{\partial a_{xx}}{\partial X} - bX\right) dX\right) = 1.$$

Тогда

$$p(X) = a_{xx} \rho(X) = 1,$$
  $q = -c \rho(X) = 0.$ 

Для нахождения ядра обратного преобразования  $\overline{K_{\gamma}}(X)$  используем уравнение

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[ p(X) \frac{\partial \overline{K_{\gamma}}(X)}{\partial X} \right] - q \overline{K_{\gamma}}(X) + \lambda_{\gamma}^{2} \rho(X) \overline{K_{\gamma}}(X) = 0, \qquad (7)$$

где  $\lambda_{\gamma}^2$  – собственные числа задачи.

Уравнение (7) принимает вид:

$$\frac{\partial^2 \overline{K_{\gamma}}(X)}{\partial X^2} + \lambda_{\gamma}^2 \overline{K_{\gamma}}(X) = 0$$
(8)

с граничными условиями

$$\overline{K_{\gamma}}(X)\Big|_{X=S} = 0, \qquad \overline{K_{\gamma}}(X)\Big|_{X=1} = 0.$$
(9)

Общим решением уравнения (8) является:

$$\overline{K_{\gamma}}(X) = c_1 \cos \lambda_{\gamma} X + c_2 \sin \lambda_{\gamma} X .$$
(10)

Подчиним решение (10) граничным условиям (9):

 $c_1 \cos \lambda_{\gamma} S + c_2 \sin \lambda_{\gamma} S$ ,

 $c_1 \cos \lambda_{\gamma} + c_2 \sin \lambda_{\gamma} = 0.$ 

Система имеет решение, отличное от тривиального ( $c_1 = c_2 = 0$ ), если её определитель равен нулю.

$$\sin\lambda_{\gamma}\cdot\cos\lambda_{\gamma}S-\cos\lambda_{\gamma}\cdot\sin\lambda_{\gamma}S=0, \qquad (11)$$

$$\sin\lambda_{\gamma}(1-S)=0,$$

откуда

$$\lambda_{\gamma} = \frac{\gamma \pi}{1 - S}.$$
(12)

Постоянные  $c_1$  и  $c_2$  (из сравнения (11) и (12)) соответственно равны:  $c_1 = \sin \lambda_{\gamma}, \qquad c_2 = -\cos \lambda_{\gamma}.$ 

Ядро обратного преобразования:

$$\overline{K_{\gamma}}(X) = \sin \lambda_{\gamma} \cdot \cos \lambda_{\gamma} X - \cos \lambda_{\gamma} \cdot \sin \lambda_{\gamma} X = \sin \lambda_{\gamma} (1 - X).$$

Нормирующий делитель:

$$C_{\gamma} = \int_{S}^{1} \sin^{2} \lambda_{\gamma} (1 - X) dX = \begin{vmatrix} 1 - X = Y \\ dX = dY \\ X = 1 - Y \end{vmatrix} =$$
$$= -\int_{1-S}^{0} \sin^{2} \lambda_{\gamma} Y dY = -\left(\frac{1}{2}Y - \frac{1}{4\lambda_{\gamma}} \sin \lambda_{\gamma} Y\right) \Big|_{1-S}^{0} = -\left(-\frac{1-S}{2}\right) = \frac{1-S}{2}$$

Ядро прямого преобразования:

$$\overline{K}(\gamma, X) = \frac{1}{C_{\gamma}} \rho(X) \overline{K}(X) = \frac{2}{1-S} \sin \lambda_{\gamma} (1-X).$$

Преобразованная задача записывается следующим образом:

$$\frac{d\overline{\Theta}}{d\operatorname{Fo}} + \lambda_{\gamma}^{2}\overline{\Theta} = \int_{S}^{1} \frac{2}{1-S} \ \overline{K}(\gamma, X) \, dX, \qquad (13)$$

$$\overline{\Theta}_{0} = \overline{\Theta}\Big|_{F_{0}=0} = -\int_{S}^{1} X \frac{X-S}{1-S} \overline{K}(\gamma, X) dX.$$
(14)

Найдем интегралы, согласно [9]:

$$\overline{f} = \int_{S}^{1} \frac{2}{1-S} \cdot \frac{2}{1-S} \sin \lambda_{\gamma} (1-X) dX = \frac{4}{(1-S)^{2} \lambda_{\gamma}} \Big[ 1 - \cos \lambda_{\gamma} (1-S) \Big],$$
$$\overline{\Theta}_{0} = \frac{2}{(1-S) \lambda_{\gamma}} \left\{ \frac{2}{(1-S) \lambda_{\gamma}^{2}} \Big[ 1 - \cos \lambda_{\gamma} (1-S) - 1 \Big] \right\}.$$

Согласно [9] решение уравнения (13) запишем в виде:  $\mu$  (Fo) =  $e^{\int \lambda_{\gamma}^2 d Fo} = e^{\lambda_{\gamma}^2 Fo}$ ,

$$\overline{\Theta} = \frac{1}{\mu(\mathrm{Fo})} \Big[ \int \mu(\mathrm{Fo}) \overline{f} \, d\, \mathrm{Fo} + C \Big] = \mathrm{e}^{-\lambda_{\gamma}^{2} \mathrm{Fo}} \left( \frac{\overline{f}}{\lambda_{\gamma}^{2}} \mathrm{e}^{\lambda_{j}^{2} \mathrm{Fo}} + C \right) = \frac{\overline{f}}{\lambda_{j}^{2}} + C \, \mathrm{e}^{-\lambda_{j}^{2} \mathrm{Fo}}.$$

Подставив в полученное выражение начальное условие (14), находим постоянную интегрирования:

$$C=\overline{\Theta}_0-\frac{\overline{f}}{\lambda_{\gamma}^2},$$

Тогда

$$\overline{\Theta} = \frac{\overline{f}}{\lambda_{\gamma}^{2}} + \left(\overline{\Theta}_{0} - \frac{\overline{f}}{\lambda_{\gamma}^{2}}\right) e^{-\lambda_{\gamma}^{2} \operatorname{Fo}}.$$

Решением задачи (5), (6) будет выражение:

$$\Theta = \sum_{\gamma=1}^{\infty} \overline{\Theta} \overline{K_{\gamma}}(X) = \sum_{\gamma=1}^{\infty} \left[ \frac{\overline{f}}{\lambda_{\gamma}^{2}} + \left( \overline{\Theta}_{0} - \frac{\overline{f}}{\lambda_{\gamma}^{2}} \right) e^{-\lambda_{\gamma}^{2} F_{0}} \right] \sin \lambda_{\gamma} (1 - X) =$$

$$= \frac{2}{1 - S} \sum_{\gamma=1}^{\infty} \left\{ \frac{2 \left[ 1 - \cos \lambda_{\gamma} (1 - S) \right]}{(1 - S) \lambda_{\gamma}^{3}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2} F_{0}} \right\} \sin \lambda_{\gamma} (1 - S)$$
(15)

Подставив в выражение (15) введенные ранее переменные, получаем окончательное выражение:

$$T = \frac{X-S}{1-S} + \frac{2}{(1-S)X} \sum_{\gamma=1}^{\infty} \left\{ \frac{2\left[1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)\right]}{(1-S)\lambda_{\gamma}^{3}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \sin\lambda_{\gamma}(1-S).$$
(16)

Средняя температура полого шара

$$\overline{T} = \frac{3}{1-S^3} \int_S^1 X^2 T dx \, .$$

В конечном виде:

$$\overline{T} = \frac{3(1-S^{4})}{4(1-S^{3})(1-S)} - \frac{S}{(1-S)} + \frac{6}{(1-S^{3})(1-S)} \sum_{\gamma=1}^{\infty} \left\{ \frac{2\left[1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)\right]}{(1-S)\lambda_{\gamma}^{3}} - \frac{1}{\lambda_{j}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{\left[1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)\right]}{\lambda_{\gamma}} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} + \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} + \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} + \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} + \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} + \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \left\{ \frac{1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)}{\lambda_{\gamma}} + \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^{2}Fo} \right\} \cdot \frac{1}{\lambda_{\gamma}$$

Результаты расчетов температурного поля полого шара приведены на рис. 1.

Следует отметить, что на рис. 1 представлены результаты расчета средней температуры полого шара, которые в полной мере отражают закономерности изменения температурного поля. Видно, что стационарное температурное поле в полом шаре устанавливается по истечении некоторого промежутка времени, причем, чем выше температура поверхности, а особенно чем меньше внутренний радиус, тем этот промежуток больше.



Плотность теплового потока на внутренней поверхности полого шара в безразмерном виде:

$$\frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{X=S} = \frac{1}{1-S} - \frac{2}{(1-S)S^2} \cdot \sum_{\gamma=1}^{\infty} \left\{ \frac{2\left[1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)\right]}{(1-S)\lambda_{\gamma}^3} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}}e^{-\lambda_{\gamma}Fo} \right\} \cdot \left[\lambda_{\gamma}S\cos\lambda_{\gamma}(1-S)+\sin\lambda_{\gamma}(1-S)\right].$$

При химическом превращении материала этот тепловой поток расходуется на изменение положения фронта реакции:

$$\frac{\partial T}{\partial X}\Big|_{X=S} = -Q_{\rm p} \frac{\partial S}{\partial \rm Fo}, \qquad (17)$$
$$Q_{\rm p} = \frac{q_{\rm p} \rho_{\rm M}}{c \rho (t_{\rm n} - t_{\rm p})},$$

где  $q_p$  – удельная теплота диссоциации, кДж/кг;  $\rho_{\rm M}$  – плотность исходного материала, кг/м<sup>3</sup>; *с* – теплоемкость материала, претерпевшего химическое превращение, кДж/(кг·К);  $\rho$  – плотность материала, претерпевшего химическое превращение, кг/м<sup>3</sup>;  $t_{\rm n}$  – температура поверхности, °C;  $t_p$  – температура диссоциации, °C.

Динамику химического превращения материала можно представить следующим образом: при фиксированном положении фронта реакции (радиуса внутренней поверхности полого шара) и заданном временном интервале определяется поток на внутренней поверхности шара и из уравнения (17) определяется  $\Delta S$ , т.е. изменение положения фронта реакции. При отсчете времени от нуля можно записать:

$$-\int_{S_{\rm H}}^{S_{\rm K}} dS = \frac{1}{Q_{\rm p}} \int_{0}^{\rm Fo} S \frac{\partial T}{\partial x} \bigg|_{X=S} = d \, \rm Fo \, .$$

Таким образом, непрерывное изменение во времени положения фронта реакции заменяется дискретным.

Из выражения (16)

$$\frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{X=S} = \frac{1}{1-S} - \frac{2}{(1-S)S^2} \cdot \sum_{\gamma=1}^{\infty} \left\{ \frac{2\left[1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)\right]}{(1-S)\lambda_{\gamma}^3} - \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^2 Fo} \right\} \cdot \left[\lambda_{\gamma}S\cos\lambda_{\gamma}(1-S) + \sin\lambda_{\gamma}(1-S)\right].$$

Тогда

$$\Delta S = S_{\rm H} - S_{\rm K} = \frac{1}{Q_{\rm p}} \left\{ \frac{1}{1-S} \operatorname{Fo} - \frac{2}{(1-S)S^2} \cdot \sum_{\gamma=1}^{\infty} \left\{ \frac{2\left[1-\cos\lambda_{\gamma}(1-S)\right]}{(1-S)\lambda_{\gamma}^3} + \frac{1}{\lambda_{\gamma}} e^{-\lambda_{\gamma}^2 \operatorname{Fo}} \right\} \cdot \left[\lambda_{\gamma}S\cos\lambda_{\gamma}(1-S) + \sin\lambda_{\gamma}(1-S)\right] \right\}.$$

Полное безразмерное время химического превращения материала при различной температуре приведено на рис. 2.



Рис. 2. Полное время химического превращения материала в зависимости от температуры поверхности куска извести

Сравнение времени химического превращения материала со временем изменения температур в полом шаре (рис. 1) показывает, что время разложения значительно больше времени установления стационарного поля температуры.

С учетом вышеизложенного при решении задачи химического превращения материала можно использовать квазистационарное приближение. Ошибка при этом тем меньше, чем меньше температура поверхности шара и больше радиус фронта реакции (рис. 1).

Адекватность полученных решений реальным условиям подтверждена сравнением расчетных и известных экспериментальных данных (рис. 3). Отклонение расчетных данных и результатов экспериментов не превышает (для различных условий) 3...6 %.



*Рис. 3. Время полной диссоциации известняка* по экспериментальным данным и результатам расчетов:

- *шар d* = 24...32 мм [10];
- ▲  *куб l* = 10...16 мм [11];
- **+** − *wap d* = 50 mm [12];
- **★** − куски d = 60 мм [13];
- куски d = 56 мм [14];
- **О** *куски d* = 60 мм [15];
- $\Delta$  *цилиндр d* = 35 мм, *h* = 50 мм [16];
  - – результаты расчетов.

## Выводы

Расчетно-аналитические исследования динамики средней температуры полого шара показали, что время достижения стационарного состояния возрастает с увеличением температуры поверхности и уменьшением его внутреннего радиуса.

Разработана методика расчета динамики химического превращения материала, основанная на расчете дискретного положения фронта реакции, определяемого значением теплового потока на его поверхности.

Установлено, что время достижения стационарного температурного состояния полого шара существенно меньше времени диссоциации материала. Это подтверждает правомерность допущения о квазистационарности температурного поля.

Сравнение результатов выполненных исследований с опубликованными экспериментальными данными показало, что их расхождение не превышает 6 %. и свидетельствует об адекватности полученных решений реальным условиям.

## Список литературы

1. Ростовцев С.Т. Теория металлургических процессов. – М.: Металлургиздат, 1956.

2. Кайнер Х., Шпехт, Ешар Р. Коэффициент диффузии в порах, константа скорости реакции, коэффициент теплопроводности различных известняков и их влияние на время разложения известняков. Пер. с нем. (КН-06846). – 1986. – Вып. 39. – № 5. – С. 259 – 268.

3. Гольдфарб Э.М. Теплотехника металлургических процессов. – М: Металлургия, 1967. – 440 с.

4. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1967. – 600 с.

5. Пехович А.И., Жидких В.М. Расчеты теплового режима твердых тел. – Л.: Энергия, 1976. – 352 с.

6. Саламатов В.В. Методы расчета нелинейных процессов теплового переноса. – Томск: Изд-во Томского ун-та, 1978. – 184 с.

7. Гудмен Т. Применение интегральных методов в нелинейных задачах нестационарного теплообмена. – В кн.: Проблемы теплообмена. – М.: Атомиздат, 1967. – С. 41 – 96.

8. Кошляков Н.С., Глинер Э.Б., Смирнов М.М. Уравнения в частных производных математической физики. – М.: Высшая школа, 1970. – 712 с.

9. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике. – М.: Наука, 1980. – 976 с. 10. Бойтон Р.С. Химия и технология извести. – М.: Стройиздат, 1972. – 240 с.

11. Кинетика обжига известняков различных месторождений / Коршунова И.Г., Рехтер В.Я., Майзель Г.М. и др. // Известия вузов. Черная металлургия. – 1983. – № 8. – С. 89 – 92.

12. Любан А.П. Анализ явлений доменного процесса. – М.: Металлургиздат, 1962. – 534 с.

13. Канова Р.А., Маликов К.В., Демиденко Ж.М. Производство металлургической извести в шахтных печах. – Серия 6, инф. 4. – М., 1971. – 23 с.

14. Табунщиков Н.П. Производство извести. – М.: Химия, 1974. – 240с.

15. Монастырев А.В. Производство извести. – М.: Стройиздат, 1972. – 208 с.

16. Третьяков Е.В., Дидковский В.К. Ярошенко Н.И. Качество извести для кислородно-конвертерного процесса за рубежом. Серия 6, инф. 3. – М., 1969. – 16 с.

Рукопись поступила 10.04.2006.

## УДК 669.34.018.8.620.18

**Мелихов В.М.** – ст. науч. сотр., ДонНУ **Недопекин Ф.В.** – д-р техн. наук, проф., ДонНУ **Белоусов В.В.** – д-р техн. наук, проф., ДонНУ **Кондратенко В.М.** – канд. техн. наук, ИЧМ

# МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОЛУЧЕНИЯ КОМПОЗИТНЫХ СЛИТКОВ

Для оптимизации процесса формирования композитного слитка разработана математическая модель, реализация вычислительного алгоритма которой позволила провести исследования гидродинамических и теплообменных процессов. Получены поля скоростей, температуры, доли твердой фазы и проведен анализ заливки стали в изложницу, конвективного теплопереноса и продвижение фронта кристаллизации композитного слитка.

#### Введение

Способ получения слитков литых композиций хромистых сталей включает следующие основные стадии: сифонную заливку расплава до прибыльной части изложницы одного химического состава стали, формирующего поверхностный слой проката; затвердевание стали в течение заданного времени, которое необходимо на образование поверхностного слоя стали заданной толщины; долив в прибыльную часть изложницы сплава второго химического состава, который, перемешиваясь с жидкой фазой сплава первого состава, формирует химический состав, фазовое и структурное состояние, прочностные и пластические свойства металлопродукции.

### Постановка задачи

При получении композитных слитков (КС) в изложницу для 11тонного уширенного кверху слитка с прибыльной надставкой, посредством сифонной разливки поступает расплав. Начальная температура изложницы  $T_{u3} = 20$  °C. Формирование многослойного слитка осуществляется в три этапа (рис. 1, а, б).

На первом этапе в уширенную кверху изложницу с прибыльной надставкой заливается расплав основного состава (марка стали 08Х18Т1). Заливку производят до уровня, незначительно превышающего уровень стыка изложницы и надставки. Масса этого расплава со-

<sup>©</sup> Мелихов В.М., Недопекин Ф.В., Белоусов В.В., Кондратенко В.М., 2005

ставляет, в зависимости от относительного объема прибыльной части слитка около 75 – 85 %. При этом расплав имеет температуру  $T_{01}$  (1600 °C). На этом этапе часть расплава затвердевает у стенок и дна изложницы, формируя поверхностный слой слитка определенной толщины.



Рис. 1. Гидродинамические процессы при разливке композитного слитка: а) – сифонная заливка, б) – заливка сверху; 1 – шамот, 2 – изложница, 3 – твердая фаза, 4 – расплав; 5 – струя расплава; 6 – пристеночные потоки; 7 – вихри заливки; в) распределение вертикальной составляющей скорости (во время заливки расплава сверху) для горизонтов: 1 – 2,4 м; 2 – 1,7 м; 3 – 1,12 м; распределение вертикальной составляющей скорости после заливки расплава для горизонтов (г): 1 – 2,4 м; 2 – 1,7 м; 3 – 1,12 м.

На втором этапе металл некоторое время выдерживается в изложнице, при этом продолжается формирование (увеличение толщины) поверхностного слоя. Этот период называется временем «выдержки» и может составлять от 5 до 20 минут.

На третьем этапе в изложницу, до уровня верха прибыльной надставки, заливают расплав другого состава (Ст 10) температуры  $T_{02}$ (1600 °C). При заливке расплава сверху струя металла захватывает воздух. Начальное газосодержание воздуха (объем воздуха к общему количеству поступающего расплава), поступающего с заливочной струей составляет  $\beta_0 = 0,11$ . В течение короткого промежутка времени под воздействием энергии струи и конвективного массопереноса, внутри сформировавшегося поверхностного слоя происходит смешивание двух расплавов и образуется расплав другого состава, из которого при дальнейшей кристаллизации формируется внутренняя часть слитка.

Образование состава нового расплава происходит достаточно быстро. Поэтому теплофизические свойства и коэффициенты переноса нового расплава определяются его химическим составом.

В работе не рассматривается образование трещин в корочке слитка и образование зазора между слитком и изложницей.

По мере заполнения изложницы легированной сталью происходит затвердевание стали при идеальном тепловом контакте слитка с изложницей. Теплообмен излучением между расплавом и изложницей не учитывается. Предполагается, что изложница наполнена расплавом до уровня, при котором нет заплеска металла на стенки изложницы.

При этом предполагаются следующие упрощения для математической реализации формирования КС:

 процесс заполнения изложницы квадратного сечения считается симметричным относительно вертикальной оси координат;

– постоянная скорость поступления расплава в изложницу V<sub>m</sub>;

 примесь углерода по всему объему расплава в начальный момент времени распределена равномерно;

– за характерный размер исследуемой области выбирается наибольшая полуширина слитка *X*<sub>0</sub>;

– затвердевание стали происходит при идеальном тепловом контакте слитка с изложницей;

– граница свободной поверхности уровня металла плоская;

– коэффициенты теплопроводности, удельной теплоемкости и кинематический коэффициент вязкости для расплава считаются постоянными;

 изложница предварительно (20 %) заполнена расплавом (чтобы не учитывать заплеск металла [1]), температура которого в начальный момент времени соответствует температуре разливаемого металла;

-величина скорости перемешивания в жидкой части слитка в начальный момент времени равна нулю [1, 2];

- струя идеально организована.

При этом в зависимости развития двухфазной зоны получают развитие и гидродинамические процессы. Конвективные потоки в межден-

дритном пространстве могут существовать, когда доля твердой фазы невелика –  $\xi < 0,2$  [1, 2].

При заливке сверху сформированный и направленный сталеразливочным стаканом поток металла продолжает движение в воздушной среде, в виде вертикально падающей струи. Для моделирования жидкогазовой смеси выбрана односкоростная модель, при этом не учитывается форма и размер газового пузыря.

В основу математической модели формирования многослойного слитка положены уравнения гидродинамики, которые записываются в приближении Буссинеска. Для исследования гидродинамических процессов в расплаве и двухфазной зоне используются уравнения движения несжимаемой вязкой жидкости (уравнение Навье-Стокса и уравнение неразрывности) в приближении усредненных вложенных макроконтинуумов [1 – 3]. Система уравнений, описывающая формирование многослойного слитка в критериальной форме [1], имеет вид: - уравнение переноса для осредненного вихря скорости ω

$$\frac{\partial \omega}{\partial F_{0}} + V_{x} \frac{\partial \omega}{\partial X} + V_{y} \frac{\partial \omega}{\partial X} = \frac{\partial}{\partial X} \left( Pr_{3\phi} \frac{\partial \omega}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( Pr_{3\phi} \frac{\partial \omega}{\partial Y} \right) + Pr_{3\phi}^{2} Gr \frac{\partial \theta}{\partial X} + \frac{1}{Fr} \frac{\partial \beta_{\Gamma}}{\partial X};$$
(1)

уравнение Пуассона для осредненной функции тока

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial X^2} (l - \xi) + \frac{\partial^2 \psi}{\partial Y^2} (l - \xi) = -\omega, \qquad (2)$$

где  $Pr_{\phi} = v_{\phi} / a_{\mathcal{K}} - \phi \phi$ ективное число Прандтля; Fo, Gr, Fr -числа подобия Фурье, Грасгофа и Фруда;  $v_{ij} = v(1 + v_{\tau} / v); \xi$  – доля твердой фазы, v<sub>τ</sub> – турбулентный коэффициент вязкости расплава, определяемый по модели Прандтля.  $V_x = \frac{\partial \psi}{\partial Y} (l - \xi); V_y = -\frac{\partial \psi}{\partial X} (l - \xi) - го$ ризонтальная и вертикальная компоненты скорости;  $\beta_{\Gamma} = U_{\Gamma} / U_0$  – газосодержание;  $U_{\Gamma}$  – объем газа в единице объема  $U_0$  расплава;  $\theta$  – безразмерная температура;  $T_0$  – температура заливаемого расплава.

Уравнение переноса для газосодержания  $\beta_{\Gamma}$  имеет вид

$$\frac{\partial \beta_{\Gamma}}{\partial F_{0}} + V_{x} \frac{\partial \beta_{\Gamma}}{\partial X} + V_{y} \frac{\partial \beta_{\Gamma}}{\partial Y} = 0.$$
(3)

Уравнение теплопереноса имеет вид:

$$c_{\mathcal{I}}\left(\frac{\partial\theta}{\partial Fo} + V_{x}\frac{\partial\theta}{\partial X} + V_{y}\frac{\partial\theta}{\partial Y}\right) = \frac{\partial}{\partial X}\left(\lambda_{\mathcal{I}}\frac{\partial\theta}{\partial X}\right) + \frac{\partial}{\partial X}\left(\lambda_{\mathcal{I}}\frac{\partial\theta}{\partial Y}\right),\tag{4}$$

где  $\lambda_{\mathcal{F}} = l - \xi - \beta_{\Gamma} + \beta_{\Gamma} \lambda_{\Gamma} / \lambda_{\mathcal{K}} + \xi \lambda_{T} / \lambda_{\mathcal{K}} - эффективный коэффициент теплопроводности; <math>\theta = T / T_{0}$  – безразмерная температура;

$$c_{\mathcal{F}} = I + \xi \left( \frac{c_T \rho_T}{c_{\mathcal{K}} \rho_{\mathcal{K}}} - I \right) + \beta_{\Gamma} \left( \frac{c_{\Gamma} \rho_{\Gamma}}{c_{\mathcal{K}} \rho_{\mathcal{K}}} - I \right) - \frac{L \rho_T}{c_{\mathcal{K}} \rho_{\mathcal{K}} T_0} \frac{\partial \xi}{\partial T} - \varphi \varphi \varphi \kappa \tau u B - \frac{1}{2} \frac{\partial \xi}{\partial T} - \varphi \varphi \varphi \kappa \tau u B - \frac{1}{2} \frac{\partial \xi}{\partial T} - \varphi \varphi \varphi \kappa \tau u B - \frac{1}{2} \frac{\partial \xi}{\partial T} - \varphi \varphi \varphi \kappa \tau u B - \frac{1}{2} \frac{\partial \xi}{\partial T} - \varphi \varphi \varphi \kappa \tau u B - \frac{1}{2} \frac{\partial \xi}{\partial T} - \varphi \varphi \varphi \kappa \tau u B - \frac{1}{2} \frac{\partial \xi}{\partial T} - \varphi \varphi \varphi \kappa \tau u B - \frac{1}{2} \frac{\partial \xi}{\partial T} - \varphi \varphi \varphi \kappa \tau u B - \frac{1}{2} \frac{\partial \xi}{\partial T} - \varphi \varphi \varphi \kappa \tau u B - \frac{1}{2} \frac{\partial \xi}{\partial T} - \varphi \varphi \varphi \kappa \tau u B - \frac{1}{2} \frac{\partial \xi}{\partial T} - \frac{1}{2} \frac{\partial \xi}{\partial T} - \varphi \varphi \varphi \kappa \tau u B - \frac{1}{2} \frac{\partial \xi}{\partial T} - \frac{1}{2} \frac{\partial \xi}{\partial$$

ный коэффициент теплоемкости. L – теплота кристаллизации стали; Индексы: "ж" – жидкая, "т" – твердая фаза металла; "г" – газообразная фаза.

Для расчета температурного поля в изложнице и утепляющей надставке, применяется уравнение теплопроводности:

$$\frac{c_i}{c_{\mathcal{K}}} \frac{\rho_i}{\rho_{\mathcal{K}}} \frac{\partial \theta}{\partial Fo} = \frac{\partial}{\partial X} \left( \frac{\lambda_i}{\lambda_{\mathcal{K}}} \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( \frac{\lambda_i}{\lambda_{\mathcal{K}}} \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right), \tag{5}$$

где  $c_i$ ,  $\lambda_i$ ,  $\rho_i$  – теплоемкость, теплопроводность и плотность в стенке изложницы и прибыльной надставке, индекс "i" соответствует значениям этих параметров в изложнице – "из", в прибыли "п".

Доля твердой фазы  $\xi$  определяется из правила неравновесного рычага и представлена в безразмерном виде [4]:

$$\xi = I - \left(I + \frac{c_{\mathcal{H}}}{L} T_0(\theta_L - \theta_S)\right) \left[I - \left(\frac{\theta_L - \theta}{\theta_L - \theta_S}\right)^{2/3}\right] + \frac{c_{\mathcal{H}}}{L} T_0(\theta - \theta_S), \quad (6)$$

причем температура ликвидус зависит от состава стали на различных этапах формирования многослойного слитка.

Поскольку на третьем этапе не затвердевший маточный расплав смешивается с вновь поступившим расплавом другого состава, новые значения теплофизических параметров определяются следующим образом. Масса всего слитка то определяется по известной массе первого  $m_1$  металла в теле слитка и второго  $m_2$  в прибыльной части  $m = m_1 + m_2$ . Таким образом, теплофизические параметры металла (индекс 3), который образуется при смешивании легированной (индекс 1) и углеродистой стали (индекс 2), определяются так

$$\lambda^{(3)} = a \,\lambda^{(1)} + b \,\lambda^{(2)}; \quad c^{(3)} = a c^{(1)} + b c^{(2)}; \quad \rho^{(3)} = a \,\rho^{(1)} + b \,\rho^{(2)}, \tag{7}$$
  
rge  $a = m_1/m; \quad b = m_2/m$ .

В процессе формирования композиционного слитка происходит смешивание двух марок стали 08X18T1 и Ст 10. При этом получим некоторую сталь нового состава. Изменение химического состава слитка температура ликвидус и солидус изменяется согласно исследованиям [5].

Граничные условия для уравнений, описывающих гидродинамические и теплофизические процессы, протекающие в многослойном слитке, описаны в работах [2, 3].

