

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА  
АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ**

**ТЕХНІЧНА ТЕПЛОФІЗИКА  
ТА ПРОМИСЛОВА  
ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА**

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ**

**Випуск 7**

**Дніпропетровськ  
Нова ідеологія  
2015**

**Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика** : збірник наукових праць. – Випуск 7. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2015. – 168 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою  
Національної металургійної академії України (НМетАУ).  
Протокол № 11 від 30 листопада 2015 р.

**Засновник видання:**

**Національна металургійна академія України.**

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу  
масової інформації: серія КВ № 15114-3686Р от 10.04.2009 р.  
Періодичність видання – 1 раз на рік.

Постановою президії ВАК України № 01 – 05/1 від 26.01.2011 р. збірник наукових праць «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» включено до переліку наукових фахових видань, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук.

У збірнику, що рецензується, публікуються результати робіт, які відповідають напрямкам досліджень спеціальності 05.14.06 – «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» (галузь – «технічні науки»), паспорт якої затверджено постановою президії ВАК України від 08.11.2000 р. № 23-08/9.

**Адреса редакції:** Редакція збірника наукових праць «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика», кафедра ТЕМП, НМетАУ, пр. Гагаріна 4, м. Дніпропетровськ, 49600, Україна.

**Телефони:**

заступник головного редактора (+380562) 47-44-27;  
відповідальний секретар (+38067) 297-49-62.

**Факс:** (+380562) 46-24-73.

**E-mail:** ktemp@ktemp.dp.ua

**Web-сайт:** <http://ttpt.ktemp.dp.ua/index.html>

## РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

**Величко Олександр Григорович** – Національна металургійна академія України (НМетАУ), ректор; чл.-кор. НАН України, д.т.н., проф. – *головний редактор*.

**Губинський Михайло Володимирович** – НМетАУ, зав. каф. промислової теплоенергетики; д.т.н., проф. – *заступник головного редактора*.

**Басок Борис Іванович** – Інститут технічної теплофізики НАН України, заст. директора з наукової роботи; чл.-кор. НАН України, д.т.н., проф.

**Безродний Михайло Костянтинович** – НТТУ «КПІ», професор каф. теоретичної та промислової теплотехніки; д.т.н., проф.

**Варга Августін (Augustin Varga)** – Технічний університет (м. Кошице, Словаччина), зав. каф. теплотехніки промислових печей; Ph. D., Prof.

**Грес Леонід Петрович** – НМетАУ, проф. каф. екології, теплотехніки та охорони праці; д.т.н., проф.

**Єрємін Олександр Олегович** – НМетАУ, зав. каф. екології, теплотехніки та охорони праці; д.т.н., проф.

**Карп Ігор Миколайович** – Інститут газу НАН України, почесний директор; академік НАН України, д.т.н., проф.

**Лазіч Ладислав (Ladislav Lazić)** – Загребський університет (м. Сісак, Хорватія), декан металургійного факультету, Ph. D., Prof.

**Михальов Олександр Ілліч** - НМетАУ, зав. каф. інформаційних технологій і систем; д.т.н., проф.

**Тімошпольський Володимир Ісаакович** – ЗАТ «Нафтогазбудізоляція», директор з науки та нової техніки; д.т.н., проф.

**Ткаченко Станіслав Йосипович** – Вінницький національний технічний університет, зав. кафедри теплоенергетики; д.т.н., проф.

**Яковлєва Ірина Геннадіївна** – Запорізька державна інженерна академія, зав. каф. теплоенергетики; д.т.н., проф.

**Ярошенко Юрій Гаврилович** – Уральський федеральний університет, проф. каф. теплофізики та інформатики в металургії; д.т.н., проф.

**Гупало Олена Вячеславівна** – НМетАУ, доц. каф. екології, теплотехніки та охорони праці; к.т.н., доц. – *відповідальний секретар*.

**Шемет Тетяна Миколаївна** – НМетАУ, асистент каф. екології, теплотехніки та охорони праці – *технічний редактор*.

### **НЕЗАЛЕЖНІ РЕЦЕНЗЕНТИ**

Професора, доктора технічних наук М.П. Ревун, В.О. Габринець, О.В. Бородулін, В.О. Маслов, О.Д. Горбунов.

УДК 669.184

**Бейцун С.В.** – к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

**Михайловский Н.В.** – к.т.н., доцент, НМетАУ

**Гупало Е.В.** – к.т.н., доцент, НМетАУ

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ КОВША ПРИ ВНЕПЕЧНОЙ ОБРАБОТКЕ СТАЛИ**

*Разработана математическая модель для определения теплосодержания сталеразливочного ковша при внепечной обработке стали. Получено изменение температурного поля футеровки ковша в ходе основных технологических операций. Результаты исследования необходимы для создания АСУ внепечной обработкой стали в ковше, а также для энергоресурсосбережения при подготовке сталеразливочных ковшей.*

*Ключевые слова: сталеразливочный ковш; футеровка; моделирование теплового состояния.*

### **Постановка проблемы**

Внепечная обработка стали характеризуется значительными энергетическими затратами, связанными с поддержанием ее температуры в ковше в заданных пределах. С целью снижения тепловых потерь расплава на нагрев футеровки, а также уменьшения термического удара при наполнении сталью ковша осуществляется его термическая подготовка на специальных установках сушки и высокотемпературного разогрева, что сопряжено с большими энергетическими затратами [1, 2].

По существующей технологии, под выпуск из сталеплавильного агрегата могут назначаться ковши после разливки, которые не требуют дополнительного разогрева. Между этими операциями ковш частично остывает. Поскольку, исходя из прочностных характеристик огнеупоров, под выпуск не могут подаваться ковши с температурой рабочего слоя футеровки менее 800 °С, возникает задача определения допустимого времени ожидания ковша в зависимости от его предыдущей термической подготовки и времени пребывания в нем расплава.

Существующие технические средства контроля не позволяют измерять температурное поле рабочего слоя футеровки, поэтому необходима математическая модель, прогнозирующая тепловое состояние сталеразливочного ковша в ходе технологических операций внепечной обработки.

### Анализ последних исследований и публикаций

Исследованию распределения температур внутри футеровки ковша при различном тепловом воздействии на нее посвящено достаточно много работ. В частности, в работе [3] приведено распределение температуры по толщине футеровки в зависимости от продолжительности нагрева. Методика расчета тепловых потерь расплава через футеровку сталеразливочного ковша подробно описана в работе [4].

### Цель исследований

Исследовать динамику теплового состояния сталеразливочных ковшей в ходе операций внепечной обработки стали с целью рационального использования их под выпуск после разливки.

### Основная часть

Математическая модель теплового состояния ковша включает уравнения в частных производных, граничные условия для решения этих уравнений и модели свойств материалов футеровки.

Модель основана на численном решении осесимметричной задачи нестационарной теплопроводности:

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

где  $z$  и  $r$  – координаты;  $T$  – температура;  $\lambda(T)$  – теплопроводность;  $c(T)$  – теплоемкость;  $\rho$  – плотность материала;  $t$  – время.

В качестве объекта исследования выбран 120-тонный набивной сталеразливочный ковш. Для расчетов процесса нестационарного теплообмена во время нагрева ковша использованы такие исходные данные: геометрические размеры ковша (внутренний диаметр – 3,00 м, высота – 4,10 м, конусность – 0,060); толщина слоев и теплофизические свойства материалов футеровки (см. табл. 1); температура внутренней поверхности футеровки, а также параметры конвективной и лучистой теплоотдачи с внутренней поверхности футеровки и наружной поверхности кожуха в окружающую среду.

Таблица 1

Структура футеровки сталеразливочного ковша и теплофизические свойства ее материалов ( $t$  – температура материала)

Материал	Толщина, мм		Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Теплоемкость, Дж/(кг·К)	Теплопроводность, Вт/(м·К)
	стенка	днище			
Корунд	150	150	3000	790 + 0,42 $t$	2,10 + 1,90·10 <sup>-3</sup> $t$
Шамот	65	65	2000	880 + 0,23 $t$	0,69 + 3,14·10 <sup>-4</sup> $t$
Асбест	20	–	700	816 + 0,20 $t$	0,50 + 5,0·10 <sup>-4</sup> $t$
АССБ	–	150	1400	840 + 0,20 $t$	0,48 + 1,40·10 <sup>-4</sup> $t$
Сталь	20	28	7800	462 + 0,17 $t$	52,0 – 0,020 $t$

Стенки и днище набивного ковша состоят из нескольких слоев разных материалов. Стенки ковша – из хромомagneзитового кирпича (корунда), шамотного кирпича, асбеста и стального кожуха. Днище ковша – из корунда, шамотного кирпича, алюмосиликатного самотвердеющего бетона (АССБ) и стального кожуха. Толщина всех слоев материалов, кроме АССБ, в сечении постоянна. Из-за выпуклости днища ковша толщина слоя АССБ по его оси составляет 150 мм, а к краям сходит на нет.

Моделирование осуществлялось в три этапа.

На первом этапе моделировали разогрев ковша от температуры окружающей среды 30 °С. В качестве граничного условия на внутренней поверхности футеровки задан температурный режим сушки и высокотемпературного разогрева, предложенный в [5]. Цикл сушки и разогрева сталеразливочного ковша составляет 24 часа и состоит из двух стадий: 1) линейного роста температуры на протяжении восьми часов до величины 650 °С с выдержкой при этой температуре на протяжении четырех часов; 2) линейного роста температуры на протяжении восьми часов до величины 1100 °С с выдержкой при этой температуре на протяжении еще четырех часов.

В разработанной модели теплового состояния ковша изменение температуры  $\Delta t_i^w$   $i$ -го цилиндрического слоя футеровки стенки ковша за время  $\Delta \tau$  равно:

$$\Delta t_i^w = \frac{(Q_i^w - Q_{i+1}^w) \cdot \Delta \tau}{0,25 \cdot C_i \cdot \rho_i \cdot \pi (d_{i+1}^2 - d_i^2) \cdot H}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2)$$

где  $C_i$  и  $\rho_i$  – теплоемкость (Дж/(кг·К)) и плотность (кг/м<sup>3</sup>) материала  $i$ -го слоя футеровки стенки;  $d_i$  и  $d_{i+1}$  – внутренний и внешний диаметры  $i$ -го слоя, м;  $H$  – высота ковша, м;  $Q_i^w$  и  $Q_{i+1}^w$  – соответственно, тепловые потоки через внутреннюю и внешнюю поверхности  $i$ -го слоя.

Тепловые потоки для стенки ковша рассчитываются по следующим формулам:

$$\begin{aligned} Q_w &= \pi \cdot \alpha_m \cdot d_{in} \cdot H \cdot (t_m - t_1^w), \text{ Вт;} \\ Q_{i,i+1}^w &= \frac{2\pi \cdot \lambda_i \cdot H \cdot (t_i^w - t_{i+1}^w)}{\ln(d_{i+1}/d_i)}, \text{ Вт;} \\ Q_{n,e}^w &= \pi \cdot \alpha_e \cdot d_{out} \cdot H \cdot (t_n^w - t_e), \text{ Вт,} \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\alpha_m$  и  $\alpha_e$  – коэффициенты теплоотдачи, соответственно, от расплава к футеровке и от брони ковша в окружающую среду, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $d_{in}$  и  $d_{out}$  – внутренний и внешний диаметры ковша, м;  $Q_{i,i+1}^w$  – тепловой поток между  $i$ -м и  $(i+1)$ -м слоями футеровки, Вт;  $\lambda_i$  – теплопроводность  $i$ -го слоя футеровки, Вт/(м·К);  $n$  – число слоев футеровки стенки ковша;  $t_i^w$  – температура  $i$ -го слоя футеровки, °С;  $t_m$ ,  $t_n^w$ ,  $t_e$  – соответственно, температура расплава, брони стенки ковша и окружающей среды, °С;  $Q_{n,e}^w$  – тепловой поток от стенки в окружающую среду, Вт.

Изменение температуры  $\Delta t_j^b$   $j$ -того плоского слоя футеровки днища ковша за время  $\Delta \tau$  равно:

$$\Delta t_j^b = \frac{(Q_j^b - Q_{j+1}^b) \cdot \Delta \tau}{C_j \cdot \rho_j \cdot F_b \cdot \delta_j}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4)$$

где  $Q_j^b$  и  $Q_{j+1}^b$  – соответственно, тепловые потоки через внутреннюю и внешнюю поверхности  $j$ -го слоя футеровки днища, Вт;  $C_j$  и  $\rho_j$  – теплоемкость (Дж/(кг·К)) и плотность (кг/м<sup>3</sup>) материала  $j$ -го слоя;  $F_b$  – площадь поверхности днища, м<sup>2</sup>;  $\delta_j$  – толщина  $j$ -го слоя, м.

Тепловые потоки для днища ковша рассчитываются по следующим формулам:

$$Q_b = \alpha_m \cdot F_b \cdot (t_m - t_1^b), \text{ Вт};$$

$$Q_{j,j+1}^b = \frac{\lambda_j \cdot F_b \cdot (t_j^b - t_{j+1}^b)}{\delta_j}, \text{ Вт}; \quad (5)$$

$$Q_{k,e}^b = \alpha_e \cdot F_b \cdot (t_k^b - t_e), \text{ Вт},$$

где  $k$  – число слоев футеровки днища;  $t_j^b$  – температура  $j$ -го слоя футеровки, °С;  $Q_{j,j+1}^b$  – тепловой поток между  $j$ -м и  $(j+1)$ -м слоями футеровки днища, Вт;  $\lambda_j$  – теплопроводность  $j$ -го слоя футеровки, Вт/(м·К);  $t_k^b$  – температура брони днища, °С;  $Q_{k,e}^b$  – тепловой поток от днища в окружающую среду, Вт. Обозначение других параметров формул (5) отвечают аналогичным параметрам формул (3).

На втором этапе моделировали прогрев ковша находящимся в нем расплавом. Время пребывания расплава в ковше принято 1,5 часа.



В качестве граничного условия на внутренней поверхности футеровки задавалась температура расплава, с учетом ее изменения в ходе операций внепечной обработки.

Изменение температуры расплава  $\Delta t_m$  рассчитывается по выражению:

$$\Delta t_m = -\frac{(Q_w + Q_b + Q_m) \cdot \Delta \tau}{C_m \cdot M_m}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (6)$$

где  $Q_w$  – конвективный тепловой поток от расплава к стенке ковша, Вт;  $Q_b$  – конвективный тепловой поток от расплава к днищу ковша, Вт;  $Q_m$  – лучисто-конвективный тепловой поток с поверхности расплава, Вт;  $C_m$  – теплоемкость расплава, Дж/(кг·К);  $M_m$  – масса расплава, кг.

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

$$Q_{mr} = \varepsilon_m \cdot C_o \cdot F_m \cdot (T_m^4 - T_e^4), \text{ Вт.} \quad (7)$$

Здесь  $\varepsilon_m$  – приведенная степень черноты системы «расплава-окружающая среда»;  $C_o$  – постоянная Больцмана, Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>);  $F_m$  – площадь поверхности расплава, м<sup>2</sup>;  $T_m$  и  $T_e$  – абсолютная температура расплава и окружающей среды, К.

С поверхности расплава исходит также конвективный тепловой поток:

$$Q_{mc} = \alpha_c \cdot F_m \cdot (t_m - t_e), \text{ Вт,} \quad (8)$$

где  $\alpha_c$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией с поверхности расплава в окружающую среду, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_m$  и  $t_e$  – соответственно, температура расплава и окружающей среды, °С.

Таким образом, общий тепловой поток с поверхности расплава составляет:

$$Q_m = Q_{mr} + Q_{mc}, \text{ Вт.} \quad (9)$$

При этом динамика тепловых потоков и поля температур футеровки стенки и днища ковша рассчитывались по формулам (2) – (5).

На третьем этапе моделирования вследствие опорожнения ковша граничные условия на поверхности его футеровки существенно изменяются. Отток тепла из полости ковша во внешнюю среду происходит через его горловину за счет излучения и конвекции.

Лучистый тепловой поток составляет:

$$Q_{nr} = \varepsilon_{av} C_o F_n (T_l^4 - T_e^4), \text{ Вт} \quad (10)$$

где  $\varepsilon_g$  – приведенная степень черноты системы «футеровка– окружающая среда»:

$$\varepsilon_g = \left( \frac{1}{\varepsilon_l} + \frac{1}{\varepsilon_e} - 1 \right)^{-1}.$$

Здесь  $\varepsilon_l$  и  $\varepsilon_e$  – степень черноты поверхности расплава и окружающей среды, соответственно;  $C_o = 5,67 \cdot 10^{-8}$  Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>) – постоянная Больцмана;  $F_n$  – площадь горловины ковша, м<sup>2</sup>;  $T_l$  и  $T_e$  – абсолютные температуры поверхности футеровки и окружающей среды, соответственно, К.

Конвективный тепловой поток равен:

$$Q_{nc} = \alpha_l F_n (t_l - t_e), \text{ Вт}, \quad (11)$$

где  $\alpha_l$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией с поверхности футеровки в окружающую среду, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_l$  и  $t_e$  – соответственно, температура поверхности футеровки и окружающей среды, °С.

Таким образом, общий тепловой поток из полости ковша составляет:

$$Q_n = Q_{nr} + Q_{nc}, \text{ Вт}. \quad (12)$$

При этом, как показывают расчеты [6], более 80 % приходится на теплоотдачу излучением.

### Результаты моделирования

В результате моделирования получено распределение температуры по толщине футеровки стенки ковша при выпечной обработке, показанное на рис. 1.