Таким образом, сформулирована математическая модель гидродинамических и теплофизических процессов при формировании многослойного стального слитка.

### Анализ результатов

Результаты вычислительного эксперимента показывают (рис. 1), что при сифонной заливке расплава (5) в изложницу происходит интенсивное его перемешивание и наблюдается сложная картина распределения поля скорости (рис. 1а). В пристеночной области (6) образуется вихрь, который вызван действием заливочной струи. Движение вихря способствует интенсификации передачи тепла через стенку изложницы и образованию корочки (4) в нижней части слитка.

После выдержки металла в изложнице идет процесс затвердевания и образуется слой легированной стали необходимой толщины. Затем происходит долив расплава второго металла сверху (рис. 1б). Проникновение заливочной струи в расплав происходит на некоторую глубину, которая не превышает 1,2 м, что качественно согласуется с опытными данными [1].

При доливке сверху расплава в изложницу происходит проникновение заливочной струи в расплав (рис. 1в). Как видно из рисунка, с увеличением глубины погружения заливаемого расплава значение вертикальной скорости уменьшается. При этом величина скорости, и качественно, и количественно, коррелирует с экспериментальными исследованиями [1]. Поведение вертикальной составляющей скорости (рис. 1в) в зависимости от высоты слитка показывает, что на оси слитка скорость струи максимальная, и она уменьшается по мере продвижения к боковой стенке изложницы. При этом при охлаждении расплава у боковой стенки изложницы происходит обратное движение расплава вниз.

При окончании заливки КС слитка наступает период, когда в расплаве преобладает тепловая конвекция (рис. 1г). Движение расплава обусловлено теплоотводом через внешнюю поверхность границы изложницы и зеркало металла. В подтверждение приведенных выше результатов конвективного движения в затвердевающем слитке в горизонтальной плоскости приведем изменение вертикальной скорости в зависимости от высоты слитка (рис. 1г). Необходимо отметить, что происходит противоположно направленное движение на оси слитка (вверх) по отношению к опускающемуся расплаву у боковой стенки на фронте затвердевания.

На рис. 2 показано изменение кинетики затвердевания в различных точках по вертикали на расстоянии 0,4 м от оси слитка. Представленные рисунки изображены по мере проникновения струи сверху вниз с горизонта 1 м, что находится в верхней части слитка (область прибыли), заметно влияние конвекции на образование твердой фазы. По мере проникновения струи в расплав ее влияние уменьшается и уже на горизонте 1,5 м изменение образования твердой фазы несущественно.



*Рис. 2. Влияние гидродинамики на изменение доли твердой* фазы по времени на горизонтах: а) – 1 м; б) – 1,5м

Как следует из изменения толщины затвердевшего металла на боковой стенке слитка (рис. 3а), в начале кристаллизации до момента заливки второго расплава КС (кривая 1), рост дендритов такой же, как и в обычном слитке (кривая 2). В результате заливки второго расплава интенсивность конвекции в многослойном слитке возрастает, что сопровождается увеличением размеров дендритов. В дальнейшем с ростом толщины формирующейся твердой корочки наблюдается уменьшение величины дендритов, и примерно на середине толщины размер дендритов в КС и обычном слитке становятся соизмеримыми.

Следовательно, при получении КС существенного увеличения размера дендритов не наблюдается.

На рис. Зб представлено изменение размера кристалла по горизонтали с течением времени. При затвердевании КС изменяется размер кристалла с изменением теплоотвода в связи с доливом в изложницу второго металла (кривая 1). Под влиянием поступающего горя-
чего расплава происходит некоторое уменьшение размера зерна. Затем на время снятия перегрева размер зерна остается постоянным и при дальнейшем затвердевании слитка происходит его возрастание. При затвердевании обычного слитка происходит возрастание диаметра (кривая 2) зерна и, после снятия перегрева, уменьшение размера зерна. Размер зерна для многослойного слитка на 15 – 20 % меньше, чем для обыкновенного слитка.



Рис. 3. Влияние гидродинамики на макроструктуру слитка: а) изменение толщины затвердевшего металла на боковой стенке слитка во времени: обычный слиток; 2 – многослойный слиток; б) изменение по времени относительного диаметра дендрита в слитке: 1 – многослойный слиток; 2- обыкновенный слиток

#### Выводы

1. Сопоставление результатов математического и физического моделирования свидетельствует об адекватности математической модели реальным условиям затвердевания слитков и согласуется с результатами физического моделирования.

2. Воздействие заливочной струи при доливке прибыльной части слитка на фронт затвердевания, при котором расплавляется корочка, по вертикали распространяется на 1,2 м от зеркала металла и по горизонтали на 0,05 м.

3. Тепловая конвекция заливочной струи уменьшает толщину легированного слоя стали и также размер кристаллов слитка. Поэтому необходимо увеличивать время формирования слоя легированной стали для компенсации расплавления его заливочной струей стали.

#### Список литературы

1. Ефимов В.А., Эльдарханов А.С. Физические методы воздействия на процессы затвердевания сплавов. – М.: Металлургия, 1995. – 272 с. 2. Недопекин Ф.В., Кондратенко В.М., Мелихов В.М. Математическая модель формирования многослойных слитков // Математичне моделювання. – 2001. – № 2 (7). – С. 65 – 69.

3. Недопекин Ф.В. Математическое моделирование гидродинамики и теплопереноса в слитках. – Ижевск: Изд-во Удмурдского госуниверситета, 1995. – 236 с.

4. Никитенко Н.И. Теория тепломассопереноса. – К.: Наук. дум-ка, 1983. – 352 с.

5. Шмрга Л. Затвердевание и кристаллизация стальных слитков. – М.: Металлургия, 1985. – 248 с.

Рукопись поступила 20.11.2005.

## УДК 662.992.8

Ночвинов П.В. – ассистент, НМетАУ Егоров А.П. – канд. техн. наук, доц., зав. кафедрой, НМетАУ Сапов В.Ф. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ Радченко Ю.Н. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ Крячко А.П. – канд. техн. наук, директор НПП «Днепрчерметавтоматика»

# СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТЕПЛОВЫМ РЕЖИМОМ РЕКУПЕРАТИВНЫХ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ КОЛОДЦЕВ С ОТОПЛЕНИЕМ ИЗ ЦЕНТРА ПОДА

На основе анализа работы существующих автоматизированных систем управления (ACУ) тепловым режимом рекуперативных нагревательных колодцев разработана ACV, обеспечивающая, в условиях непредсказуемых утечек воздуха в рекуператорах, высокое качество сжигания топлива, как в период нагрева, так и в период томления слитков.

## Состояние вопроса и постановка задачи

В настоящее время одной из задач металлургии является уменьшение удельных расходов топлива во всех переделах. С учетом того, что на долю прокатного производства приходится 13...14 % всего топлива, расходуемого в черной металлургии, а в себестоимости готового проката затраты на нагрев металла перед прокаткой составляют от 20 до 40 % общей суммы расходов по переделу, совершенствование сжигания топлива в нагревательных колодцах является актуальной задачей.

В настоящее время в обжимных цехах для нагрева слитков перед прокаткой используются рекуперативные нагревательные колодцы с отоплением из центра пода, доля которых составляет 20 - 25 % от общего количества колодцев, находящихся в эксплуатации. Работа таких колодцев характеризуется относительно высокими удельными расходами топлива. Так, средний расход условного топлива составляет b = 49,2 кг у.т./т при температуре посада слитков  $t_{noc} = 794$  °C и доле горячего посада Y = 92,6 % [1]. В некоторой степени эти расходы могут быть снижены за счет совершенствования автоматизированной системы управления тепловым режимом колодца.

Особенностью керамических рекуператоров, которыми оборудованы такие колодцы, являются большие и непрогнозируемые по пе-

<sup>©</sup> Ночвинов П.В., Егоров А.П., Сапов В.Ф., Радченко Ю.Н., Крячко А.П., 2006

риодам нагрева утечки воздуха в дымовой тракт. Даже при тщательном изготовлении, потери воздуха в новом рекуператоре составляют от 20...30 % в начале кампании и до 50...60 % в конце [2]. Из-за нехватки воздуха максимальная тепловая мощность колодца снижается по ходу кампании, что является одной из причин увеличения удельного расхода топлива на нагрев металла [3]. Положение усугубляется тем, что существующие АСУ тепловым режимом не в состоянии обеспечить требуемое качество сжигания топлива.

Качество сжигания топлива на большинстве колодцев регулируется локальной типовой системой соотношения газ-воздух [4], которая стабилизирует коэффициент расхода воздуха, по данным о расходе воздуха до рекуператоров, т.к. реальный расход горячего воздуха после рекуператора измерить невозможно.

Для повышения качества сжигания газа на некоторых колодцах в типовую систему соотношения «газ-воздух» вводится корректирующий сигнал по содержанию кислорода в продуктах сгорания, отобранных из надрекуператорного пространства. В этом случае расход воздуха, поступающего в горелочное устройство, определяется как текущим расходом газа, так и требуемым содержанием кислорода в отходящих газах [5, 6, 7]. На практике такая коррекция возможна только во втором периоде нагрева слитков (нагрев при постоянной контрольной температуре), так как в этом периоде происходит снижение расхода газа и, соответственно, воздуха от максимально возможного значения, а значит, появляется свобода для маневра.

Рациональное сжигание газа в первом периоде (подъем температуры в колодце до контрольного значения) такой системой не обеспечивается. Объясняется это тем, что качество сжигания топлива в первый период нагрева настраивается обслуживающим персоналом визуально и зависит от их квалификации. Эта процедура осуществляется путем изменения расхода газа так, чтобы обеспечить полное сгорание топлива и скорейший подъем температуры в колодце при имеющемся (неизвестном) расходе воздуха. Однако одинаковый рост температуры может наблюдаться, как при коэффициенте расхода воздуха меньше теоретически необходимого, так и при большем его значении [5].

Анализ продуктов сгорания, взятых из надрекуператорного пространства, показывает, что при таком способе настройки регулятора соотношения, содержание СО в отходящих газах может доходить до 0,9 %. В то же время, в продуктах сгорания за рекуператорами СО отсутствует. Это свидетельствует о дожигании СО в насадках рекуператора, что еще больше ускоряет «старение» насадок – т.е. снижает их газоплотность и увеличивает утечки воздуха на дымовую сторону.

#### Разработка системы управления

На базе типовой системы соотношения «газ-воздух» разработана автоматизированная система, обеспечивающая требуемое качество сжигания топлива, как в период подъема температуры в ячейке, так и в периоде томления слитков. В системе используется коррекция качества сжигания топлива по содержанию O<sub>2</sub> в отходящих продуктах сгорания, взятых из надрекуператорного пространства нагревательного колодца. В период подъема температуры в колодце, при максимально возможной подаче воздуха, по содержанию O<sub>2</sub> корректируют максимальный расход газа, поступающий в горелочное устройство. В период томления слитков, по содержанию O<sub>2</sub> корректируется уже подача воздуха в соответствии с изменением расхода газа. То есть в этой системе в периоде нагрева ведущим параметром является воздух, а во втором периоде – расход топлива.

На рис. 1 и рис. 2 соответственно приведены укрупненный алгоритм функционирования и упрощенная схема усовершенствованной САУ качеством сжигания топлива в рабочем пространстве колодца, обеспечивающей полное сжигание топлива в течение всего цикла нагрева слитков.

В начальный период работы САУ, локальной автоматизированной системой регулирования (АСР) температуры осуществляется автоматическая стабилизация максимально открытого положения регулирующего органа, установленного на газопроводе газа, а АСР соотношения «газ-воздух» – максимально открытого регулирующего органа на воздухопроводе (см. рис. 1. подпрограммы 1 и 2).

Признаком окончания этого периода является стабилизация в полностью открытом положении регулирующих органов на газопроводе и воздухопроводе, после чего происходит переход к подпрограмме 3, обеспечивающей требуемое качество сжигания топлива в первый период нагрева. С этой целью исполнительный механизм 1ж отключается от регулятора температуры 1в и подключается к адаптивному контуру управления с коррекцией качества сжигания топлива по содержанию О2 в отходящих продуктах сгорания (см. рис. 2). Адаптивный контур управления с коррекцией качества сжигания топлива по содержанию О<sub>2</sub> в отходящих продуктах сгорания изменяет подачу газа таким образом, чтобы при действительном максимальном расходе воздуха, подаваемом в горелочное устройство, обеспечивалось полное сжигание газа с требуемым коэффициентом расхода воздуха. При выполнении этого условия происходит переход к подпрограмме 4 стабилизации температуры колодца путем изменения расхода смешанного газа. При этом:



Обозначения:

Подпрограммы:

 стабилизация максимально открытого положения регулирующего органа расхода газа;

 стабилизация максимально открытого положения регулирующего органа расхода воздуха;

3 – стабилизация процентного содержания О<sub>2</sub> в отходящих продуктах сгорания (стабилизация качества сжигания топлива в период нагрева слитков);
4 – определение заданного значения коэффициента расхода воздуха;

5 – стабилизация температуры колодца.

Переменные:

G<sub>B</sub>, G<sub>T</sub> – степень открытия регулирующих органов соответственно на воздухопроводе и газопроводе;

% О<sub>2</sub> и %О<sub>2</sub><sup>зад</sup> – соответственно текущее и заданное значения содержания кислорода в отходящих из области горения колодца продуктов сгорания;

 $\alpha$  и  $\alpha_{3ad}$  - соответственно текущее и заданное значения коэффициента расхода воздуха;

 $\tau$  и  $\tau_{T}$  - соответственно текущее и технологическое значения времени томления слитков





Рис. 2. Упрощенная схема усовершенствованной САУ качеством сжигания топлива в рекуперативном нагревательном колодце

– исполнительный механизм  $l \mathcal{K}$  отключается от адаптивного контура управления с коррекцией качества сжигания топлива по содержанию O<sub>2</sub> в отходящих продуктах сгорания и подключается к регулятору температуры  $l_{\theta}$ ;

– окончанием функционирования САУ является достижение заданного технологического времени томления слитков.

Элементы функциональной схемы, обведенные пунктиром, реализованы на регулирующем микропроцессорном контролере.

Для осуществления коррекции по содержанию O<sub>2</sub> в отходящих газах использована «Система контроля содержания топлива (СКСТ)», разработанная НПП «Днепрчерметавтоматика», г. Днепропетровск [6]. Основными элементами системы являются: микропроцессорный блок на базе промышленного контроллера фирмы «HITACHI», а в качестве датчика O<sub>2</sub> использован серийно выпускаемый датчик на основе платино-циркониевой ячейки [8].

## Выводы

1. Усовершенствована система управления тепловым режимом рекуперативных нагревательных колодцев с отоплением из центра пода, которая обеспечивает требуемое качество сжигания топлива в оба периода нагрева слитков.

2. Для регулирования качества сжигания газа используется корректирующий сигнал по содержанию О<sub>2</sub> в отходящих из колодцев продуктах сгорания. При этом в период нагрева в системе регулирования ведущим параметром является расход воздуха, а во втором периоде – расход топлива.

# Список литературы

1. Ольшанский В.М. Проблема энергосбережения при производстве проката на металлургических предприятиях Украины / Металлургическая теплотехника: Сб. научных тр. ГМетАУ. –Днепропетровск: ГМетАУ, 1999. –Том 2. – С. 63 – 66.

2. Ревун М.П., Гранковский В.И. Автоматическое управление нагревом металла. – Київ: Техніка, 1973. – 140 с.

3. Губинский В.И., Еремин А.О. Влияние максимальной тепловой мощности на производительность и другие показатели работы камерных садочных печей / Металлургическая теплотехника: Сб. научных тр. ГМетАУ. – Днепропетровск: ГМетАУ, 1999. – Том 1. – С. 92 – 96.

4. Автоматическое управление металлургическими процессами / А.М. Беленький, В.Ф. Бердышев, О.М. Блинов и др. – М.: Металлургия, 1989. – 380 с.

5. Свиридов Ю.А. Автоматизация нагревательных печей. – М.: Металлургиздат, 1965. – 210 с.

6. Крячко А.П., Ночвинов П.В. Особенности применения газоанализатора на кислород в условиях агрессивной высокотемпературной среды рекуперативных нагревательных колодцев // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2005. – № 5.

7. Ободан В.Я., Просветов И.И., Затопляева И.Б., Ткаченко В.А. Повышение эффективности горения топлива при непрерывном контроле содержания кислорода в дымовых газах // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ. – Книга вторая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 420 – 425.

8. Паспорт ГА 151ЭХ02 ЗАО "Украналит". – 2001 г.

Рукопись поступила 10.04.2006.

УДК 669.18:669.046.516.:51.001.57

**Павлюченков И.А.** – д-р техн. наук, проф., ректор, ДГТУ **Болотова Ю.А.** – аспирант, ДГТУ

# ОСОБЕННОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПЛАВЛЕНИЯ СЛИТКОВ АЛЮМОСОДЕРЖАЩИХ СПЛАВОВ НА ОСНОВЕ ЖЕЛЕЗА В СТАЛЕРАЗЛИВОЧНОМ КОВШЕ

В работе представлена методика расчета процесса плавления слитков алюмосодержащих сплавов на основе железа с использованием математической модели, которая комплексно учитывает взаимовлияющие процессы перемещения слитка в расплаве и его одновременного расплавления в период наполнения ковша. Исследованы теплофизические свойства алюмосодержащего материала, влияние химического состава, геометрических размеров, интенсивности движения жидкого металла и его температуры на кинетику расплавления алюмосодержащих слитков.

Алюминий широко применяется для раскисления и микролегирования большинства спокойных и низколегированных сталей. Степень усвоения алюминия, согласно многолетним среднестатистическим данным, составляет от 15 до 23 % и характеризуется высоким показателем нестабильности 20 - 25 % [1]. Такое низкое и нестабильное усвоение алюминия связано с тем, что раскисляемый расплав плотностью 6,9 - 7,0 г/см<sup>3</sup> (плотность чушкового алюминия ~ 2,7 г/см<sup>3</sup>) при выпуске из плавильного агрегата имеет "случайный" контакт с алюминием, который, ввиду существенной разности по плотности и находясь на зеркале поднимающегося в ковше металла при его наполнении, практически сгорает под воздействием высокой температуры и кислорода воздуха.

С целью повышения степени усвоения алюминия и стабильности раскисления стали на многих предприятиях черной металлургии применяют специально приготовленные алюминиевые блоки (слитки) для их принудительного погружения в металл, порошки или гранулы для вдувания в расплав потоком инертного газа через ложный стопор, введение алюминиевой катанки с большой скоростью в расплавленную ванну, заключение кусков алюминия в чугунные или стальные оболочки и другие способы. Все это требует дополнительных затрат на подготовку раскислителя в соответствующем виде, изготовления и

<sup>©</sup> Павлюченков И.А., Болотова Ю.А., 2006

эксплуатации необходимых устройств и оборудования, содержания для этих целей дополнительного обслуживающего персонала.

Значительным достижением в развитии внепечных процессов раскисления, микролегирования и доводки стали по химическому составу следует считать разработку и внедрение технологии обработки металла в наполненном ковше алюмосодержащими сплавами на основе железа [2 – 4]. На основе анализа опытно-промышленных данных по внедрению технологии внепечного раскисления стали ферроалюминием становится очевидным тот факт, что данная технология эффективней конкурирующих.

Целью настоящей работы является исследование теплофизических характеристик алюмосодержащих сплавов на основе железа и разработка эффективной математической модели процесса расплавления слитков АСЖ, вводимых в расплав сталеразливочного ковша в период его заполнения.

Протекание теплофизических и физико-химических процессов при усвоении расплавом стали слитков АСЖ определяется, в первую очередь, их теплофизическими свойствами, которые зависят от содержания алюминия и сопутствующих элементов в сплаве.

Авторы работы [5] приводят данные о теплофизических характеристиках сплавов алюминия с железом, полученные экспериментально. В таблице 1 и на рисунке 1 представлены данные о теплофизических характеристиках ферроалюминия разного химического состава.



Рис. 1. Зависимость удельной теплоемкости ферроалюминия различного структурного состава от температуры

Таблица 1

На основе экселеза						
Содержание	Плотность,	Теплопровод-	Температура	Структурные		
Al, %	2	ность, вт	плавления, °С	фазовые		
	см <sup>3</sup>	м · К		составляющие		
8	6,69	16,3	1512	Fe <sub>6</sub> Al		
13	6,40	19,5	1488	Fe <sub>4</sub> Al		
18	6,10	22,1	1451	Fe <sub>4</sub> Al		
23	5,80	25,0	1413	$Fe_2Al$		
28	5,51	27,2	1376			
33	5,21	29,6	1338	FeAl		
38	4,91	31,8	1301			
43	4,61	33,7	1263			
48	4,32	35,2	1226	$FeAl_2$		
53	4,02	37,0	1188	$Fe_2Al_5$		
58	3,72	37,9	1151	FeAl <sub>3</sub>		
63	3,43	39,5	1113	$Fe_2Al_7$		
68	3,13	40,7	1076	$FeAl_4$		

Теплофизические характеристики алюмосодержащих сплавов на основе железа

С целью анализа кинетических особенностей плавления слитков алюмосодержащих сплавов с различным содержанием алюминия в стали, разделим эти материалы в соответствии с общепринятой терминологией [6] на две группы – легкоплавкие (температура плавления алюмосодержащего сплава ниже температуры затвердевания расплава в ковше) и тугоплавкие (температура плавления алюмосодержащего сплава равна или выше температуры затвердевания расплава).

## 1. Математическая модель плавления тугоплавкого слитка АСЖ в расплаве стали

Период 1. Намерзание шлака на поверхности слитка.

В основу математической модели принята система нелинейных уравнений теплопроводности для расчетной области, изображённой на рис. 2a. Распространение тепла в двухслойном теле описывается уравнениями теплопроводности в цилиндрической системе координат для материала слитка (радиусом  $r = R_{cn}$ ) и для затвердевшей шлаковой оболочки (с внешним радиусом  $r = Z_{un}$ ):

$$c_{c,n}(t)\rho_{c,n}(t)\frac{\partial t_{c,n}(r,\tau)}{\partial \tau} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left[r\lambda_{c,n}(t)\frac{\partial t_{c,n}(r,\tau)}{\partial r}\right], \ \theta \le r < R_{c,n}; \tag{1}$$

$$c_{\mu\nu}(t)\rho_{\mu\nu}(t)\frac{\partial t_{\mu\nu}(r,\tau)}{\partial \tau} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left[r\lambda_{\mu\nu}(t)\frac{\partial t_{\mu\nu}(r,\tau)}{\partial r}\right], \ R_{cn} \le r < Z_{\mu\nu}.$$
(2)



На оси симметрии слитка для всех периодов плавления задано условие:

$$\frac{\partial t_{cn}(\theta,\tau)}{\partial \tau} = \theta.$$
(3)

На границе раздела  $r = R_{cn}$  заданы граничные условия IV рода:

$$\lambda_{c,n}(t)\frac{\partial t_{c,n}(R_{c,n},\tau)}{\partial r} = \lambda_{uu}(t)\frac{\partial t_{uu}(R_{c,n},\tau)}{\partial r}, \quad t_{c,n}(R_{c,n},\tau) = t_{uu}(R_{c,n},\tau).$$
(4)

Условие теплообмена на границе шлаковая оболочка – расплав:

$$\begin{cases} -\rho_{uu}Q_{uu} \frac{dZ_{uu}(\tau)}{d\tau} = \alpha_{uu} \left(t_{p}^{uu}(\tau) - t_{nn}^{uu}\right) - \lambda_{uu} \frac{\partial t_{uu}(Z_{uu}(\tau), \tau)}{\partial r}; \\ t_{uu}(Z_{uu}(\tau), \tau) = t_{nn}^{uu}, Z_{uu}(\tau) > R_{cn}, \end{cases}$$
(5)

где  $t_{nn}^{un}$  – температура плавления (затвердевания) шлаковой оболочки;  $Q_{uu}$  – теплота плавления шлака,  $\alpha_{uu}$  – коэффициент теплоотдачи от жидкого шлака к поверхности шлаковой оболочки;  $t_p^{un}$  – температура жидкого шлака.

Начальные условия:

$$t_{C\mathcal{I}}(r,\theta) = t_{C\mathcal{I}}^{Ha\mathcal{U}}, \ \theta \le r \le R_{C\mathcal{I}}.$$
 (6)

Длительность  $\tau_1$  процесса намерзания шлаковой оболочки  $Z_{uu}$  определяется в виде  $\tau_1 = \frac{H_{uu}}{V_n}$ , где  $H_{uu}$  – толщина шлака в сталеразливочном ковше,  $V_n$  – перпендикулярная к поверхности шлака скорость проникновения слитка алюмосодержащего сплава в ковш.

# Период 2. Намерзание и плавление оболочки расплава на поверхности шлаковой оболочки.

С момента попадания слитка алюмосодержащего сплава в жидкий металл на поверхности намерзшей шлаковой оболочки происходит намерзание и последующее плавление оболочки расплава. Поверхность шлаковой оболочки прогревается до температуры плавления  $t_{n,n}^{uu}$  и, поэтому, возможен процесс ее расплавления внутри оболочки расплава. Расчетная область для четырехслойного тела изображена на рис. 26. Процесс передачи тепла для материала слитка описывается уравнением теплопроводности (1) при  $\theta \le r < R_{c,n}$ ,  $\tau > \tau_1$ , для твердой фазы шлаковой оболочки (с внешним радиусом  $r = Z_{uu}^T$ ) – уравнением (2) при  $R_{c,n} \le r < Z_{uu}^T$ ,  $\tau > \tau_1$ . Теплоперенос жидкой фазы шлака (с внешним радиусом  $r = Z_{uu}$ ) и намерзшей оболочки расплава (с внешним радиусом  $r = Z_{uu}$ ) описывается уравнениями теплопроводности:

$$c_{uu}^{\mathcal{H}c}(t)\rho_{uu}^{\mathcal{H}c}(t)\frac{\partial t_{uu}^{\mathcal{H}c}(r,\tau)}{\partial \tau} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left[r\lambda_{uu}^{\mathcal{H}c}(t)\frac{\partial t_{uu}^{\mathcal{H}c}(r,\tau)}{\partial r}\right], \ Z_{uu}^{T} \le r < Z_{uu};$$
(7)

$$c_{\mathcal{M}}(t)\rho_{\mathcal{M}}(t)\frac{\partial t_{\mathcal{M}}(r,\tau)}{\partial \tau} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left[r\lambda_{\mathcal{M}}(t)\frac{\partial t_{\mathcal{M}}(r,\tau)}{\partial r}\right], \ Z_{\mathcal{U}} \leq r < Z_{\mathcal{M}}.$$
(8)

На границе раздела шлаковой и стальной оболочек ( $r = Z_{uu}$ ) заданы граничные условия IV рода:

$$\lambda_{uu}^{\mathcal{H}c}\left(t\right)\frac{\partial t_{uu}^{\mathcal{H}c}(Z_{uu},\tau)}{\partial r} = \lambda_{\mathcal{M}}\left(t\right)\frac{\partial t_{\mathcal{M}}(Z_{uu},\tau)}{\partial r}, \ t_{uu}^{\mathcal{H}c}(Z_{uu},\tau) = t_{\mathcal{M}}(Z_{uu},\tau).$$
(9)

На границе раздела твердой и жидкой фаз шлаковой прослойки  $(r = Z_{uu}^T)$  задано уравнение:

$$-\rho_{uu}(t)Q_{uu}\frac{dZ_{uu}^{T}(\tau)}{d\tau} = \lambda_{uu}^{\mathcal{HC}}(t)\frac{\partial t_{uu}^{\mathcal{HC}}\left(Z_{uu}^{T}(\tau),\tau\right)}{\partial r} - \lambda_{uu}(t)\frac{\partial t_{uu}\left(Z_{uu}^{T}(\tau),\tau\right)}{\partial r}.$$
 (10)

Условие теплообмена на границе намерзшая оболочка расплава - расплав ( $r = Z_{M}$ ):

$$\begin{cases} -\rho_{M}(t)Q_{M}\frac{dZ_{M}(\tau)}{d\tau} = \alpha_{M}\left(t_{p}(\tau) - t_{V}\right) - \lambda_{M}(t)\frac{\partial t_{M}(Z_{M}(\tau), \tau)}{\partial r}; \\ t_{M}(Z_{M}(\tau), \tau) = t_{V}, Z_{M}(\tau) > Z_{M}. \end{cases}$$
(11)

Начальные условия:

$$\begin{cases} t_{cn}(r,\tau_1) = \theta_{cn}(r,\tau_1), 0 \le r < R_{cn}; \\ t_{uu}(r,\tau_1) = \theta_{uu}(r,\tau_1), R_{cn} \le r < Z_{uu};, \\ Z_{M}(\tau_1) = Z_{uu}, \end{cases}$$
(12)

где  $\theta_{cn}(r,\tau_1)$ ,  $\theta_{uu}(r,\tau_1)$  являются решением задачи теплопроводности для материала слитка и намерзшей шлаковой оболочки, описанной в периоде 1, при  $\tau = \tau_1$ .

Если после расплавления оболочки расплава остается не полностью расплавленный слой шлака, то его расплавление описывается уравнениями периода 1. Период 2 заканчивается при условии полного расплавления на поверхности слитка алюмосодержащего сплава намерзших стальной и шлаковой оболочек. Продолжительность второго периода –  $\tau_2$ .

Период 3. Намерзание и плавление оболочки расплава на поверхности слитка алюмосодержащего сплава.

После расплавления шлаковой оболочки поверхность материала рассматриваемого слитка алюмосодержащего сплава не достаточно прогрета (ввиду низкой теплопроводности шлаковой прослойки), и поэтому возможен процесс намерзания и последующего расплавления оболочки расплава на поверхности рассматриваемого слитка. Данный период плавления (расчетная область изображёна на рис. 2в) по аналогии с периодом 1 описывается системой уравнений теплопроводности, включающей уравнение для материала слитка (1) при  $\tau > \tau_1 + \tau_2$ 

и уравнение для оболочки расплава (8) при  $R_{cn} \leq r < Z_{M}, \tau > \tau_{1} + \tau_{2}$ .

Условие теплообмена на границе оболочка расплава – расплав описывается уравнением (11) при  $\tau > \tau_1 + \tau_2$ .

Начальные условия:

$$\begin{cases} t_{cn}(r,\tau_1+\tau_2) = \theta_{cn}(r,\tau_1+\tau_2), 0 \le r < R_{cn}; \\ Z_{\mathcal{M}}(\tau_1+\tau_2) = R_{cn}, \end{cases}$$
(13)

где  $\theta_{cn}(r, \tau_1 + \tau_2)$ , является решением задачи теплопроводности для материала слитка, описанной в периоде 2, при  $\tau = \tau_1 + \tau_2$ .

Период 3 заканчивается, когда полностью расплавится оболочка расплава, намерзшая на поверхности слитка алюмосодержащего сплава. Продолжительность третьего периода –  $\tau_3$ .

# Период 4. Плавление материала слитка алюмосодержащего сплава.

Процесс плавления материала слитка алюмосодержащего сплава начинается после прогрева его поверхности до температуры плавления. Таким образом, решается задача теплопроводности для тела цилиндрической формы с граничными условиями III рода на внешней границе  $r = Z_{cn}$ . Прогрев поверхности слитка описывается уравнениями теплопроводности для материала слитка (1) при  $\tau > \tau_1 + \tau_2 + \tau_3$ .

Условие теплообмена на границе поверхность слитка (с внешней границей  $r = Z_{cn}$ ) – расплав:

$$\lambda_{cn}(t)\frac{\partial t_{cn}(Z_{cn},\tau)}{\partial r} = \alpha_{M} \left[ t_{p}(\tau) - t_{cn}(Z_{cn},\tau) \right].$$
(14)

Начальные условия:

 $t_{cn}(r,\tau_1 + \tau_2 + \tau_3) = \theta_{cn}(r,\tau_1 + \tau_2 + \tau_3), \theta \le r < R_{cn},$  (15) где  $\theta_{cn}(r,\tau_1 + \tau_2 + \tau_3)$  является решением задачи теплопроводности для материала слитка алюмосодержащего сплава, описанной в периоде 3, при  $\tau = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3$ . Продолжительность периода прогрева поверхности слитка до температуры плавления –  $\tau_4^n$ .

После прогрева поверхности слитка алюмосодержащего сплава начинается процесс его расплавления (расчетная область изображена на рис. 2г), который описывается уравнениями теплопроводности для материала слитка (1) при  $\tau > \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4^n$ .

Условие теплообмена на границе поверхность слитка – расплав:

$$\begin{cases} -\rho_{cn}(t)Q_{cn}\frac{dZ_{cn}(\tau)}{d\tau} = \alpha_{M}\left(t_{p}(\tau) - t_{L}^{cn}\right) - \lambda_{cn}(t)\frac{\partial t_{cn}(Z_{cn}(\tau), \tau)}{\partial r}; \\ t_{cn}(Z_{cn}(\tau), \tau) = t_{L}^{cn}, 0 \leq Z_{cn} < R_{cn}. \end{cases}$$
(16)

Начальные условия:

 $t_{cn}(r, \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4^n) = \theta_{cn}(r, \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4^n), \theta \le r < R_{cn},$  (17) где  $\theta_{cn}(r, \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4^n)$  является решением задачи теплопроводности для материала слитка алюмосодержащего сплава при  $\tau = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4^n$ . Продолжительность периода плавления материала слитка –  $\tau_4^{nn}$ .

Период 4 считается законченным при условии полного расплавления первоначальной стальной оболочки проволоки. Продолжительность четвертого периода –  $\tau_4 = \tau_4^n + \tau_4^{nn}$ .

# 2. Математическая модель плавления лекгоплавкого слитка АСЖ в расплаве стали

Период 1. Образование оболочки шлака на поверхности слитка алюмосодержащего сплава.

С момента попадания рассматриваемого слитка алюмосодержащего сплава в жидкий шлак происходит образование оболочки шлака на поверхности слитка. Одновременно прогревается поверхность материала слитка. Учитывая низкую температуру плавления материала слитка, возможен процесс его плавления внутри оболочки шлака. Процесс передачи тепла в трехслойном теле описывается для расчетной области, изображённой на рис. За, для твердой и жидкой фаз материала слитка – уравнением (1) и для затвердевшей шлаковой оболочки – уравнением (2) с условием на оси симметрии слитка (3), условием на границе раздела материал слитка – шлаковая оболочка (4), условием теплообмена на границе шлаковая оболочка – расплав (5), с начальным условием (6).

На границе раздела твердой и жидкой фаз материала слитка:

$$-\rho_{cn}Q_{cn}\frac{dZ_{cn}(\tau)}{d\tau} = \lambda_{cn}^{\mathcal{H}c}\frac{\partial t_{cn}^{\mathcal{H}c}\left(Z_{cn}^{T}(\tau),\tau\right)}{\partial r} - \lambda_{cn}\frac{\partial t_{cn}\left(Z_{cn}^{T}(\tau),\tau\right)}{\partial r}.$$
 (18)

Период 2. Намерзание и плавление оболочки расплава на поверхности шлаковой оболочки.

Учитывая возможность образования жидкой фазы шлака внутри образовавшейся оболочки расплава, процесс передачи тепла в пятислойном теле описывается уравнениями теплопроводности для расчетной области, изображённой на рис. Зб. К уравнениям для твердой и жидкой фаз материала слитка (1), для твердой фазы шлаковой прослойки (2) добавляются уравнения для жидкой фазы шлаковой прослойки (7) и для намерзшей оболочки расплава (8) в соответствующих границах с граничными условиями (9), (10), (11).



Рис. 3. Расчетные области к периодам плавления слитка АСЖ (легкоплавкий материал)

Начальные условия:

$$\begin{cases} t_{cn}(r,\tau_{1}) = \theta_{cn}(r,\tau_{1}), \theta \leq r < Z_{cn}^{T}; \\ t_{cn}^{\mathcal{H}}(r,\tau_{1}) = \theta_{cn}(r,\tau_{1}), Z_{cn}^{T} \leq r < R_{cn}; \\ t_{uu}(r,\tau_{1}) = \theta_{uu}(r,\tau_{1}), R_{cn} \leq r < Z_{uu}; \\ Z_{\mathcal{M}}(\tau_{1}) = Z_{uu}, \end{cases}$$
(19)

где  $\theta_{cn}(r,\tau_1)$ ,  $\theta_{uu}(r,\tau_1)$  являются решениями задачи теплопроводности для твердой и жидкой фаз материала слитка и образовавшейся шлаковой оболочки, описанной в периоде 1, при  $\tau = \tau_1$ . Если после расплавления оболочки расплава остается не полностью расплавленный слой шлака, то его расплавление описывается уравнениями периода 1.

Период 3. Образование и плавление оболочки расплава на поверхности слитка алюмосодержащего сплава.

Данный период плавления (расчетная область изображёна на рис. Зв.) по аналогии с периодом 1 описывается системой уравнений теплопроводности для жидкой и твердой фаз материала слитка (1) при  $\tau > \tau_1 + \tau_2$  и для оболочки расплава (8) при  $\tau > \tau_1 + \tau_2$ .

Если после расплавления оболочки расплава осталась твердая фаза материала слитка, то происходит повторное образование оболочки расплава на его поверхности. Этот процесс описывается ранее приведенными уравнениями и повторяется до полного расплавления материала слитка.

Если слиток алюмосодержащего сплава составляет материал, процесс плавления которого описывается с учетом двухфазной зоны, то при описании кинетики плавления такого материала для учета теплоты фазового перехода в двухфазной зоне температур солидуса  $t_S^{Cn}$  и ликвидуса  $t_L^{Cn}$  в уравнение теплопроводности для плавящегося материала слитка вводится функция источника тепла, которая учитывается посредством введения эффективной теплоемкости [6].

Период 3 заканчивается, когда материал слитка полностью перейдет в жидкую фазу.

Таблица 2

Уровень металла в ков-	Диаметр, мм (масса слитка, кг)			
ше	60 (8,2)	67 (10,3)	73 (12,2)	
1/3	23,1	38,3	55,5	
1/2	23,8	38,8	56,1	
2/3	24,1	39,6	57,0	

Продолжительность расплавления слитков	АСЖ
(содержание Al 8 %) при температуре стали	1600 °C

Таблица 3

Продолжительность расплавления слитков АСЖ (содержание Al 30%) при температуре стали 1550 °C

Уровень металла в ков-	Диаметр, мм (масса слитка, кг)			
ше	60 (7,3)	67 (8,4)	73 (10,0)	
1/3	19,5	31,4	47,6	
1/2	20,0	32,1	48,2	
2/3	20,7	32,6	48,9	

#### Выводы

Разработана методика расчета плавления слитков алюмосодержащих сплавов на основе железа с использованием математической модели, которая комплексно учитывает взаимовлияющие процессы перемещения слитка в расплаве и его одновременного расплавления в период наполнения ковша. Исследовано влияние химического состава, геометрических размеров, интенсивности движения жидкого металла и его температуры на кинетику расплавления алюмосодержащих слитков. Установлено, что для наиболее эффективного усвоения вводимых добавок в 160-тонный ковш во время выпуска плавки, необходимо вводить слитки АСЖ массой 8 – 12 кг с содержанием до 10 % алюминия в период до заполнения ковша на 1/3 его объема. Слитки АСЖ массой с содержанием 30 % алюминия можно вводить в 160-тонный ковш во время выпуска плавки до его заполнения на 1/2 часть его объема. Это обеспечит однородное распределение вводимой добавки в ковше до окончания выпуска плавки.

# Список литературы

1. Вихлевщук В.А., Харахулаг В.С., Бродский С.С. Ковшевая доводка стали. – Днепропетровск: Системные технологии, 2000. – 190 с.

2. Паренчук И.В., Паренчук В.В. Сплав для раскисления и легирования стали и чугуна "Ферроалюминий" / Декларационный патент Украины на изобретение 45937А (с22с35/100; с21с7/06). – К.: Бюл. № 4. – 15.04.2002 г.

3. Исследование эффективности раскисления конвертерной стали различными изделиями из алюминия / О.В. Носоченко, В.И. Ганошенко, С.М. Юрченко и др.// Металл и литье Украины, № 7–8.– 2003.– С. 16–18.

4. Использование ферроалюминия для раскисления стали / О.Ю. Шешуков, В.И. Жучков, В.В. Зарихин, С.В. Виноградов и др. // Сталь. – № 9. – 2004. – С. 26 – 27.

5. Термодинамические характеристики расплавов Fe-Al / Н.И. Ильиных, Г.К. Моисеев, Т.В. Куликова, К.Ю. Шуняев и др. // Известия Челябинского научного центра. – Вып. 2(19). – 2003. – С. 32 – 36.

6. Вихлевщук В.А., Огурцов А.П., Павлюченков И.А., Черномаз Г.Н. Математическое моделирование процессов внеагрегатной обработки стали. – Киев ИСМО МО Украины. –1997. – 153 с.

Рукопись поступила 03.04.2006.

УДК 621.771.25.04.001.5

**Перерва В.Я.** – ассистент, НМетАУ **Губинский М.В.** – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

# ИССЛЕДОВАНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СОРТОПРОКАТНОГО ПРОИЗВОДСТВА НА УЧАСТКЕ ПЕЧЬ – СТАН

Рассмотрен энергосберегающий режим работы сортопрокатного производства на участке печь – стан при использовании теплоизолирующих экранов, установленных в межклетьевых промежутках.

#### Введение

В настоящее время вопросу экономии энергетических ресурсов в черной металлургии придаётся большое значение. В связи с этим встаёт необходимость внедрения новых, энергосберегающих режимов и технологий. В прокатном производстве основными прямыми затратами энергоресурсов являются топливо, используемое В нагревательных печах, И электроэнергия, используемая при формоизменении раскатов. Сокращение потребления энергоносителей возможно путем выбора оптимальных режимов работы системы печь – стан при сохранении качества готового проката.

Одним из основных параметров, определяющих энергозатраты, является температура нагрева заготовок в печи, которая в дальнейшем определяет и температурный режим прокатки. Управление последним возможно путем установки энергосберегающих экранов над раскатным полем [1]. Экранирование позволяет снизить скорость охлаждения раската, уменьшить разницу между температурой его переднего конца и хвостовой частью. Кроме этого, уменьшается неоднородность температур по поперечному сечению заготовки, уменьшаются дефекты температурного поля, оставшиеся от нагрева в печи. В результате повышается равномерность механических свойств и геометрических характеристик готового проката.

Целью настоящих исследований было определение энергосберегающих режимов работы системы печь – стан применительно к среднесортному стану 550-2 завода им. Петровского при прокатке наиболее энергоемкой заготовки – швеллера № 20 [3].

<sup>©</sup> Перерва В.Я., Губинский М.В., 2006

#### Методика исследований

Исследования проводились на основе численного моделирования процессов нагрева заготовок в печи, температурных и энергосиловых режимов прокатки.

Для исследования процесса нагрева заготовок разработана математическая модель, основанная на балансовых соотношениях и адаптированная по экспериментальным данным [4]. Моделирование температурного режима прокатки проводилось на основе подходов, описанных в [2]. Для определения энергосиловых параметров прокатки использован метод приведенной полосы.

Нагрев заготовок под прокатку производится в методической печи с шагающим подом. Предполагается установка теплоизолирующих экранов над раскатным полем в межклетьевых промежутках.

При проведении численных исследований температура заготовки на выходе из печи снижалась на 15 – 25 °С, что возможно только на экранированном стане. Ограничением для варьирования температуры является заданная температура конца прокатки и определенные энергосиловые характеристики клетей.

Для проведения численных исследований было принято, что в межклетьевых промежутках сортопрокатного стана установлены теплоизолирующие экраны. Конструкция и работа теплоизолирующих экранов основаны на принципе отражения. Применяемые теплоизолирующие экраны двухслойные (Ст.3 + известково-кремноземистые плиты ГОСТ 24748-81).

#### Результаты исследований

Расчетные температурные характеристики работы стана представлены на рис. 1. По полученным результатам видно, что потери тепла раскатом за время прокатки при установке экранов снижаются. Установка теплоизолирующих экранов дает возможность снизить температуру начала прокатки на 50 °C, не изменяя температуру конца прокатки [3].

Снижение температуры раската перед прокаткой прямо связано с изменением температурного режима работы печей и энергосиловыми характеристиками стана, что требует дополнительных исследований.

Важнейшим показателем, характеризующим работу печей, является удельный расход условного топлива. Существенного снижения расхода топлива можно достичь путём максимального использования физической теплоты металла.



- прокатка на экранированном стане:  $2 - 1200 \,^{\circ}C; \, 3 - 1180 \,^{\circ}C; \, 4 - 1150 \,^{\circ}C; \, 5 - 1100 \,^{\circ}C.$ 

Используя методику расчета нагрева металла в методической печи с шагающим подом [4], были проведены расчеты, позволяющие оценить эффективность применения теплоизолирующих экранов, благодаря которым можно снизить температуру металла на выходе из печи. В таблице 1 приведены результаты расчетов печи с производительностью 77 т/ч с учетом нагрева металла до различных температур. При снижении температуры металла на выходе из печи сокращается расход топлива на нагрев металла.

1	аблииа	1
-		-

Температура поверхности	Удельный расход газа,				
заготовки, °С	кг у.т./т				
1220	49,42				
1200	48,37				
1180	47,52				
1150	45,65				

Удельный расход топлива на нагрев заготовок в методической печи

На рисунке 2 приведены удельные затраты электроэнергии при прокатке швеллера в зависимости от температуры нагрева заготовок при открытом рольганге и при установленных в межклетьевых промежутках теплоизолирующих экранах. Из рис. 2 следует, что установка теплоизолирующих экранов при одной и той же температуре нагрева заготовок приведет к снижению удельного расхода электроэнергии на 4 – 5 %.



Рис. 2. Удельный расход электроэнергии при различных температурных условиях прокатки: 1 – без использования теплоизолирующего экрана; 2 – при использовании теплоизолирующего экрана

Удельная стоимость энергопотребления на участке печь – стан приведена на рисунке 3.



на экранированном стане

Удельная стоимость энергопотребления при прокатке другого сортамента, например, автообода, изменяется аналогичным образом.

#### Выводы

Установка теплосберегающих экранов позволит повысить температуру раската при прокатке на 20 – 48 °C, что приведет к снижению потребляемой мощности во всех клетях стана на 425,4 кВт.

Энергопотребление на участке печь – стан при условии установки теплоизолирующих экранов снизится на 4 – 5 %.

## Список литературы

1. Перерва В.Я., Губинский М.В., Решетняк С.И. Использование экранных заготовок в сортопрокатном производстве // Проблеми економії енергії: Збірник матеріалів IV Міжнародної науково-практичної конференції. – Львів: Видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2003. – С. 360/

2. Перерва В.Я., Решетняк С.И. Моделирование охлаждения заготовок на сортовом стане при установке теплоизолирующих экранов // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – С. 67 – 75.

3. Губинский М.В., Перерва В.Я. Исследование эффективности энергосбережения при снижении температуры нагрева заготовок на сортовых станах // Сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: НМетАУ, 2001. – С. 118 – 124.

4. Пульпинский В.Б. Разработка и внедрение энергосберегающего режима нагрева металла в проходных печах методического типа // Сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: НМетАУ, 2000. – С. 113 – 118.

Рукопись поступила 10.04.2006.

УДК 662.764; 536.7

Потапов Б.Б. – канд. техн. наук, проф., НМетАУ Пинчук В.А. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

# ОЦЕНКА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ПОТЕНЦИАЛА УГЛЕЙ УКРАИНЫ

Для расчета термодинамических показателей процессов термической переработки предложен метод расчета энтальпии образования углей из элементов в стандартных состояниях; представлены результаты расчета энтальпии образования для основных углей Украины в рабочем, аналитическом, сухом беззольном состоянии. Рассчитаны адиабатические температуры воздушной и кислородной газификации некоторых марок углей.

#### Введение

В настоящее время для моделирования теплофизических процессов в металлургии и энергетике используются методы термодинамических расчетов равновесного состояния, позволяющих определить термодинамические характеристики процесса и состав продуктов реакций [1, 2]. Эти методы часто применяют в исследовании различных задач переработки твердого топлива (горение, пиролиз, газификация, гидрогенизация т.д.). Основной исходной информацией являются состав и количество топлива и окислителя (при этом необходимо знать атомарный состав исходных веществ), а также термодинамические свойства этих веществ в зависимости от температуры.

#### Постановка задачи

Поскольку в любом процессе соблюдается закон сохранения энергии при всех возможных химических превращениях, происходящих в связи с установлением равновесия, величина термодинамического потенциала (т.е. полной внутренней энергии) должна оставаться неизменной:

$$U = \int_{T_0}^{T} C_{\nu} \cdot dT + \Delta_f H^0(T_0).$$
 (1)

Под полной внутренней энергией вещества подразумевается общий ее запас, который включает в себя тепловую составляющую

<sup>©</sup> Потапов Б.Б., Пинчук В.А., 2006

энергии  $\int_{T_0}^T C_v \cdot dT$  и химическую составляющую энергии  $\Delta_f H^0(T_0)$ .

Для тепловой составляющей полной внутренней энергии в качестве точки отсчета чаще всего принимается 0 К. Химической составляющей энергии является энтальпия образования вещества при стандартных условиях  $\Delta_f H^0(298,15)$  и составляющая, зависящая от температуры H(T) - H(298.15).

Существует два подхода к определению энтальпии образования угля:

 – энтальпия образования определяется в виде суммы энтальпий образования элементов в стандартных состояниях;

– энтальпия образования рассматривается как энергия, выделяющаяся при изобарическом разложении органической массы угля.

Для моделирования и исследования теплофизических процессов удобно определять энтальпию образования угля как сумму энтальпий образования веществ из элементов в стандартных состояниях по показателям элементарного состава. В справочной литературе данные по энтальпии образования углей отсутствуют, что затрудняет оценку их термодинамического потенциала и показателей энергетической эффективности их термохимических превращений.

#### Методика и результаты исследований

Известно, что угли состоят из горючей части и балласта (влаги и золы) [3]. При термической переработке углей происходит нагрев минеральной массы до высоких температур, в результате чего вещества минеральной массы претерпевают превращения, включая процессы разложения и образования новых веществ при различных взаимодействиях. Характер процессов определяется свойствами среды, в которой реализуется процесс переработки, а также температурой. Чаще всего при расчетах процессов термической переработки углей составом минеральной части пренебрегают.

Кроме того, уголь при переработке может использоваться как в рабочем состоянии, так и в подсушенном (т.е. с учетом только гигроскопической влаги), что отражается на составе топлива и влияет на исходное состояние системы топливо-окислитель. Таким образом, состав угля удобно характеризовать химической брутто-формулой, например, в рабочем состоянии:

$$C_k^p H_l^p O_m^p N_n^p S_{\xi}^p (H_2 O)_{\omega}^p A_{\mathcal{G}}^p, \qquad (2)$$

где k, l, m, n, ξ, ω, υ – числа молей соответствующих компонентов уг-

лерода С, водорода Н, кислорода О, азота N, серы S, влаги H<sub>2</sub>O, золы A в 1 кг угля в рабочем состоянии, моль/кг.

При этом, например, процесс сжигания в воздухе описывается следующим уравнением

$$\alpha_{c \mathcal{H}} \upsilon_{c \mathcal{H}} \cdot (O_2 + \beta N_2 + \gamma A r + \chi H_2 O) + C_k^p H_l^p O_m^p N_n^p S_{\xi}^p (H_2 O)_{\omega}^p A_{\theta}^p =$$

$$= k C O_2 + (l/2 + \omega + \alpha_{c \mathcal{H}} \upsilon_{c \mathcal{H}} \chi) H_2 O + \xi S O_2 + (\alpha_{c \mathcal{H}} - 1) \upsilon_{c \mathcal{H}} O_2 + (\beta + n/2) N_2 + \alpha_{c \mathcal{H}} \upsilon_{c \mathcal{H}} \gamma A r + A_{\theta}^p + Q_{\theta}^p, \qquad (3)$$

где  $\upsilon_{c\infty}$  – число молей кислорода, необходимое для полного сжигания 1 кг угля с образованием основных компонентов, содержащих кислород CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, SO<sub>2</sub>;  $\beta$ ,  $\gamma$ ,  $\chi$  – число молей азота, аргона и паров воды во влажном воздухе на моль кислорода;  $\alpha_{c\pi}$  – коэффициент избытка окислителя;  $Q_{\mu}^{p}$  – низшая теплота сгорания угля, кДж/кг.

Аналогично можно описать процесс газификации. При этом коэффициент избытка окислителя будет меньше единицы и при нормальных условиях газ будет содержать CO, H<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S.

Уравнение (3) можно записать в виде уравнения сохранения энтальпии

$$\alpha_{cm} \upsilon_{cm} \cdot (I_{O_2} + \beta I_{N_2} + \gamma I_{Ar} + \chi I_{H_2O}) + \Delta_f H^0_{\gamma_{2\pi}}(298,15) = = kI_{CO_2} + (l/2 + \omega + \alpha_{cm} \upsilon_{cm} \chi) I_{H_2O} + \xi I_{SO_2} + (\alpha_{cm} - 1) I_{O_2} + (4) + (\alpha_{cm} \upsilon_{cm} \beta + n/2) I_{N_2} + \alpha_{cm} \upsilon_{cm} \gamma I_{Ar} + g_{A_g}^P \Delta H_{A_g}^P + Q_H^P,$$

где  $I_i$  – энтальпия i-го вещества, кДж/моль, равная  $I_i = H_i(T) - H_i(298.15) + \Delta_f H_i^0(298,15); \Delta_f H_{yan}^0(298,15) - энтальпия образования угля, кДж/кг; <math>g_{A_g^P}$  – массовая доля золы в 1 кг угля;

 $\Delta H^0_{f_{A^p_{g}}}(298,15)$  – суммарная энтальпия образования зольных компонентов угля, кДж/кг равная

$$\Delta H^{0}_{f_{A_{g}}^{p}}(298,15) = \sum_{i=1}^{n} g_{i} \Delta H^{0}_{f_{298,15i}}, \qquad (5)$$

где  $g_i$  – массовая доля i-го компонента в 1 кг золы;  $\Delta H_f^0_{298.15\,i}$  – энтальпия образования i-го вещества золы, кДж/кг.

Энтальпия зольной составляющей с учетом сложных соединений может быть рассчитана методами химической термодинамики [4].

Проведены расчеты энтальпии образования углей из элементов в стандартных состояниях основных углей Украины. Основные характеристики углей взяты из [5] и представлены в таблице 1.

#### Таблица 1

W <sup>P</sup> , %	₩ <sup>ги</sup> , %	A <sup>c</sup> , %	С <sup>г</sup> , %	Η <sup>Γ</sup> , %	Ν <sup>Γ</sup> , %	О <sup>г</sup> , %	S <sup>Γ</sup> , %
	Донецкий бассейн, длиннопламенный ДР						
13	4,5	28	75	5,5	1,6	13,0	4,9
		Донець	кий бассей	ін, жирны	ий ЖР		
6,0	1,5	25,0	83,5	5,1	1,5	5,9	4,0
	Донеці	кий бассеі	йн, отоще	енный спен	кающийся	OCP	
5,0	1,0	25,0	87,0	4,5	1,5	3,0	4,0
		Донеця	кий бассей	<i>йн, антра</i> і	ųum A		
8,5	4,0	30,0	92,0	1,8	0,8	2,7	2,6
Львов	ско-Волын	нский басс	сейн, ново	волынская	я шахта Л	№ 6,газовь	<i>ій ГР</i>
9,2	3,8	18,3	79,9	5,2	1,6	8,8	4,5
Льв	Львовско-Волынский бассейн, великомостовая шахта № 4, ГЖР						
5,6	1,6	20,2	83,0	5,6	1,4	7,3	2,7
Днепровский бассейн, Александрияуголь, бурый БР							
50	8,8	36,0	66,2	5,8	0,7	20,9	6,4
Днепровский бассейн, Ново-Дмитровское месторождение, бурый Б1							
40	8,0	40,0	63,5	5,8	1,0	26,5	4,0

Основные характеристики углей Украины

Известно, что на территории Украины расположено три угольных бассейна: Донецкий; Львовско-Волынский; Днепровский. В Донецком бассейне встречаются угли всех марок – от длиннопламенных до антрацитов. Угли поставляются потребителям с зольностью не более 40 %. Минеральная масса этих углей характеризуется высоким содержанием SiO<sub>2</sub>. Во Львовско-Волынском бассейне преимущественно встречаются газовые и жирные угли, характеризующиеся повышенным содержанием серы. Угли должны поставляться с зольностью не более 23 %. Днепровский бассейн объединяет месторождения бурого угля, характеризующегося большим количеством влаги (от 40 до 60 %) и серы (от 4 до 6,5 %). Минеральная часть характеризуется повышенным содержанием окиси кальция CaO. Отличия по влажности и в составе минеральной части углей различных месторождений отражаются и на их исходном потенциале.

Результаты расчетов энтальпии образования углей для различных состояний представлены в таблице 2.

Таблица 2

	Состояние угля				
Марка угля	рабочее	аналитическое	сухое беззольное		
Длиннопламенный ДР	-5054,8	-4236,8	-604,5		
Жирный ЖР	-3930,8	-3474,3	-201,5		
Отощенный спекающийся ОСР	-4758,9	-3833,5	-537,4		
Антрацит А	-3775,6	-2549,7	-134,3		
Газовый ГР	-3177,3	-2567,2	-510,5		
Газовый жирный ГЖР	-3296,5	-2878,3	-214,9		
Бурый БР	-9240,4	-5783,3	-1182,1		
Бурый Б1	-8758,4	-6293,8	-1074,7		

Энтальпия образования углей из элементов в стандартных состояниях, кДж/кг

Энтальпия образования углей необходима для расчетов процессов термической переработки углей, в частности для определения адиабатической температуры процесса, а, следовательно, для свойств и состава продуктов переработки.

Адиабатическая температура определяется из условия

$$\Delta H_{ucx} = \Delta H_{me\kappa} (T_a, p), \tag{6}$$

где  $\Delta H_{me\kappa}(T_a, p)$  – текущая энтальпия продуктов в зависимости от температуры T и давления p, кДж/кг; T<sub>a</sub> – адиабатическая температура, K;  $\Delta H_{ucx}$  – исходная энтальпия образования веществ.