На рис. 2 приведено распределение температуры по толщине футеровки по оси днища ковша. На графиках приняты обозначения: 1 – профиль температуры по окончании разогрева ковша, 2 – профиль температуры по окончании выпечной обработки находящегося в ковше расплава, 3 – профиль температуры через 3,5 часа после опорожнения ковша в результате разлива стали.

На рис. 3 показано изменение температуры поверхности рабочей футеровки стенки (кривая 1) и по оси днища (кривая 2) ковша при его остывании.

Результаты моделирования показывают, что поверхность футеровки днища ковша остывает несколько медленнее, чем поверхность футеровки стенки ковша. Снижение температуры рабочего слоя футеровки до 800 °С происходит приблизительно за 2 часа, что и определяет допустимое время ожидания ковша под выпуск без дополнительного разогрева.

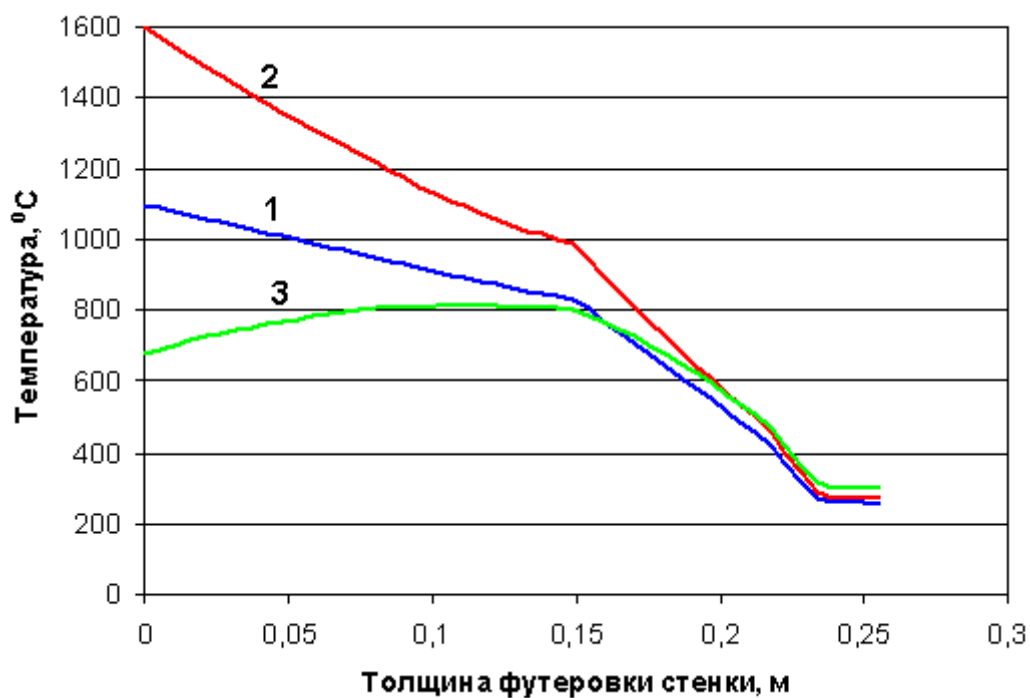


Рис. 1. Распределение температуры футеровки стенки ковша

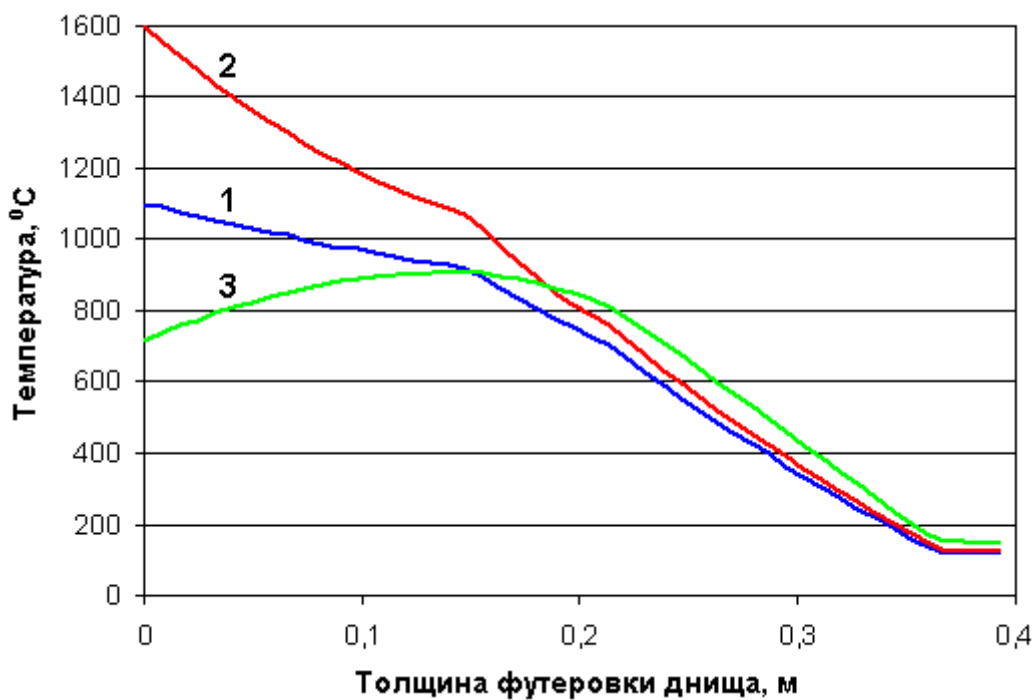


Рис. 2. Распределение температуры футеровки по оси днища ковша

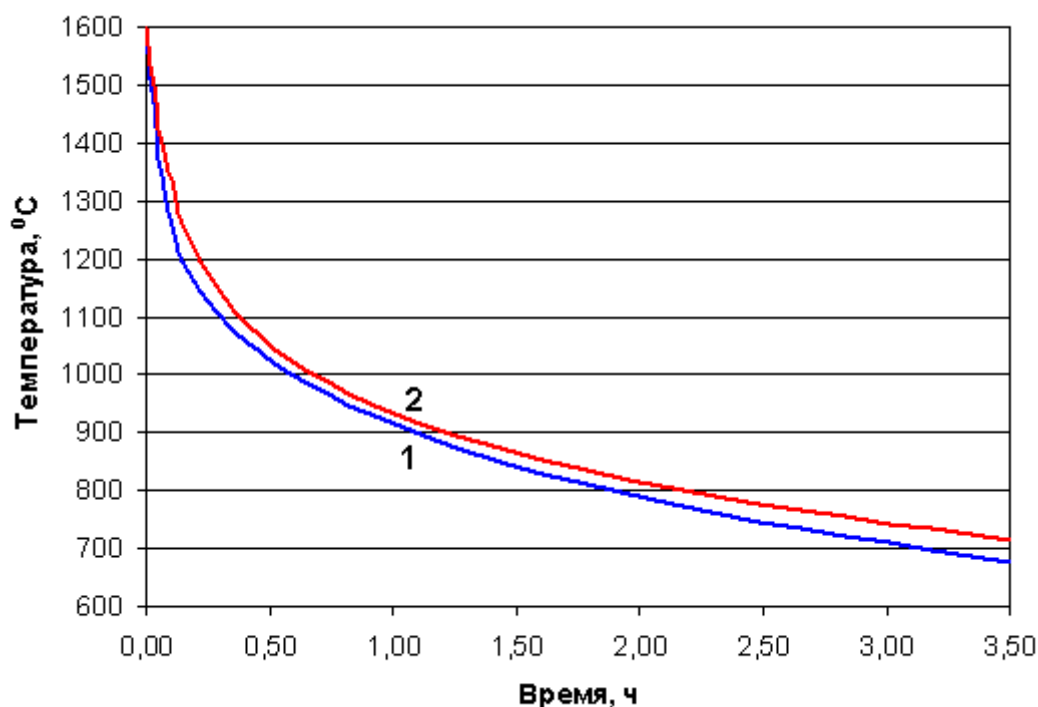


Рис. 3. Зависимость температуры поверхности рабочей футеровки стенок и дна ковша от времени его остывания

### Выводы

На основании моделирования получено изменение температурного поля футеровки ковша в ходе его внепечной обработки.

Результаты исследования могут быть полезны для энергоресурсосбережения при подготовке сталеразливочных ковшей.

### Список литературы

1. Вихлевщук В. А. Ковшечная доводка стали [Текст] / В. А. Вихлевщук, В. С. Харахулах, С. С. Бродский. – Днепропетровск : Системные технологии, 2000. – 190 с.
2. Огурцов А. П. Производство стали от старта до финиша. Сталеразливочный ковш и внепечные технологии [Текст] / А. П. Огурцов. – Днепропетровск : ДГТУ, 2011. – Т. 2. – 275 с.
3. Казачков Е. А. Исследование тепловых потерь в 350-т сталеразливочном ковше [Текст] // Е. А. Казачков, С. Г. Исайчикова. – Вестник Приазовского государственного технического университета. – Мариуполь, 2000. – № 9. – С. 27–33.
4. Бейцун С. В. Математическая модель процесса охлаждения расплава в сталеразливочном ковше [Текст] // С. В. Бейцун, Н. В. Михайловский, В. Ф. Сапов. – Металургійна теплотехніка : збір-

ник наукових праць НМетАУ. – Дніпропетровськ : ПП Грек О. С., 2006. – С. 8–15.

5. Переходченко В. Автоматизированная система управления стендом вертикальной сушки ковшей [Текст] / В. Переходченко, А. Ребедак, С. Гаркавенко и др. // Современные технологии автоматизации. – 2006. – № 3. – С. 32–36.

6. Цаплин А. И. Теплофизика в металлургии: Учебное пособие [Текст] / А. И. Цаплин. – Пермь : Изд-во Пермского государственного технического университета, 2008. – 230 с.

*Рукопись поступила 26.08.2015 г.*

УДК 621.78.08

**Бирюков А.Б.** – д.т.н., профессор, Донецкий национальный технический университет (ДонНТУ)

**Гнитиёв П.А.** – аспирант, ДонНТУ

## **ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ОХЛАЖДЕНИЯ МЕТАЛЛА В КАМЕРНЫХ ПЕЧАХ**

*При помощи методов инженерного анализа и математического моделирования изучены особенности интенсификации теплообмена во время операции воздушного охлаждения металла в печах камерного типа за счет увеличения расхода охлаждающего воздуха. Выполнена оценка изменения энергетического коэффициента при таком способе интенсификации теплообмена.*

*Ключевые слова: термическая обработка; воздушное охлаждение; интенсификация; увеличение расхода воздуха; камерная печь; конвективный теплообмен; лучистый теплообмен.*

### **Постановка проблемы в общем виде**

В настоящее время в свете усиления конкуренции на рынке металлургической и машиностроительной продукции важными задачами являются повышение качества выпускаемого продукта и снижение его себестоимости при использовании имеющихся производственных мощностей предприятия. Одним из способов решения данной проблемы в металлургии и машиностроении является более полная загрузка печных агрегатов при термической обработке изделий, то есть более рациональное их использование.

Одним из основных этапов термообработки является охлаждение металла, которое может быть воздушным или водяным либо проводиться вместе с печью в зависимости от вида термообработки: отжиг, нормализация, закалка. Вместе с тем некоторые производственные процессы изготовления крупногабаритных металлических изделий, в частности операция воздушного охлаждения в цикле термической обработки материалов, недостаточно глубоко изучены [1].

### **Анализ публикаций по теме исследования**

На практике часто возникает вопрос о необходимости интенсификации операции воздушного охлаждения металла в печах. Согласно литературным источникам существуют различные способы интенсификации конвективного теплообмена (в частности при охлаждении

металла в печах), среди которых скоростная обдувка газовой средой [2, 3], введение турбулизаторов [4, 5], импульсные режимы подачи охлаждающей среды [6] и другие. Наиболее распространенным способом регулирования теплосъема с металла в печах, при воздушном охлаждении, является изменение расхода охлаждающего воздуха.

Но существует ряд проблем, связанных с отсутствием методик расчета вышеуказанного процесса и соответствующих критериальных уравнений, что вызывает необходимость проведения более детальных исследований этой операции термообработки и анализа существующих способов ее ускорения.

### **Постановка задачи исследования**

Цель данной работы заключается в проведении теплотехнического анализа особенностей интенсификации теплообмена при охлаждении металла в печах за счет увеличения расхода охлаждающего воздуха.

### **Изложение основных материалов**

Основной физической величиной, определяющей протекание процесса воздушного охлаждения металла, является значение итогового коэффициента теплоотдачи от металла к охлаждающей среде.

В связи с тем, что механизм воздушного охлаждения металла достаточно сложный (имеется как непосредственный конвективный теплообмен между металлом и воздухом, так и лучистый теплообмен металла с футеровкой с последующим съемом тепла с нее по конвективному механизму), авторами разработана математическая модель для исследования данного процесса и получения численных значений итоговых коэффициентов теплоотдачи от металла к воздуху.

Математическая модель воздушного охлаждения металла в камерных печах основывается на решении дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности для металла и футеровки. Запись уравнения в цилиндрической системе координат в одномерной постановке для описания температурного поля заготовки с круглым поперечным сечением с учетом зависимости свойств материалов от температуры записывается как:

$$c(t) \cdot \rho \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda(t) \cdot r \frac{\partial t}{\partial r} \right),$$

где  $c(t)$ ,  $\rho$ ,  $\lambda(t)$  – теплофизические характеристики материала – теплоемкость, Дж/(кг·К); плотность, кг/м<sup>3</sup>; теплопроводность, Вт/(м·К);

$\frac{\partial t}{\partial \tau}$  – изменение температуры во времени;  $r$  – радиус цилиндрической заготовки, м;  $\frac{\partial t}{\partial r}$  – изменение температуры по толщине заготовки.

Использование одномерной модели обусловлено тем, что согласно предварительным оценкам сопротивление отдаче тепла от наружной поверхности заготовок значительно превосходит внутренние термические сопротивления и, следовательно, тепловыми потоками в продольном и тангенциальном направлениях можно пренебречь.

Для описания температурного поля по толщине футеровки дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности записывается в декартовой системе координат в одномерной постановке.

При составлении модели использованы следующие условия однозначности:

– *геометрические условия.* Для цилиндрической заготовки рассматривается поперечное сечение (рис. 1а). Для футеровки геометрические условия представляют собой отрезок нормальный к поверхности футеровки (рис. 1б);

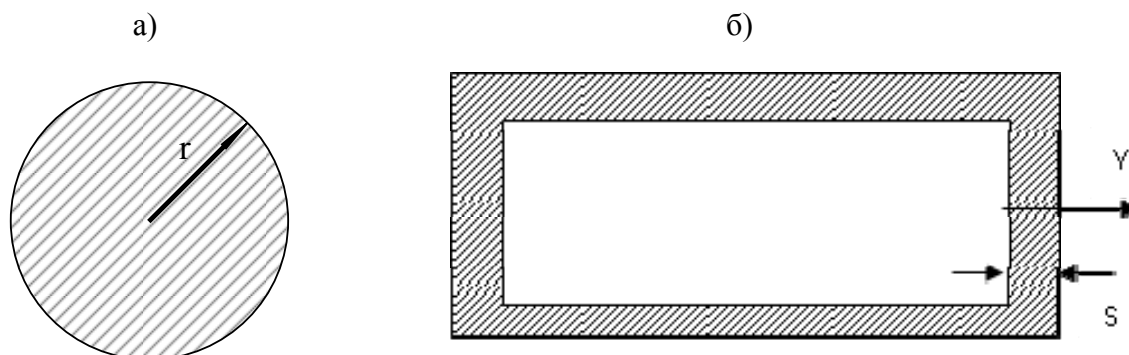


Рис. 1. Геометрические условия для металла и футеровки:

$S$  – толщина используемого огнеупора;

$Y$  – выбранное положительное направление на координатной оси.

– *начальные условия.* Поскольку изучаемая операция всегда производится после предварительного нагрева, начальное температурное поле металла представляет собой температурное распределение, полученное после предшествующих нагрева и выдержки;

– *зависимость теплофизических характеристик обрабатываемого материала и воздуха от температуры.* На этом этапе задания условий однозначности аппроксимированы справочные значения соответствующих теплофизических величин и полученные уравнения использованы в математической модели в виде функций температуры;



– *граничные условия теплообмена* формулируются исходя из наличия следующих видов теплообмена между металлом и футеровкой: конвективный теплообмен между металлом и воздухом, лучистый теплообмен металла с футеровкой, конвективный теплообмен внутренней поверхности футеровки с охлаждающим воздухом.

Тогда граничные условия теплообмена для металла записываются как:

$$\begin{cases} r = r_3 : \lambda \frac{\partial t}{\partial r} = \alpha_{\text{конв}}^{\text{мет}} \cdot (t_{\text{м}} - t_{\text{ср}}) + \alpha_{\text{луч}}^{\text{мет-фут}} \cdot (t_{\text{м}} - t_{\text{фут}}); \\ r = 0 : \frac{\partial t}{\partial r} = 0, \end{cases}$$

и для футеровки:

$$\begin{cases} y = 0 : \lambda \frac{\partial t}{\partial y} = \left[ \alpha_{\text{конв}}^{\text{фут}} \cdot (t_{\text{фут}} - t_{\text{п}}) - \alpha_{\text{луч}}^{\text{мет-фут}} \cdot (t_{\text{м}} - t_{\text{фут}}) \right] \frac{F_{\text{м}}}{F_{\text{фут}}}; \\ y = s : \frac{\partial t}{\partial y} = \alpha_{\text{ос}} \cdot (t_{\text{нар}}^{\text{фут}} - t_{\text{ос}}), \end{cases}$$

где  $\alpha_{\text{конв}}^{\text{мет}}$  – коэффициент конвективной теплоотдачи от металла к охлаждающему воздуху, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_{\text{м}}$  – температура поверхности охлаждаемого металла, °С;  $t_{\text{ср}}$  – температура среды, омывающей металл, °С;  $\alpha_{\text{луч}}^{\text{мет-фут}}$  – лучистый коэффициент теплоотдачи от металла к футеровке, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_{\text{фут}}$  – температура внутренней поверхности футеровки, °С;  $\alpha_{\text{конв}}^{\text{фут}}$  – коэффициент конвективной теплоотдачи от футеровки к охлаждающему воздуху в печи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_{\text{п}}$  – средняя температура в камере печи, °С;  $\alpha_{\text{ос}}$  – коэффициент конвективной теплоотдачи от наружной поверхности футеровки в атмосферу, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_{\text{нар}}^{\text{фут}}$  – наружная температура футеровки, °С;  $t_{\text{ос}}$  – температура окружающей среды, °С;  $F_{\text{м}}$  – площадь поверхности металла, м<sup>2</sup>;  $F_{\text{фут}}$  – площадь поверхности футеровки, м<sup>2</sup>;

Для проведения численных экспериментов в математическую модель закладывались одна из типичных конструкций камерной печи с выкатным подом и типичные параметры садки для интервала охлаждения 650 – 450 °С. Более детально математическая модель описана в работе [7].

При анализе результатов численных экспериментов установлено, что меньшая часть от общего удаляемого из печи количества теплоты передается непосредственно конвекцией от металла к воздуху, основная же часть передается излучением на внутреннюю поверхность фу-

теровки, а оттуда снимается конвекцией охлаждающим воздухом. Таким образом, при помощи математической модели были получены значения итоговых коэффициентов теплоотдачи от металла к воздуху, соответствующие общему количеству снимаемой с металла теплоты и в каждый момент времени отнесенные к разности текущей температуры поверхности металла и температуры воздуха, подаваемого в печь.

Обработка результатов математического моделирования с учетом комбинированного механизма теплопередачи металлом позволила получить итоговое критериальное уравнение съема теплоты с металла с учетом роли футеровки со степенью при критерии Рейнольдса равной 0,4. Уравнение представлено ниже.

$$Nu = 6,47 \cdot Re^{0,4} \cdot Pr_{ж}^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (1)$$

Для анализа интенсификации путем увеличения расхода воздуха целесообразно перейти к функциональной зависимости итогового коэффициента теплоотдачи от расхода охлаждающей среды. Поскольку для различных конструктивных параметров камер печей и параметров садки численные значения общего множителя и показателя при критерии Рейнольдса могут несколько изменяться для дальнейших выкладок удобно воспользоваться общим шаблоном критериального уравнения, описывающего итоговый теплообмен при охлаждении металла в печи:

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c,$$

где  $a$  – множитель уравнения;  $b$  – показатель степени при числе Рейнольдса;  $c$  – показатель степени при числе Прандтля.

Тогда итоговый коэффициент теплоотдачи может быть определен в следующем виде:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{\delta} = \frac{a \cdot Re^b \cdot Pr^c \cdot \lambda}{\delta} = \frac{a \cdot k^b \cdot V^b \cdot Pr^c \cdot \lambda}{F^b \cdot \delta^{1-b} \cdot \nu^b} = V^b \cdot d,$$

где  $d = \frac{a \cdot k^b \cdot Pr^c \cdot \lambda}{F^b \cdot \delta^{1-b} \cdot \nu^b}$ ;  $V$  – расход охлаждающей среды на печь,  $m^3/c$ ;  $k$  –

коэффициент учитывающий снижение скорости среды по сравнению с начальным значением при достижении поверхности обдуваемых тел,  $m/c$ ;  $F$  – площадь поперечного сечения каналов, из которых вытекает охлаждающая среда,  $m^2$ ;  $\nu$  – кинематическая вязкость охлаждающей среды,  $m^2/c$ ;  $\delta$  – характерный геометрический размер обтекаемых тел,  $m$ ;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности охлаждающей среды,  $Вт/(м \cdot К)$ .

Для оценки интенсификации охлаждения в данной работе предлагается использовать моментальные значения плотности теплового потока снимаемого с поверхности материала в некотором условно вы-

деленном базовом и усиленном режимах по следующим зависимостям:

$$q_{\text{баз}} = \alpha_{\text{баз}} \cdot (t_{\text{м}} - t_{\text{ср}});$$

$$q_{\text{ус}} = \alpha_{\text{ус}} \cdot (t_{\text{м}} - t_{\text{ср}}),$$

где  $\alpha_{\text{баз}}$ ,  $\alpha_{\text{ус}}$  – итоговые коэффициенты теплоотдачи от поверхности охлаждаемых тел к охлаждающей среде в базовом и усиленном режимах соответственно, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Тогда усиление охлаждения может быть оценено при помощи коэффициента усиления по формуле:

$$\gamma_{\text{ус}}^{\text{т}} = \frac{q_{\text{ус}}}{q_{\text{баз}}} = \frac{\alpha_{\text{ус}}}{\alpha_{\text{баз}}} = \left( \frac{V_{\text{ус}}}{V_{\text{баз}}} \right)^b.$$

Для анализа изменения коэффициента моментального усиления при увеличении расхода воздуха рассмотрена зависимость  $\gamma_{\text{ус}}^{\text{т}} = f(V_{\text{ус}} / V_{\text{баз}})$  для показателей степени при Рейнольдсе:

0,4 – полученный на основании анализа результатов численных экспериментов и соответствующий критериальному уравнению, описывающему итоговый комбинированный съем теплоты с поверхности металла;

0,6 – соответствующий конвективному съему теплоты при поперечном обтекании цилиндра;

0,8 – соответствующий конвективному съему теплоты при движении среды вдоль плоской поверхности;

0,5 – экспериментально установленное значение, для сложного конвективного теплообмена в камерных печах.

В результате построены графические зависимости усиления интенсивности охлаждения от относительного увеличения расхода охладителя (рис. 2).

Из графика можно увидеть, что для кривой с показателем степени 0,4, соответствующей реальной картине итогового съема теплоты с поверхности металла, при двукратном увеличении расхода наблюдается интенсификация итогового теплообмена на уровне 30 %, а для восьмикратного увеличения – 130 %.

В тоже время для более высоких значений показателя степени при критерии Рейнольдса имеет место более существенное усиление охлаждения при прочих равных условиях. Кривые 1 – 3 на рис. 2 справедливы для усиления конвективного теплообмена. Однако при реализации технологии охлаждения металла в печи решающее значение имеет именно итоговое значение теплового потока, снимаемого с поверхности металла.

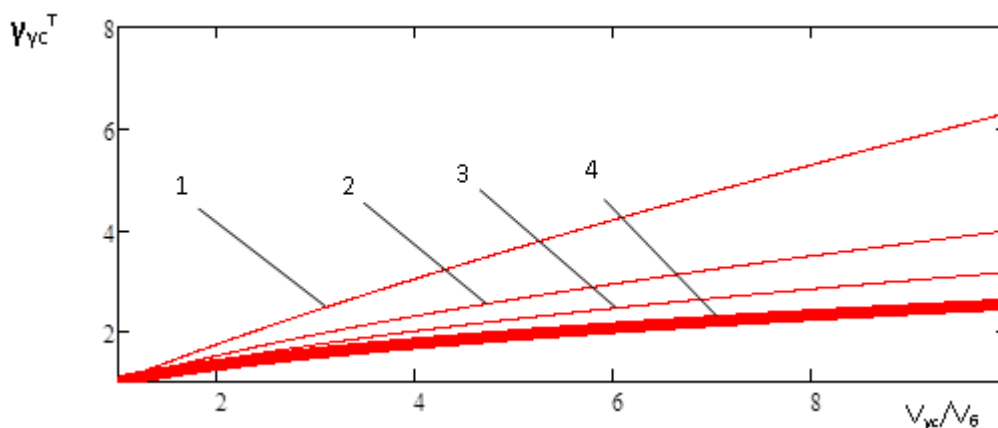


Рис. 2. Залежність посилення інтенсивності охолодження від відносного збільшення витрати охолоджувача (1 – при показателі степені при Рейнольдсе в критеріальній залежності 0,8; 2 – 0,6; 3 – 0,5; 4 – 0,4)

Даний аналіз наочно показує, що резерви регулювання процесом охолодження металу шляхом збільшення витрати повітря достатньо малі.

Також досліджена енергетична ефективність даного способу інтенсифікації, яку можна оцінити наступним чином. Втрати тиску на транспорт і вихід охолоджувача при його базовому та посиленому витратах визначаються так:

$$\Delta P_{\text{баз}} = k_{\Sigma} \cdot \frac{\rho \cdot V_{\text{баз}}^2}{2 \cdot F^2}; \quad \Delta P_{\text{ус}} = k_{\Sigma} \cdot \frac{\rho \cdot V_{\text{ус}}^2}{2 \cdot F^2},$$

де  $k_{\Sigma}$  – загальний коефіцієнт опору, що враховує втрати тиску на тертя та місцеві опору в повітропроводі від нагнетального патрубку до надходження охолоджувача в піч;  $\rho$  – густина охолоджувача,  $\text{кг/м}^3$ ;  $F$  – розрахункове перерізу повітропроводу, для якого отримано значення  $k_{\Sigma}$ .

Комплексний аналіз енергетичної ефективності процесу повітряного охолодження матеріалу зручно проводити за допомогою енергетичного коефіцієнта, що представляє собою відношення значень кількості відведеної теплоти до витрати енергії на транспорт охолоджувача. В цьому випадку значення енергетичного коефіцієнта для випадків з базовим та посиленим витратою охолоджувача будуть:

$$K_{\text{баз}} = \frac{q_{\text{баз}} \cdot F_{\text{м}} \cdot \eta}{\Delta P_{\text{баз}} \cdot V_{\text{баз}}}; \quad K_{\text{ус}} = \frac{q_{\text{ус}} \cdot F_{\text{м}} \cdot \eta}{\Delta P_{\text{ус}} \cdot V_{\text{ус}}}.$$

В свою очередь изменение энергетической эффективности процесса может быть оценено как:

$$\gamma_{yc}^{эн} = \frac{K_{yc}}{K_{баз}} = \left( \frac{V_{yc}}{V_{баз}} \right)^{b-3} = (\gamma_{yc}^r)^{1-\frac{3}{b}}.$$

Графическая зависимость изменения энергетической эффективности охлаждения от относительного увеличения расхода охладителя для степени при Рейнольдсе равной 0,4 представлена на рис. 3.

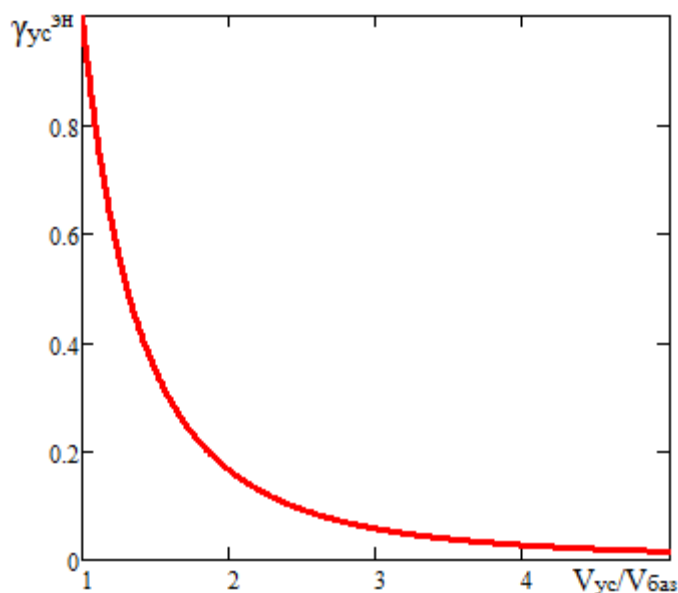


Рис. 3. Зависимость изменения энергетической эффективности охлаждения от относительного увеличения расхода охладителя при показателе степени при Рейнольдсе в критериальной зависимости равной 0,4

Таким образом, с точки зрения энергетической эффективности управление интенсивностью охлаждения за счет изменения расхода охладителя является достаточно неэффективным мероприятием, так как сопровождается существенным понижением значения энергетического коэффициента.

Однако следует иметь в виду, что изучаемый способ интенсификации является наиболее просто реализуемым технически и алгоритмически и может использоваться в пределах изменения расхода, который могут обеспечить применяемые дутьевые вентиляторы и гидравлическая сеть.

### Выводы

В данной работе получено критериальное уравнение, позволяющее определить итоговый теплосъем с поверхности металла при его охлаждении в камере печи. С его помощью выполнены оценки эффективности усиления темпа охлаждения металла за счет увеличения расхода охлаждающей среды. Установлено, что эффективность предложенного способа не высока при существенных приростах количества подаваемого воздуха. Также показано, что такой способ интенсификации характеризуется резким падением значений энергетического коэффициента.

Результаты исследований могут быть использованы при подборе дутьевого оборудования, а также выдаче рекомендаций по настройке параметров работы системы АСУ, связанных с управлением темпом охлаждения металла и параметрами вентилятора.

### Список литературы

1. Бирюков А. Б. Анализ современного состояния технологии воздушного охлаждения металла в печах / А. Б. Бирюков, С. М. Сафьянц, П. А. Гнителиев // Бюллетень научно-технической и экономической информации «Черная металлургия». – № 11, 2014.
2. Разработка, проектирование и изготовление нагревательных, термических и сушильных печей с конвективным типом теплообмена на основе применения промышленных жаропрочных, печных вентиляторов конструкции ОАО «ВНИИМТ» / [http://www.vniimt.ru/rus/print.php?p=info\\_additional&id=18](http://www.vniimt.ru/rus/print.php?p=info_additional&id=18)
3. Термическая обработка в машиностроении : Справочник / Под ред. Ю. М. Лахтина, А. Г. Рахштадта. – М. : Машиностроение. – 1980. – 783 с.
4. Гортышов Ю. Ф. Интенсификация теплообмена. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования / Ю. Ф. Гортышов, И. А. Попов, В. В. Олимпиев и др. – Казань : Центр инновационных технологий, 2009. – 531 с.
5. Байгалиев Б. Е. Теплообменные аппараты / Б. Е. Байгалиев, А. В. Щелчков, А. Б. Яковлев, П. Ю. Гортышов; Под ред. Ю. Ф. Гортышова. – Казань : Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2012. – 180 с.
6. Бирюков А. Б. «Сравнение интенсивности конвективного теплообмена при импульсном и безимпульсном режимах подачи теплоносителя» / Бирюков А. Б., Сафьянц С. М., Гнителиев П. А. // Интернет-конференция Sworld: «Современные направления теорети-

ческих и прикладных исследований 2014», 17-28 июня 2014 г.  
<http://www.sworld.com.ua/konfer35/343.pdf>

7. Бирюков А. Б. Теплотехника непрерывной разливки стали и тепловой обработки заготовок / А. Б. Бирюков. – Saarbrücken: LAMBERT Academic Publishing, 2015. – 444 с.

*Рукопись поступила 10.02.2015 г.*

УДК 669.181.152.1

*Гичёв Ю.А.* – д.т.н., проф., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

*Ведерников В.В.* – студент, НМетАУ

## ПРЕДПОСЫЛКИ К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ КОНВЕРТЕРНОГО ГАЗА ДЛЯ НАГРЕВА МЕТАЛЛОЛОМА

*Оценка энергетического потенциала конвертерного газа показала возможность его использования для нагрева лома, составляющего значительную долю от массы металлошихты кислородно-конвертерной плавки. По результатам расчетов доля лома в металлошихте может быть увеличена при его нагреве на  $7,3 \div 18,5$  % и составит  $32,3 - 48,5$  % от массы металлошихты.*

*Ключевые слова: металлолом; нагрев; конвертерный газ; энергетический потенциал; тепловой баланс.*

### Введение

Нагретый конвертерный газом металлолом позволяет вернуть максимальное количество теплоты газа в конвертер с подогретой шихтой [1], так как доля лома в твердой шихте кислородно-конвертерной плавки наиболее весомая по сравнению с другими компонентами (известью, известняком, железорудными материалами и проч.).

Предварительный нагрев металлолома является одним из способов повышения доли лома в металлошихте кислородно-конвертерной плавки и соответствующего снижения расхода чугуна на выплавку стали. Так как энергозатраты, связанные со сбором и подготовкой металлолома, значительно меньше по сравнению с расходами на производство чугуна, увеличение доли лома в металлошихте приводит к непосредственному снижению энергоемкости стали.

### Постановка задачи исследования

Использование для нагрева металлолома конвертерного газа вносит ряд дополнительных позитивных факторов к обычному подогреву лома от посторонних источников теплоты.

В частности, нагрев лома для конвертерной плавки синхронно с выходом газа из конвертера способствует согласованию ритмов обоих процессов. В этом случае каждая последующая плавка получает лом, нагретый отходящим газом предыдущей плавки, а использование для



нагрева лома внутреннего источника теплоты конвертерных плавков в виде отходящего газа делает процесс нагрева независимым от постороннего топлива, что является немаловажным фактором, особенно в условиях дефицита топлива.

При использовании конвертерного газа в отличие от других способов нагрева лома энергоемкость конвертерной стали снижается не только за счет сокращения расхода чугуна, но и путем непосредственной экономии топлива, потребление которого при нагреве лома от постороннего источника может оказаться весьма значительным. Например, нагрев лома до температуры 800 °С, которая обеспечивает достаточное количество аккумулированной ломом теплоты при относительно минимальном угаре металлолома, и при тепловом к.п.д. нагрева в пределах 30 ÷ 50 % требует на 1 т лома 0,045 ÷ 0,062 т условного топлива. Это значительно увеличивает топливопотребление кислородно-конвертерных цехов при нагреве лома от постороннего источника.