Исходная энтальпия образования веществ может быть рассчитана по соотношению

$$\Delta H_{ucx} = g_{yz} \Delta_f H^0_{yz\pi} + g_{o\kappa} \Delta_f H^0_{o\kappa} (T_0, p_0), \tag{7}$$

где  $g_{yz}, g_{o\kappa}$  – соответственно, массовые доли угля и окислителя;  $(T_0, p_0)$  – соответственно, исходные температура и давление окислителя;  $\Delta_f H^0_{yzn}, \Delta_f H^0_{o\kappa}$  – соответственно, энтальпия образования угля и окислителя.

При подогреве угля необходимо добавить к  $\Delta H_{yz}$  разность энтальпий  $H_{yzn}(T) - H_{yzn}(298.15)$ .

Результаты расчета адиабатической температуры процесса газификации на примере газового жирного и длиннопламенного углей представлены на рис. 1.



Рис .1. Зависимость адиабатической температуры для газового и длиннопламенного угля от вида окислителя

Из полученных данных видно, что разница в исходной энтальпии образования углей в 1758 кДж/кг обуславливает разницу в адиабатической температуре газификации углей в среднем в 100 – 150 К для кислородной газификации и 80 – 100 К при воздушной газификации. В области коэффициента расхода окислителя боле 0,7 разница в температуре становится менее существенна.

Таким образом, минеральные вещества угля не только снижают количество горючей массы угля и его теплоту сгорания, но и исходный потенциал угля, а также вызывают необходимость расхода тепла на нагрев и разложение минеральных компонентов, что приводит к существенному снижению температуры процесса. Наличие влаги в исходном угле также оказывает значительное влияние на потенциал и дальнейшие характеристики процесса. Проведенные расчеты показали, что использование бурых углей для газификации без предварительного осушения невозможно, но эти угли могут быть использованы как ценное сырье для химической переработки.

## Выводы

Для оценки энергетической эффективности процессов термической переработки и определения его термодинамических показателей важно знать термодинамический потенциал конкретных углей определенного состава. Определение термодинамического потенциала углей возможно путем определения энтальпии образования угля как суммы энтальпий образования веществ из элементов в стандартных состояниях по показателям элементарного состава.

Значительное влияние на потенциал угля и дальнейшие характеристики процесса переработки оказывают количество минеральной составляющей и наличие влаги в угле. Результаты расчетных исследований показали, что энтальпия образования основных углей Украины изменяется от (-3177,3 кДж/кг) для газового угля до (-9240,4 кДж/кг) для бурого угля.

Используя полученные значения энтальпии образования углей, установлена адиабатическая температура процесса воздушной и кислородной газификации некоторых марок углей. Для газового угля при воздушной газификации, в зависимости от количества окислителя, температура составляет 1200 – 1700 К, при кислородной 1650 – 2600 К, а для длиннопламенного угля 1100 – 1600 К, при воздушной, и 1450 – 2500 К, при кислородной газификации. Полученные данные позволяют определить предельный температурный уровень процесса и выбрать тип газификации угля.

## Список литературы

1. Синярев Г.Б., Ватолин Н.А., Трусов Б.Г., Моисеев Г.К. Применение ЭВМ для термодинамических расчетов металлургических процессов. – М.: Наука, 1982. – 289 с.

2. Пинчук В.А. Компьютерное моделирование процесса газификации угля с использованием равновесной модели // Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины.– Днепропетровск: НМетАУ.– 2002.– Том 8.– С. 107–113.

3. Еремин И.В., Броновец Т.М. Марочный состав углей и их рациональное использование. –М.: Недра, 1994. – 255 с.

4. Кричевский И.Р. Понятия и основы термодинамики. – М.: Химия, 1970. – 356 с.

5. Энергетическое топливо СССИ (Ископаемые угли, горючие сланцы, торф, мазут и горючий природный газ) / Справочник. В.С. Вдовченко, М.И. Мартынова, Н.В. Новицкин и др. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 184 с.

Рукопись поступила 10.04.2006.

# УДК 685.5.011:66.041

**Ревун М.П**. – д-р техн. наук, проф., ЗГИА Зинченко В.Ю. – инженер, ОАО «Днепроспецсталь»

# РАСЧЕТ УПРАВЛЕНИЯ ФОРСИРОВАННЫМ НАГРЕВОМ ТЕРМИЧЕСКИ МАССИВНЫХ ТЕЛ В КАМЕРНЫХ ПЕЧАХ

Предложена методика расчета оптимального по быстродействию управления нагревом термически массивных тел на основе экспоненциальной аппроксимации распределения температуры в сечении.

#### Состояние вопроса

Форсирование нагрева термически массивных тел в печах камерного типа возможно обеспечить путем циклического переключения тепловой нагрузки с максимального значения до минимального. За счет этого по толщине тела создаются температурные перепады, способствующие повышению скорости распространения тепла и выравниванию температуры по сечению [1]. Однако при этом происходит, пусть даже кратковременный, перегрев поверхности тела, способный привести к ее оплавлению, изменению структуры материала и т.д. В связи с этим особенно остро стоит проблема обеспечения точности расчета и реализации алгоритма управления температурным режимом печи.

Подобные задачи относятся к классу задач оптимального по быстродействию управления системами с распределенными параметрами и решаются на основе математических моделей теплопроводности в виде дифференциальных уравнений с частными производными и с учетом краевых и конечных условий. Однако при практических расчетах пользуются приближенными методами с аппроксимацией распределения температуры по сечению тела квадратичными или кубическими параболами с параметрами, переменными во времени и рассчитываемыми с помощью нелинейных дифференциальных уравнений или специально разработанных номограмм. [1 – 3].

В работе [4] предложено решение подобных задач на основе аппроксимации распределения температуры тела экспоненциальной функцией, позволяющей упростить решение обратной задачи теплопроводности и определить граничные условия, соответствующие оптимальному по быстродействию управлению.

<sup>©</sup> Ревун М.П., Зинченко В.Ю., 2006

#### Постановка задачи

Определить методику инженерного расчета управляющего воздействия в виде допустимого температурного графика, обеспечивающего нагрев тела с переходом из начального распределения температуры по сечению нагреваемого тела в заданное конечное за минимальное время.

#### Расчетные формулы

Рассмотрен нагрев массивного тела в виде пластины, описываемый одномерным уравнением теплопроводности:

$$\frac{\partial t(x,\tau)}{\partial \tau} = a_T \frac{\partial^2 t(x,\tau)}{\partial^2 x}; \qquad a_T = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} , \qquad (1)$$

где *t* – температура тела;  $\tau$  – время ( $0 \le \tau \le \tau_{\kappa o \mu}$ );  $\tau_{\kappa o \mu}$  – конечное время нагрева;  $a_T$  – коэффициент температуропроводности;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности; c – удельная теплоемкость нагреваемого тела;  $\rho$  – плотность нагреваемого тела; x – пространственная координата ( $0 \le x \le S$ ); S – толщина изделия.

Состояние системы описывается функцией распределения:

$$t = t(x,\tau) \,. \tag{2}$$

Краевые и начальные условия заданы в виде:

$$-\lambda \frac{\partial t(x,\tau)}{\partial x} \Big|_{X=0} = \alpha_{\Sigma} [t_{22} - t(0,\tau)]; \qquad (3)$$

$$\frac{\partial t(x,\tau)}{\partial x} \Big|_{X=S} = 0 \quad ; \tag{4}$$

начальное распределение температуры в теле по координате X $t(x,0) = t_0(x)$ ; (5)

распределение температуры в конце нагрева

$$t(x,\tau_k) = t_k(x).$$
(6)

Здесь  $t_0(x)$  – известная функция распределения,  $\alpha_{\Sigma}$  – суммарный коэффициент теплообмена,  $t_{22}$  – температура греющих газов.

Во избежание оплавления нагреваемого тела, излишнего окалинообразования и обезуглероживания температура его поверхности  $t_{noe} = t(0, \tau)$  не должна превышать максимально допустимую температуру  $t_{noe}^{\max}$ , т.е.  $t_{noe} = t(0, \tau) \le t_{noe}^{\max}$ . В связи с этим удобнее рассматривать управление  $u(\tau)$  внутренним теплообменом через изменение температуры поверхности. Диапазон изменения управления равен:  $t_{noe}^{\min} \le u(\tau) \le t_{noe}^{\max}$ . Здесь  $t_{nos}^{\min}$  – возможная минимальная температура поверхности тела в процессе управления,  $u(\tau) = t(0, \tau)$ .

В основу приближенного решения поставленной задачи положено распределение температуры в виде экспоненциальной функции [4]:

$$t(x,\tau) = t_{no\theta} \cdot \exp(-a(\tau) \cdot x). \tag{7}$$

Здесь  $a(\tau)$  – показатель степени экспоненты, находится из уравнения (1). Так, подставив (7) в уравнение (1) получим нелинейное дифференциальное уравнение:

$$\frac{\partial a(\tau)}{\partial \tau} + a_T \frac{a^2(\tau)}{x} = 0 \quad . \tag{8}$$

Разделив переменные и выполнив интегрирование, получим:

$$a(\tau) = \frac{1}{\frac{a_T}{S} \cdot \tau - A} , \qquad (9)$$

где А-постоянная величина, находимая из начальных условий.

Подставив (7) в уравнение (3), получим зависимость температуры поверхности  $t_{nob}$  от температуры греющих газов печи  $t_{22}$ .

Для фиксированного момента времени  $\tau$ :

$$t_{noe} = \frac{Bi}{Bi + a(\tau) \cdot S} \cdot t_{zz} , \qquad (10)$$

где  $Bi = \frac{\alpha_{\Sigma} \cdot S}{\lambda}$  – число Био.

Исходя из того, что средняя температура по толщине тела соответствует средней по его объему и, что каждому распределению температуры соответствует определенная средняя температура, в [4] время нагрева определено в виде:

$$\tau = T_{H} \cdot \ln \frac{t_{22} - t_{cp}(\tau_{H})}{t_{22} - \frac{t_{nob}}{S \cdot a(\tau)} \{1 - \exp[-a(\tau) \cdot S]\}},$$
(11)

где  $t_{cp}(\tau_{H})$  – средняя температура тела в начальный момент времени и при равномерном начальном распределении температуры  $t_{cp}(\tau_{H}) = t_{0}(x); T_{H}$  – постоянная времени нагрева тела, определяемая как:

$$T_{\mu} = \frac{m_{\mathcal{M}} \cdot S \cdot \rho \cdot C}{\alpha_{\Sigma} \cdot K_{\phi}} = \frac{m_{\mathcal{M}} \cdot S \cdot \lambda}{\alpha_{\Sigma} \cdot K_{\phi} \cdot a_{T}} , \qquad (12)$$

где  $m_{_{M}}$  – коэффициент массивности тела;  $K_{\phi}$  – коэффициент формы тела.

Уравнение (11) устанавливает взаимосвязь параметров распределения температуры  $t_{no6}$ ,  $a(\tau)$  с переменной температурой в печи  $t_{cc}(\tau)$  и тем самым позволяет выполнить оптимизацию управления.

## Методика расчета оптимального по быстродействию управления

Из теории оптимальных систем с распределенными параметрами [1] известно, что управление в таких системах является кусочнопостоянной функцией времени вида, представленного на рис. 1.

Рассмотрим управление с двумя уровнями постоянства. В этом случае расчет управления сводится к определению уровней постоянства  $u_1$ ,  $u_2$  и моментов переключения  $\tau_1$  и  $\tau_2$ .

Управляющее воздействие на основании принципа суперпозиции, согласно рис. 1, эквивалентно другому воздействию, состоящему из  $t_{noe}^{max}$  в диапазоне  $0 \le \tau \le \tau_1 + \tau_2$  и из  $t_{noe}^{min}$  в течение времени  $\tau_1 \le \tau \le \tau_1 + \tau_2$ . В связи с этим конечное распределение температуры  $t_k(x)$  в момент времени  $\tau_1 + \tau_2$  можно также рассматривать в виде компонент:

– начального равномерного распределения  $t_0(x)$ ;



Рис. 1. График оптимального управления

– изменения температурного распределения под действием управления  $t_{noe}^{\max} - t_0(x)$  в течение времени  $0 \le \tau \le (\tau_1 + \tau_2)$ ;

– изменения температурного распределения под действием управления  $t_{noe}^{\min} - t_0(x)$  за время  $\tau_1 \le \tau \le (\tau_1 + \tau_2)$ .
Зададим желаемое распределение с помощью метода прямых [1], в соответствии с которым отрезок [0, S] (прогреваемая толщина изделия) делится точками  $x_1 = \frac{1}{4} \cdot S$  и  $x_2 = \frac{3}{4} \cdot S$  на отдельные участки. Согласно данного метода распределение, которое совпадает с заданным в точках  $x_1$  и  $x_2$ , и будет искомым.

Решение ведем методом последовательного приближения. В качестве первого приближения считаем, что  $\tau_2$  настолько мало, что изменение температуры в точке  $x_2 = \frac{3}{4} \cdot S$  не происходит. Тогда можно найти интервал времени  $\tau_1 + \tau_2$ , при котором в точке x = S в момент  $\tau_1 + \tau_2$  получим температуру  $t_{\kappa} - t_0(x)$ . Для этого зададимся распределением температуры в виде экспоненты (7) таким образом, чтобы температура в точке S равнялась конечной  $t_{\kappa} - t_0(x)$  при  $t_{nos}^{max}$ .

Определим показатель степени экспоненты  $a(\tau_1 + \tau_2)$  по формуле, получаемой из (7):

$$a(\tau_1 + \tau_2) = \frac{1}{S} \ln \frac{t_{noe}^{\max}}{t_{\kappa}}.$$
(13)

В соответствии с выражением (10) пересчитываем температуру поверхности  $t_{nos}^{\max}$  в температуру греющих газов:

$$t_{22}^{\max} = \frac{Bi + a(\tau_1 + \tau_2) \cdot S}{b} \cdot t_{noe}^{\max}.$$
 (14)

Согласно формуле (11) определим  $\tau = \tau_1 + \tau_2$ .

На рис. 2 изображены рассчитываемые компоненты температуры по координате X, начальное распределение температуры, результирующее распределение. Далее из уравнения (7) определим температуру в точках  $x_1 = \frac{1}{4} \cdot S$ ,  $x_2 = \frac{3}{4} \cdot S$  и превышение температуры  $\Delta t$  по сравнению с заданной конечной температурой:

$$\Delta t(\frac{1}{4} \cdot S) = t_{noe}^{\max} \cdot \exp(-a(\tau_1 + \tau_2) \cdot \frac{3}{4}) - t_{\kappa} \cdot (\frac{1}{4}S);$$
  
$$\Delta t(\frac{3}{4} \cdot S) = t_{noe}^{\max} \cdot \exp(-a(\tau_1 + \tau_2) \cdot \frac{3}{4}) - t_{\kappa} \cdot (\frac{3}{4}S).$$

Зададим желаемое распределение температуры под действием управления  $u_2$  таким образом, чтобы температура  $t(\frac{1}{4}S) = \Delta t(\frac{1}{4}S)$  и

 $t(\frac{3}{4}S) = \Delta t(\frac{3}{4}S)$ . Для чего находим показатель экспоненты  $a(\tau_2)$  из соотношения  $\Delta t(\frac{1}{4}S)$  и  $\Delta t(\frac{3}{4}S)$ :

$$a(\tau_2) = \frac{2}{S} \ln \frac{\Delta t(\frac{1}{4}S)}{\Delta t(\frac{3}{4}S)}.$$
(15)

Время переключения данного управления  $\tau_2$  находится из уравнения (11). Очевидно, что  $\tau_1$  можно получить соответствующим вычитанием  $\tau_2$  из  $\tau_1 + \tau_2$ .

Данный метод оптимизации с помощью экспоненциального распределения температур можно использовать для определения трех и более периодов постоянства управления.



*Рис. 2. Определение распределения температуры по толщине тела:* 

1 – распределение температуры при управлении  $u_1$ ;

 $2- распределение температуры при управлении <math>u_2$ ;

3 – начальное распределение температуры;

4 – конечное распределение температуры.

# Контрольный численный пример

Ввиду трудности прямых измерений распределения температуры по сечению нагреваемого изделия оценка адекватности рассматриваемой методики расчета управляющего воздействия выполнена путем

сравнения с известной методикой расчета с помощью номограмм. В работе [1] приведен конкретный пример оптимального по быстродействию нагрева массивного тела толщиной 2S = 0.4 M до температуры  $t_{\kappa} = 960 \text{ °C}$ . В начальный момент времени температура плиты 20 °C. Нагрев осуществляется симметрично с обеих сторон плиты. Максимально возможная температура печи  $t_{22}^{\text{max}} = 1600 \text{ °C}$ , минимально возможная  $t_{22}^{\text{min}} = 800 \text{ °C}$ ,  $t_0(x) = 20 \text{ °C}$ .

Требуется обеспечить следующую равномерность нагрева –  $|t(x,\tau)-t_k| < 20 \,^{\circ}C$  при  $x \ge 0,02$ , теплофизические параметры тела постоянны и равны:  $a_T = 0,03 \, \frac{\kappa \kappa a_T}{m \cdot q \cdot r p a d}$ ;  $\lambda = 30 \, \frac{\kappa \kappa a_T}{m \cdot q \cdot r p a d}$ ;

$$\alpha_{\Sigma} = 225 \frac{\kappa \kappa a \pi}{M^2 \cdot q \cdot c p a \partial}$$
. Размерность параметров принята согласно [1].

В соответствии с приведенными данными термическая массивность изделия определяется числом Bi = 1,5. Расчет ведем в следующей последовательности.

1) По формуле (13) определим показатель степени экспоненты  $a(\tau_1 + \tau_2)$ , соответствующей температуре 960 °C в точке S = 0,2:

$$a(\tau_1 + \tau_2) = \frac{4}{0.2} ln \frac{1200}{960} = 1.2 \ \text{m}^{-1}$$

2) Определим по формуле (14) температуру греющих газов, соответствующую данному распределению:

$$t_{22}(\tau_1 + \tau_2) = 1200 \frac{1.5 + 1.2 \cdot 0.2}{1.5} = 1392 \,^{\circ}C.$$

3) Определим максимальную температуру греющих газов, соответствующую данному управлению:

$$t_{22}^{\max} = 1392 + 20 = 1412 \,^{\circ}C < 1600 \,^{\circ}C$$
.

4) Рассчитываем постоянную времени нагрева согласно (12):

$$T_{\mu} = \frac{1, 2 \cdot 0, 2 \cdot 30}{225 \cdot 0, 03} = 1,1 \, \psi.$$

5) По формуле (11) находим  $(\tau_1 + \tau_2)$ :

$$\tau_1 + \tau_2 = 1.1 \cdot ln \frac{1412 - 20}{1412 - \frac{1200}{0.2 \cdot 1.2} [1 - exp(-1.2 \cdot 0.2)]} = 1.53 \, u.$$

6) Находим превышение температуры в точках  $X_1$  и  $X_2$ :

$$\Delta t(\frac{1}{4}S) = 1200 \exp(-\frac{1,2 \cdot 0,2}{4}) - 960 = 190,12 \,^{\circ}C;$$
$$\Delta t = (\frac{3}{4}S) = 1200 \exp(-\frac{1,2 \cdot 0,2}{4} \cdot 3) - 960 = 42,32 \,^{\circ}C.$$

7) Зададимся распределением температуры под действием управления  $u_2$ , при котором температура  $t(\frac{1}{4}S) = \Delta t(\frac{1}{4}S)$  и  $t(\frac{3}{4}S) = \Delta t(\frac{3}{4}S)$ , для чего из формулы (15) находим:

$$a(\tau_2) = \frac{1}{0.1} ln \frac{190.12}{42.32} = 15.02 \ \text{m}^{-1}$$

8) Температуру поверхности  $t_{noe}$  определим по формуле (7):

$$t_{nob} = \frac{190,12}{exp(-15,02 \cdot 0,05)} = 402,8 \,^{\circ}C.$$

9) Находим температуру греющих газов, соответствующую данному распределению:

$$t_{22}(\tau) = \frac{1.5 + 15.02 \cdot 0.2}{1.5} \cdot 422.8 = 1209.5 \,^{\circ}C;$$
  
$$t_{22}^{\min} = 1209.5 + 20 = 1229.5 \,^{\circ}C.$$

Из расчета видно, что температура находится в заданном диапазоне изменения температуры греющих газов  $800 \div 1600 \, ^\circ C$ .

10) Находим период управления  $\tau_2$ :

$$\tau_2 = 1.1 \cdot ln \frac{1209.5 - 20}{1209.5 - \frac{402.8}{0.2 \cdot 15.02} [1 - exp(-15.02 \cdot 0.2)]} = 0.12 \text{ y}.$$

11) Время первого периода управления:

$$\tau_1 = 1,53 - 0,12 = 1,41 \, u$$
.

Неравномерность полученного распределения соответствует заданному.

В результате расчета по номограммам в [1] получены моменты переключения  $\tau_1 = 1.4 \ u$ ,  $\tau_2 = 0.17 \ u$ .

Как видно, различие между полученными результатами не является существенным. Предложенная методика может быть использована как для оценки возможных предельных скоростей нагрева в низкотемпературных камерных печах, так и непосредственно в АСУТП. Методику расчета алгоритма управления форсированного нагрева пластины можно применить и для тел другой формы, если в (12) использовать коэффициент формы  $K_{\phi}$ , характеризующий отношение тепловоспринимающей поверхности изделий к их массе.

# Выводы

1. Аппроксимация распределения температуры по толщине нагреваемого тела экспоненциальной функцией позволяет упростить расчет оптимального по быстродействию управляющего воздействия – температуры греющей среды и моментов переключения.

2. Предложенная методика расчета позволяет учитывать ограничения как по величине управляющего воздействия, так и по промежуточной величине – температуре поверхности изделия.

3. Предложенный алгоритм управления может быть использован в АСУТП.

# Список литературы

1. Бутковский А.Г. Теория оптимального управления системами с распределенными параметрами. – М.: «Наука», 1965. – 476 с.

2. Ревун М.П., Соколов А.К. Моделирование нагрева металла при автоматизированном проектировании и управлении: Учебное пособие / Запорожье. – Изд-во ЗГИА. – 2000. –351 с.

3. Маковский В.А., Лаврентик И.И. Алгоритмы управления нагревательными печами. – М.: Металлургия, 1977. – 183 с.

4. Ревун М.П., Зинченко В.Ю. Оптимизационная модель нагрева термически массивных тел в камерных нагревательных печах // Металургійна теплотехніка. Збірник наукових праць НМетАУ. У двох книгах. – Книга друга. – Дніпропетровськ: Пороги, – 2005. – С. 258 – 267.

Рукопись поступила 28.03.2006.

УДК 621.3

**Ревун М.П**. – д-р техн. наук, проф., ЗГИА Зинченко В.Ю. – инженер, ОАО «Днепроспецсталь»

# ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ И ТЕРМИЧЕСКИХ КАМЕРНЫХ ПЕЧЕЙ

В настоящей статье приведен анализ основных перспективных направлений совершенствования тепловой работы низкотемпературных нагревательных и термических печей с позиции снижения расхода топлива, в частности, природного газа, а также повышения качества тепловой обработки металла.

## Актуальность вопроса

Единственным, практически безальтернативным выходом из существующего в настоящее время энергетического кризиса в промышленности, вызванного повышением цен на природный газ, является снижение энергоемкости выпускаемой продукции, в частности, продукции машиностроительных и металлургических заводов, за счет совершенствования тепловой работы теплотехнологических агрегатов. К числу основных потребителей природного газа на этих предприятиях относятся низкотемпературные камерные печи (НТКП) садочного типа (при рабочей температуре до 1000 °C), составляющие 85÷90 % нагревательных агрегатов для термообработки, нагрева металлических заготовок под штамповку, прессование.

Обследование печного хозяйства металлургических заводов Украины показало, что удельные расходы топлива оказываются более высокими по сравнению с мировым уровнем. Оптимизация тепловой работы печей оказывается экономически более целесообразной, чем введение в действие дополнительных мощностей [1]. Конструкции НТКП в большинстве своем физически и морально устарели. В качестве актуальных задач с позиции энерго- и ресурсосбережения при их реконструкции определены [2]:

– глубокая утилизация температуры отходящих газов;

– уменьшение потерь тепла на разогрев футеровки и через ограждение рабочего пространства за счет применения новых огнеупорных и теплоизоляционных волокнистых материалов.

<sup>©</sup> Ревун М.П., Зинченко В.Ю., 2006

При этом остаются не менее актуальными вопросы совершенствования управления температурными полями в печах, движением греющих газов и оптимизация управления тепловой работы.

# Постановка задачи

Задачей настоящего исследования является определение и обоснование наиболее эффективных направлений совершенствования тепловой работы НТКП с позиции сокращения потребления природного газа и повышения качества тепловой обработки металла, в общем, не требующих капитальных финансовых затрат.

# Результаты исследования

Анализ литературных, научно-технических и патентных данных показал, что поставленная задача многоплановая и решается при прочих равных условиях рациональным выбором вида топлива, газодинамического, температурного и теплового режимов.

1. Выбор вида топлива и способа отопления.

Имеются рекомендации о необходимости выбора для каждого теплового агрегата оптимальной теплоты сгорания топлива, максимально используя вторичные газы (коксовый, доменный, ферросплавный и т.д.). Исходя из особенностей НТКП, как печей периодического действия с изменяющейся со временем тепловой мощностью, в некоторых случаях оказывается целесообразным отказаться от централизованного приготовления смешанного газа на газосмесительных станциях. Потребителями смешанного газа являются, как правило, различные по тепловой мощности, тепловым и температурным режимам, по назначению НТКП, для которых в период выдержки достаточно минимально-допустимой калорийности топлива (на уровне калорийности доменного газа), в периоды нагрева тепловая мощность варьируется в зависимости от температуры посада, массы садки и пр. Более перспективными следует считать способы отопления с раздельной подачей различных видов топлива и с комбинированием их непосредственно на печах [3, 4]. При этом возможна оптимизация состава смешанного газа по стоимости с использованием, например, метода линейного программирования. Задача оптимизации может быть сформулирована, как определение текущего состава смешанного газа из условия минимума его стоимости при выполнении ограничений:

- обеспечения заданной тепловой мощности;

 поддержания заданного и постоянного расхода греющих газов в пределах, устанавливаемых производительностью горелок и пропускной способностью топливно-воздушного тракта. Таким образом, представляется возможным минимизировать стоимость всего нагрева при стабильном газодинамическом режиме. Реализация подобного способа отопления возможна при использовании горелок с широким диапазоном изменения коэффициента расхода воздуха, и работающих на различных видах топлива. В промышленности на сегодня сохранилось неудовлетворительное положение с разработкой и использованием подобных горелочных устройств, являющееся следствием запретительных и ограничительных мер бывшего Мингазпрома СССР, приведших к почти полному свертыванию работ по разработке новых горелочных устройств. Представляет интерес исследование горелочных устройств для сжигания природного газа в институте газа АН Украины [5].

В Запорожской государственной инженерной академии разработаны пять горелок ГНП с модернизированным наконечником, защищенные авторскими свидетельствами и патентами, обеспечивающие широкий диапазон регулирования мощности. Все горелки аттестованы по результатам государственных испытаний. На базе горелок «труба в трубе» создана серия горелок частичного предварительного смешения, устойчиво работающих на топливе с различной теплотой сгорания и обеспечивающих диапазон регулирования тепловой мощности 1 ÷ 25 и коэффициента расхода топлива  $\alpha = 1 \div 5$  [6].

Опыт внедрения и эксплуатации указанных горелок на ОАО «Днепроспецсталь» показал их перспективность, при использовании топлива с переменной теплотой сгорания и импульсной подачей. Для НТКП весьма актуальной является задача, поставленная для нагревательных печей с высокотемпературным воздухом [2], перехода от факельного сжигания топлива к распределенному по объему печи, т.е. объемному сжиганию топлива. Данная проблема для НТКП находится пока только на стадии постановки.

2. Оптимизация газодинамического режима.

Основным недостатком НТКП является трудность обеспечения равномерного температурного поля в рабочем пространстве и, как следствие, обеспечение равномерности и стандартности нагрева. Процесс выравнивания температуры происходит при непрерывно уменьшающихся тепловых потоках на поверхности изделий, как за счет изменения температурного напора, так и за счет изменения коэффициента теплопередачи при изменении расхода, а, следовательно, и скорости греющих газов.

Не касаясь вопросов выбора числа и расположения горелок, места и способа отвода продуктов горения, решаемых при проектировании новых и реконструкции старых печей, оптимизировать темпера-

турное поле возможно за счет улучшения перемешивания греющих газов при увеличении их скорости до установления режима течения в автомодельной области при числе Рейнольдса  $R_e \ge 5 \cdot 10^3$  [7].

Данная проблема частично решается в печах с рециркуляцией продуктов сгорания, обеспечиваемой соответствующим изменением конструкции печи, возможным только при реконструкции. При этом в условиях переменной тепловой мощности остается задача стабилизации внешней рециркуляции при уменьшении расхода топлива. Представляются перспективными для печей, не имеющих рециркуляции, тепловые схемы с постоянным объемом продуктов сгорания, импульсный метод отопления, позволяющий при уменьшенных тепловых нагрузках сохранить максимальные мгновенные расходы греющих газов, а, следовательно, их скорости и перемешивание. На сегодня решены практически все проблемы по обеспечению устойчивого горения факела и его технической реализации. Определились следующие варианты импульсного отопления:

 – релейное регулирование температуры в рабочем пространстве печи, при котором расходы топлива и воздуха изменяются во времени в виде широтно-модулированных импульсов [4, 8];

 – циклическое изменение расхода газа и воздуха с постоянной частотой [9];

 – циклическое изменение коэффициента расхода воздуха при неизменном расходе топлива [10];

 непрерывный расход низкокалорийного топлива и циклическое изменение высококалорийного [11];

– применение качающихся горелок [12] и т.д.

Сравнительный анализ импульсного и непрерывного отопления применительно к термическим печам [13] показал, что при импульсном отоплении за счет работы горелок на максимальном расходе топлива возможно использовать их полностью для организации циркуляции газов в рабочем пространстве.

Проблема реализации импульсного отопления далеко еще не исчерпана, продолжаются работы по ее решению. Введение в рабочее пространство печи топливовоздушных смесей с последовательно чередующимися порциями с коэффициентом расхода воздуха  $0,5 \div 0,8$  и коэффициентами  $1,3 \div 1,6$  [14], распределяет тепловую мощность во времени и пространстве, т.е. осуществляется переход от факельного сжигания к объемному. Вопросы использования объемного сжигания топлива в НТКП еще требует своего конструктивного решения и технологического обоснования.

# 3. Оптимизация температурных и тепловых режимов.

Температурные графики тепловой обработки изделий, как правило, многоступенчаты, предусматривают несколько периодов нагрева, выдержки и охлаждения. Общая продолжительность тепловой обработки может составлять от 20 до 120 часов. Основное время занимают периоды выдержки, необходимые для выравнивания температуры в объеме отдельного изделия и обеспечения стандартности нагрева. Во время выдержки также протекают процессы рекристаллизации, структурные превращения и т.д., составляющие суть термообработки. В комплексных программах энергосбережения в практике термической обработки в металлургии и машиностроении, разработанных институтом «Стальпроект» совместно с партнерами-соискателями и заказчиками, отмечается необходимость максимально возможного сокращения длительности циклов термообработки, оптимизации и уменьшения потребления защитных газов, повышения качества термообработки.

На сегодня длительность периодов выдержки задается априори, исходя из массы садки. Считается, что на одну тонну садки необходимо определенное (0,5 – 1 ч.) время выдержки. Резерв для сокращения времени выдержки, а, следовательно, и расхода топлива, состоит в дополнительном квантовании времени выдержки в зависимости от фактического состояния системы «греющие газы-садка-кладка печи» и фактической массы садки. Для чего необходим мониторинг процесса термообработки, повышения точности оценки массы садки. Для обеспечения мониторинга теплового состояния изделий необходимы простые математические модели с настройкой непосредственно в процессе се термообработки [15].

Для сокращения периодов нагрева и выдержки целесообразно использование форсированных режимов нагрева с применением ступенчатых графиков тепловой нагрузки с перегревом поверхности изделий. За счет перегрева поверхности изделий в технически допустимых пределах возможно создание внутри изделия температурных градиентов и тем самым ускорение выравнивания температуры по сечению.

Ввести оптимальные по расходу топлива графики управления тепловым режимом НТКП в период простоев между выгрузкой и загрузкой. Простои в условиях многономенклатурного производства кузнечнопрессовых цехов составляют значительную часть времени работы печей, вплоть до 40 ÷ 50%. Так, известны следующие режимы тепловой работы [16]:  температура поддерживается постоянной и равной технологически определенной;

 с полным отключением подачи топлива в первый период простоя с дальнейшим включением непосредственно перед загрузкой;

 поддержание минимально возможного расхода газа без погашения горелок с дальнейшим увеличением перед загрузкой;

 снижение до минимально-возможного с дальнейшим увеличением расхода и выдержки для выравнивания температуры кладки.

Очевидно, что последний режим, чаще всего применяемый на практике, самый неэкономичный. Первые режимы являются оптимальными при различной длительности простоев. Экономически целесообразно загрузку печей производить непосредственно после выгрузки садки, так, чтобы температура в печи составляла 300 ÷400 °C.

4. Совершенствование системы автоматического контроля и регулирования тепловой работы НТКП.

Несмотря на технологические, конструктивные и прочие различия НТКП на сегодня, в большинстве случаев, используются типовые системы:

– автоматическое регулирование температуры в печи;

 автоматическое регулирование процесса горения топлива (схемы соотношения «газ – воздух»);

– автоматическое регулирование давления в печи.

Ввиду взаимосвязи через печь, согласование их работы путем ручной установки заданий не обеспечивает постоянных возрастающих требований по оптимизации тепловой работы. Становится актуальным переход от локальных систем к комплексным автоматизированным системам управления на основе современных микропроцессорных вычислительных средств. Стало возможным введение дополнительных перекрестных связей не только в целях обеспечения автономности работы систем, т.е. достижения динамической независимости каналов регулирования, но и для придания определенных оптимальных свойств системе в целом при условии ограничения энергопотребления. Появляется возможность реализации в многосвязных системах принципа инвариантности, обеспечивающего независимость регулируемых величин от внешних воздействий, нарушающих нормальный режим работы тепловых агрегатов. Возникает задача непрерывной оценки теплового состояния изделий на основе математических моделей.

Как точно замечено в работе [15], математические модели стали основным элементом «ноу-хау» при автоматизации. Несмотря на большое число предложенных моделей, по-прежнему остаются акту-

альными объектно-ориентированные модели, как для расчета текущих показателей нагрева, так и для рационального распределения энергоресурсов, в частности природного газа, между печами в отделении.

Целесообразно введение контроля расхода газа на отделения, участок, печь, внедрение автоматических систем контроля, обеспечение мониторинга энергосбережения с определением техникоэкономических показателей.

5. Создание автоматизированных систем управления.

К особенностям работы НТКП можно отнести существенные различия садок друг от друга как по числу слитков, изделий по массе, геометрическим размерам и форме, по марке стали, температуре посада и начальной температуре печи, так и по виду тепловой обработки. При наличии нескольких печей актуально управление производительностью печей, оптимизация графиков их работы. Так, при отжиге слитков высоколегированных сталей технологическими инструкциями регламентируются не только периоды цикла отжига, но и время после разливки, после остывания и т.д., что требует согласования работы НТКП с работой сталеплавильных агрегатов, разливки стали с одной стороны, с работой прессов, станков, с другой стороны. Оптимизация работы необходима с позиции обеспечения равномерного потребления энергоресурсов.

Экономически целесообразно загружать печь горячим посадом. Известно, что при температуре посада 300 ÷ 400 °C, расход топлива уменьшается на 40 %. Не менее важно формирование садки. Целесообразно составлять садки по термической массивности изделий, определять способы укладки из условия максимализации площади тепловоспринимающей поверхности. Известно, что управление печью осуществляют, исходя из наиболее прогретых частей садки, а выдержку заканчивают по температуре наименее прогреваемых участков. Масса садки должна соответствовать проектной мощности, не допуская недогрузок.

Всю совокупность задач по автоматизации тепловой работы НТКП можно обобщить:

 автоматизация непосредственно тепловой работы печей с определением уставок регуляторам;

осуществление мониторинга всего теплотехнологического процесса;

– автоматизация управления движения информации от ввода данных о сортаменте, массе садки, виде технологических операций, до составления выходной документации; – автоматизация диспетчерского управления всем цехом, отделением, участком НТКП с оперативным планированием производства;

– автоматизация работ по учету, отчетности, составлению документации.

## Выводы

Сократить энергопотребление НТКП в металлургии и машиностроении возможно с одновременным повышением качества тепловой обработки за счет:

– рационального выбора вида топлива, топливо-сжигающих устройств и способа отопления. Перспективным следует считать раздельную подачу различных видов топлива с минимизацией использования природного газа;

 оптимизации газодинамического режима печей. Предпочтение следует отдавать схемам, с постоянным расходом греющих газов, циклическим способам отопления;

оптимизации температурных и тепловых режимов по экономическим критериям, по производительности, как в рабочих режимах, так и во время простоя;

– согласование работы НТКП между собой и с другим технологическим оборудованием;

 совершенствование систем автоматического контроля и управления с переходом от локальных систем автоматизации к автоматизированным системам управления отделением, цехом.

# Список литературы

1. Ольшанский В.М. Проблема энергосбережения при производстве проката на металлургических предприятиях Украины // Металлургическая теплотехника. Сб. научн. трудов ГМетАУ. – Т. 2. – Днепропетровск: ГМетАУ, 1999. – С. 63 – 66.

2. Губинский В.И. Актуальные задачи реконструкции нагревательных печей // Металлургическая теплотехника. Сб. научн. трудов НМетАУ. В двух книгах. – Книга первая. – Днепропетровск, 2005. – С. 149 – 156.

3. Ревун М.П., Зинченко В.Ю., Андриенко А.Н. Оптимизация низкотемпературного нагрева в пламенных нагревательных печах // Металлургическая теплотехника. Сб. научн. трудов НМетАУ. – Т. 1 – 2. – Днепропетровск, 2005. – С. 60 – 63.

4. Ревун М.П., Гранковский В.И., Байбуз А.Н. Интенсификация работы нагревательных печей. – К.: Техніка, 1987. – 136 с.

5. Сезоненко Б.Д., Цветков С.В., Никитин В.Ю. Повышение эффективности использования природного газа в нагревательных печах // Промышленная теплотехника. – Т. 12. – № 3. – 1990. – С. 86 – 91.

6. Ревун М.П., Чепрасов А.И., Башлий С.В. и др. Опыт разработки и внедрения горелок частичного предварительного смешения // Металлургическая теплотехника. Сб. научн. трудов НМетАУ. В двух книгах. – Книга первая. – Днепропетровск, 2005. – С. 381 – 386.

7. Пуговкин А.У. Рециркуляционные пламенные печи. Расчет и конструирование. – Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с.

8. А.С. №1086023 СССР. кл. МКИ С21Д 9/70. Ревун М.П., Сайфаров Я.Ю., Франк Ф.Ф. и др. Способ отопления камерных нагревательных печей. – Бюл. № 14 – 1984 г.

9. А.С. №726198 СССР. кл. МКИ С21Д 9/70. Николаев С.М., Казанцев Е.М., Ефименко С.П. и др. Устройства для регулирования нагрева металла. – Бюл. № 13 – 1980 г.

10. А.С. №1500686 СССР. кл. МКИ С21Д 9/70. Губинский В.И., Романчук А.Н., Проценко Ю.Ю. и др. Способ отопления регенеративных нагревательных колодцев. – Бюл. № 30 – 1989 г.

11. А.С. №1491897 СССР. кл. МКИ С21Д 9/7. Проценко Ю.Ю, Миронов Е.К., Кияшко Н.А. и др. Способ отопления регенеративных нагревательных колодцив. – Бюл № 25 – 1989 г.

12. Губинский В.И., Лу Чжун-У. Теория пламенных печей. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.

13. Неймарк Л.А., Гречишников И.К., Энно И.К. и др. Сравнительные испытания импульсного и непрерывного отопления в термических печах // Кузнечно-штамповочное производство. – № 9. – 1987. – С. 35 – 37.

14. А.С. №1133457 СССР. кл. МКИ F23C 11/60. Кригульский И.И., Губинский В.И., Якименко Г.С., Перевозчиков А.И. и др. Способ отопления промышленных печей. – Бюл № 1 – 1985 г.

15. Панферов В.И. Некоторые проблемы автоматизации колпаковых печей // Изв. вузов. Черная металлургия. – № 4. – 2002. – С. 42 – 45.

16. Трубицин Т.В. Оптимальное управление камерными печами в период простоев с минимальным расходом топлива // Автоматическое управление металлургическими процессами: Межвуз. сб. – Свердловск: изд. УПИ, 1987. – С. 52 – 56.

Рукопись поступила 28.03.2006.

УДК 621.746: 669.18

**Романько Я.В.** – аспирант, НМетАУ **Решетняк С.И.** – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

# МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗОГРЕВА ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОВША

Приведена трехмерная математическая модель разогрева промежуточного ковша сложной формы, учитывающая расположение горелок и движение дымовых газов. С помощью модели рассмотрены различные схемы отопления промковша.

# 1. Состояние вопроса

Непрерывная разливка стали получила широкое распространение в современной металлургии, постепенно вытесняя традиционный способ получения заготовок. На крупных металлургических предприятиях для повышения производительности часто используют многоручьевые машины непрерывного литья заготовок, которые имеют промежуточные ковши (промковши) сложной геометрической формы. На рис. 1 показан шестиручьевой промковш 1, который разогревается с помощью горелок 2, опускаемых сверху.

Для уменьшения тепловых потерь промковш накрывается крышками 3, которые обычно футеруют снизу огнеупорами, но в то же время на многих заводах их предпочитают выполнять из обрезков стальных слябов и т.п. [1]. В нижней части промковша расположены сталеразливочные стаканы 4 для выпуска жидкой стали. Боковые стенки имеют меньшую толщину, чем подина, в центральной части которой располагается участок наибольшей толщины (отбойная плита) 6, на который оказывает разрушительное воздействие струя заливаемого сверху металла.

Перед началом разливки промковш должен быть разогрет до температуры, минимально отличающейся от температуры жидкой стали, чтобы сделать ее охлаждение незначительным и уменьшить температурные напряжения в футеровке. На практике температура разогрева обычно составляет 1100-1300°C в зависимости от используемых огнеупоров и других факторов.

<sup>©</sup> Решетняк С.И., Романько Я.В., 2006



Рис. 1. Промежуточный ковш с шестью ручьями

На равномерность нагрева существенное влияние оказывает тип, схема расположения и режим работы горелочных устройств. Для оценки влияния этих факторов наиболее эффективно применение методов математического моделирования. В литературе известен ряд математических моделей разогрева сталеплавильных ковшей, в основе которых лежит зональный метод, например [2, 3]. Однако использование таких моделей для исследования разогрева промежуточных ковшей ограничено, поскольку в них заложены простые осесимметричные формы стальковшей. В [4] изучалось воздействие факела одиночной горелки на разогрев камеры, упрощенно представляющей промковш. В настоящей работе исследуется влияние работы нескольких горелочных устройств на разогрев промковша сложной формы. Это вызывает необходимость разбиения рабочего пространства на достаточно мелкие расчетные объемы, что в результате приводит к значительным вычислительным затратам. В этом случае для расчета теплообмена излучением наиболее гибким является метод дискретных ординат [5].

## 2. Описание задачи

Для промежуточного ковша с геометрической формой, показанной на рис. 1, решалась задача сопряженного теплообмена в процессе его разогрева. При этом было принято, что крышка промковша представляет сплошную пластину постоянной толщины. Теплопроводность кладки и крышки рассматривается только в направлении нормали к ее поверхности. Для описания процесса лучистого переноса в газе, заполняющем промковш, применяется уравнение радиационного переноса. При этом для учета свойств продуктов сгорания топлива используется модель взвешенной суммы серых газов (ВССГ) [6]. Распределения скорости движения газа в камере промковша и удельной мощности тепловыделения за счет тепла химических реакций топлива считаются заданными и определяются числом и типом горелочных устройств. Математическая постановка задачи приведена ниже.

Уравнение энергии для газа в промежуточном ковше:

$$\frac{\partial(\rho u CT)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v CT)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w CT)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_{ef} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_{ef} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_{ef} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_r + q_{xum},$$
(1)

где C – теплоемкость газа;  $\rho$  – плотность газа; u, v, w – составляющие вектора скорости газа вдоль осей x, y, z соответственно; T – температура газа;  $\lambda_{ef}$  – эффективная теплопроводность газа;  $q_r$  – объемная плотность радиационного теплового потока;  $q_{xum}$  – объемный источник тепла химических реакций горения топлива.

В качестве граничных условий для уравнения (1) задается температура газа T<sub>0</sub> на участках установки горелок

$$\{T = T_0\}_{F_k}, \quad k = 1, 2, \dots, N_r,$$
 (2)

где  $F_k-$ участки входа газа в камеру;  $N_{\rm r}-$ число установленных горелок.

На участках выхода газа из камеры используется условие

$$\left\{\frac{\partial T}{\partial n} = 0\right\}_{G_j}, \quad j = 1, 2, \dots, N_{\mathbb{A}},$$
(3)

где  $G_j$  – участки выхода газа из камеры;  $N_{\scriptscriptstyle \! R}$  – число участков выхода газа.

На внутренних поверхностях ковша

$$\left\{-\lambda_{\kappa\pi}\frac{\partial T_{\kappa\pi}}{\partial n} = \alpha_{\theta H} \left(T_{\kappa\pi} - T_{H}\right) + q_{\kappa\pi}^{r}\right\}_{\Gamma_{I}},\tag{4}$$

где α<sub>вн</sub> – коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности кладки; Г<sub>1</sub> – внутренняя поверхность кладки.

Для нахождения объемной плотности радиационного потока  $q_r$ , входящего в (1), необходимо найти распределение интенсивности излучения в объеме газа. С этой целью должно быть решено уравнение радиационного переноса, которое при использовании модели ВССГ имеет следующий вид [7]:

$$\frac{dI_n}{ds} = k_n \left( a_n \frac{\sigma_0 T^4}{\pi} - I_n \right),\tag{5}$$

где  $I_n$  – интенсивность излучения *n*-го серого газа; s – направление переноса излучения;  $a_n$  и  $k_n$  – коэффициенты модели ВССГ [6];  $\sigma_0$  – коэффициент излучения черного тела.

Для уравнения (5) должны быть заданы граничные условия, которые на внутренних поверхностях ковша имеют следующий вид:

$$\left\{I_n = a_n \varepsilon_{\kappa_n} \frac{\sigma_0 T_{\kappa_n}^4}{\pi} + \frac{1 - \varepsilon_{\kappa_n}}{\pi} \int_{\cos \alpha < 0} I_n \left|\cos \alpha \right| d\Omega \right\}_{\Gamma_1}, \quad (6)$$

где  $\varepsilon_{\kappa_n}$  – степень черноты кладки;  $T_{\kappa_n}$  – температура кладки в рассматриваемой точке;  $\alpha$  – угол между нормалью и направлением переноса излучения.

Объемная плотность радиационного теплового потока находится как:

$$q_r = \sum_{n=1}^{N} k_n \left[ 4a_n \sigma_0 T^4 - \int_{4\pi} I_n \cdot d\Omega \right], \tag{7}$$

где Ω – телесный угол.

Распределение плотности результирующего теплового потока излучением на поверхности кладки определяется как:

$$\left\{q_{\kappa\pi}^{r} = \varepsilon_{\kappa\pi} \int_{\cos\alpha>0} I \left|\cos\alpha\right| d\Omega - \varepsilon_{\kappa\pi} \sigma_{0} T_{\kappa\pi}^{4}\right\}_{\Gamma_{1}},$$
(8)

где

$$I = \sum_{n=0}^{N} I_n \,. \tag{9}$$

Распределение температур в кладке промковша рассчитывается из решения уравнения теплопроводности

$$\rho_{\kappa \pi} C_{\kappa \pi} \frac{\partial T_{\kappa \pi}}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial n} \left( \lambda_{\kappa \pi} \frac{\partial T_{\kappa \pi}}{\partial n} \right), \tag{10}$$

где  $T_{\kappa n}$  – температура кладки;  $\rho_{\kappa n}$ ,  $C_{\kappa n}$ ,  $\lambda_{\kappa n}$  – соответственно плотность, теплоемкость и теплопроводность кладки;  $\tau$  – время; n – нормаль к внутренней поверхности кладки.

Граничные условия для уравнения (10) имеют вид:

- на внешних поверхностях ковша

$$\left\{-\lambda_{\kappa\pi}\frac{\partial T_{\kappa\pi}}{\partial n} = \alpha_{\mu} \left(T_{\kappa\pi} - T_{\mu}\right)\right\}_{\Gamma_{2}},\qquad(11)$$

где  $T_{\mu}$  – температура окружающего воздуха;  $\alpha_{\mu}$  – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности кладки;  $\Gamma_2$  – наружная поверхность кладки.

Начальные условия задачи имеют вид:

$$\left\{T_{\kappa \pi} = T_{\kappa \pi 0}\right\}_{\tau=0},\tag{12}$$

где Т<sub>кл0</sub> – начальная температура кладки.

# 3. Метод решения

Для расчета теплообмена внутри камеры промковша применялся метод конечных объемов. Внутреннее пространство равномерно разбивалась на прямоугольные объемы со сторонами  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ,  $\Delta z$  (рис. 2). При этом косые стенки камеры приближенно заменялись ступенчатыми поверхностями аналогично [7].



Рис. 2. Схема разбиения рабочего пространства промежуточного ковша на конечные объемы

Уравнение (1) аппроксимировалось с помощь комбинированной разностной схемы с использованием равномерной шахматной сетки [8]. Для решения уравнения радиационного переноса (2) применялось

приближение S<sub>4</sub> метода дискретных ординат[5]. На каждом шаге по времени, для получения сопряженного решения рассмотренных задач выполнялся ряд итераций до достижения заданной минимальной по-грешности.

В результате решения задачи внешнего теплообмена находится значение температуры контрольных объемов и плотности теплового потока на стенках камеры. После этого решается задача нестационарной теплопроводности для всех элементов кладки промковша методом конечных разностей в течении времени  $\Delta \tau$ . Затем процесс повторяется в течении следующего шага  $\Delta \tau$ .

## 4. Результаты моделирования

Для моделирования разогрева был выбран промковш ОАО «Днепровский меткомбинат» [1], имеющий габаритные размеры: длина L = 9,5 м; ширина B = 1,75 м; высота H = 1,25 м. Кладка промковша выполнена из шамота. Ковш накрыт крышками из обрезков стальных слитков. Принималось, что стенд оборудован горелками, установленными с небольшим наклоном, поэтому движение факела имеет петлеобразную траекторию; при этом продукты сгорания уходят в зазоры между крышками промковша. В качестве топлива рассматривался природный газ. Принималось, что топливо сгорает внутри горелки и в камеру поступают дымовые газы с калориметрической температурой горения. Были исследованы две схемы отопления на три и на пять горелок (рис. 3). Продолжительность разогрева составляла 6 часов. Размеры каждого объема, на которые разбивалось рабочее пространство ковша, составляли  $\Delta x = \Delta y = \Delta z = 0,25$  м.

На рис. 4 показано распределение температур на внутренней поверхности днища промежуточного ковша через три часа после начала разогрева. Рассматривалась система отопления на пять горелок. Расход природного газа составлял 310 м<sup>3</sup>/ч, при этом принималось одинаковое распределение топлива по горелкам.

После трех часов разогрева температура поверхности отдельных участков футеровки, расположенных под горелками достигла 1100 °С. Крайние участки днища промежуточного ковша прогреты довольно плохо, их температура не превышает 300 °С. Лучше разогрета центральная часть ковша. Здесь, в самых удаленных от горелок участках, температура поверхности кладки составляет 500 °С.

а) установка разогрева на 5 горелок



б) установка разогрева на 3 горелки



– место расположения горелки

Рис. 3. Схемы отопления промежуточного ковша



Рис. 4. Температурное поле (°С) поверхности днища ковша при отоплении пятью горелками с одинаковыми расходами природного газа по истечении 3 часов



Рис. 5. Температурное поле (°С) поверхности днища ковша при отоплении пятью горелками с одинаковыми расходами природного газа по истечении 6 часов

На рис. 5 показано распределение температур по днищу промежуточного ковша в конце разогрева. К этому времени центральная часть днища разогрета до 900 – 1000 °C, однако участки футеровки в узких концах ковша имеют температуру 600 – 700 °C. В местах расположения горелок наблюдаются высокотемпературные пятна, температура которых составляет 1100 – 1200 °C. Стоит отметить, что размер этих пятен разный, несмотря на равномерное распределение топлива по горелкам. Очевидно, что это связано с влиянием геометрической формы промковша на условия теплообмена между факелом и кладкой.

С помощью выше описанной модели был так же исследован разогрев промковша тремя горелками, при условии, что общая тепловая мощность стенда останется прежней. Распределение топлива по горелкам равномерное.



Рис. 6. Температурное поле (°С) поверхности днища ковша при отоплении тремя горелками с одинаковыми расходами природного газа по истечении 6 часов

На рис. 6 приведено температурное поле поверхности днища промковша в конце разогрева. Стоит отметить, что неравномерность температурного поля увеличилась по сравнению с предыдущим вариантом. Однако температура футеровки в районе крайних ручьев несколько поднялась и приняла значение 700 – 800 °C, что на 100 °C выше чем в предыдущем варианте. Это связано с тем, что на крайние горелки подается больше топлива. Отсутствие горелок между центральной и крайними частями ковша привело к недогреву соответствующих участков футеровки, где температура составляет 700 °C.

Рассмотрим разогрев промежуточного ковша пятью горелками, но в случае неравномерного распределения топлива между горелками. На крайние горелки приходится 53 % тепловой мощности, а на центральную горелку приходится 7 %. На оставшиеся две горелки приходится 40 % мощности. Температурное поле днища представлено на рисунке 7.



Рис. 7. Температурное поле (°С) поверхности днища ковша при отоплении тремя горелками с неравномерно распределенными расходами природного газа по истечении 6 часов

Разогрев с неравномерно распределенной тепловой мощностью позволяет получить температуру в крайних участках такую же, как и в центре днища промковша – 1000 – 900 °C. Как и в предыдущих исследованиях, высокотемпературные пятна расположены в местах размещения горелок, однако под центральной горелкой ярко выраженного пятна не наблюдается.

#### Выводы

Разработана математическая модель разогрева промежуточного ковша сложной формы, учитывающая расположение горелок и движение дымовых газов. Использование такой модели позволяет получить температурное поле поверхностей кладки в процессе разогрева, что дает возможность оценивать различные системы отопления стенда разогрева.

#### Список литературы

1. Процесс непрерывной разливки / Смирнов А.Н. и др. – Донецк: ДонНТУ, 2002. –536 с.

2. Х. Пфайфер, Ф. Фетт, Х. Шефер, К.-Х. Хайнен. Тепловая модель нагрева сталеразливочных ковшей. – Черные металлы. – № 14. – 1985. – С. 3 – 8.

3. Шкляр Ф.Р., Малкин В.М., Коршунов В.А., Советкин В.Л. Математическая модель тепловой работы сталеразливочного ковша. – Известия вузов. Черная металлургия. – № 2. – 1991. – С. 91 – 93.

4. Романько Я.В., Решетняк С.И. Исследование разогрева футерованной камеры // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 268 – 274.

5. Selcuk N., Kayakol N. Evaluation of angular quadrature and spatial differencing schemes for discrete ordinates method in rectangular fur-

naces / ASME Proceedings of 31st National Heat Transfer Conference, 1996, Vol. 3, pp. 151 – 158.

6. Modest M.F. The weighted-sum-of-grey-gases model for arbitrary solution methods in rediative transfer. ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 113, No 3 (1991). -P.650-656.

7. Chai J.C., Lee H.S. and Patankar S.V. Treatment of Irregular Geometries Using a Cartesian Coordinates Finite-Volume Radiation Heat Transfer Procedure. Numerical Heat Transfer, Part B, Vol. 26, 1994, pp. 225 – 235.

8. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоиздат, 1984. – 152 с.

Рукопись поступила 25.05.2006.

# УДК 621.783.2:669.95

Сибирь А.В. – аспирант, НМетАУ Решетняк С.И. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ Губинский В.И. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

# МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В РЕГЕНЕРАТИВНОМ КОЛОДЦЕ С ЦЕНТРАЛЬНОЙ ГОРЕЛКОЙ

Выполнено математическое моделирование гидродинамических процессов в регенеративном нагревательном колодце с центральной горелкой. Для учета турбулентности движения использованы  $k - \varepsilon$  и RNG  $k - \varepsilon$  модели. На созданной физической модели проведены исследования характера потоков из воздушного и газового сопел центральной горелки.