Нагрев лома конвертерным газом, то есть без сжигания дополнительного топлива, исключает или значительно снижает отрицательное влияние процесса нагрева на экологические показатели кислородно-конвертерного производства.

В задачу данной работы входили:

- оценка энергетического потенциала конвертерного газа в процессе нагрева металлолома;
- вычисление температуры нагрева металлолома при использовании конвертерного газа.

### **Оценка энергетического потенциала конвертерного газа**

Нагрев металлолома для конвертерной плавки независимо от способа его осуществления тесно взаимосвязан с технологией кислородно-конвертерного процесса, а именно, с его тепловым балансом, который, в зависимости от температуры нагрева лома и с учетом избыточной теплоты процесса, определяет массу подаваемого в конвертер металлолома.

Взаимосвязь между процессом нагрева металлолома и технологией кислородно-конвертерной плавки усиливается при использовании для нагрева лома конвертерного газа. В частности, сокращение расхода чугуна вследствие увеличения доли лома в металлошихте при подаче его в конвертер в нагретом состоянии, приводит к снижению выхода конвертерного газа. В результате, при использовании конвертерного газа для нагрева металлолома, с одной стороны, увеличивается доля лома в металлошихте, а, с другой стороны, уменьшается объем выходящего из конвертера газа, что необходимо учитывать при оценке энергетического потенциала газа в процессе нагрева металлолома.

Среди технологических показателей плавки, которые могут влиять на процесс нагрева лома конвертерным газом, следует также учитывать продолжительность продувки конвертера  $\tau_{пр}$ , величина которой определяет продолжительность выхода газа, а следовательно и время нагрева лома. От продолжительности продувки, при синхронном использовании конвертерного газа, зависит также величина получаемой от сжигания газа тепловой мощности, которая должна соответствовать тепловой мощности, необходимой для нагрева лома.

Таким образом, оценка энергетического потенциала конвертерного газа в процессе нагрева металлолома, кроме энергетических характеристик газа (его температуры и теплоты сгорания), должна учитывать значения по крайней мере двух параметров, определяемых технологией кислородно-конвертерного процесса, а именно, количество выходящего газа и продолжительность продувки конвертера.

При оценке энергетического потенциала конвертерного газа необходимо также учитывать состав передельного чугуна, в первую очередь содержание в нем углерода, который непосредственно определяет количество выделяющегося газа и в значительной степени влияет на величину избыточной теплоты процесса. Для получения надежных результатов оценки следует учитывать также величину теплового к.п.д. нагрева или степени использования теплоты газа.

Расчет количества выделяющегося газа (на 1 т выплавленной стали)  $v_{кг}$  выполнен по методике, приведенной в работе [2] при продувке чугуна с содержанием углерода  $3,0 \div 4,5$  %.

Удельная тепловая мощность, получаемая при сжигании конвертерного газа с учетом его физической теплоты, определялась по формуле:

$$Q_M^{кг} = v_{кг} M_{ст} (v_{со} Q_{со} + c_{кг} t_{кг}) / \tau_{пр}, \text{ МВт/т стали}, \quad (1)$$

где  $M_{ст}$  – выход стали на 1 т садки конвертера, т;  $v_{со}$  – содержание СО в конвертерном газе, доли ед.;  $Q_{со}$  – теплота сгорания СО, кДж/м<sup>3</sup>;  $c_{кг}$ ,  $t_{кг}$  – теплоемкость и температура конвертерного газа, кДж/(м<sup>3</sup>·К) и °С.

Удельная тепловая мощность, необходимая для нагрева лома, определялась выражением:

$$Q_M^H = m_{л} M_{ст} c_{л} t_{л} / (\eta_{г} \eta_{н} \tau_{пр}), \text{ МВт/т стали}, \quad (2)$$

где  $m_{л}$  – доля лома в металлошихте кислородно-конвертерной плавки, доля ед.;  $c_{л}$ ,  $t_{л}$  – теплоемкость и температура нагрева лома, кДж/(м<sup>3</sup>·К) и °С;  $\eta_{г}$ ,  $\eta_{н}$  – выход годного в конвертерной плавке и тепловой к.п.д. нагрева, доли ед.

В расчетах по формулам (1) и (2) содержание оксида углерода в конвертерном газе принято 90 %, температура газа – 1700 °С, продолжительность продувки конвертера – 12, 15 и 18 мин., температура нагрева лома – 600 ÷ 1000 °С, выход годного в конвертерной плавке – 0,9. Результаты расчета представлены на рисунке 1.

Сравнение тепловых мощностей  $Q_M^H$  и  $Q_M^{KГ}$  показывает, что энергетического потенциала конвертерного газа для нагрева лома, например, до 1000 °С, достаточно для массы лома, соответствующей его доли в металлошихте в пределах 34,2 ÷ 46,5 %, а при нагреве лома до 600 °С количество нагреваемого лома может составить свыше 50 % от массы металлошихты.

Масса нагреваемого лома в значительной степени зависит от количества выделяющегося газа, которое, как было отмечено выше, определяется содержанием углерода в чугуна. При увеличении содержания углерода в чугуна от 3,0 до 4,5 % и нагреве лома до 1000 °С его доля в массе металлошихты конвертерной плавки может возрасти на 9,2 – 11,7 % в зависимости от продолжительности продувки конвертера.

В целом же приведенные на рисунке 1 результаты расчета указывают на достаточно высокий энергетический потенциал конвертерного газа. Это подтверждает возможность использования теплоты конвертерного газа для нагрева лома, что значительно увеличивает его долю в массе металлошихты конвертерной плавки даже с учетом снижения выхода газа при использовании нагретого лома.

### Температура нагрева металлолома

Температура и масса нагретого лома при подаче лома в конвертер должны быть согласованы с тепловым балансом конвертерной плавки.

Совместное решение уравнений тепловых балансов подогревателя лома и конвертерной плавки дает выражение для определения температуры лома при использовании физической  $Q_{KГФ}$  и химической  $Q_{KГХ}$  теплоты конвертерного газа с учетом охлаждающего эффекта лома  $q_L$  и избыточной теплоты конвертерного процесса  $Q_{изб}$ :

$$t_L = \frac{q_L}{c_L} \left[ 1 - \frac{Q_{изб}}{Q_{изб} + (Q_{KГФ} + Q_{KГХ})\eta_H} \right], \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3)$$

где  $Q_{KГФ}$ ,  $Q_{KГХ}$  – физическая и химическая теплота конвертерного газа, полученного при продувке 100 кг чугуна, кДж/100 кг чугуна;  $q_L$  – охлаждающий эффект лома, кДж/кг;  $Q_{изб}$  – избыточная теплота конвертерного процесса, кДж/100 кг чугуна.

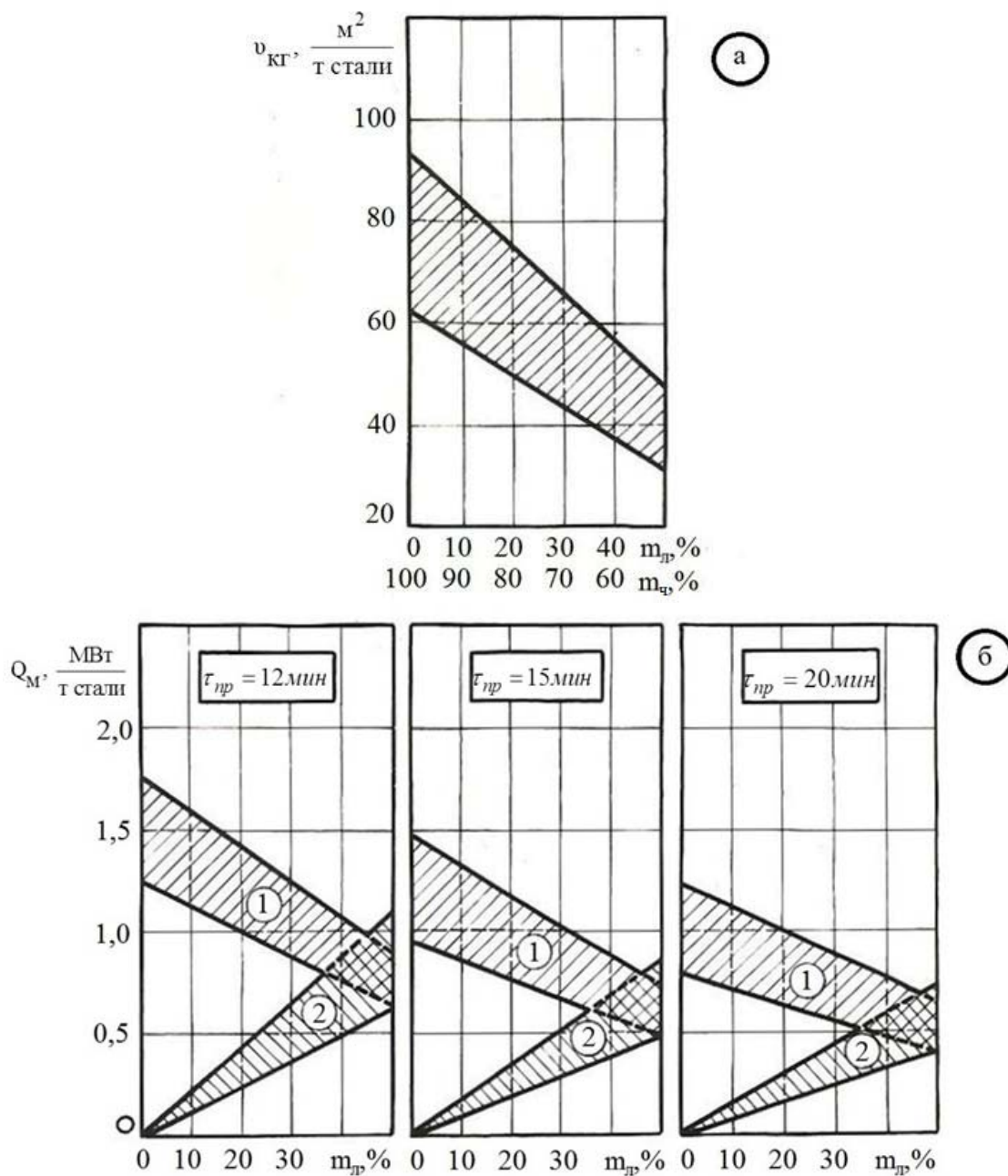


Рис. 1. К оценке энергетического потенциала конвертерного газа в процессе нагрева металлолома:

а – зависимость удельного выхода конвертерного газа от соотношения массовых долей лома ( $m_{л}$ ) и чугуна ( $m_{ч}$ ) в металлошихте кислородно-конвертерной плавки (верхняя линия при содержании углерода в чугуне 4,5%, нижняя – 3,0%);

б – зависимость тепловых мощностей в процессе нагрева металлолома конвертерным газом от доли лома в металлошихте: 1 – тепловая мощность, получаемая от сжигания конвертерного газа,  $Q_M^{кг}$  (верхняя линия для выхода газа при содержании углерода в чугуне 4,5%, нижняя – 3,0%); 2 – тепловая мощность, необходимая для нагрева металлолома,  $Q_M^H$  (верхняя линия для нагрева лома до 1000 °С, нижняя – до 600 °С)

Увеличение доли лома в металлошихте за счет возврата теплоты газа в конвертер определяется выражением (% от массы металлошихты):

$$\Delta m_{\text{л}} = \left\{ q_{\text{л}} / \left[ Q_{\text{изб}} + (Q_{\text{кгф}} + Q_{\text{кгх}}) \eta_{\text{н}} \right] + 0,01 \right\}^{-1} - \left[ q_{\text{л}} / (Q_{\text{изб}} + 0,01) \right]^{-1}. \quad (4)$$

Избыточная теплота конвертерного процесса вычислялась по методике, приведенной в работе [3], при следующих исходных данных: температура заливаемого в конвертер чугуна – 1350 °С; состав чугуна – углерод 4 %, кремний 0,8 %, марганец 0,5 %; температура выпуска стали – 1600 °С; состав выплавляемой стали – углерод 0,25 %, кремний 0,25 %, марганец 0,30 %.

Расчеты по формулам (3) и (4) выполнены методом последовательных приближений с варьированием параметров нагрева в следующих интервалах: доля отводимого в подогреватель газа изменялась в пределах 0,2 ÷ 1, температура газа – 50 ÷ 1600 °С, тепловой к.п.д. нагрева (степень использования теплоты газа) – 0,3 ÷ 0,5, степень дожигания газа в процессе нагрева лома – 0,6 ÷ 1.

Такое изменение параметров позволяет представить процесс нагрева металлолома в разнообразных вариантах его исполнения и при различной тепловой эффективности нагрева лома.

Неполное использование газа возможно при небольших мощностях располагаемого оборудования для нагрева металлолома, а также при ограниченных возможностях подачи газа на нагрев лома в случае одновременного его использования для других целей, например, в ОКГ для выработки пара.

Температура газа 50 °С соответствует использованию охлажденного газа после мокрой очистки, а более высокие температуры, вплоть до 1600 °С, – использованию высокотемпературного газа, отбираемого из газоотводящего тракта конвертера до газоочистки.

Неполное сжигание газа предусмотрено для создания в подогревателе частично восстановительной атмосферы с целью снижения угара металла в процессе нагрева металлолома.

Графики, приведенные на рисунках 2 и 3, позволяют представить температуру нагрева лома и соответствующее увеличение доли лома в металлошихте кислородно-конвертерной плавки в совокупности всех вышеперечисленных вариантов нагрева лома.

В частности, при использовании газа в полном объеме (доля используемого газа 1), температура нагрева лома (см. рис. 2) может составить в зависимости от величины к.п.д. нагрева, который представлен на графиках значениями 30 % и 50 %, соответственно, 395 ÷ 715 °С и 590 ÷ 950 °С, где нижние температуры интервалов относятся в использованию охлажденного газа при степени его дожигания 0,6, а

верхние – при использовании высокотемпературного газа (1600 °С) со степенью дожигания 1, т.е. приведенные интервалы температур охватывают весь расчетный диапазон вариантов нагрева лома по степени использования теплоты газа.

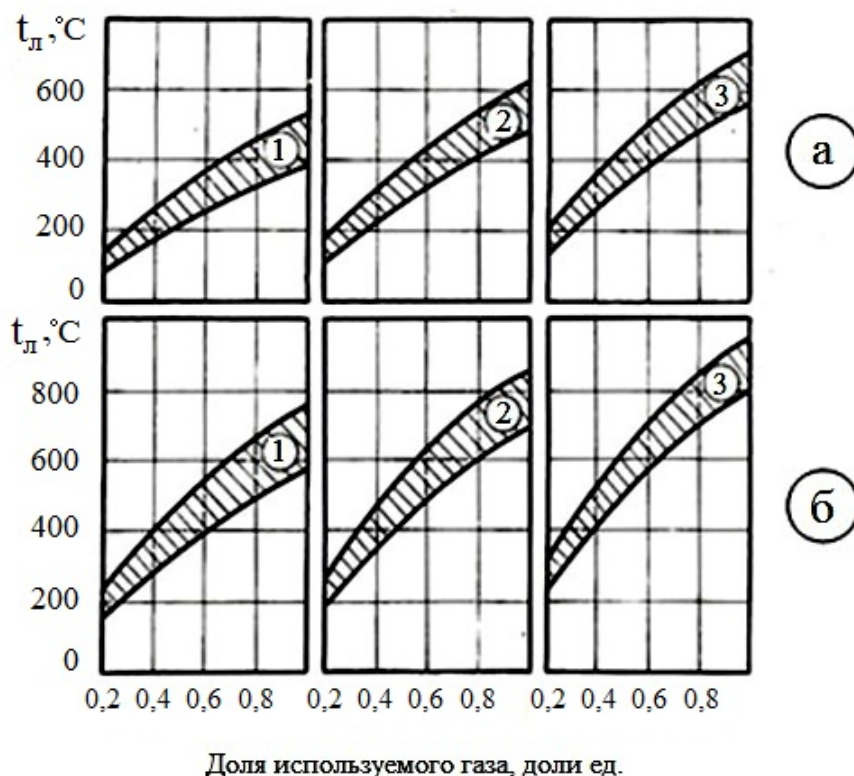


Рис. 2. Зависимость температуры нагрева лома ( $t_d$ ) от доли используемого газа (верхние линии при температуре отводимого на использование газа 1600 °С, нижние – 50 °С):  
 а – при тепловом к.п.д. нагрева 30%; б – 50 %;  
 1 – при степени дожигания газа 0,6; 2 – 0,8; 3 – 1

Использование высокотемпературного газа (1600 °С) по сравнению с охлажденным увеличивает температуру нагрева лома на 150 ÷ 200 °С, причем по мере снижения степени дожигания газа значение физической теплоты газа при нагреве лома возрастает.

При уменьшении доли используемого газа температура нагрева лома соответственно снижается. Например, при использовании 20% выделяющегося из конвертера газа температура нагрева лома в зависимости от теплового к.п.д. нагрева и степени дожигания газа составляет в пределах 100 ÷ 350 °С.

В соответствии с температурой нагрева лома изменяется и его доля в мталлошихте. (см. рис. 3).