# Список условных обозначений

Обозначения

*В, Н, L* – ширина, длина и высота камеры колодца;

С<sub>и</sub>, С<sub>1</sub>, С<sub>2</sub> – коэффициенты модели турбулентности;

*D*<sub>1</sub>, *D*<sub>2</sub>, *D*<sub>3</sub>, – диаметры наружного кольца горелки, газовой трубы, газового сопла;

E – эмпирическая константа, E = 9.0;

 $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  – площади поверхности контрольного объема в направлениях x,y,z;

$$G = 2\left[\left(\frac{\partial U}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial z}\right)^2\right] + \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial z}\right)^2 - \frac{\partial W}{\partial x} + \frac{\partial W}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial z}$$

производство турбулентной кинетической энергии;

 $I_t$  – интенсивность турбулентности;

k – кинетическая энергия турбулентности,  $Д \mathscr{H} / \kappa r$ ;

*L*<sub>ex</sub> – характерный размер входного сечения, *м*;

*n* – нормаль к поверхности, *м*;

P – давление,  $\Pi a$ ;

*S* – ширина перегородки в горелке;

<sup>©</sup> Сибирь А.В., Решетняк С.И., Губинский В.И., 2006

 $\overline{S}$  – источниковый член в уравнении турбулентности; U, V, <u>W</u> – составляющие вектора скорости, <u>m/c</u>;

 $u_{\tau} = \sqrt{\tau/\rho}$  – динамическая скорость, M/c;

 $U^+ = U_p / u_\tau$  – нормированная скорость;

x, y, z – координаты, M;

 $y_p$  – расстояние от стенки по нормали, *м*;

 $y^+ = \frac{y_p u_\tau}{v}$  – нормированное расстояние;

 $\beta$ , $\eta_0$  – константы RNG к – є модели турбулентности;

 $\Gamma_{\varphi}$  – коэффициент диффузии для переменной  $\varphi$ ;

 $\varepsilon$  – скорость диссипация кинетической энергии турбулентности,  ${}_{\mathcal{M}^2}\!/c^3$  ;

 $\kappa$  – эмпирическая константа, k = 0.42;

 $\mu_{e\!f\!f} = \mu + \mu_t - \Im \Phi \Phi$ ективная динамическая вязкость,  $H \cdot c / M^2$ ;

 $\rho$  – плотность,  $\kappa r/m^3$ ;

 $\sigma_k$ ,  $\sigma_{\varepsilon}$  – турбулентные числа Прандтля для диффузии k и  $\varepsilon$ ;

au – напряжение сдвига на стенке,  $H/M^2$ ;

 $\Delta x, \Delta y, \Delta z$  – размеры сторон контрольного объема, *м*.

Подстрочные индексы

*w, e, n, s, t, b* – направление.

Надстрочные индексы

\* – предыдущая итерация.

#### Состояние вопроса

Одним из эффективных способов сжигания топлива при высокотемпературном подогреве воздуха является организация объемного горения. Примером может служить нагревательный колодец с центральной регенеративной горелкой [1]. Схема камеры колодца и горелочного устройства представлена на рис. 1.



Рис. 1. Схема камеры нагревательного колодца (а) и горелки (б)

Особенностью такого колодца является конструкция горелочного устройства 3, которое состоит из наружного кольца диаметром  $D_1$ , газовой трубы с соплом 4, имеющим диаметром  $D_3$ , разделительной перегородки 5 и каналов для прохода воздуха 6 и дыма 7. Газ постоянно поступает в камеру колодца через сопло 4, а воздух, подогретый в регенераторах, – через канал 6. Продукты сгорания после циркуляции в камере удаляются через канал 7 и направляются в регенератор. По истечении времени цикла работы регенератора происходит реверс движения воздушных и дымовых потоков, т.е. воздух будет идти через канал 7, а дым будет уходить через канал 6. При этом для сбалансированной работы регенераторов часть дымовых газов, определяемая составом топлива, удаляется через боковые окна 2, которые через систему боровов связаны с дымовой трубой.

Недостатком этой схемы отопления, является возможность перетекания части воздушного потока из воздушного канала в дымовой канал через верх перегородки 5, что может привести к увеличению расхода воздуха и снизить эффективность работы колодца.

С целью исследования качества смешения топлива и воздуха, а также траекторий движения газов в рабочей камере, была создана математическая модель гидродинамических процессов в таком колодце. Для проверки результатов математического моделирования, а также для изучения отдельных явлений была разработана физическая модель нагревательного колодца.

#### Математическая модель

Для описания турбулентного движения газов в рабочей камере в модели используются осредненные уравнения движения и неразрывности:

$$\frac{\partial(\rho U^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VU)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho WU)}{\partial z} = div(\mu_{eff} \ grad \ U \) - \frac{\partial P}{\partial x}; \qquad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho UV)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho WV)}{\partial z} = div(\mu_{eff} \ grad \ V) - \frac{\partial P}{\partial y};$$
(2)

$$\frac{\partial(\rho UW)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VW)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W^2)}{\partial z} = div(\mu_{eff} \ grad \ W) - \frac{\partial P}{\partial z};$$
(3)

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W)}{\partial y} = 0, \qquad (4)$$

где эффективная вязкость газа  $\mu_{eff}$  определяется из модели турбулентности, рассматриваемой ниже.

Граничными условиями для твердых поверхностей камеры являлись условия прилипания и непротекания. На входе потоков в камеру из газового и воздушного каналов задавались значения нормальных составляющих скорости, а на выходе потоков в дымовые каналы принимался равным нулю нормальный градиент скорости. Для давления на входе потоков и на всех твердых поверхностях нормальный градиент принимался равным нулю, а на выходе потоков в дымовые каналы задавалось значение давления.

Из-за сложного характера движения в рассматриваемой задаче расчеты проводились по двум моделям турбулентности: 1) стандартной k – ε [2]; 2) RNG k – ε [3]. Согласно этим моделям турбулентная вязкость μ, определяется по формуле:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$
 (5)

Значения *k* и *є* находятся из уравнений:

$$\frac{\partial(\rho Uk)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho Vk)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho Wk)}{\partial z} = div \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \operatorname{grad} k\right) + \mu_t G - \rho \varepsilon; \qquad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho U\varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V\varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W\varepsilon)}{\partial z} = div \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_{\varepsilon}} \operatorname{grad} \varepsilon\right) + \frac{C_1 \mu_t G\varepsilon}{k} - \frac{C_2 \rho \varepsilon^2}{k}.$$
 (7)

Значения постоянных, используемых в моделях турбулентности, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Модель	Константы									
	$C_{\mu}$	$\sigma_k$	$\sigma_arepsilon$	$C_1$	$C_2$	$\eta_0$	β			
Стандартная <i>k</i> – <i>є</i>	0,09	1,0	1,3	1,44	1,92	-	-			
RNG $k - \varepsilon$	0,085	0,719	0,719	1,42- $\frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3}$	1,68	4,377	0,012			

Значения коэффициентов моделей турбулентности

Переменная  $\eta$  определяется из следующего уравнения:

$$\eta = \sqrt{G} \, k / \varepsilon \,. \tag{8}$$

Для моделей турбулентности используются следующие граничные условия:

- на входной границе задаются значения k и  $\varepsilon$ 

$$k = 1.5 \left( U_{cp} I_t \right)^2; \quad \varepsilon = \frac{C_{\mu}^{0.75} k^{1.5}}{0.07 L_{ex}}; \tag{9}$$

- на выходной границе задаются значения градиентов k и  $\varepsilon$ 

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0; \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial n} = 0; \quad (10)$$

- вблизи твердых поверхностей используется двухслойный закон стенки

$$U^{+} = \frac{U_{p}}{u_{\tau}} = \begin{cases} \frac{1}{\kappa} ln(Ey^{+}) y^{+} > 11.65\\ y^{+} y^{+} \le 11.65 \end{cases}.$$
 (11)

Уравнения (6) и (7) возле стенки не решаются, а значения k,  $\varepsilon$  и напряжения на стенке находятся по формулам:

$$k = \frac{u_{\tau}^2}{\sqrt{C_{\mu}}}; \quad \varepsilon = \frac{u_{\tau}^3}{\kappa y_p}; \quad \tau = \frac{u_{\tau}^2}{\rho} . \tag{12}$$

#### Численное решение

Для решения поставленной задачи применялся метод контрольного объема. Для этого в расчетной области по осям x, y, z вводилась равномерная пространственная сетка с соответствующим шагом  $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ . Размер сетки определялся, исходя из приемлемого представления наименьшего элемента рассматриваемой системы, т.е. диаметра  $D_3$  газового сопла. Схема шаблона контрольного объема приведена на рис. 2. Значения скалярных величин ( $P, k, \varepsilon$ ) находятся в центре контрольного объема, а векторные величины (составляющие вектора скорости) вычисляются на границах контрольного объема. В конечно – разностной форме уравнения (1) – (3) и (6) – (7) могут быть представлены в следующем общем виде [4]:

$$A_P \varphi_P = A_W \varphi_W + A_E \varphi_E + A_S \varphi_S + A_N \varphi_N + A_B \varphi_B + A_T \varphi_T + S_U,$$

где величина суммарного потока (*A*) определяется с помощью гибридной схемы:





Рис. 2. Схема контрольного объема

Значения конвективных (F) и диффузионных (D) потоков вычисляются на границах контрольного объема согласно табл. 2.

Таблица 2

Направление	W	е	п	S	t	b
F	$(\rho U)_{w}F_{x}$	$(\rho U)_e F_x$	$(\rho V)_n F_y$	$(\rho U)_s F_y$	$(\rho U)_t F_z$	$(\rho U)_b F_z$
D	$\frac{\left(\Gamma_{\varphi}\right)_{w}}{\Delta x}F_{x}$	$\frac{\left(\Gamma_{\varphi}\right)_{e}}{\Delta x}F_{x}$	$\frac{\left(\Gamma_{\varphi}\right)_{n}}{\Delta y}F_{y}$	$\frac{\left(\Gamma_{\varphi}\right)_{s}}{\Delta y}F_{y}$	$\frac{\left(\Gamma_{\varphi}\right)_{t}}{\Delta z}F_{z}$	$\frac{\left(\Gamma_{\varphi}\right)_{b}}{\Delta z}F_{z}$

Значения конвективных и диффузионных потоков на границах контрольного объема

Для расчета поля скоростей применялся алгоритм SIMPLE [5]. Процедура решения конечно – разностных уравнений движения и уравнений модели турбулентности следующая: 1) задаются начальные значения давления P, компонентов скорости U, V, W и турбулентной вязкости  $\mu_t$ ; 2) решаются уравнения движения (1) – (3) и с помощью алгоритма SIMPLE производится корректировка поля давлений и поля скоростей для удовлетворения уравнения неразрывности; 3) решаются уравнения для кинетической энергии турбулентности (6) и её диссипации (7), находится турбулентная вязкость; 4) проверяется сходимость решаемых уравнений; если сходимость не достигнута, то расчет повторяется с пункта 2.

При решении всех дискретных уравнений использовалась нижняя релаксация, коэффициенты которой подбирались для каждого уравнения отдельно.

Особую сложность в поставленной задаче представляет решение дискретных уравнений модели турбулентности, т.к. во время итераций может возникнуть неустойчивость решения из-за того, что переменные k и  $\varepsilon$  могут принять нефизичные значения. Для улучшения сходимости при решении уравнений (6) и (7) использовалась стандартная форма записи аппроксимации источникового члена:

$$\overline{S}\Delta V = S_U + S_P \varphi_P.$$

Согласно этой форме записи устойчивая аппроксимация источника  $\mu_t G - \rho \varepsilon$  уравнения (6) имеет вид:

$$S_{U} = (\mu_{t}G + 0.5 \cdot \rho \varepsilon^{*}) \Delta V;$$
  
$$S_{p} = -1.5 \cdot \rho \frac{\varepsilon^{*}}{k^{*}} \Delta V,$$

а аппроксимация источника  $\mu_l C_1 G \frac{\varepsilon}{k} - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$  для уравнения (7) запишется как:

$$S_{u} = \left(\frac{1}{3}C_{2}\rho(\varepsilon^{*})^{2}/k + C_{1}\mu_{t}G\cdot\varepsilon^{*}/k\right)\Delta V;$$
$$S_{p} = -\frac{4}{3}\cdot C_{2}\rho\frac{\varepsilon^{*}}{k^{*}}\Delta V.$$

#### Физическая модель

Эксперименты проводились на плексигласовой модели, выполненной в масштабе 1:15 (рис. 3). В качестве рабочей жидкости использовалась вода. Модель представляет собой замкнутую систему, которая состоит из герметичного плексигласового бассейна 1, модели горелочного устройства 2, накопительной ёмкости 3, соединительных шлангов 4 и центробежного циркуляционного насоса 5. Для регулирования расхода воды установлены шаровые краны 6, а для его измерения – счетчики воды 7. При физическом моделировании важно сохранить динамическое подобие модели и исследуемого объекта. Расходы воды через «газовый», «воздушный» и «дымовой» каналы горелочного устройства в модели определялись согласно методике [6], в качестве критерия подобия была выбрана удельная кинетическая энергия струи, которая обеспечивает подобие условий ввода газов в печь. Т.к. осуществлялось холодное моделирование, то для учета различной плотности воздуха и газа на входе в печь производилась корректировка размеров диаметра газового сопла.



Рис. 3. Физическая модель колодца: (a) – схема модели, (б) – фотография модели

Для получения экспериментального поля скоростей был выбран метод трассирования частиц. Метод основан на визуализации течения путем добавления в него частиц нейтральной плавучести. При проведении экспериментов были использованы частицы полистирола размером 0,2 – 0,3 мм, которые вводились в модель. Подсветка модели в сечении создавалась с помощью плоского луча света, в плоскости которого движение частиц снималось на цифровую фотокамеру. Для создания плоского светового луча использовалась галогенная лампа с системой линз.

## Результаты моделирования

При моделировании был выбран цикл работы регенераторов, при котором левый канал горелочного устройства представляет воздушный поток, а правый – дымовой. При проведении экспериментов параметры модели удовлетворяли условию автомодельности. Расходы расчитывались для случая работы колодца на средней и максимальной мощности. Для получения приближенного поля скоростей жидкости использовался метод трассирования частиц. На рис. 4а приведен пример фотографии треков частиц в вертикальной плоскости, проходящей через ось горелки. Экспозиция снимка составляла 1/25 с. На рис. 4б приведено векторное поле скорости жидкости, полученное путем измерений длины и направления этих треков с учетом масштабов моделирования. Как видно из приведенных результатов, в вертикальной центральной плоскости модели образуются две крупные зоны циркуляции. На снимке хорошо видно, что из каждого вихря после циркуляционного движения отделяется часть потока, которая направляется в боковые окна камеры. Остальной поток уходит в дымовой канал горелки.

Для визуализации течения и изучения характера движения отдельно газового и воздушного потоков в подающие трубопроводы перед входом в горелочное устройство вводился краситель. На рис. 5 и 6 показаны фотоснимки развития газовой и воздушной струй. Для обоих случаев отчетливо наблюдается отклонение струи от вертикальной оси, обусловленное уносом части потока в дымовой канал горелки. При этом газовая струя является четко выраженной и растекается почти плоским слоем под крышкой камеры. Так как воздух поступает в камеру через сопло в виде полукольца, то его струя имеет значительно больший поперечный размер, чем струя газа. Она развивается в виде направленного облака, что должно обеспечить объемное сжигание топлива в камере. Моделирование показало, что возникает интенсивное движение во всем объеме камеры, которое обеспечивает отсутствие «застойных зон» в углах камеры колодца.



Рис. 4. Фотоснимок треков частиц в центральной плоскости модели (a) и полученное векторное поле скорости (б)



Рис. 5. Фотоснимки визуализации движения газа (а) и воздуха (б) в модели путем введения туши в соответствующий поток

На рис. 6 представлены результаты численного моделирования движения струй газа и воздуха в камере колодца, при условиях аналогичных использованным в физической модели. Расчеты проводились по k –  $\epsilon$  и RNG k –  $\epsilon$  моделям, из которых последняя дала более адекватные результаты физическому моделированию и показала лучшую вычислительную



Рис. 6. Расчетное поле скоростей в центральной вертикальной плоскости камеры колодца

устойчивость. Сравнивая результаты математического и физического моделирования можно сделать вывод о совпадении общего характера движения и возникающих зон циркуляции. Т.к. при численном решении получаются осредненные значения скорости, то на рис. 6 течение выглядит более гладким, чем на рис. 4, где можно наблюдать отдельные турбулентные пульсации скорости.

# Выводы

Разработана математическая модель гидродинамического движения с учетом турбулентности потока в камере колодца с центральной регенеративной горелкой. Сравнение результатов математического и физического моделирования показало совпадение общего характера движения и возникающих зон циркуляции.

По характеру движения струй воздуха и газа, выходящих из воздушного и газового сопел, можно судить о возникновении объемных зон перемешивания, что в свою очередь может приводить к объемному горению.

# Список литературы

1. Губинский В.Й., Ерёмин А.О., Сибирь А.В., и др. Работа нагревательного колодца с шариковыми регенераторами // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2005. № 1. – С.103-105.

2. Lauder B.E. and Spalding D.B. The numerical computation of turbulent flow, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 1974, Vol. 3, pp. 269-289.

3. Yakhot V., Orszag S.A., Thangam S., Gatski T.B., and Speziale C.G. Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Technique, *Phys. Fluids A.*, 1992, Vol. 4, No. 7, pp. 1510-1520.

4. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.

5. Versteeg H.K., Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method. Longman Scientific & Technical, 1995. - 257 c.

6. Губинский В.И., Лу Чжун-У. Теория пламенных печей. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.

Рукопись поступила 25.05.2006.

# УДК 681.536.5

**Толстых В.К.** – д-р физ.-мат. наук, проф., ДонНУ **Недопекин Ф.В.** – д-р техн. наук, проф., ДонНУ **Бодряга В.Е.** – математик, ИВЦ ДонНУ

# ИДЕНТИФИКАЦИЯ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТЕМПЕРАТУРОПРОВОДНОСТИ ПРИ НЕПРЕРЫВНОЙ РАЗЛИВКЕ МЕТАЛЛА

Рассматривается постановка задачи идентификации эффективного коэффициента температуропроводности при непрерывной разливке металла, предлагается и обосновывается метод ее решения.

#### Введение

Для решения задач анализа, управления, оптимизации и др. в технологических процессах теплообмена необходимо знание достаточно точных математических моделей соответствующих теплофизических процессов. Такие модели могут быть построены только методами идентификации, основанными на алгоритмах оптимизации [1 – 3 и др.].

#### Постановка задачи

Математическое моделирование процессов формирования непрерывного слитка требует значительных как человеческих, так и компьютерных ресурсов, поскольку для подобных задач необходимо проведение расчетов трехмерных нестационарных уравнений тепломассопереноса. Качество моделирования таких процессов зависит от параметров уравнений. Точные значения параметров можно найти только из решения задач параметрической идентификации. Математическую модель можно существенно упростить, если вместо уравнений тепломассопереноса использовать только уравнение теплопроводности с некоторыми эффективными теплофизическими параметрами [4, 5].

Мы рассматриваем установившиеся тепловые процессы в цилиндрическом непрерывном слитке. Поле температур описывается уравнениями:

$$V\frac{\partial T}{\partial z} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(ra\frac{\partial T}{\partial r}\right), \quad (r,z) \in \Sigma = [0,R] \times [0,Z], \quad (1)$$

<sup>©</sup> Толстых В.К., Недопекин Ф.В., Бодряга В.Е., 2005
$$T \Big|_{\substack{0 \le r \le R \\ z = 0}} = T_0, \qquad \qquad \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{\substack{r = 0 \\ 0 < z < Z}} = 0,$$
  
$$T \Big|_{\substack{r = R \\ 0 \le z \le z_c}} = T_C, \qquad \qquad ra \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{\substack{r = R \\ z_C < z \le Z}} = -\alpha (T - T_h), \qquad (2)$$

где V - скорость литья, T - температура слитка, a - эффективная температуропроводность,  $T_C$  - температура слитка в кристаллизаторе,  $T_0$  - температура заливаемого в установку металла,  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи в зоне вторичного охлаждения. Предполагаем, что все параметры модели (1), (2), за исключением температуропроводности, заданы точно.

#### Материалы и методика исследования

Известно, что температуропроводность является функцией температуры – a(T). Кроме того, введенная эффективная температуропроводность должна учитывать погрешности упрощенной модели (1), (2), поэтому, её наилучшее значение можно найти только из решения оптимизационной задачи идентификации.

Для идентификации зависимости a(T) необходимо выбрать её структуру. Суть структурной идентификации заключается в следующем. Представим структуру a(T) в каждой зоне затвердевающего слитка (см. рис. 1) в виде линейной зависимости для твердой фазы, кубической зависимости для двухфазной зоны и константы для жид-кой фазы.



*Рис. 1. Принципиальная зависимость* эффективной температуропроводности

Далее, предположим, что температуропроводность a(T) является непрерывной и гладкой функцией температуры, тогда мы получим следующую структуру a(T):

$$a_{m_{\theta}}(T) = a_{0} + a_{1}(T - T_{L}), T < T_{S},$$
  
$$a_{\partial \phi}(T) = a_{0} + d_{2}(T - T_{L})^{2} + a_{2}(T - T_{L})^{3}, T_{S} \le T \le T_{L},$$
  
$$a_{\mathcal{H}}(T) = a_{0}, T > T_{L},$$

где  $a_{ms}(T)$  - температуропроводность в твердой фазе,  $a_{\partial\phi}(T)$  - в двухфазной зоне,  $a_{\kappa}(T)$  – в жидкой фазе,  $d_2 = \frac{a_1 - 3a_2(T_S - T_L)}{2(T_S - T_L)}$ ,  $T_S$  -

температура солидус,  $\boldsymbol{T}_L$  - температура ликвидус.

При нормальных условиях разливки все три фазы металла разделяются двумя цилиндрическими поверхностями  $r_S(z)$  и  $r_L(z)$ . В этих условиях зависимость a(T) можно представить в виде:

$$a(T) = a_0 + a_1(T - T_L) \Theta(r - r_S) + \left[ d_2(T - T_L)^2 + a_2(T - T_L)^3 \right] \Theta(r_S - r) \Theta(r - r_L),$$
(3)

где  $\Theta(r_1 - r_2) = \begin{cases} 1, r_1 > r_2 \\ 0, r_1 < r_2 \end{cases}$  - функции Хевисайда.

Структура (3) содержит неизвестные параметры  $a_0, a_1, a_2$ . Теперь задача идентификации функции a(T) в моделе (1), (2) сводится к задаче параметрической идентификации вектора  $\mathbf{a} = \{a_0, a_1, a_2\}.$ 

Качество идентификации будем оценивать по расхождению экспериментально определенной температуры на поверхности слитка  $T_g$ и температуры рассчитанной по модели (1), (2) в виде функции:

$$J(\mathbf{\alpha}) = \int_{z_c}^{Z} [T(R, z) - T_g(z)]^2 2\pi R dz .$$
 (4)

Получаем следующую задачу параметрической идентификации. Необходимо найти вектор параметров а в уравнении (1), (2), доставляющий минимум функции (4).

Для решения задач оптимизации в теплофизических процессах при формировании непрерывного слитка целесообразно использовать прямой экстремальный подход [1, 2], основанный на непосредственной минимизации целевого функционала различными экстремальными методами. Оптимальное значение температуропроводности будет определяться итерационно в процессе направленного спуска от начального приближения  $a^0$  в сторону минимума целевой функции  $J(\mathbf{a})$ :

$$a_i^{k+1} = a_i^k - b^k \nabla_i J(\mathbf{a}^k), \quad i = 0,1,2$$
 (5)

где  $\nabla J(\mathbf{a}^{k})$  – градиент функции (4),  $b^{k}$  – параметр шага в направлении против градиента  $\nabla J^{k}$ .

Градиент целевой функции вычисляется в ходе решения следующей сопряженной задачи с соответствующими граничными условиями:

$$-V\frac{\partial f}{\partial z} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(ar\frac{\partial f}{\partial r}\right) - \frac{\partial f}{\partial r}\frac{\partial a}{\partial T}\frac{\partial T}{\partial r},$$

$$f\Big|_{\substack{z=Z\\0 < r < R}} = 0, \qquad \frac{\partial f}{\partial r}\Big|_{\substack{0 < z < Z\\r=0}} = 0, \qquad f\Big|_{\substack{0 \le z \le z_c\\r=R}} = 0,$$

$$ra\frac{\partial f}{\partial r}\Big|_{\substack{z_c < z \le Z\\r=R}} = -\alpha f - 2[T(R, z) - T_g(z)], \qquad (6)$$

где f(r,z) - линейный функционал. Градиент целевой функции находится через решение f линейной сопряженной задачи:

$$\nabla_{0}J = \int_{0}^{R} \int_{0}^{Z} \frac{\partial T}{\partial r} \frac{\partial f}{\partial r} 2\pi r dz dr,$$

$$\nabla_{1}J = \iint_{\partial s} \frac{\partial T}{\partial r} \frac{\partial f}{\partial r} (T - T_{L})^{3} 2\pi r dz dr,$$

$$\nabla_{2}J = \iint_{ms} \frac{\partial T}{\partial r} \frac{\partial f}{\partial r} (T - T_{L}) 2\pi r dz dr + \int_{z_{c}}^{Z} \frac{\partial T}{\partial r} f (T - T_{L}) 2\pi r dz.$$
(7)

#### Выводы

Введение эффективных параметров позволяет существенно упростить моделирование процессов затвердевания непрерывных слитков. При этом необходима постановка и решение оптимизационной задачи идентификации эффективных параметров. При их зависимости от температуры требуется дополнительная структурная идентификация.

## Список литературы

1. Огурцов А.П., Недопекин Ф.В., Толстых В.К., Володин Н.А. Прямая оптимизация теплофизических процессов. – Донецк: Юго-Восток, 1997. – 150 с.

2. Толстых В.К. Прямой экстремальный подход для оптимизации систем с распределенными параметрами. – Донецк: Юго-Восток, 1997. – 178 с.

3. Швачич Г.Г., Шмукин А.А. Определение теплофизических свойств материалов на основе решений коэффициентных ОЗТ в экстремальной постановке //Теория и практика металлургии. – 2005. - № 1 – 2. – С. 104 – 108.

4. Недопекин Ф.В. Математическое моделирование гидродинамики и тепломассопереноса в слитках. – Ижевск: Из-во Удмурдского университета, 1995. – 236 с.

5. Недопекин Ф.В., Огурцов А.П., Белоусов В.В. Математическое моделирование процессов переноса в слитках и отливках с учетом внешних воздействий // Днепродзержинск: Из-во Днепродзержинского гос. техн. ун-та, 1997. – 199 с.

6. Самойлович Ю.А. Формирование слитка. – М.: Металлургия, 1977. – 160 с.

Рукопись поступила 20.11.2005.

**Усенко** А.Ю. – ассистент, НМетАУ

# ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПИРОЛИЗА МЕЛКОДИСПЕРСНЫХ ОТХОДОВ БИОМАССЫ С ЦЕЛЬЮ ПОЛУЧЕНИЯ БИОТОПЛИВА

Представлена математическая модель процесса пиролиза биомассы во взвешенном слое потока горячего воздуха, позволяющая учитывать: соотношение расходов горячего воздуха и биомассы, исходную температуру горячего воздуха, вид используемой биомассы, продолжительность обработки. В результате расчетов определены области возможных параметров реализации процесса пиролиза и конструктивных размеров установки для его реализации.

## Введение

В настоящее время в топливно-энергетическом комплексе Украины наблюдается кризис, обусловленный ограниченностью запасов основных видов топлив и значительным ростом цен на энергоносители, в частности, природного газа.

В то же время угрожающих размеров достигло загрязнение окружающей среды. Это, помимо ухудшения экологической обстановки в целом, влечет за собой усиление действия парникового эффекта, вызванного повышенной концентрацией парниковых газов в атмосфере, выделяющихся при сжигании традиционного ископаемого топлива.

Реальные пути решения вышеуказанных проблем – энергосбережение и замена ископаемого топлива на нетрадиционные источники энергии, такие как, например, биомасса, занимающая первое место среди всех видов возобновляемых источников энергии, используемых в настоящее время [1].

За рубежом вопросы использования отходов биомассы решаются путем выделения субсидий на строительство энергетических объектов, использующих биомассу, а также введения «зеленых» налогов. В Украине реальная поддержка государства, несмотря на многократное увеличение цен на энергоносители, в настоящее время отсутствует.

Основной причиной, сдерживавшей до недавних пор использование биомассы в энергетических целях на Украине, является то, что полученная в результате переработки энергия, имеет высокую стоимость. То есть, актуальным является поиск процессов и технологий,

<sup>©</sup> Усенко А.Ю., 2006

отличающихся низкими капитальными и эксплуатационными затратами, а также низкой себестоимостью получаемой энергетической продукции за счет производства сопутствующих продуктов.

К одной из таких технологий относится процесс окислительного пиролиза, позволяющий получать не только топливный газ с относительно высокой теплотой сгорания, но и коксовый остаток, реализация которого позволяет существенно повысить экономическую эффективность предлагаемого процесса. Этот процесс и будет подробно рассмотрен в данной статье.

Таким образом, разработка технологии и проведение исследований процессов переработки биомассы методом окислительного пиролиза, с целью обеспечения энергетических агрегатов дешевым и экологически чистым топливом, на сегодняшний день, являются весьма актуальными.

## Постановка задачи

На базе кафедры промышленной теплоэнергетики Национальной металлургической академии Украины разработана и исследована технология переработки мелкодисперсных отходов биомассы в потоке горячего воздуха методом окислительного пиролиза [2, 3].

Опытная установка (рис. 1) включает в себя участок газовоздушного тракта заданных диаметра и длины, устройство подачи биомассы и бункер коксового остатка. Воздух, предварительно подогретый до заданной температуры в существующем теплообменнике, поступает в пиролизёр. Одновременно в установку шнековым питателем подаётся биомасса.

Конструктивные размеры газовоздушного тракта, длина и проходное сечение, должны позволить организовать нагрев биомассы в потоке горячего воздуха до температуры начала пиролиза в заданном диапазоне режимов работы всей установки.

Для разработки конструктивных и режимных параметров установки по пиролизу биомассы в потоке горячего воздуха необходимо иметь представление о влиянии на её работу следующих факторов: соотношение расходов горячего воздуха и биомассы, начальная температура горячего воздуха, вид используемой биомассы, продолжительность обработки. Поставленная задача решена путем математического моделирования первой стадии процесса термической обработки биомассы во взвешенном слое, в потоке горячего воздуха.

Осуществление этой стадии предполагается непосредственно в воздушном тракте пиролизёра.



Рис. 1. Схема опытной установки по исследованию процесса пиролиза мелкодисперсных отходов биомассы в потоке горячего воздуха

Окончательное разложение биомассы будет протекать в бункере коксового остатка, в который биомасса будет поступать при температуре, достаточной для реализации автотермического процесса разложения (~ 270 °C), и уже частично разложившейся.

# Разработка математической модели процесса пиролиза биомассы в потоке горячего воздуха

Данная модель применима для мелкодисперсных отходов биомассы. В настоящей статье подвергались моделированию такие виды отходов, как лузга подсолнечника, рисовая и гречневая шелуха.

Поскольку отходы биомассы представляют собой полидисперсный материал, в модели учтены различия в геометрических размерах, скорости витания и соответствующих показателей теплообмена для каждой фракции. При этом нагрев, продолжительность обработки и пиролиз для каждой фракции рассматривались как независимые процессы. Процесс термической обработки отходов биомассы во взвешенном слое сопровождается сопряженными процессами нагрева, сушки и пиролиза. Поэтому математическая модель включает описание всех трех процессов.

Математическая модель, описывающая процессы, сопровождающие пиролиз биомассы в потоке горячего воздуха, включает в себя ряд уравнений сохранения массы и энергии, а также кинетики разложения биомассы и ее сушки, а именно:

– уравнение теплового баланса для газа

$$m_{\Gamma} \cdot c_{\Gamma} \cdot \left(\frac{dt_{\Gamma}}{dx}\right) = \sum_{i=1}^{i=n} q_{\Gamma-M,i} \cdot F_{\Pi \mu p} \cdot \beta_{\delta M,i}, \qquad (1)$$

где  $t_{\Gamma}$  – температуры газовой смеси воздуха, влаги и летучих продуктов пиролиза и биомассы соответственно, °C;  $m_{\Gamma}$  – массовый расход газа в пиролизере, кг/c;  $c_{\Gamma}$  – теплоёмкость газовой смеси, кДж/(кг·K);  $F_{пир}$  – площадь поперечного сечения пиролизера, м<sup>2</sup>;  $q_{\Gamma-M,i} = \alpha_i \cdot (t_{\Gamma} - t_{6M,i}) \cdot f_{6M,i}$  – тепловой поток от газа к частицам биомассы для і-ой фракции;  $t_{6M}$  – температура і-ой фракции биомассы, °C;  $\alpha_i$  – коэффициент теплоотдачи от газа к поверхности частиц і-ой фракции биомассы, Вт/м<sup>2</sup>·K;  $\beta_i$  – концентрация биомассы в единице объема, кг/м<sup>3</sup>;  $f_{6M,i}$  – удельная площадь поверхности частиц і-ой фракции биомассы, м<sup>2</sup>/кг; і – номер фракции биомассы;

# – уравнение теплового баланса для каждой фракции биомассы

$$m_{\delta M,i} \cdot (c_{\delta M} + W_i c_{B \Pi}) \cdot \left(\frac{dt_{\delta M,i}}{dx}\right) = (q_{\Gamma - M,i} + q_{\Im K \Im,i} - q_{UC\Pi,i}) \cdot F_{\Pi U P} \cdot \beta_{\delta M,i}, \quad (2)$$

где  $c_{\delta M}, c_{B \pi}$  – теплоемкости биомассы и влаги соответственно, кДж/кг·К;  $W_i$  – влагосодержание i-ой фракции биомассы, кг/кг;  $m_{\delta M,i}$  – расход i-ой фракции биомассы на сухую массу, кг/с;  $q_{ucn,i} = dW_i \cdot [r + c_{nap} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\delta M,i})]$  – затраты теплоты на испарение влаги; r – теплота парообразования, Дж/кг;  $c_{nap}$  – удельная теплоемкость пара, Дж/(кг K);  $q_{3K3,i} = 0,05 \cdot Q_{H,\delta M}^p \frac{dm_{\pi eT,i}}{m_{\delta M,i}^{\pi eT}}$  – теплота экзотер-

мической реакции пиролиза, Дж/кг; <sub>m<sup>лет</sup> бм,i</sub> – исходное содержание летучих в i-ой фракции биомассы, кг; dm<sub>лет,i</sub> – масса летучих, выделившихся в результате пиролиза, кг Q<sup>p</sup><sub>H,бм</sub> – теплота сгорания биомассы, Дж/кг;

– уравнение сохранения массы в каждой фракции биомассы

$$dm_{\delta M,i} = m_{\delta M,i} \cdot dW_i + dm_{\pi eT,i}; \qquad (3)$$

и всей системы в целом

$$dm_{\Gamma} = \sum_{i=1}^{i=n} dm_{\delta M,i} .$$
(4)

Тепловой эффект реакции пиролиза q<sub>экз,i</sub> определялся исходя из предположения о пропорциональности теплового эффекта и массы выделенных летучих продуктов пиролиза. При этом суммарное количество выделившейся теплоты при пиролизе принято равным 5% от теплоты сгорания биомассы. В основу расчета выделения летучих продуктов в результате пиролиза положена известная кинетическая зависимость [4], основанная на однокомпонентной схеме расчёта:

$$m_{\text{Jet},i} = m_{\text{GM}}^{\text{Jet}} \cdot (1 - e^0), \qquad (5)$$

где  $k_i = k_0 \cdot e^{-\frac{E_0}{R \cdot T_{6M,i}}}$ ;  $k_0$  – пред экспоненциальный множитель,  $c^{-1}$ ;  $E_0$  – энергия активации, кДж/моль; R – универсальная газовая постоянная, кДж/(моль·град).

Изменение влагосодержания каждой фракции биомассы определяли исходя из скорости сушки в соответствии с рекомендациями [5] по зависимости:

$$\left(\frac{\mathrm{dW}}{\mathrm{d\tau}}\right) = \mathbf{V} \cdot \left(\frac{\mathbf{W}}{\mathbf{W}_{\mathrm{KP}}}\right)^{\mathrm{n}},\tag{6}$$

где V =  $\frac{\alpha_i \cdot (t_{\Gamma} - t_{MT}) \cdot f_{\overline{DM},i}}{r}$  – скорость изменения влагосодержания в период постоянной скорости сушки, кг<sub>вл</sub>/(кг<sub>БМ</sub>·с) ; W<sub>KP</sub> – значение критической влажности кг<sub>вл</sub>/кг<sub>бм</sub>.

Для решения системы уравнений (1 – 6) использована явная разностная схема по времени с итерациями. Газовый тракт установки по всей длине L условно был разделен на элементарные участки равной длины  $\Delta x$ , количество которых определялось их величиной. Длина расчётных участков выбиралась путем численных экспериментов из условия повышения точности модели при дроблении шага. Оптимальное значение ∆х составило 5 мм.

# Результаты математического моделирования и их обсуждение

Численные исследования проводились с целью определения влияния на процесс следующих параметров: расход биомассы, расход воздуха, температура воздуха на входе в камеру пиролиза, продолжительность обработки, которая определялась длинной пиролизера. Исследования проводились применительно к лузге подсолнечника, рисовой и гречневой шелухе, для восходящего и нисходящего вариантов реализации процесса.

При расчете восходящей схемы действительная скорость воздушного потока не изменялась, а принималась равной скорости перехода слоя биомассы во взвешенный слой. Для лузги подсолнечника скорость воздуха составляла 4,9 м/с, для рисовой шелухи – 3,0 м/с, для гречневой шелухи – 3,5 м/с. При исследовании нисходящего варианта движения воздуха и биомассы скорость потока воздуха изменялась в диапазоне 4,9 ÷ 1 м/с в зависимости от вида отходов.

Результаты исследований показали, что температура нагрева биомассы с ростом скорости воздушного потока снижается. Это связано с тем, что длительность процесса не позволяет достичь равновесного состояния при теплообмене. Поэтому результат процесса нагрева во многом определялся динамическими характеристиками потока и условиями теплообмена. Так, с увеличением скорости потока одновременно активизировались конкурирующие факторы. С одной стороны, наблюдался рост коэффициентов теплоотдачи пропорционально квадратному корню скорости, с другой, снижалось время нагрева обратно пропорционально скорости в первой степени. Таким образом, суммарный эффект приводил к снижению температуры нагрева с увеличением скорости потока, что справедливо было для всех трех видов отходов (рис. 2).

Продолжительность обработки биомассы так же определялась длиной камеры пиролиза и условиями теплообмена, зависящими от соотношения расходных теплоемкостей биомассы и воздуха, то есть, от удельного расхода биомассы. Это влияние связано с изменением скорости потока в зависимости от снижения его температуры. Количественная величина этого влияния достаточно существенно сказывается на конечном результате нагрева и составляет до 11 % (рис. 3).



Рис. 2. Зависимость температуры нагрева биомассы от действительной скорости воздушного потока: 1 – гречневая шелуха; 2 – лузга подсолнечника; 3 – рисовая шелуха



Рис. 3. Рост продолжительности нагрева, вызванный изменением удельного расхода биомассы: 1 – гречневая шелуха; 2 – лузга подсолнечника; 3 – рисовая шелуха

Выбранная модель предполагала независимый нагрев различных фракций биомассы. При этом скорость витания для каждой фракции учитывалась отдельно. В связи с этим, время пребывания каждой фракции в пиролизере и коэффициенты теплоотдачи от воздуха к частицам для каждой фракции имели свое значение.

Разница в температурах фракций зависела от приближения режимов нагрева к равновесному состоянию. Чем значительней было отличие, тем интенсивней наблюдалась разница в температурах фракций. Количественные значения разницы температур составили от 0,1 % до 24 %. При этом продолжительность обработки колебалась от 6 % до 18 %.

С целью исследования влияния технологических факторов на температуру нагрева биомассы были проведены численные исследования с использованием полного факторного эксперимента для двух возможных схем реализации процесса (восходящий и нисходящий потоки). Результаты расчетов использованы для построения регрессионных зависимостей. Это средняя температура биомассы  $t_{\rm EM}$  как функция температуры воздуха на входе в пиролизер  $t_{\rm BO3}$ , удельного расхода биомассы  $M_{\rm EM}$ , действительной скорости воздуха  $W_{\rm BO3}$ , длины пиролизера  $L_{\rm ПИР}$ .

В результате такого исследования ряд параметров был выведен из моделей и окончательно регрессионные зависимости приняли следующий вид:

- для схемы восходящего потока

$$t_{\rm EM} = a_0 + a_1 \cdot t_{\rm BO3} + a_2 \cdot M_{\rm EM} + a_3 \cdot L_{\rm \Pi MP};$$
(7)

- для схемы нисходящего потока

$$t_{\rm EM} = a_0 + a_1 \cdot t_{\rm BO3} + a_2 \cdot M_{\rm EM} + a_3 \cdot L_{\Pi MP} + a_4 \cdot W_{\rm BO3} + a_5 \cdot M_{\rm EM}^2 + a_6 \cdot L_{\Pi MP}^2$$
(8)

Численные значения коэффициентов регрессии представлены в таблице 1. Коэффициент детерминации для обоих схем превышает значение 0,9, то есть можно говорить о том, что с вероятностью более 90 % изменение независимых параметров приводит к соответствующему изменению температуры биомассы. Величина стандартной ошибки, отнесенная к оценке математического ожидания выборки, колеблется от 2,5 % до 4,5 %.

Полученные зависимости использованы для разработки конструкции и режимов работы опытной установки для термической обработки биомассы.

Таблица 1

Вид	Тип	Значения коэффициентов регрессионных зависимостей						
отходов	Схемы	$a_0$	<b>a</b> <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	a <sub>3</sub>	$a_4$	$a_5$	$a_6$
Лузга	Восходящий поток	0,602	-123	-14,4	10,51	_	_	_
нечника	Нисходящий поток	-68,5	0,673	-92,8	-15,3	-92	23,9	-0,94
Рисовая шелуха	Восходящий поток	_	0,191	-260	3,267	_	_	_
	Нисходящий поток	-96,3	0,73	-198	27,68	_	_	-1,27
Гречне- вая ше- луха	Восходящий поток	-63,1	0,98	-184	7,27			
	Нисходящий поток	_	0,67	_	5,75	-18,9	_	0,42

Численные значения коэффициентов регрессионных зависимостей температуры нагрева биомассы (7) и (8)

Полученные данные позволили определить один из основных параметров пиролизера – его длину – в зависимости от удельного расхода биомассы и действительной скорости воздушного потока. При этом расчеты проводились для температур воздуха 350 °C и 400 °C. В качестве выходного параметра определялась длина пиролизера, обеспечивающая нагрев биомассы до 270 °C. В результате численных исследований получены следующие регрессионные зависимости:

$$L_{\Pi HP} = b_0 + b_1 \cdot M_{EM} + b_2 \cdot W_{EM} + b_2 \cdot M_{EM}^2 + b_3 \cdot W_{EM}^2.$$
(9)

Численные значения коэффициентов регрессии представлены в таблице 2.

Таблица 2

Dun	Начальная	Значения коэффициентов				
Бид	температура	регрессионных зависимостей				
ОТХОДОВ	воздуха, °С	$b_0$	<b>b</b> <sub>1</sub>	<b>b</b> <sub>2</sub>	<b>b</b> <sub>3</sub>	b <sub>4</sub>
Лузга	350	3,34	7,21	0,57	0,045	—
подсолнечника	400	-	-8,93	3,10	85,53	-0,24
	350	-1,59	-10,77	4,99	87,95	-0,61
гисовая шелуха	400		-8,71	3,59	78,28	-0,32
Гречневая	350	_	10,87	2,25	7,66	_
шелуха	400	4,17	3,35	-0,85	_	0,45

Численные значения коэффициентов регрессионных зависимостей длины пиролизной трубы (9)

#### Выводы

Таким образом, на основе результатов численных исследований, можно сделать следующие выводы.

Для практической реализации процесса может быть рекомендована нисходящая схема движения воздуха и биомассы. В этом случае частицы биомассы с потоком нагретого воздуха движутся вниз по камере витания, что обеспечивает прямоточное движение газовзвеси независимо от скорости воздуха. При этом практически полностью исключается возможность возгорания отходов, что имело место в результате экспериментальных исследований при реализации восходящего потока [6].

Также, при условии движения отходов вниз камеры пиролиза, скорость воздуха может быть значительно ниже (1 – 3 м/с), что позволит увеличить время тепловой обработки в камере пиролиза, и, тем самым, снизить начальную температуру воздуха.

В результате, определены области возможных параметров реализации процесса пиролиза биомассы в потоке горячего воздуха и конструктивных размеров установки для его реализации. Возможные режимы представлены в таблице 3.

Таблица 3

	Вид отходов биомассы				
Параметр	Лузга	Рисовая	Гречневая		
	подсолнечника	шелуха	шелуха		
Длина	4 50 13 00	3 50 9 50	4,00 - 10,00		
пиролизера, м	4,50 - 15,00	5,50 - 9,50			
Удельный расход	0.02 0.30	0 10 0 53	0,09 - 0,53		
биомассы, кг/кг	0,02 - 0,50	0,10-0,55			
Действительная	1 22 / /7	1.00 3.00	1,00 – 3,00		
скорость воздуха, м/с	1,22 - 4,47	1,00 - 3,00			
Схема движения	Нисхоляцира	Нисуоляцияя	Нисходящая		
потока	писходящая	Писходящая			
Начальная					
температура	350 − 400 °C	350−400 °C	350 − 400 °C		
воздуха, °С					

Области возможных параметров процесса окислительного пиролиза

Реализация такого процесса обеспечит нагрев биомассы до температуры 270 °C со степенью разложения биомассы в потоке до 5 – 6 %. Основной процесс пиролиза осуществляется во второй стадии, при обработке в плотном слое после разделения воздушного потока и биомассы.

## Список литературы

1. Гелетуха Г.Г., Железная Т.А., Марценюк З.А. Концепция развития биоэнергетики в Украине // Промышленная теплотехника. – 1999. – Т 21. – № 6. – С. 94 – 102.

 Спосіб переробки відходів біомаси: деклараційний патент на винахід № 47212А від 17.06.2002; МПК 7 F23G7/00/ М.В. Губинський //Український інститут промислової власності.

3. Спосіб термічної переробки відходів біомаси: рішення про видачу деклараційного патенту на корисну модель № и 2005 10412 від 31.01.2006; МПК (2006) F23G7/00/ Національна металургійна академія України //Український інститут промислової власності; 03.02.2006; вих. № 3564/1.

4. Основы практической теории горения: Учебное пособие для вузов / В.В. Померанцев, К.М. Арефьев, Д.Б. Ахмедов и др.; Под ред. В.В. Померанцева. 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1986. – 312 с.

5. Шрайбер А.А., Глянченко В.Д. Термическая обработка полидисперсных материалов в двухфазном потоке. – К.: Наукова думка, 1976.

6. Усенко А.Ю., Грек А.С., Шишко Ю.В. Экспериментальные исследования пиролиза биомассы в потоке горячего воздуха // Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. В двух книгах. – Книга первая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 423 – 431.

Рукопись поступила 07.04.2006.

# УДК 669.046.37:666.92

Форись С.Н. – аспирант, НМетАУ Федоров С.С. – аспирант, НМетАУ Федоров О.Г. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

# ВЛИЯНИЕ ВНЕШНЕГО ТЕПЛООБМЕНА НА ДЛИТЕЛЬНОСТЬ ОБЖИГА ИЗВЕСТНЯКА

Проведены численные исследования влияния на длительность обжига известняка коэффициента теплоотдачи, температуры газов и размера куска. Обработка результатов в безразмерных критериях, характеризующих процесс, позволила получить безразмерную зависимость для определения длительности обжига. Получены предельные значения массивности кусков, при которых интенсивность внешнего теплообмена практически не влияет на динамику процесса обжига.

## Введение

Производство извести в шахтных известково-обжиговых печах относится к энергоёмким процессам. Удельный расход топлива на тонну извести равен 150 ÷ 200 кг у.т, при этом, доля его затрат в себестоимости готового продукта составляет более 50 %.

Одним из направлений энергосбережения при производстве извести, является организация рациональных тепловых режимов обжига известняка [1]. В этой связи, в данной статье исследовано влияние на длительность обжига известняка интенсивности внешнего теплообмена, температуры газа и размера куска.

## Анализ литературных источников

Изучением закономерностей обжига известняка занимался ряд исследователей, таких как Д.К. Коллеров [2], Н.П. Табунщиков [3] и многие другие [4 – 8].

В работе [3] расчетным путем определено, что для кусков известняка диаметром 100 мм предельное значение коэффициента теплоотдачи равно 100 Вт/( $m^2 \cdot K$ ), выше которого интенсифицировать внешний теплообмен не имеет смысла. Однако, использованная в исследованиях автором инженерная модель, дает приближенные результаты, занижая расчетную величину длительности обжига в 1,5 ÷ 2 раза [3, 4].

<sup>©</sup> Форись С.Н., Федоров С.С., Федоров О.Г., 2006

В работе [5] экспериментально получена зависимость длительности обжига известняка от температуры газа, размера, и начальной температуры материала для частиц размером до 0,1 мм, справедливая для термически тонких тел.

В [6] получена экспериментальная зависимость скорости продвижения фронта диссоциации как функции температуры поверхности для фракций размером 10 ÷ 30 мм.

Предложенная авторами [7] зависимость скорости диссоциации от текущего значения степени обжига имеет сложный вид, требует проведения дополнительных экспериментов и программной реализации на ЭВМ.

По нашему мнению, практический и научный интерес представляет получение простой, удобной для анализа и использования количественной зависимости длительности диссоциации от параметров обжига и размера куска.

#### Постановка задачи

Для решения поставленной задачи была разработана математическая модель обжига известняка [9].

В модели принят ряд допущений: 1) влияние скорости химической реакции и диффузии диоксида углерода  $CO_2$  на интенсивность процесса пренебрежимо мало, что согласуется с данными исследователей [3, 6, 8]; 2) кусок имеет сферическую форму; 3) температура диссоциации постоянна, поскольку слабо изменяется в ходе процесса [2, 8]; 4) теплопроводность границы раздела фаз (фронта диссоциации) определяется термическим сопротивлением прилегающих слоёв.

При этом, математическая модель учитывает зависимость теплофизических свойств материала от температуры и перегрев наружных слоев извести относительно температуры диссоциации реагирующего куска.

С учётом принятых допущений процесс разложения известняка описывается уравнением теплопроводности для куска сферической формы:

$$\rho \cdot \mathbf{c}(t) \cdot \frac{\partial t(r,\tau)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda(t) \cdot \frac{\partial t(r,\tau)}{\partial r} \right) + \lambda(t) \cdot \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial t(r,\tau)}{\partial r}; \quad (1)$$

при граничных условиях:

• III-го рода на поверхности куска (r = R):

$$\left. \lambda(t) \cdot \frac{\partial t(r,\tau)}{\partial r} \right|_{r=R} = \alpha \cdot (t_{\Gamma} - t(r,\tau)) \Big|_{r=R} ; \qquad (2)$$

• условии симметрии температурного поля в центре куска:

$$\lambda(t) \cdot \frac{\partial t(r,\tau)}{\partial r} \Big|_{r=0} = 0; \qquad (3)$$

• на границе раздела фаз:

$$-\lambda_{2}(t)\cdot\frac{\partial t(r,\tau)}{\partial r}\Big|_{r=r_{\Phi}} = -\lambda_{1}(t)\cdot\frac{\partial t(r,\tau)}{\partial r}\Big|_{r=r_{\Phi}} + q_{\mathcal{H}\mathcal{K}}\cdot\rho_{1}\frac{\partial r_{\Phi}}{\partial \tau}; \qquad (4)$$

$$\mathbf{t} = \mathbf{t}_{\mathcal{I}\mathcal{U}\mathbf{C}} \,, \tag{5}$$

 $( \cap$ 

где

$$\lambda = \lambda_1, \rho = \rho_1, c = c_1,$$
 πри  $0 < r < r_{\phi};$  (0)

$$λ = λ_2, ρ = ρ_2, c = c_2, \text{ при } r_{\phi} < r < R.$$
(7)

В системе уравнений (1) – (7): индекс «1» – известняк; индекс «2» – известь;  $\rho$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>; с – теплоёмкость материала, Дж/(кг·К);  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·К); q<sub>дис</sub> – тепловой эффект эндотермической реакции диссоциации известняка, Дж/кг<sub>СаСО3</sub>; t – текущая температура, °C; r – текущий радиус, м;  $\tau$  – текущее время, c; R – радиус куска, м;  $r_{\phi}$  – положение фронта реакции в куске, м;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности куска, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_{r}$  – температура газового потока, °C;  $t_{дис}$  – температура диссоциации известняка, °C.

Начальным условием уравнения (1) является заданное температурное поле в куске  $t_0 = f(r)$ .

Поставленная задача решена интегро-интерполяционным методом [10]. Адаптация математической [9] модели показала, что она качественно и количественно описывает динамику процесса обжига известняка.

#### Методика проведения исследований

Для проведения численных исследований диапазон изменения параметров, определяющих длительность обжига, был выбран следующим: диаметр кусков  $10 \div 130$  мм с шагом 10 мм; коэффициент теплоотдачи  $5 \div 130$  Вт/(м<sup>2</sup>·K) с шагом 10 Вт/(м<sup>2</sup>·K); температура газов  $1000 \div 1400$  °C с шагом 100 °C.

Принято, что начальное распределение температурного поля в куске равно температуре диссоциации известняка t<sub>дис</sub> [3], начальное и конечное значения степени обжига составляют, соответственно, 0 % и 100 %, в процессе обжига коэффициент теплоотдачи и температура газов постоянны.

Для обработки результатов исследований использовались безразмерные критерии, полученные из системы уравнений (1) – (7):

• безразмерная длительность полного обжига известняка

$$Fo^* = \frac{a_2 \cdot \tau_{o \delta \mathcal{K}}}{R^2};$$
(8)

• критерий Био

$$Bi = \frac{\alpha \cdot R}{\lambda_2}; \tag{9}$$

• критерий теплового подобия при физико-химических превращениях, аналог критерия Кутателадзе [11]

$$K = \frac{q_{\text{дис}} \cdot \rho_1}{\rho_2 \cdot c_2 \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{дис}})}$$
(10)

где  $a_2 = \frac{\lambda_2}{\rho_2 \cdot C_2}$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;  $\tau_{obx}$  – длительность обжига, с.

В конце обжига температура центра куска извести известна и равна температуре диссоциации  $t_{\text{дис}}$ . Таким образом, длительность всего процесса Fo<sup>\*</sup> является функцией двух критериев Bi и K.

### Анализ полученных результатов

Типичные результаты влияния температуры газа, размеров кусков, коэффициента теплоотдачи представлены на рис. 1 – 3.



Рис. 1. Влияние температуры газов на длительность обжига (при  $\alpha = 55 \text{ Bm/(}{m^2 K))$ 



Рис. 2. Влияние коэффициента теплоотдачи на длительность обжига (при  $t_{z} = 1200 \ ^{\circ}C$ )



Рис. 3. Зависимость критерия Фурье (Fo\*) от критерия Био (Bi) при различных значениях критерия К

Из данных на рис. 1, 2 следует, что существует некоторая автомодельная область, в которой длительность обжига не зависит от условий внешнего теплообмена (коэффициента теплоотдачи и температуры газа), а определяется только процессами внутри куска: переноса теплоты теплопроводностью через слой извести и химическим эффектом реакции диссоциации. Аналогичного рода связи сохраняются при обработке полученных результатов исследований в безразмерных критериях (рис. 3).

Анализ факторного влияния критериев Ві и К на безразмерную длительность обжига Fo<sup>\*</sup> во всем исследованном диапазоне показал, что функциональная связь Fo<sup>\*</sup> = f (K) при Bi = const близка к линейной с достоверностью аппроксимации  $R^2 = 0,997 \div 0,998$ , а связь Fo<sup>\*</sup> = f(Bi) при K = const можно считать гиперболической с достоверностью аппроксимации  $R^2 = 0,985 \div 0,995$ . В результате, путем регрессионного анализа расчетного массива данных получена зависимость для безразмерной длительности полного обжига, коэффициент детерминации которой составил 0,993:

Fo<sup>\*</sup> = 0,503 + 0,155 · K + 0,082 · 
$$\frac{1}{Bi}$$
 + 0,287 ·  $\frac{K}{Bi}$ . (11)

Зависимость (11) устанавливает связь длительности обжига с размером куска, коэффициентом теплоотдачи, температурой газа и теплофизическими свойствами. Она может быть использована для анализа и выбора рациональных режимов обжига известняка.

Для определения автомодельной области, в которой интенсификация внешнего теплообмена оказывает слабое влияние на длительность обжига необходимо найти частную производную выражения (11):

$$\frac{\partial \mathrm{Fo}^{*}}{\partial \mathrm{Bi}} = -\frac{0,082 + 0,287 \cdot \mathrm{K}}{\mathrm{Bi}^{2}}.$$
(12)

Условие существования ощутимой связи  $Fo^* = f(Bi)$  можно сформулировать как:

$$\frac{\partial Fo^*}{\partial Bi} \ge tg(\mu), \qquad (13)$$

где  $\mu$  – предельное значение угла наклона касательной к кривой Fo<sup>\*</sup>=f(Bi), больше которого критерий Fo<sup>\*</sup> можно считать автомодельным.

Из уравнений (10) и (11), получено выражение для предельных значений Ві как функции критерия К

$$Bi_{\Pi p} \le \sqrt{\frac{0,082 + 0,287 \cdot K}{-tg(\mu)}},$$
 (14)

выше которых длительность обжига не зависит от условий внешнего теплообмена.

На основании принятого условия, что автомодельной области соответствует угол наклона касательной больший либо равный 175° (-5°), были получены численные результаты предельных значений Ві в зависимости от критерия К (табл. 1).

Таблица 1

К = 24,3	K = 12,1	K = 8,1	К = 6,7	К = 4,9
8,98	6,39	5,24	4,79	4,11

Предельные значения критерия Ві

В размерном виде данные табл. 1 можно представить в табл. 2.

Таблица 2

Диаметр	Температура газов, °С					
куска, мм	1000	1100	1200	1300	1400	
20	503	358	294	268	230	
40	251	179	147	134	115	
60	168	119	98	89	77	
80	126	89	73	67	58	
100	101	72	59	54	46	

Предельные значения коэффициента теплоотдачи

Сравнение результатов (см. табл. 2) и данных [3] показывает, что шахтные известково-обжиговые печи, имеющие коэффициент теплоотдачи порядка 50 ÷ 70 Вт/(м<sup>2</sup>·К) при температуре обжига 1200 °С работают в условиях близким к предельным для фракций размером ≥ 80 мм. При этом, остается большой потенциал по интенсификации обжига кусков более мелких фракций. Полученные выводы, подтверждают практические данные [1] о целесообразности обжига известняков узкофракционного состава, что положительно скажется на производительности обжигового агрегата.

#### Выводы

Проведены численные исследования влияния на длительность обжига известняка условий внешнего теплообмена и размера куска, результаты которых обобщены с помощью теории подобия.