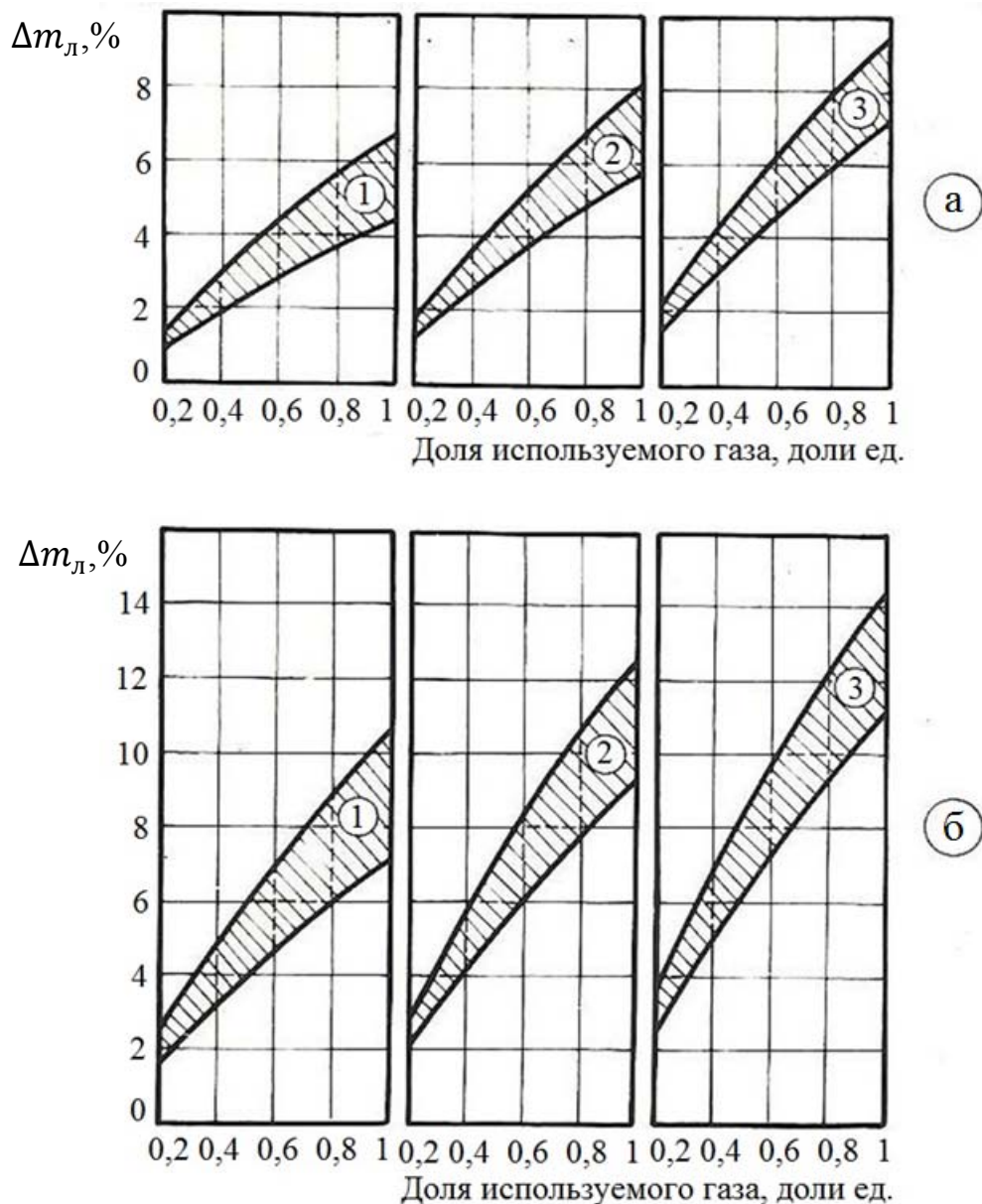


Рис. 3. Зависимость увеличения доли лома ( $\Delta m_d$ ) в металлошихте кислородно-конвертерной плавки от доли используемого газа (верхние линии при температуре отводимого на использование газа  $1600\text{ }^\circ\text{C}$ , нижние –  $50\text{ }^\circ\text{C}$ ): а – при тепловом к.п.д. нагрева 30 %; б – 50 %; 1 – при степени дожигания газа 0,6; 2 – 0,8; 3 – 1

При использовании конвертерного газа в полном объеме и при полном его дожигании увеличение доли лома в металлошихте в зависимости от величин теплового к.п.д. нагрева (30 % и 50 %) может составить, соответственно,  $7,3 \div 9,5\%$  и  $11,2 \div 14,2\%$ , где нижние пределы относятся к использованию охлажденного газа, а верхние – высокотемпературного. При уменьшении количества используемого газа

и снижении степени его дожигания возможное увеличение доли лома в металлошихте, соответственно, снижается.

В целом же из приведенных результатов расчета следует, что нагрев металлолома конвертерным газом позволяет увеличить долю лома в металлошихте, которая без подогрева составляет максимум 25 ÷ 30 %, на 7,3 ÷ 18,5 % и обеспечить этим расход лома в конвертерной плавке до 32,3 ÷ 48,5 % от массы металлошихты.

### **Выводы**

Оценка энергетического потенциала конвертерного газа показала возможность нагрева конвертерным газом массы лома, составляющей значительную долю от массы металлошихты кислородно-конвертерной плавки. По результатам расчетов доля лома в металлошихте может быть увеличена в результате нагрева лома конвертерным газом на 7,3 ÷ 18,5 % в зависимости от варианта нагрева и составить, соответственно 32,3 ÷ 48,5 % от массы металлошихты.

### **Список литературы**

1. Гичёв Ю. А. Взгляд на проблему использования отходящих газов сталеплавильных конвертеров / Ю. А. Гичёв // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2004. – № 2(8). – С. 30–36.
2. Бережинский А. И. Охлаждение и очистка газов кислородных конвертеров / А. И. Бережинский, А. Ф. Циммерман. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Metallurgia, 1983. – 272 с.: ил.
3. Баптизманский В.И. Металлолом в шихте кислородных конвертеров / В. И. Баптизманский, Б. М. Бойченко, Е. В.Третьяков. – М. : Metallurgia, 1982. – 136 с.: ил.

*Рукопись поступила 17.03.2015 г.*



УДК 669.184.152.4

*Гичёв Ю.А.* – д.т.н., проф., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

*Запотоцкая А.Ю.* – магистрант, НМетАУ

## **ТЕПЛО- И МАССООБМЕН ПРИ ОБЖИГЕ ИЗВЕСТНЯКА КОНВЕРТЕРНЫМ ГАЗОМ**

*Разработана математическая модель процесса обжига известняка конвертерным газом, включающая вычисление температурных полей и распределений степени обжига при многократной продувке слоя известняка в условиях изменяющихся расходов газа, теплофизических свойств материала и газа и с учетом выделяющегося в процессе обжига диоксида углерода. Исследование тепло- и массообмена с применением математической модели выполнено для условий обжига известняка в неподвижном и дискретно-перемещающемся слое. Установлены закономерности и предпочтительные режимы обжига известняка конвертерным газом.*

*Ключевые слова: известняк; конвертерный газ; обжиг; математическая модель.*

### **Введение**

Предварительный анализ процесса, выполненный на основе теплового и материального балансов обжига с учетом интенсивности теплообмена в слое и кинетики диссоциации в куске [1] показал, что технология обжига известняка конвертерным газом представляется в виде синхронизированного с выплавкой стали цикла, включающего в соответствии с выходом газа из конвертера ряд продувок слоя и чередование их с паузами межпродувочных периодов. Полученные в [1] результаты положены в основу данных исследований.

### **Постановка задачи исследования**

Задача данных исследований состояла в анализе режимов обжига и прогнозировании производительности процесса при многократной продувке слоя известняка конвертерным газом. Это возможно в результате исследования тепло- и массообмена в процессе обжига, который при использовании конвертерного газа усложняется периодичностью подачи газа, непостоянством его расхода и влиянием пауз межпродувочного периода.

Обоснование и выбор наиболее эффективных режимов обжига требует исследования процесса в определенном интервале изменения его параметров, таких, например, как температура и скорость фильтрации газа, размеры слоя, количество продувок и прочее.

Решение этой задачи в полном объеме исключительно экспериментальным путем практически невозможно. Экспериментальные данные, полученные в лабораторных условиях, сопряжены с искажениями, которые вносит масштабный фактор при переходе от лабораторных исследований к промышленной установке.

В данном случае целесообразнее комбинированный подход к решению задачи, а именно, математическое моделирование процесса, в результате которого предоставляется возможным учет многих факторов обжига в широком интервале изменения его параметров, с использованием приведенных в [2, 3] экспериментальных зависимостей по тепло- и массообмену, что в совокупности создает предпосылки для получения объективной картины обжига.

### Математическая модель процесса

Принцип построения математической модели процесса обжига известняка конвертерным газом аналогичен концепции математического моделирования, принятой для процесса восстановления железорудного сырья [4], которая заключается в вычислении трубок тока газа в объеме обжигового реактора и последующего просчета по траекториям трубок тока температурных и концентрационных полей.

При обжиге известняка в неподвижном слое уравнения теплообмена, описывающие процесс обжига по траектории трубки тока, имеют вид:

$$\begin{cases} c_{\Gamma} \rho_{\Gamma} w_{\Gamma h}^* \frac{\partial t_{\Gamma}}{\partial h^*} = -\alpha_v (t_{\Gamma} - t_M); & (1) \\ c_M^* \rho_M \frac{\partial t_M}{\partial \tau} = \alpha_v (t_{\Gamma} - t_M). & (2) \end{cases}$$

Здесь  $c_{\Gamma}$ ,  $\rho_{\Gamma}$ ,  $t_{\Gamma}$  – теплоемкость, плотность и температура газа, кДж/(кг·К), кг/м<sup>3</sup>, °С;  $c_M^*$ ,  $\rho_M$ ,  $t_M$  – кажущаяся теплоемкость, плотность и температура слоя материала, кДж/(кг·К), кг/м<sup>3</sup>, °С;  $w_{\Gamma h}^*$  – проекция скорости газа в трубке тока на касательный вектор к ее траектории, м/с;  $\alpha_v$  – объемный коэффициент теплоотдачи, кВт/(м<sup>3</sup>·К).

В соответствии с конечно-разностной схемой уравнения (1) и (2) принимают следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} c_{\Gamma i,j} \rho_{\Gamma i,j} W_{rh^* i,j} \frac{t_{\Gamma i+1,j+1} - t_{\Gamma i+1,j}}{h_j^*} = -\alpha_{v i,j} (\bar{t}_{\Gamma i,j} - \bar{t}_{M i,j}); \end{array} \right. \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} c_{M i,j}^* \rho_{M i,j} \frac{t_{M i+1,j+1} - t_{M i+1,j}}{\tau_i} = \alpha_{v i,j} (\bar{t}_{\Gamma i,j} - \bar{t}_{M i,j}), \end{array} \right. \quad (4)$$

где  $\bar{t}_{\Gamma i,j} = (t_{\Gamma i+1,j+1} + t_{\Gamma i,j+1} + t_{\Gamma i+1,j} + t_{\Gamma i,j}) / 4$

$$\bar{t}_{M i,j} = (t_{M i+1,j+1} + t_{M i,j+1} + t_{M i+1,j} + t_{M i,j}) / 4.$$

Для расчета принята схема бегущего счета на четырехточечном шаблоне, а  $\tau_i$  и  $h_j^*$ , соответственно, обозначают, шаг по времени и шаг по длине трубки тока в прямоугольной сетке координат

Решение системы уравнений (3, 4) дает выражения для определения конечных температур материала и газа в ячейке сетки:

$$t_{M i+1,j+1} = \left[ \frac{t_{M i,j+1} \cdot W_{M1 i,j}}{\tau_i} + \frac{\alpha_{v i,j}}{4} \cdot \frac{t_{\Gamma i,j+1}}{W_{\Gamma2 i,j} h_j^*} + \frac{W_{\Gamma2 i,j} - \alpha_{v i,j}}{4 W_{\Gamma2 i,j}} (t_{\Gamma i,j}^* - t_{M i,j}^*) \right] / W_{M2 i,j}; \quad (5)$$

$$t_{\Gamma i+1,j+1} = \left[ \frac{t_{\Gamma i+1,j} \cdot W_{\Gamma1 i,j}}{h_j^*} - \alpha_{v i,j} (t_{\Gamma i,j}^* - t_{M i,j}^* - \frac{t_{M i+1,j+1}}{4}) \right] / W_{M i,j}, \quad (6)$$

где  $W_{M1 i,j} = c_{M i,j}^* \rho_{M i,j}$ ;  $W_{\Gamma1 i,j} = c_{\Gamma i,j} \rho_{\Gamma i,j} W_{rh^* i,j}$ ;

$$W_{\Gamma2 i,j} = \frac{W_{\Gamma1 i,j}}{h_j^*} + \frac{\alpha_{v i,j}}{4}; \quad W_{M2 i,j} = \frac{W_{M1 i,j}}{\tau_j^*} + \frac{\alpha_{v i,j}}{4} - \frac{\alpha_{v i,j}^2}{16 W_{M1 i,j}};$$

$$t_{\Gamma i,j}^* = (t_{\Gamma i,j} + t_{\Gamma i+1,j} + t_{\Gamma i,j+1}) / 4; \quad t_{M i,j}^* = (t_{M i,j} + t_{M i+1,j} + t_{M i,j+1}) / 4.$$

Выражения (5) – (6) позволяют последовательно рассчитать узлы сетки конечно-разностной схемы и определить температурные поля процесса.

Коэффициент теплоотдачи определяется по формуле, полученной экспериментальным путем [2].

Уравнения массообмена по траектории трубки тока для реакции  $\text{CaCO}_3 \rightarrow \text{CaO} + \text{CO}_2$  с учетом фильтрационной модели процесса приобретают следующий вид:

$$\frac{\partial [\text{CO}_2]}{\partial \tau} = -K_d [\text{CaCO}_3]; \quad (7)$$

$$\frac{\partial [\text{CaO}]}{\partial h^*} = -K_d [\text{CaCO}_3], \quad (8)$$

где  $K_d$  – коэффициент, характеризующий интенсивность диссоциации известняка.

Интенсивность диссоциации вычислялась по экспериментальным данным, приведенным в работе [2], а степень обжига в соответствии с конечно-разностной схемой определялась выражением:

$$\varepsilon_{i+1,j+1} = 1 - \left( r_{k^*i,j} - w_{d i,j} \tau_i \right)^3 / R_k^3, \quad (9)$$

где  $r_{k^*i,j}$  – радиус, характеризующий положение фронта диссоциации в куске известняка в момент времени  $\tau_i$ , м;  $w_d$  – скорость продвижения фронта диссоциации, м/с;  $R_k$  – радиус куска известняка, м.

Анализ процесса обжига в вертикальной шахте высотой  $H$  выполнен для прямолинейного тока газа, что возможно при совпадении размеров отверстий подачи и выпуска газа между собой и с размерами поперечного сечения шахты реактора.

Изменения, происходящие в слое обжигаемого известняка в паузы межпродувочных периодов, обусловлены в основном двумя причинами: диссоциацией известняка в достаточно нагретых участках слоя за счет аккумулированной ими теплоты во время продувок, что сопровождается охлаждением этих участков, и перераспределение теплоты вследствие неравномерности нагрева слоя за счет его теплопроводности.

Решение задачи тепло- и массообмена в паузы между продувками периодического процесса обжига за счет теплоаккумулирующей способности предварительно нагретого слоя известня в во время продувки приведено в работе [5].

### Результаты исследования

Анализ процесса выполнен для режимов обжига при температуре газа на входе в слой  $1000 \div 1300$  °С и скорости фильтрации газа через слой  $0,5 \div 2,0$  м/с, что в полной мере охватывает характеристики обжига известняка в шахтных печах и, соответственно, позволяет представить рассматриваемый процесс во всем интервале принятых на практике параметров слоевого обжига.

Указанный интервал температур газа обусловлен тем, что при температуре свыше  $1300$  °С возникает опасность переобжига и спекания материала, а при температуре ниже  $1000$  °С снижается интенсивность термической диссоциации известняка, что отрицательно сказывается на эффективности процесса. Приведенный интервал скоростей газа относится к определяющей скорости, в качестве которой в условиях изменяющегося по ходу продувки расхода конвертерного газа

принята скорость газа, соответствующая максимальному газовыделению из конвертера [6].

Продолжительность одной продувки принята 15 минут, продолжительность паузы межпродувочного периода – 30 минут, а средний эквивалентный диаметр кусков известняка в слое – 0,03 м.

На рисунках 1 и 2 представлено распределение температур материала в слое при многократной продувке конвертерным газом, которое позволяет сделать следующее обобщение по температурам обжига (цифры на поле графиков указывают на количество продувок).