Получена удобная для практического использования функция безразмерной длительности обжига известняка Fo<sup>\*</sup> от критериев Bi и К с достоверностью аппроксимации 0,993 в диапазоне: диаметра кус-

ков 10 ÷ 130 мм, коэффициента теплоотдачи 5 ÷ 130 Вт/( $m^2 \cdot K$ ), температуры газов 1000 ÷ 1400 °С.

Получены предельные значения коэффициента массивности кусков известняка Bi, при которых интенсивность внешнего теплообмена практически не влияет на динамику процесса обжига.

Результаты исследований могут быть использованы в дальнейшем в инженерных методиках расчета известково-обжиговых печей при определении высоты зоны обжига, а также для выбора рациональных режимов обжига известняков узкофракционного состава в действующих агрегатах.

# Список литературы

1. Федоров О.Г. Перспективы развития известково-обжигового производства на предприятиях черной металлургии // Сталь. – 1990. – № 2. – С. 102 – 105.

2. Коллеров Д.К. Об основах теории термического разложения материала в кусках. – ИФЖ. – 1959. – №8. – С. 3 – 14.

3. Табунщиков Н.П. Производство извести. – М.: Химия, 1974. – 240 с.

4. Марутовская Н.Н. Тепловые процессы в шахтных обжиговых печах, методы расчета и возможности интенсификации: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.17.08 / Киевский политехн. ин-т. – К., 1983. – 16 с.

5. Бойко В.Н. Разработка режимов обжига мелкодисперсного известняка в печах циклонного типа // Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украниы. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – С. 15 – 26.

6. Гичев Ю.А. Экспериментальные исследования слоевого процесса обжига известняка // Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – Т. 9. – Днепропетровск: НМетАУ, 2003. – С. 38 – 43.

7. Швыдкий В.С., Ярошенко Ю.Г., Швыдкий Д.В. Анализ закономерностей термического разложения известняка в шахтных печах // Изв. Вузов. Черная металлургия. – 1998. – № 10. – С. 11 – 16.

8. Пархоменко Т.Ю. Прогнозирование качества металлургической извести на основе математической модели кинетики диссоциации известняка. Диссертация. – Днепропетровск, 1989. – 155 с.

9. Форись С.Н., Федоров О.Г. Математическое моделирование процесса термической диссоциации карбонатов // Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – Днепропетровск: Пороги, 2004. С. 76 – 83.

10. Дульнев Г.Н. применение ЭВМ для решения задач теплообмена. – М.: Высшая школа., 1990. – 207 с.

11. Кутателадзе С.С. Справочник по теплопередаче. – М.: Гос-энергоиздат, 1959. – 416 с.

Рукопись поступила 14.04.2006.

# НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 658.567.1:662.613.125

**Боженко О.П**. – студентка, НМетАУ

# АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ ПРИ ОТОПЛЕНИИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ ДОМЕННЫМ ГАЗОМ

Представлен анализ эффективности энергосбережения при отоплении нагревательных печей доменным газом. Показано, что при применении малогабаритных регенераторов обеспечивается глубокая утилизация теплоты уходящих газов на уровне коэффициента использования теплоты топлива, равного 90 %, что приведет к уменьшению удельного расхода топлива.

Нагревательные печи черной металлургии являются значительными потребителями топлива. На нагрев металла перед обработкой давлением затрачивается до 9 % топлива, потребляемого предприятием с полным металлургическим циклом. Из них 43 % по теплоте составляет природный газ, 26 % – коксовый и 31 % – доменный газ [1]. В связи с постоянным ростом цен на энергоносители, вопросы энергосбережения приобретают первостепенное значение, поскольку напрямую связаны со снижением стоимости нагрева металла.

Одним из факторов, определяющих экономичность работы нагревательной печи, является коэффициент использования теплоты топлива (КИТ), повышение которого приводит к сокращению удельного расхода топлива. Одним из способов увеличения КИТ является утилизация теплоты уходящих печных газов и возврат ее в печь с компонентами горения, подогретыми в рекуперативных или регенеративных теплообменниках.

Для нагревательных печей, отапливаемых доменным газом и оборудованных регенеративной системой утилизации теплоты, нами исследовано влияние температуры продуктов сгорания перед дымовой трубой на величину КИТ (рис. 1).

<sup>©</sup> Боженко О.П., 2006

Работа выполнена под руководством проф., д-ра техн. наук В.И. Губинского

Исходя из формулы (1), дадим числовую оценку η<sub>ит</sub>:

$$\eta_{\rm HT} = 1 - \frac{Q_{\rm yx,aTM}}{Q_{\rm H}^{\rm p}} = 1 - \frac{V_{\rm d} \cdot C_0^{l_{\rm yx,aTM}} \cdot t_{\rm yx,aTM}}{Q_{\rm H}^{\rm p}}, \qquad (1)$$
$$\eta_{\rm HT} = 1 - \frac{1,71 \cdot 1,411 \cdot 160}{3994} \approx 0,9;$$

где  $t_{yx.atm}$  – температура газов в дымовом канале, °C;  $V_{d}$ ,  $C_{0}^{tyx.atm}$  – удельный объем продуктов горения на единицу топлива и их удельная объемная теплоемкость.



Рис. 1. Зависимость коэффициента использования теплоты топлива от температуры уходящего дыма за регенераторами (при отоплении печи доменным газом)

Таким образом, применение малогабаритных регенеративных теплообменников с шариковой насадкой позволяет увеличить КИТ в печи, отапливаемой доменным газом, до 0,9 за счет снижения температуры продуктов сгорания за регенераторами до 160 °C.

В работе выполнен анализ влияния температуры подогрева воздуха и газа на величину КИТ при отоплении печи доменным газом, который показал, что при температуре уходящих из печи продуктов сгорания 900 °С увеличение температуры подогрева воздуха от 300 до 700 °С обеспечивает увеличение КИТ с 0,47 до 0,6 (рис. 2). При этом температура подогрева газа равна нулю. Из полученных результатов видно, что при подогреве только воздуха КИТ не будет равен 90 %, то есть в продуктах сгорания остается теплота, с помощью которой можно подогревать и доменный газ. Из уравнения теплового баланса (2) было определено, что максимально возможная температура подогрева воздуха и газа будет равна 700 °C при параллельном расположении газовых и воздушных рекуператоров.

$$V_{\mathfrak{A}} \cdot C_0^{t_{\mathfrak{A}}} \cdot \left(t_{\mathfrak{A}}^{\prime} - t_{\mathfrak{A}}^{\prime\prime}\right) = L_n \cdot C_0^{t_{\mathfrak{B}}} \cdot \left(t_{\mathfrak{B}}^{\prime\prime} - t_{\mathfrak{B}}^{\prime}\right) + C_0^{t_{\Gamma}} \cdot \left(t_{\Gamma}^{\prime\prime} - t_{\Gamma}^{\prime}\right)$$
(2)



Рис. 2. Зависимость коэффициента использования теплоты топлива от температуры подогрева воздуха при t<sub>e</sub>=0, °C и t<sub>d,vx</sub>=900 °C

Полученные результаты расчета температур подогрева воздуха и доменного газа подставляем в формулу (3) для определения η<sub>ит</sub>:

$$\eta_{\rm HT} = \frac{Q_{\rm H}^{\rm p} + L_n \cdot C_0^{t_{\rm B}} \cdot t_{\rm B} + C_0^{t_{\rm T}} \cdot t_{\rm \Gamma} - V_{\rm d} \cdot C_0^{t_{\rm d}.\rm yx} \cdot t_{\rm d.yx}}{Q_{\rm u}^{\rm p}},$$
(3)

где  $Q_{\phi}^{\rm B} = L_n \cdot C_0^{t_{\rm B}} \cdot t_{\rm B}$  – физическая теплота воздуха, на единицу топлива, ва,  $Q_{\phi}^{\rm r} = C_0^{t_{\rm T}} \cdot t_{\rm r}$  – физическая теплота газа на единицу топлива,  $Q_{\rm yx.pn} = V_{\rm A} \cdot C_0^{t_{\rm A}.yx} \cdot t_{\rm A.yx}$  – физическая теплота, уносимая дымовыми газами из рабочего пространства печи на единицу топлива,  $Q_{\rm H}^{\rm p}$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/м<sup>3</sup>. В результате был получен коэффициент использования теплоты топлива, равный 90 %. Таким образом при регенеративном подогреве доменного газа и воздуха обеспечивается глубокая утилизация теплоты уходящих газов на уровне  $\eta_{ut} = 0.9$ , в частности, с применением малогабаритных регенераторов.

# Список литературы

1. Стрелец А.И., Емченко Ю.Б. Эффективность энергосберегающих технологий в черной металлургии. – К.: Техника, 1992. – 145 с.

Рукопись поступила 25.05.2006.

Захаров Н.И. – канд. техн. наук, доц., ДонНТУ

# ОБОБЩЕНИЕ ЗАКОНА СИВЕРТСА

Предложена математическая формула, обобщающая «закон квадратного корня» Сивертса для концентрации водорода и азота на границе «металл-вакуум». Обобщение достигается за счет учета напряженности электростатического поля, действующего на движущийся расплав одновременно с вакуумом. Привлечены новые данные по характеру воздействия на металл электростатического поля.

Известно, что наиболее перспективными методами дегазации металла являются внепечные, связанные с комплексным воздействием на расплав вакуума, продувки инертным газом и электростатического поля [1 – 3].

Влияние вакуума на технологический процесс сводится к снижению концентрации удаляемого из металла газа на поверхности расплава. Это создает градиент концентрации, как движущую силу процесса диффузии.

При сосредоточенной продувке металла аргоном снижается толщина диффузионного пограничного слоя на границе «расплав-вакуум», что приводит к интенсификации технологического процесса [4].

Электростатическое поле умеренной напряженности перераспределяет ионы удаляемого газа (например, водорода) по рассматриваемой межфазной границе [5]. Характер распределения концентрации этих ионов зависит от парциального давления водорода  $P_{H_2}$  в полости вакууматора, напряженности  $\vec{E}$  внешнего электростатического поля и, в общем случае, от скорости перемещения этой межфазной границы [6]:

$$C_n = f(P_{H_1}, \vec{E}, V). \tag{1}$$

Соотношение (1) обобщает закон Сивертса:

$$C_n = K_H \cdot \sqrt{P_{H_2}} \tag{2}$$

и сводится к нему при  $\vec{E} = \vec{0}$ .

В формулах (1) и (2): *V* – составляющая скорости межфазной границы, перпендикулярная силовым линиям электростатического поля; *K<sub>H</sub>* – постоянная Сивертса для водорода.

<sup>©</sup> Захаров Н.И., 2005

Заметим, что электростатическое поле значительной напряженности срывает ионы удаляемого газа с межфазной границы [2], а слабое поле, напротив, не оказывает влияния на распределение этих частиц по рассматриваемой поверхности [3]. Это определяет область применимости обобщенной зависимости (1), которая должна учитывать специфику теории, в т.ч. механизма, протекающего в условиях технологии нового электрического эффекта «электродинамической индукции» [7], разработанной автором под руководством Заслуженного деятеля науки и техники Украины проф. Дюдкина Д.А. [8].

Формула (1) допускает разделение переменных:

$$C_n = K_V \cdot K_E \cdot K_H \cdot \sqrt{P_{H_2}} .$$
<sup>(3)</sup>

Безразмерный коэффициент  $K_V$ , зависящий от V, разложим в ряд Тейлора по малым степеням (V/C) и ограничимся двумя первыми членами разложения:

$$K_{V} = K_{V}(0) + K_{V}'(0) \cdot (V/C), \qquad (4)$$

где C – скорость света; K'(0) – первая производная, определяемая экспериментальным, либо расчетно-теоретическим путем.

Если выбрать  $K_{V}(0) = 1$  и  $K_{E} = \tilde{C}_{n}$  – распределение безразмерной концентрации удаляемого газа на межфазной границе [5], зависящее от  $\vec{E}$ , то при  $\vec{E} = 0$  зависимость (3) вырождается в закон Сивертса.

Поскольку в первом приближении  $K_E$  определяется из условия аналогии динамического (в каждый момент времени) и соответствующего статического (V=0) распределений  $C_n$  [5, 8], то в этом приближении K'(0) = 0.

В заключение отметим, что формула (3), обобщающая закон Сивертса, работает в области термо- и электродинамического равновесия системы ионов водорода (азота) рассматриваемой межфазной границы и умеренных значений напряженности электростатического поля.

#### Список литературы

1. Баканов К.П., Бармотин И.П., Власов Н.Н. Рафинирование стали инертным газом. – М.: Металлургия, 1975. – 229 с.

2. Кайбичев А.В., Лепинских Б.М. Рафинирование жидких металлов и сплавов в электрическом поле. – М.: Наука, 1983. – 120 с.

3. Дюдкин Д.А., Захаров Н.И. К вопросу энергосбережения при дегазации металла // Металл и литьё Украины. – 1996. – № 3. – С. 17–18.

4. Явойский В.И., Повх И.Л., Дорофеев В.А. Теория продувки сталеплавильной ванны. – М.: Металлургия, 1974. – 495 с.

5. Захаров Н.И. Процессы переноса в жидком металле в условиях «электродинамической индукции» // Промышленная теплотехника. – 2005. – Т. 27. – № 3. – С. 17 – 20.

6. Захаров Н.И., Недопёкин Ф.В., Мачковский И.С. Влияние электростатического поля на тепломассообменные процессы при вакуумировании металла // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. трудов НМетАУ. В двух книгах. Книга первая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 231 – 236.

7. Дюдкин Д.А., Комаров А.А. Явление возбуждения электрического тока в проводнике, движущемся в электростатическом поле// Научное открытие. – 2000. – № 149.

8. Дюдкин Д.А., Захаров Н.И. «Электродинамическая индукция» тока в металле и проблема её приложения к процессам с движением расплава в электростатическом поле // Международная н/т конф. "Металлургия и металлурги XXI века. – М.: МГИС и С. – 2001. – С. 500 – 503.

Рукопись поступила 28.10.2005.

## УДК 621.1.016.4:621.78.016.4

Шевченко Г.Л. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ Грещик Е.А. – аспирант, НМетАУ

# АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В КАМЕРНЫХ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПЕЧАХ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Проведен анализ эффективности использования волокнистых футеровочных материалов на камерных нагревательных печах малой мощности. Установлено влияние режима эксплуатации печи на экономию топлива при замене традиционной футеровки на футеровку из волокнистых огнеупоров.

#### Введение

В настоящее время резко возрастает спрос на материалы, которые отвечают современным требованиям по эффективности их применения в качестве теплоизоляторов. Это происходит благодаря постоянно повышающимся ценам на энергоносители.

Нагревательные печи машиностроительных заводов, как правило, имеют малые габариты. Однако ввиду их большого распространения ежегодный расход условного топлива в этих печах имеет значительную величину. Поэтому вопросы снижения расхода топлива и, в первую очередь, природного газа, путем использования современных волокнистых огнеупорных материалов для футеровки печей являются актуальными.

Изделия из волокнистых материалов по сравнению с другими теплоизоляционными материалами обладают важным преимуществом – небольшой плотностью и, следовательно, меньшими потерями теплоты на аккумуляцию кладки. В нагревательных камерных печах периодического действия потери теплоты на аккумуляцию по данным [1] составляют около 40 %. Эффективность использования волокнистых огнеупоров во многом зависит от организации их работы и загрузки оборудования [2]. В связи с этим вопросы снижения расхода топлива на аккумуляцию теплоты кладкой таких печей являются малоизученными.

<sup>©</sup> Шевченко Г.Л., Грещик Е.А., 2006

Работа выполнена под руководством проф., д-ра техн. наук, М.В. Губинского

Улучшение теплоизоляционных свойств волокнистых и легковесных огнеупоров, приводит также к уменьшению толщины футеровки печей, что естественно сказывается на уменьшении поверхности футеровки, которая, в свою очередь, пропорционально снижает потери из рабочего пространства печи.

#### Постановка задачи

В качестве объекта исследования выбрана типовая камерная нагревательная печь с площадью пода 0,7×7,2 м, предназначенная для нагрева прутков до температуры 1100 °С под пластическую деформацию. Краткая характеристика печи приведена в таблице 1. Исследования тепловой работы печи показали, что наружная температура футеровки составляет 60 °С, коэффициент расхода воздуха – 1,5, коэффициент использования теплоты топлива – 0,2. Данная печь работает при наличии заказов. Режим работы печи односменный. Загрузка печи в течение года составляет 17 % (184 смены).

Целью настоящего исследования является определение влияния организации режима работы печи и конструкции футеровки печи на эффективность ее работы.

Таблица 1

ларактер	бистика печи	
	Единица	Значение
	измерения	
Используемое топливо	-	Природный газ
Режим нагрева	-	камерный
Рабочая температура печи	°C	1250
Расход газа (максимальный)	м <sup>3</sup> /ч	110
Тип горелок	-	ГНП-3 (6 штук)

#### Характеристика печи

#### Методика исследования

Расчет теплотехнических характеристик работы печи до и после реконструкции выполнен по методике [3]. При этом расчет аккумуляции теплоты кладкой производился, исходя из средней по сечению температуры кладки печи в стационарном состоянии.

Расчет потерь теплоты теплопроводностью через кладку в первом приближении велся, исходя из постоянной наружной температуры футеровки, равной 60 °C в течение всего цикла работы. В расчете коэффициент расхода воздуха принят  $\alpha = 1,1$  с учетом предполагаемой установки системы автоматики.

Мощность холостого хода печи рассчитывалась по известному соотношению:

$$M_{xx} = \frac{\sum (Q_{a\kappa} + Q_{TEПЛ})}{n} , \qquad (1)$$

где  $\sum (Q_{a\kappa} + Q_{Tenn})$  – сумма потерь тепла на аккумуляцию кладки и потери теплопроводностью, Дж;  $\eta$  – коэффициент использования теплоты топлива, который равен 0,42 с учетом предполагаемой реконструкции.

Исследованы три режима работы печи: односменный, двусменный и трехсменный. Расчет проводился для трех разных конструкций футеровок (рис. 1). Толщина футеровок рассчитывалась, исходя из принятой величины наружной температуры кладки (60 °C).



Рис. 1. Конструкции футеровки печи: а) футеровка из шамотного кирпича; б) комбинированная – шамотный кирпич и волокнистый огнеупор МКРП-400; в) плиты МКРП-400

#### Анализ полученных результатов

Результаты расчетов годовой относительной экономии природного газа в зависимости от режима работы печи и конструкции футеровки приведены в таблице 2.

Из таблицы следует, что наибольший эффект в снижении расхода топлива проявляется при изменении режима работы печи с кирпичной футеровкой, имеющей максимальные потери от аккумуляции теплоты кладкой. Предельное значение экономии топлива достигает 10 %. Частичная или полная замена футеровки на волокнистые огнеупоры снижает эффект до 5 – 7 %.

Таблица 2

Режим работы	Кирпичная футеровка	Комбинированная футеровка	Футеровка из волокнистого огнеупора
односменный	_	14	28
двухсменный	3	17	30
трехсменный	10	21	33

Годовая относительная экономия топлива при замене традиционной футеровки на легковесные волокнистые огнеупоры, %

Суммарный эффект от использования волокнистых огнеупоров достигает 33 %. При этом экономия, достигнутая за счет уменьшения поверхности стен и свода печи, составляет 6 % при использовании комбинированной футеровки (рис. 1б) и 12 % при полной замене кирпичной кладки на волокнистые огнеупоры, учитывая уменьшение площади кладки после реконструкции.

Таким образом, влияние обоих факторов, как изменения аккумулирующей способности, так и поверхности кладки, соизмеримо между собой по воздействию на экономию топлива. При этом независимо от режима работы печи эффект, связанный с заменой футеровки на волокнистую, составляет 25 %, что подтверждает эффективность такой замены не только на термических, но и нагревательных печах малой мощности, независимо от режима их работы.

Целесообразность реконструкции должна обуславливаться сроком окупаемости вложенных инвестиций. Поэтому на основании сделанных выводов и технико-экономического анализа предложена реконструкция печи, включающая:

а) использование комбинированной футеровки стен и свода печи: шамотный кирпич + волокнистый огнеупор МКРП-400 толщиной 50 мм;

б) установку автоматической системы регулирования печи;

в) уменьшение размеров внутреннего пространства печи за счет изменения расположения горелок.

Результаты расчета показателей работы печи до и после реконструкции представлены в таблице 3.

Таблица 3

			Значения			
Показатели	Обозна- чения	Ед. измере- ния	До реконс- трукции	Ожидаемые после реконст- рукции		
Коэффициент использования топлива	η	-	0,2	0,42		
Суммарные потери тепла кладкой	$Q_{\text{not}}$	МДж	1084,18	722,94		
Расход топлива	$B_{cp}$	м <sup>3</sup> /ч	110	60,73		

Показатели работы нагревательной печи до и после ее реконструкции

В целом предлагаемая реконструкция камерной нагревательной печи приведет к уменьшению расхода природного газа на 40 %. Ожидаемый срок окупаемости проекта составляет порядка 1,6 года.

## Выводы

1. При организации эффективного режима работы печи можно добиться экономии топлива 5 – 10 % в зависимости от конструкции футеровки.

2. Независимо от режима работы печи эффект, связанный с заменой футеровки на волокнистую, составляет около 25 %, что подтверждает эффективность подобной замены не только на термических печах, но и нагревательных печах малой мощности, независимо от режима их работы.

3. Предложенная реконструкция предполагает экономию природного газа 40 % со сроком окупаемости проекта 1,6 года.

# Список литературы

1. Лебедев Н.С. Нагревательные печи. – М.: Машгиз, 1982. – 344 с.

2. Крылов В.М., Лебедев Ю.Н. Производство огнеупорных волокнистых материалов // Новые огнеупоры. – 2002. – № 1. – 247 с.

3. Теплотехнические расчеты металлургических печей / Под научн. ред. А.С. Телегина. – М.: Металлургия, 1993. – 368 с.

Рукопись поступила 18.05.2006.
# оглавление

Бабенко М.В., Павлюченков И.А. Алгоритм расчета (на основе метода Дюзимбера) двухмерной задачи плавления цилиндра в расплаве	3
<i>Бейцун С.В., Михайловский Н.В., Сапов В.Ф.</i> Математическая модель процесса охлаждения расплава в сталеразливочном ковше	8
<i>Бойко В.Н.</i> Расчет рабочей камеры циклонного декарбонизатора для обжига мелкодисперсного известняка	16
<i>Бузунов А.В.</i> Методика оптимального выбора водоохлаждаемых рекуперативных теплообменников технологических агрегатов для подогрева исходной и химически очищенной воды при новой энергосберегающей технологии подготовки питательной воды	23
Веселовский В.Б. Решение задач теплопроводности для составных сред при экстремальных воздействиях	33
Веселовский В.Б., Губин А.И. Численное исследование затвердения слитка прямоугольного сечения	42
Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С., Коваль К.М. Моделирование тепловых и газодинамических процессов в топке парового котла	53
<i>Гичёв Ю.А., Перцевой В.А.</i> Экспериментальное исследование запирающих свойств газовой струи	68
<i>Горбунов А.Д., Глущенко Е.Л.</i> Определение распределения давления газа по высоте доменной печи	77
<i>Грек А.С., Шишко Ю.В., Усенко А.Ю., Попов Д.С.</i> Экспериментальные исследования термического разложения отходов биомассы в неподвижном слое.	92
Грес Л.П., Каракаш Е.А., Флейшман Ю.М., Щурова Н.И. Математи- ческое моделирование тепловой работы доменного воздухонагрева- теля	99
Грес Л.П., Самойленко Т.В., Флейшман Ю.М., Щурова Н.И. Исследование параметров теплообмена в доменных воздухонагрева- телях	110
<i>Губинский В.И., Воробьева Л.А.</i> Теплообмен в металлическом труб- чатом регенераторе	121
<i>Гупало Е.В., Гупало В.И.</i> Энергосберегающие режимы нагрева труб в секционной печи	132
<i>Ерёмин А.О., Шемет Т.Н., Ерёмина О.Л.</i> Энергосбережение в термических камерных печах с глубоким охлаждением кладки между нагревами металла	139

Затопляев Г.М., Затопляев П.Г. Влияние калорийности топлива на работу регенеративных горелок.	152
<i>Ильченко К.Д., Морозенко Е.П.</i> Теплофизические свойства шихт высокоуглеродистого ферромарганца с офлюсованным агломератом	157
<i>Ильченко К.Д., Морозенко Е.П., Тарасевич Т.Ю.</i> Планирование экс- перимента в теплофизике многокомпонентных шлаков	162
<i>Комаров В.Ф.</i> Численное моделирование процесса продувки в пром- ковше в условиях естественной конвекции	168
<i>Кравцов В.В., Волошин А.И., Бирюков А.Б.</i> Новая концепция постановки и решения задачи оптимального управления тепловым режимом термических печей	173
<i>Кремнев В.Е., Максимюк В.С.</i> Перспективы использования техноло- гии ЦКС при реконструкции тепловых электростанций	182
<i>Кремнева Е.В., Кремнев В.Е., Губинский М.В.</i> Перспективы использования генераторного газа из биомассы в двигателях внутреннего сгорания	187
Лазич Ладислав (Lazić Ladislav), Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Влияние высоты камерной печи на ее характеристики при косвенном радиационном теплообмене	194
<i>Ливитан Н.В.</i> Вихревое вдувание пылеугольного топлива в доменную печь	209
<i>Ливитан Н.В.</i> Теплообмен и структура течений во вращающейся пе- чи, оборудованной горелкой с радиально направленными соплами	213
<i>Ложко А.Н., Власюк Е.А., Сидоренко Л.Ю.</i> Влияние рыночной конъюнктуры на экономическую эффективность процесса получения низкоуглеродистых марок сталей методом газокислородного рафинирования в конвертерах малого объема	219
<i>Лукьянов А.В., Боганов О.Н., Кияшко Н.А., Черный А.А., Бабкин В.М.</i> Влияние давления печной атмосферы на тепловую работу мартенов- ской печи.	225
Мануйленко А.А. Динамика процесса диссоциации известняка	235
<i>Мелихов В.М., Недопекин Ф.В., Белоусов В.В., Кондратенко В.М.</i> Математическое моделирование получения композитных слитков	246
<i>Ночвинов П.В., Егоров А.П., Сапов В.Ф., Радченко Ю.Н., Крячко А.П.</i> Совершенствование автоматизированной системы управления теп- ловым режимом рекуперативных нагревательных колодцев с ото- плением из центра пода	255

Павлюченков И.А., Болотова Ю.А. Особенности математического моделирования плавления слитков алюмосодержащих сплавов на основе железа в сталеразливочном ковше	261
Перерва В.Я., Губинский М.В. Исследования энергосберегающих режимов работы сортопрокатного производства на участке печь – стан	272
Потапов Б.Б., Пинчук В.А. Оценка термодинамического потенциала углей Украины	278
<i>Ревун М.П., Зинченко В.Ю.</i> Расчет управления форсированным на- гревом термически массивных тел в камерных печах	285
<i>Ревун М.П., Зинченко В.Ю.</i> Перспективные направления совершен- ствования тепловой работы нагревательных и термических камер- ных печей	294
<i>Романько Я.В., Решетняк С.И.</i> Моделирование разогрева промежу- точного ковша	303
Сибирь А.В., Решетняк С.И., Губинский В.И. Моделирование гидро- динамических процессов в регенеративном колодце с центральной горелкой	313
<i>Толстых В.К., Недопекин Ф.В., Бодряга В.Е.</i> Идентификация эффек- тивного коэффициента температуропроводности при непрерывной разливке металла	324
Усенко А.Ю. Теоретические исследования пиролиза мелкодисперс- ных отходов биомассы с целью получения биотоплива	329
Форись С.Н., Федоров С.С., Федоров О.Г. Влияние внешнего тепло- обмена на длительность обжига известняка	340

# НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Боженко О.П. Анализ эффективности энергосбережения при ото-	
плении нагревательных печей доменным газом	349
Захаров Н.И. Обобщение закона Сивертса	353
Шевченко Г.Л., Грещик Е.А. Анализ эффективности использования	
современных теплоизоляционных материалов в камерных нагрева-	
тельных печах малой мощности	356

### Збірник наукових праць Міністерство освіти і науки України Національна металургійна академія України

# МЕТАЛУРГІЙНА ТЕПЛОТЕХНІКА

Збірник наукових праць Російською мовою

# Технічний редактор **О.В. Гупало** Коректор **В.О. Гореленко**

Здано на складання 28.05.06. Підписано до друку 24.07.06. Формат 84х108/32 Папір офсетний. Гарнітура літературна. Умовн. друк. арк. 21,41. Обл.-видавн. арк. 22,0. Тираж 300 прим. Зам. № 10/07-01. Замовне.

Видавництво і друкарня ПП Грек О.С. 49000, м. Дніпропетровськ, вул. Гоголя 1/4. Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру видавців, виготівників і росповсюджувачів видавничої продукції ДК № 2350 від 22.11.2005 р.

# ISBN 966-96596-1-2

Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць Національ-М 54 ної металургійної академії України. – Дніпропетровськ: «ПП Грек О.С.», 2006.– 364 с.

### ISBN 966-96596-1-2

До цього збірника увійшли статті з теплотехніки та енергетики у металургії, ефективного використання палива, моделювання та експериментального дослідження теплофізичних процесів.

ББК 31.3