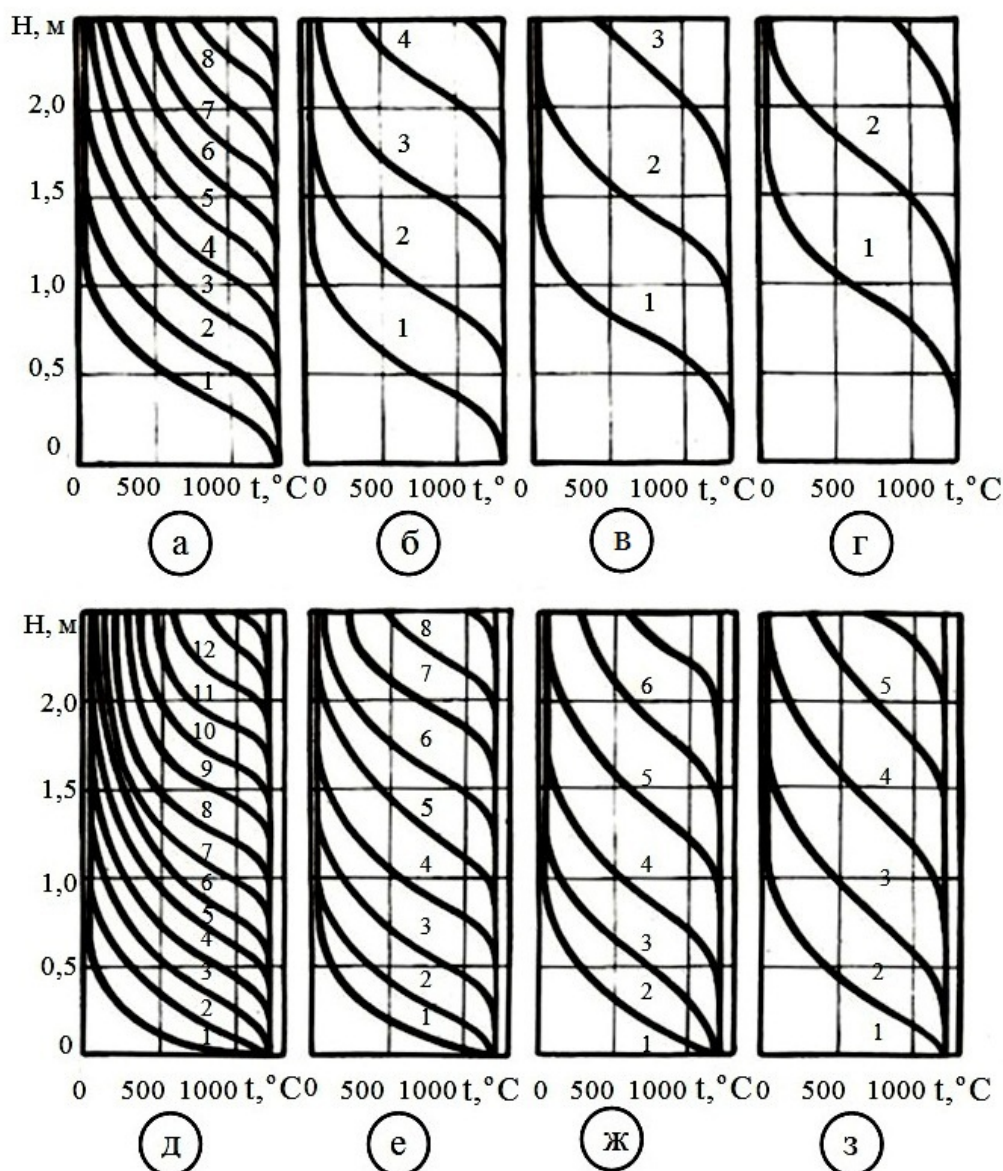


Рис. 1. Изменение температуры материала при многократной продувке неподвижного слоя известняка:

а – г – при температуре газа на входе в слой 1300 °С  
и скоростях газа, соответственно, 0,5, 1,0, 1,5 и 2,0 м/с;  
д – з – то же при 1200 °С.

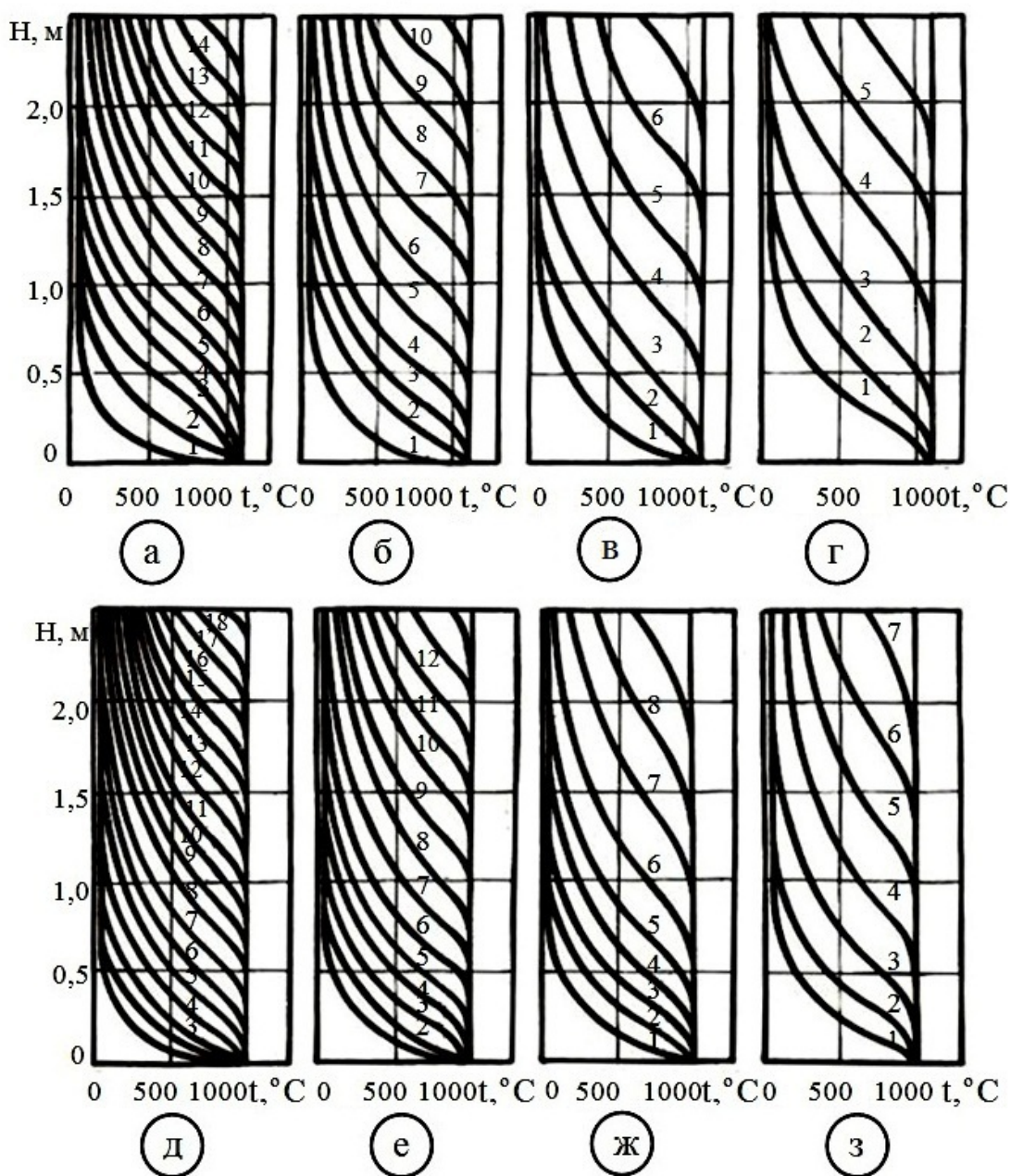


Рис. 2. Изменение температуры материала при многократной продувке неподвижного слоя известняка:  
 а – г – при температуре газа на входе в слой  $1100^\circ\text{C}$   
 и скоростях газа, соответственно, 0,5, 1,0, 1,5 и 2,0 м/с;  
 д – з – то же при  $1000^\circ\text{C}$ .

Многократная продувка несмотря на теплопоглощения, связанные с диссоциацией известняка, в конечном итоге обеспечивает прогрев слоя до начальной температуры газа, т.е. начальная температура газа определяет максимально возможную температуру нагрева слоя обжигаемого известняка.

Количество продувок, необходимых для максимального нагрева слоя, зависит от его размеров, в данном случае от высоты слоя, и уменьшается с увеличением скорости и начальной температуры газа.

После нагрева слоя до температуры диссоциации и вплоть до полного обжига изменение температуры слоя определяется разложением известняка, в процессе которого аккумулированная слоем теплота в большей или меньшей степени, в зависимости от стадии обжига, расходуется на компенсацию теплопоглощений от диссоциации. Поэтому распределение температур, представленное на рисунках 1 и 2, следует рассматривать совместно с распределением степени обжига в слое, приведенным на рисунках 3 и 4.

По условию моделирования процесса максимальная степень обжига ограничена здесь величиной 95 %, которая является реально достижимой в шахтных печах и поэтому может служить для рассматриваемого процесса в качестве показателя предельного обжига.

Из данных, приведенных на рисунках 3 и 4, следует, что многократная продувка при всех значениях параметров (температур и скоростей газа) в принятом интервале их изменения обеспечивает достаточно полный обжиг слоя. Причем количество продувок, необходимых для полного обжига, так же, как и для прогрева слоя, зависит от размеров слоя и уменьшается с увеличением температуры и скорости газа.

Начало разложения известняка следует за нагревом слоя до температуры диссоциации (принята 900 °С) и соответственно в большинстве режимов заметно отстает от темпа прогрева слоя. Сравнение указанных на рисунках 1 – 4 количеств продувок показывает, что запаздывание разложения известняка по сравнению с прогревом слоя составляет до четырех продувок.

Причем с уменьшением скорости и температуры газа разрыв между прогревом и разложением известняка увеличивается. В частности, из сравнения кривых распределений температур и степени обжига следует, что при скорости газа 2 м/с независимо от начальной температуры газа обжиг начинается уже в период первой продувки слоя, а при скоростях 0,5 ÷ 1,0 м/с для начала обжига требуется в зависимости от температуры газа до двух-четырёх продувок.

Различия в темпах нагрева и обжига можно также оценить путем совмещения температурных кривых и кривых распределения степени обжига на одном графике, которое для режимов со скоростью газа 1 м/с представлено на рисунке 5, где штриховкой на поле графиков отмечена температура прогрева слоя, соответствующая началу обжига (диссоциации).

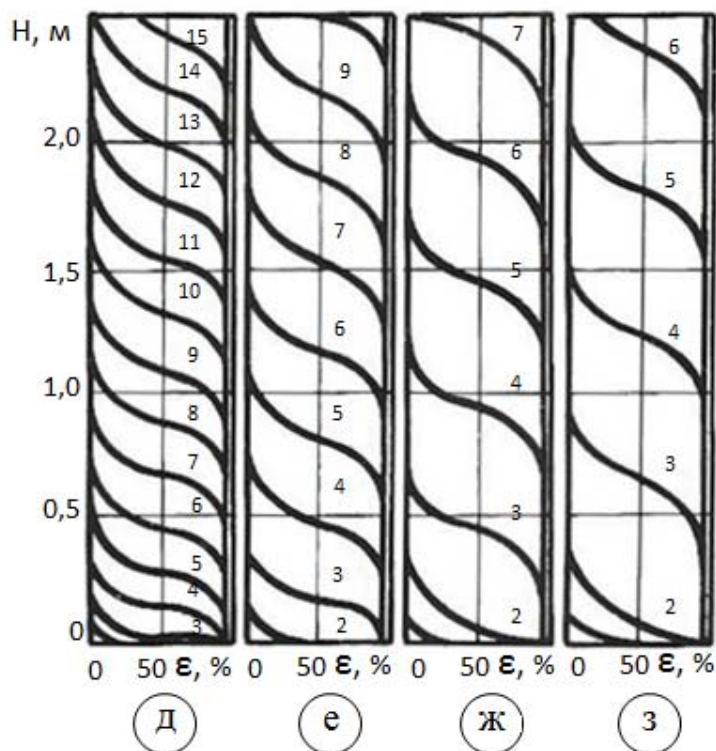
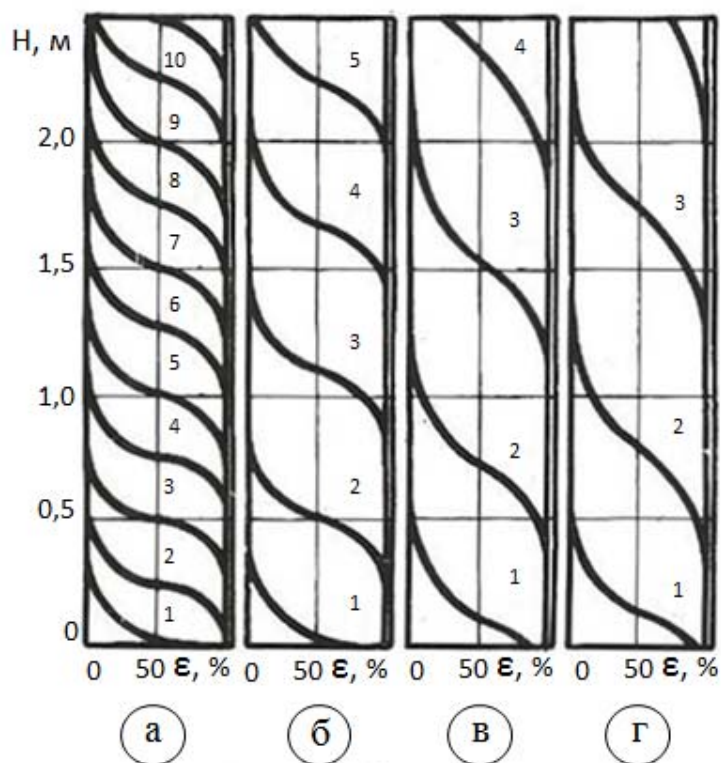


Рис. 3. Изменение степени обжига материала при многократной продувке неподвижного слоя известняка: а – г – при температуре газа на входе в слой 1300 °С и скоростях газа, соответственно, 0,5, 1,0, 1,5 и 2,0 м/с; д– з – то же при 1200 °С;



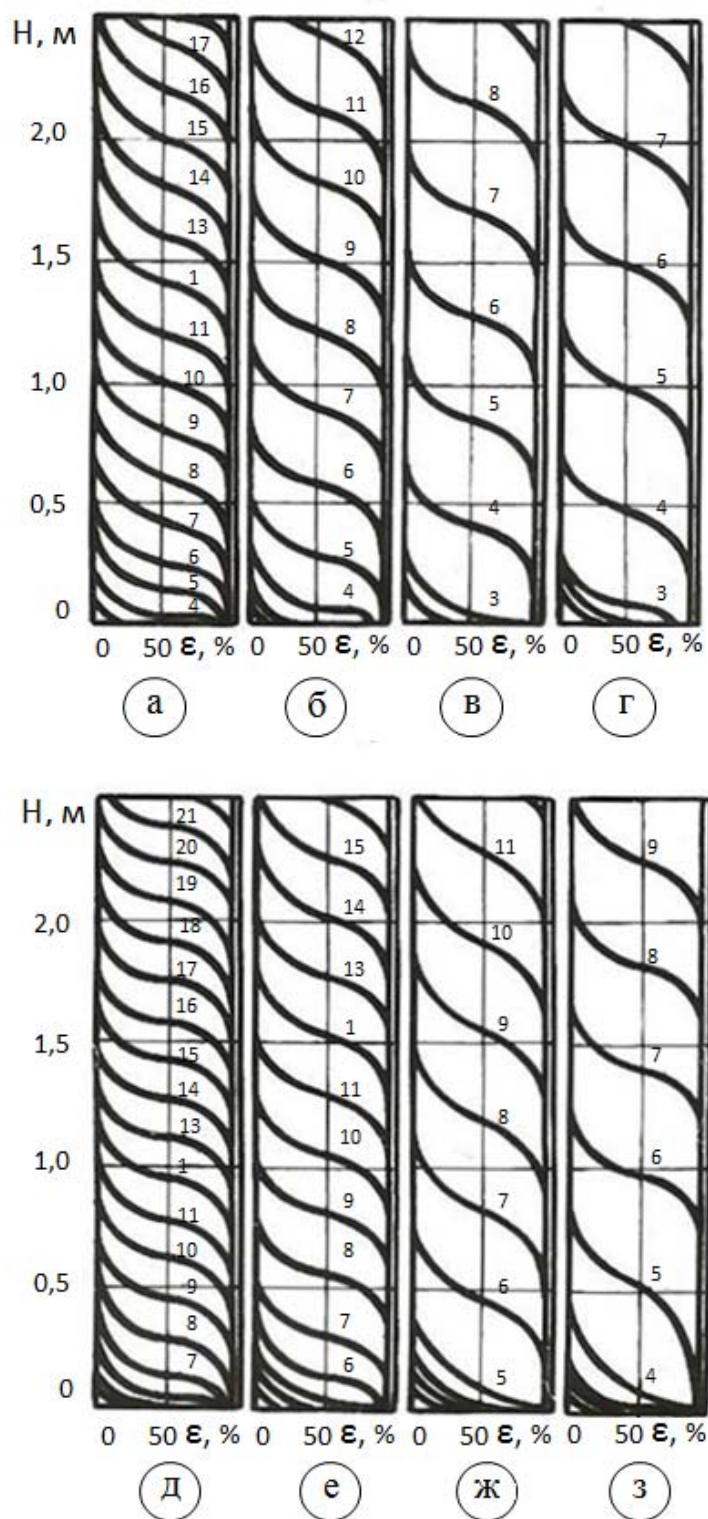


Рис. 4. Изменение степени обжига материала при многократной продувке неподвижного слоя известняка:  
 а – г – при температуре газа на входе в слой 1100 °С  
 и скоростях газа, соответственно, 0,5, 1,0, 1,5 и 2,0 м/с;  
 д – з – то же при 1000 °С;

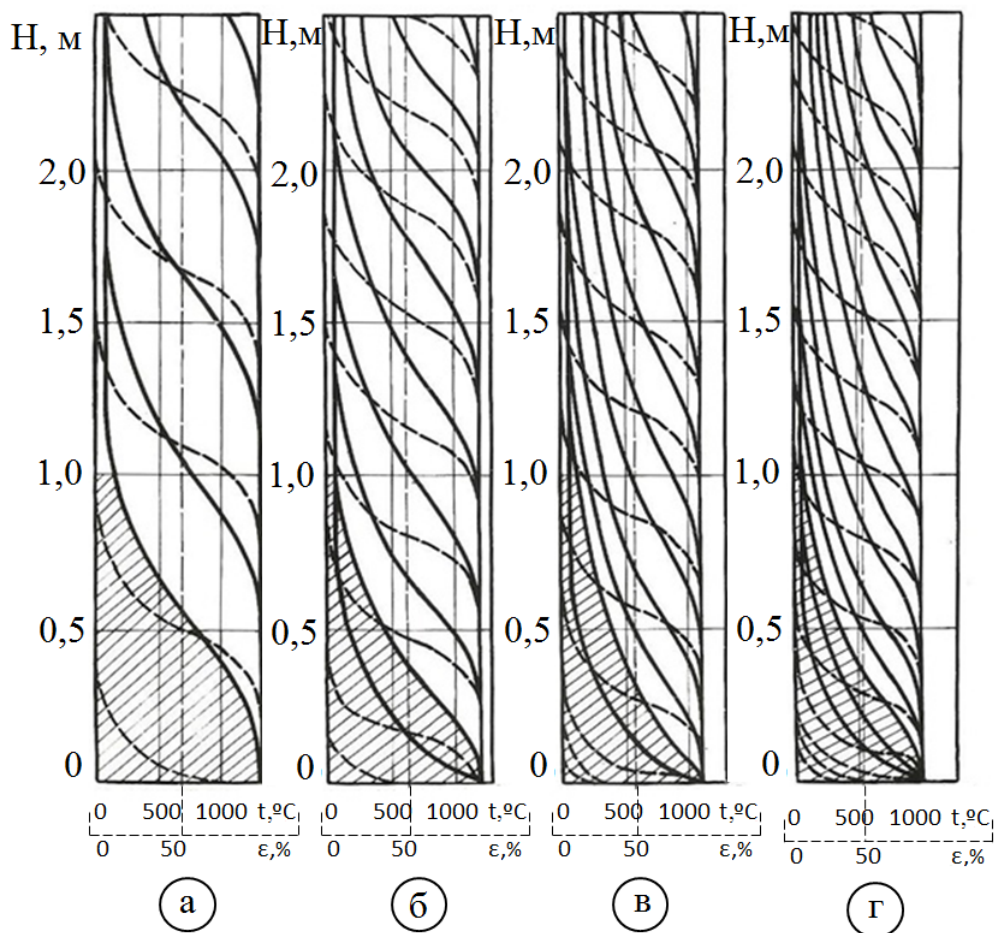


Рис. 5. Сравнение распределений температур (сплошные линии) и степени обжига (пунктирные линии) при многократной продувке неподвижного слоя известняка (скорость газа 1 м/с):  
 а – при температуре газа на входе в слой 1300 °С;  
 б – то же при 1200 °С; в – при 1100 °С;  
 г – при 1000 °С

Из сравнения кривых следует, что при температуре газа на входе в слой 1300 °С обжиг начинается в период первой продувки, а при температурах 1100 – 1200 °С и 1000 °С разложение известняка начинается, соответственно, в период второй и третьей продувок.

Аналогично, пути совмещения температурных кривых и кривых степени обжига, можно рассмотреть режимы обжига и при других скоростях газа.

Изменение средней за продувку температуры газа на выходе из слоя, по которой можно судить о степени использования теплоты газа, представлено на рисунке 6. Здесь кривые изменения температуры отходящего газа во всех режимах обжига имеют аналогичный вид. В частности, для первых продувок характерна минимальная температура газа на выходе из слоя и соответственно максимальная степень ис-

пользования теплоты газа. В течение этих продувок за счет высокой степени рекуперации теплоты в непрогретых и отдаленных от входа газа участках слоя газ практически охлаждается до начальной температуры известняка.

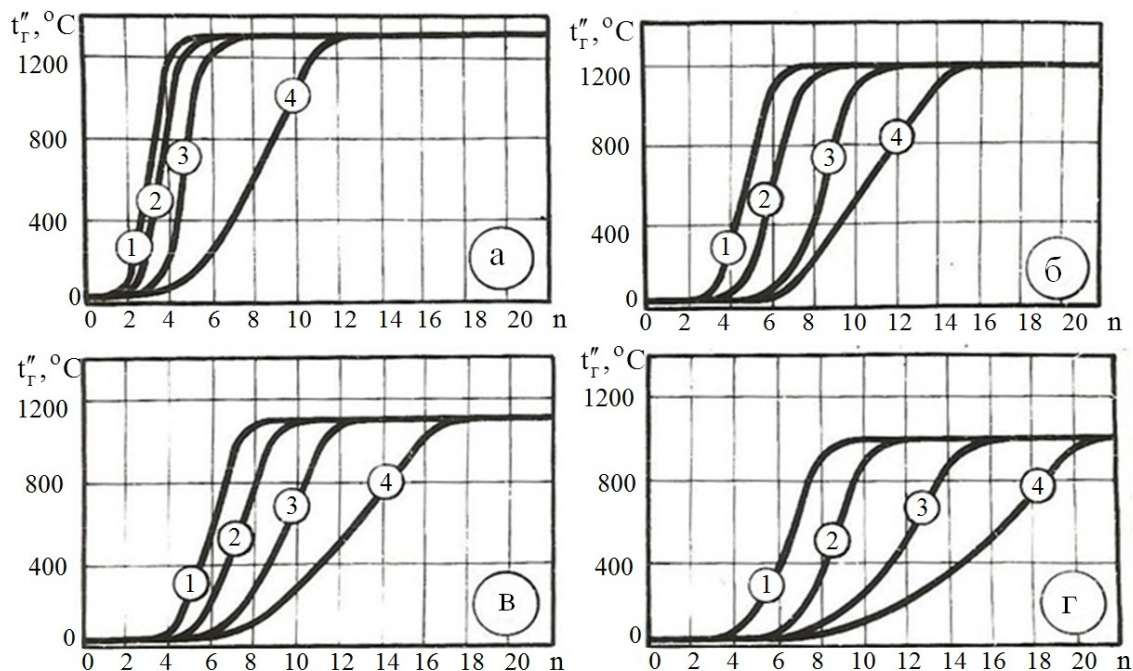


Рис. 6. Изменение средней за продувку температуры отходящего газа при обжиге неподвижного слоя известняка:

- 1 – скорость газа 2,0 м/с; 2 – 1,0 м/с; 3 – 1,5 м/с; 4 – 0,5 м/с;  
 а – при температуре газа на входе в слой 1300 °С;  
 б – 1200 °С; в – 1100 °С; г – 1000 °С

В последующие продувки температура газа на выходе из слоя постепенно повышается и по завершению обжига достигает своего начального значения.

Количество продувок, в течение которых температура газа на выходе из слоя достигает своего начального значения, образуют цикл продувок, необходимых для полного обжига слоя. Продолжительность этого цикла увеличивается с уменьшением температуры газа и составляют, например, при скорости газа 2,0 м/с от 4 до 10 продувок, а при скорости газа 0,5 м/с – от 12 до 20 продувок.

В целом же степень использования теплоты газа при обжиге неподвижного слоя известняка можно оценить по средней температуре газа на выходе из слоя за весь необходимый для полного обжига цикл продувок. Изменение этой температуры в зависимости от скорости и начальной температуры газа вместе с соответствующей степенью использования теплоты газа представлено на рисунке 7.

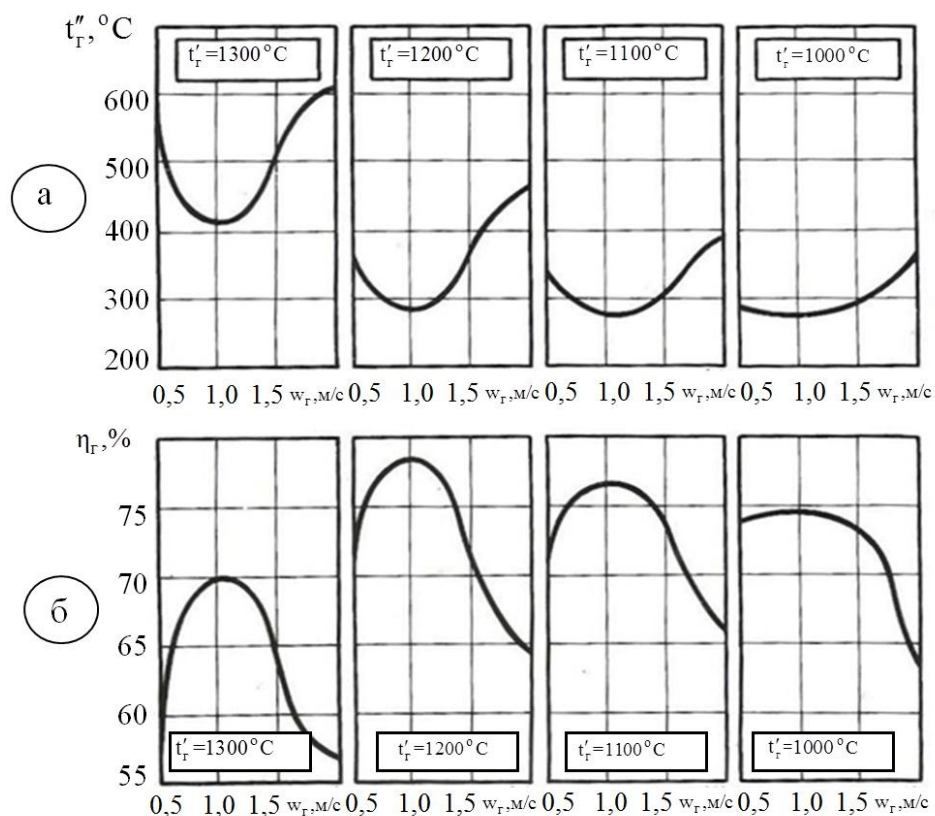


Рис. 7. Зависимость средней за цикл температуры отходящего газа (а) и степени использования теплоты газа (б) от начальной температуры и скорости газа

Приведенные графики показывают, что при обжиге неподвижного слоя в среднем за цикл обжига достигается достаточно эффективное использование теплоты газа. Температура отходящего газа составляет в зависимости от режима обжига  $275 \div 610^\circ\text{C}$ , а соответствующая этому интервалу температур степень использования теплоты газа составляет  $57 \div 78\%$ , что незначительно уступает тепловой эффективности промышленных шахтных печей, которые работают в более благоприятных условиях, а именно, в противотоке и с постоянным расходом газа.

Графики, представленные на рисунке 7 указывают на наиболее эффективный режим обжига, которому соответствует скорость фильтрации газа около  $1\text{ м/с}$  с температурой газа на входе в слой  $1200^\circ\text{C}$ , причем скорость газа  $1\text{ м/с}$  оптимальна во всем интервале принятых начальных температур газа ( $1000 \div 1300^\circ\text{C}$ ).

Проанализировать влияние всех факторов, обуславливающих наиболее благоприятные режимы обжига, в данном случае достаточно сложно вследствие большого количества параметров, определяющих результат процесса. Тем не менее, бесспорно доминирующее влияние скорости газа, величина которой определяет количество подведенной теплоты к слою, а следовательно величину теплопоглощения слоем и в конечном итоге эффективность использования теплоты газа.

Увеличение скорости газа в интервале  $0,5 \div 1,0$  м/с интенсифицирует теплоотдачу от газа к слою, т.е. внешний теплообмен, что стимулирует повышение температуры слоя и соответственно отражается на теплоспоглощениях внутри слоя, связанных при достаточном нагреве слоя, в первую очередь, с диссоциацией известняка. При этом повышение интенсивности внешнего теплообмена вследствие увеличения скорости газа совпадает с темпом роста внутреннего теплоспоглощения. В результате температура отходящего газа с увеличением скорости несмотря на пропорциональное увеличение расхода газа непрерывно снижается, обеспечивая соответствующее повышение использования теплоты газа и приближение обжига к наиболее эффективному тепловому режиму.

Дальнейшее увеличение скорости газа, свыше 1 м/с, также способствует интенсификации внешнего теплообмена. Однако возможности этого вследствие лимитированного скоростью диссоциации и тепловым сопротивлением частиц внутреннего теплоспоглощения реализуется здесь в меньшей степени, чем при скорости газа до 1 м/с, что соответственно увеличивает температуру газа на выходе из слоя и снижает степень использования его теплоты.

Что же касается температуры газа на входе в слой, то ее влияние на интенсивность внешнего теплообмена и формирование оптимальных режимов обжига менее значительно по сравнению с влиянием скорости газа (см. рис. 7).

Например, увеличение температуры газа на входе в слой с  $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $1300\text{ }^{\circ}\text{C}$ , вызывает практически адекватное увеличение температуры отходящего газа, что свидетельствует об отсутствии повышения интенсивности теплообмена в расчете на  $1\text{ м}^3$  газа. Причем в данном случае увеличение температуры отходящего газа на  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  приводит к увеличению температуры отходящего газа на несколько большую величину, указывая тем самым даже на некоторое снижение удельной теплоотдачи газом.

В свою очередь уменьшение температуры газа на входе в слой с  $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $1000 - 1100\text{ }^{\circ}\text{C}$  приводит к весьма незначительному снижению температуры газа на выходе из слоя, характеризуя этим предел снижения температуры газа в цикле периодического обжига. При этом степень использования теплоты газа, вычисленная из соотношения  $\eta_{\Gamma} = (c'_{\Gamma}t'_{\Gamma} - c''_{\Gamma}t''_{\Gamma}) / (c'_{\Gamma}t'_{\Gamma})$ , несколько уменьшается в этих режимах за счет более существенного по сравнению с температурой отходящего газа  $t''_{\Gamma}$  снижения температуры газа на входе в слой  $t'_{\Gamma}$ .

Приведенные результаты обжига позволяют принять решение по конструктивному оформлению процесса.

В связи с большим количеством продувок, необходимых для полного обжига неподвижного слоя, весьма незначительной тепловой эффективностью обжига в завершающей стадии процесса и ограничением газодинамического сопротивления слоя при использовании конвертерного газа целесообразной является перекрестная схема обжигового реактора по аналогии с восстановлением железорудного сырья конвертерным газом [4].

При этом обжиг отдельных порций известняка, масса каждой из которых рассчитана на получение извести для одной конвертерной плавки, происходит в неподвижном слое. Однако за счет одновременного присутствия в шахте реактора порций материала, находящегося в различных стадиях обработки, соответствующих всему циклу обжига, средняя температура газа на выходе из реактора определяется средней температурой отходящего газа за цикл обжига.

Конструктивная схема реактора в этом случае аналогична схеме, приведенной в [4], а способ его расчета и вычисление производительности процесса полностью соответствуют методике, приведенной в [4].

Зависимость удельного выхода извести от толщины слоя в шахте реактора при температуре газа на входе в слой 1200 °С и скорости газа 1 м/с представлена на рисунке 8.

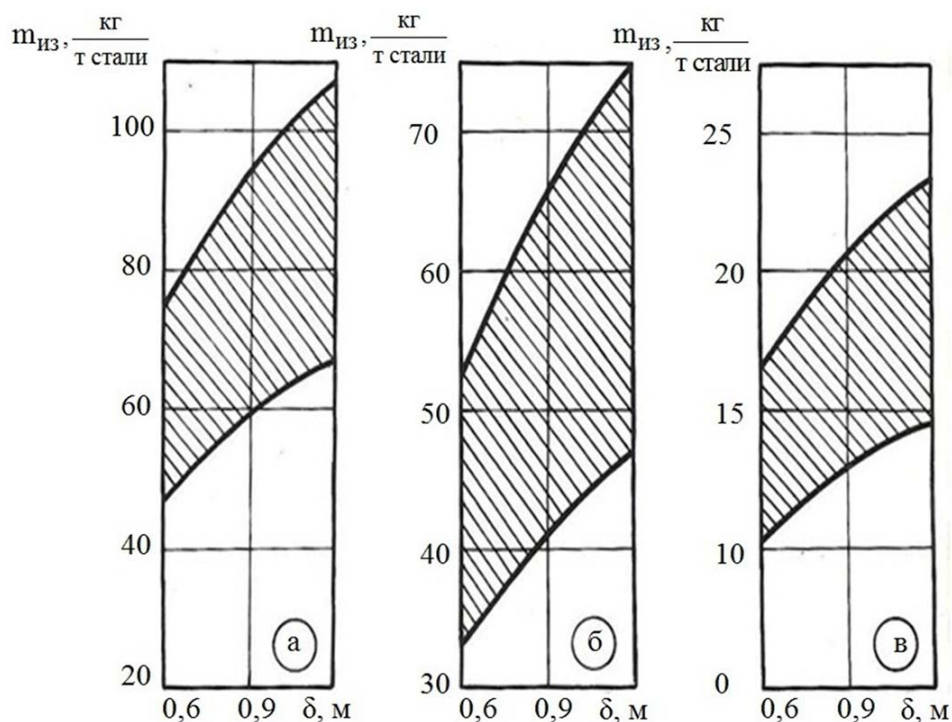


Рис. 8. Выход извести в зависимости от толщины обжигаемого слоя в реакторе перекрестного тока при использовании общей (а), химической (б) и физической (в) теплоты конвертерного газа (верхние кривые при удельном выходе конвертерного газа 80 м<sup>3</sup>/т стали, нижние – 50 м<sup>3</sup>/т стали)

Для обжига известняка в неподвижном слое характерны неодинаковые условия обжига отдельных его участков. Первые по ходу газа участки слоя, которые обжигаются раньше других, после практически полного обжига длительное время находятся в зоне высоких температур, что может отрицательно сказаться на качестве получаемой извести, прежде всего на ее активности, особенно, если обжиг происходит при достаточно высоких температурах газа. Исключить тенденцию к снижению качества извести можно путем отгрузки достаточно обожженного продукта по ходу продувок.

Изменение основных характеристик процесса по высоте слоя в условиях стабилизации параметров обжига при дискретной отгрузке материала представлены на рисунке 9.

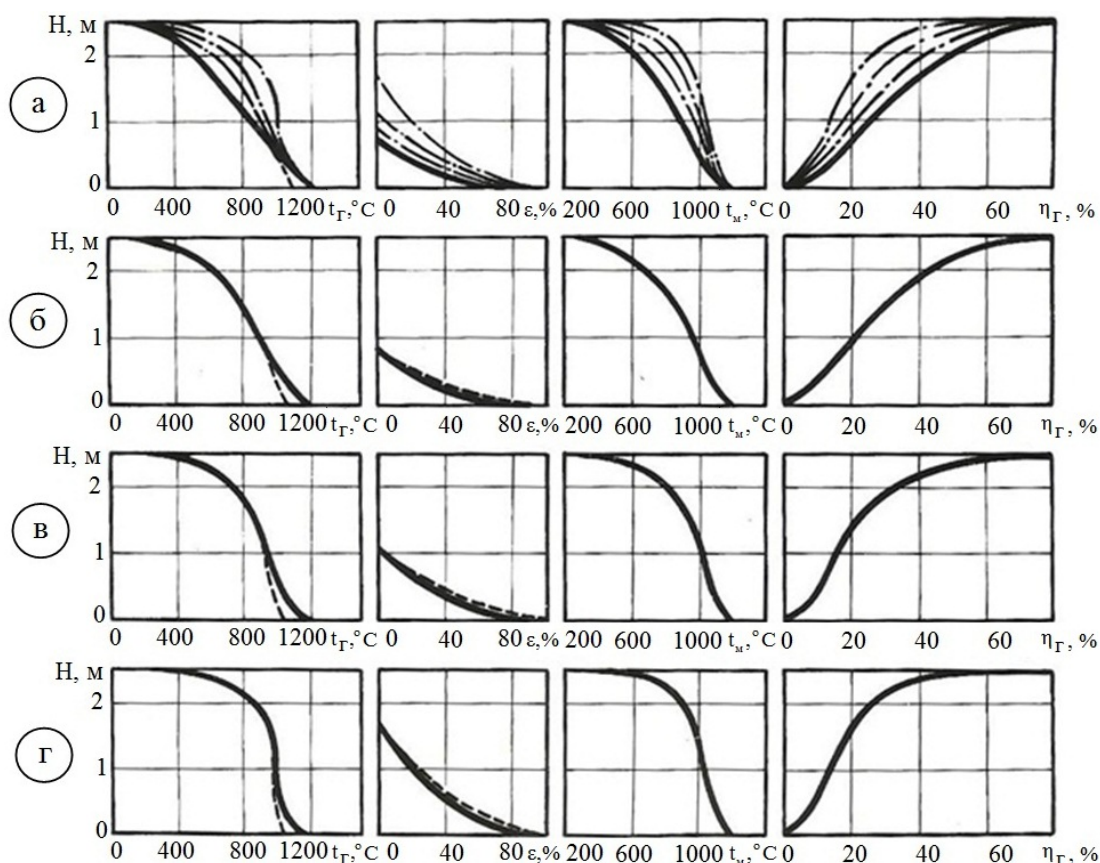


Рис. 9. Изменение характеристик обжига по высоте слоя при многократной продувке дискретно-перемещающегося слоя известняка (температура газа 1200 °C):  
а – скорость газа 0,5 м/с; б – 1,0 м/с; в – 1,5 м/с; г – 2,0 м/с

Здесь сплошные линии на графиках соответствуют моменту завершения очередной продувки. Пунктирные линии показывают изменения температуры и степени обжига материала, произошедшие за межпродувочный период. Штрихпунктирные линии приведены для

сравнения показателей обжига при различных скоростях газа путем совмещения кривых на одном графике (см. рис. 9а).

Приведенные данные позволяют сделать некоторые обобщения, касающиеся особенности процесса при многократной продувке дискретно-перемещающегося слоя известняка.

В числе таких особенностей, в первую очередь, разграничение слоя по высоте на зону подогрева и зону обжига, а в связи с этим очевидная аналогия процесса с обжигом в противоточной шахтной печи.

Разделение на зоны обусловлено отсутствием обжига в верхней части слоя и образованием здесь зоны подогрева. При этом высота зон, определяемая кривой при  $\varepsilon > 0$ , определяет высоту зоны обжига. Разность между общей высотой слоя и высотой зоны обжига определяет высоту зоны подогрева. В соответствии с таким разделением зона обжига образуется в нижней части слоя, а степень обжига материала в ней изменяется от 0 до максимального значения. Высота зоны обжига возрастает пропорционально увеличению начальной температуры и скорости газа. Температура материала в зоне обжига изменяется от 850 – 970 °С в верхней части зоны до значений начальных температур газа в нижней части.

Зона подогрева располагается соответственно над зоной обжига. Температура материала в ней изменяется от ее начального значения в верхней части слоя со стороны загрузки до 850 – 970 °С на границе с зоной обжига.

Изменение температуры газа адекватно изменению температуры обжигаемого материала и происходит, по мере продвижения газа в слое, в интервале от начальной температуры газа на входе в слой до минимального значения на выходе из слоя. При этом следует отметить высокую степень рекуперации теплоты газа на выходе из слоя, которую обеспечивает противоточная загрузка холодного известняка.

Температура газа на выходе из зоны обжига составляет 950 ÷ 1050 °С, причем с увеличением начальной температуры и скорости газа ее величина несколько возрастает. Температура отходящего газа также возрастает с увеличением начальной температуры и скорости газа и составляет в пределах 265 ÷ 500 °С.

Изменения, происходящие в межпродувочный период, в основном касаются зоны обжига. Здесь происходит увеличение степени обжига и соответствующее снижение температуры слоя. Максимальные изменения этих параметров имеют место в области наиболее высоких температур в нижней части слоя со стороны входа газа и составляют, в зависимости от режима обжига, по увеличению степени обжига до 2 ÷ 6 %, а по снижению температуры материала до 90 ÷ 180 °С.



По мере удаления от места входа газа и снижения температуры слоя происходящие в межпродувочный период изменения становятся менее заметными, а в зоне подогрева они практически отсутствуют.

В связи с этим очевидно, что основным фактором, вызывающим изменение характеристик обжига в межпродувочный период, является продолжающаяся, за счет аккумулированной во время продувки теплоты, диссоциация известняка в наиболее нагретых участках слоя. Влияние теплопроводности слоя на изменения параметров обжига, происходящие в течение одного межпродувочного периода, практически не заметны.

Проанализировать эффективность использования теплоты газа при обжиге дискретно-перемещающегося слоя можно по изменению температуры отходящего газа, зависимости которой от начальной температуры и скорости газа, а также соответствующие степени использования теплоты газа, представлены на рисунке 10 (сплошные линии). Здесь же для сравнения штрихпунктирными линиями приведены такие же зависимости при обжиге неподвижного слоя известняка.

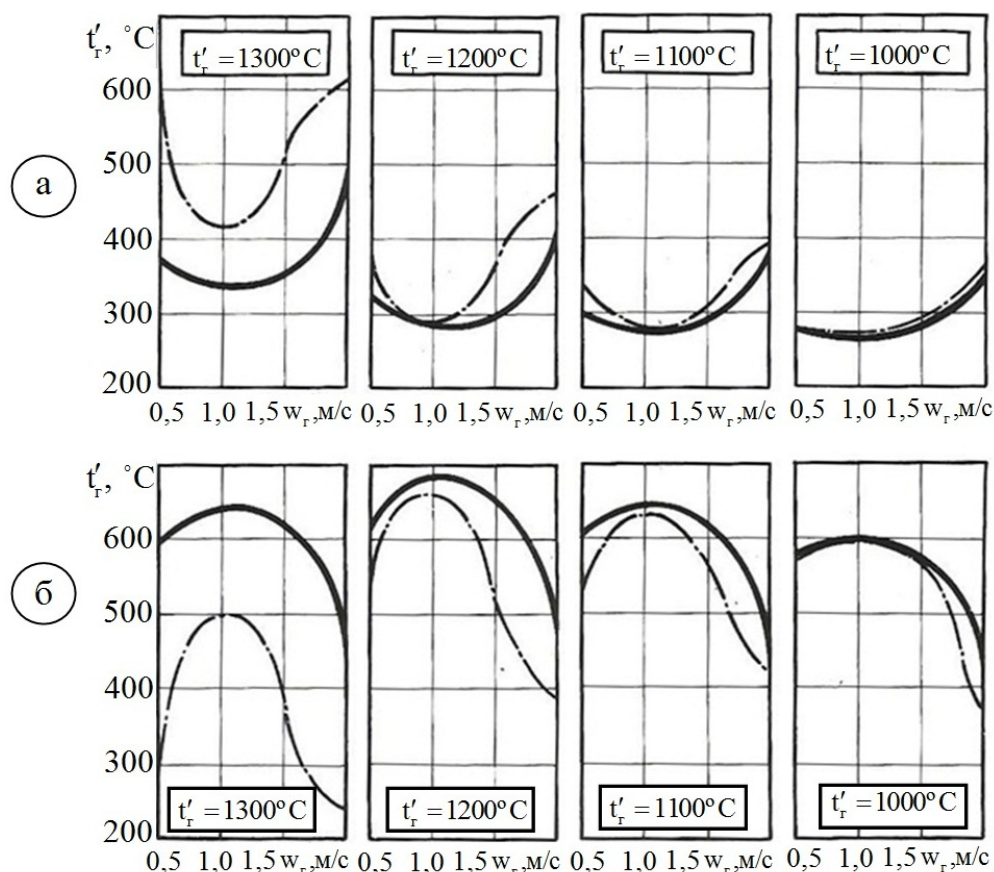


Рис. 10. Зависимости температуры отходящего газа (а) и степени использования теплоты газа (б) от начальной температуры и скорости газа при многократной продувке слоя известняка: сплошные линии - дискретно-перемещающийся слой; пунктирные линии – неподвижный слой

Из сравнения кривых следует, что характер изменения температуры отходящего газа при обжиге дискретно-перемещающегося слоя аналогичен обжигу неподвижного слоя. Здесь так же, как и при обжиге неподвижного слоя, на определенных участках кривых с повышением скорости газа происходит снижение температуры отходящего газа, а затем, по достижению ее минимального значения, несмотря на дальнейшее увеличение скорости, следует повышение температуры отходящего газа.

При этом для обоих вариантов обжига в режимах с минимальной температурой отходящего газа практически совпадают значения начальных параметров газового потока, которым соответствует температура газа на входе в слой  $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$  и скорость газа в пределах  $1,00 \div 1,25\text{ м/с}$ .

Вместе с этим, во всем интервале изменения начальных параметров газового потока при обжиге дискретно-перемещающегося слоя температура отходящего газа несколько ниже, чем при обжиге неподвижного слоя, что вполне объяснимо противоточной загрузкой холодного известняка, обеспечивающей дополнительную рекуперацию теплоты газа на выходе из слоя. При этом снижение температуры наиболее существенно при максимальной начальной температуре –  $1300\text{ }^{\circ}\text{C}$  и практически отсутствует при минимальной температуре –  $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Это объясняется тем, что с уменьшением начальной температуры газа снижается производительность процесса и, соответственно, уменьшается отгрузка готового продукта, что замедляет перемещение слоя и тем самым сближает условия обжига дискретно-перемещающегося и неподвижного слоев.

Зависимость удельного выхода извести от параметров газового потока при различных вариантах использования энергии конвертерного газа приведены на рисунке 11.

Приведенные данные позволяют отметить следующее.

При совместном использовании физической теплоты и химической энергии газа, а также при использовании только химической энергии газа, наиболее производительными являются режимы обжига при начальной температуре газа  $1100 - 1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Снижение производительности процесса при начальной температуре газа  $1300\text{ }^{\circ}\text{C}$  объясняется в основном двумя причинами. Во-первых, менее высокой тепловой эффективностью обжига при этой температуре (см. рис. 10). Во-вторых, меньшим количеством продуктов сгорания, которые образуются при сжигании конвертерного газа (с учетом разбавления избыточным охлаждающим воздухом) до  $1300\text{ }^{\circ}\text{C}$ , по сравнению с получением продуктов сгорания при температуре  $1100 \div 1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

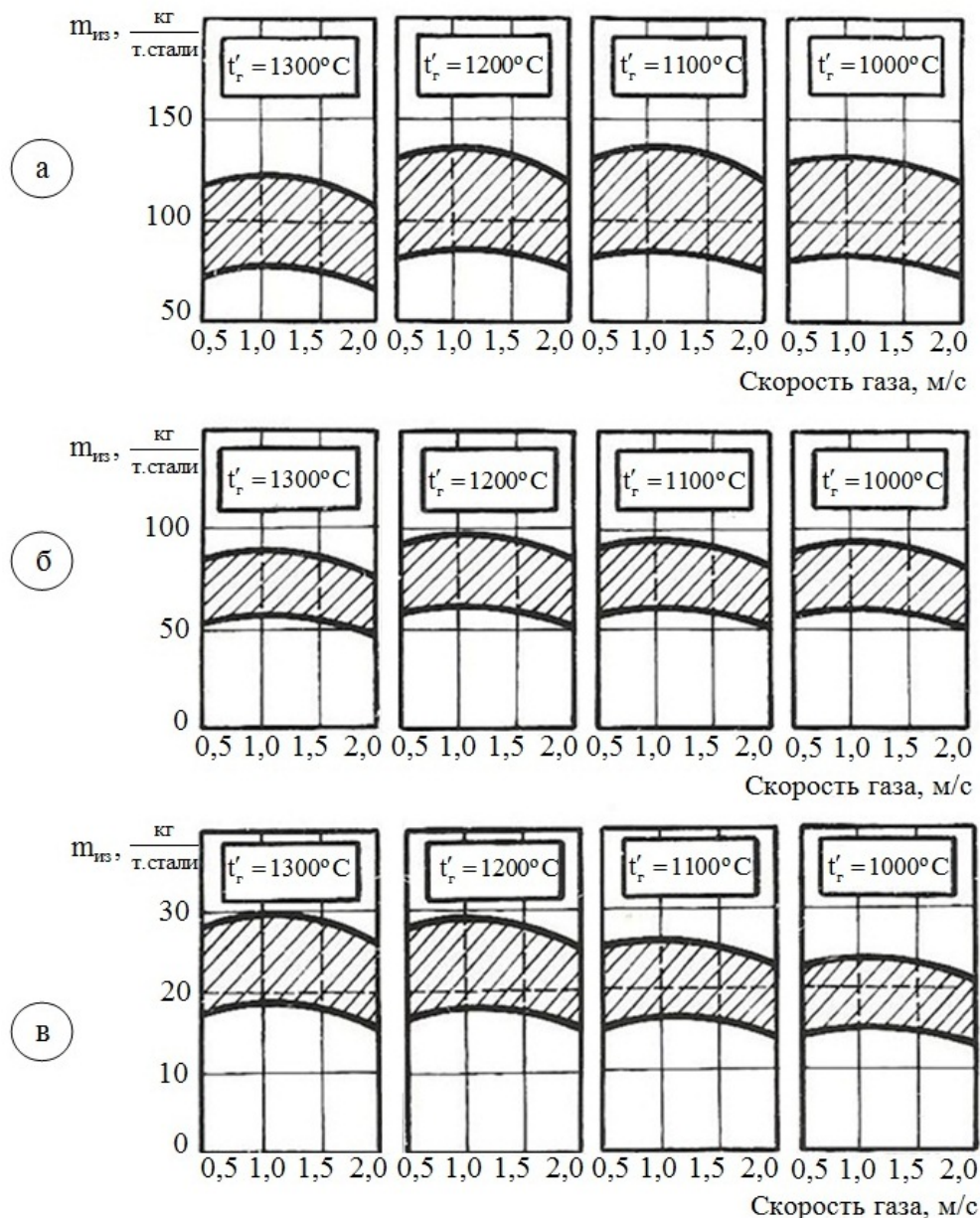


Рис. 11. Выход извести при обжиге дискретно-перемещающегося слоя известняка в вариантах с использованием общей (а), химической (б) и физической (в) теплоты конвертерного газа: верхняя кривая при удельном выходе конвертерного газа  $80 \text{ м}^3/\text{т}$  стали, нижняя –  $50 \text{ м}^3/\text{т}$  стали

Снижение производительности процесса при начальной температуре газа  $1300^\circ\text{C}$  объясняется в основном двумя причинами. Во-первых, менее высокой тепловой эффективностью обжига при этой температуре (см. рис. 10). Во-вторых, меньшим количеством продуктов сгорания, которые образуются при сжигании конвертерного газа (с учетом разбавления избыточным охлаждающим воздухом) до

1300 °С, по сравнению с получением продуктов сгорания при температуре 1100 ÷ 1200 °С.

При использовании только физической теплоты конвертерного газа без его сжигания и соответственно без увеличения объема газа наиболее производительным является режим обжига при начальной температуре газа 1300 °С и по мере снижения температуры газа производительность процесса падает.

Данные, приведенные на рисунке 11, показывают также, что при совместном использовании физической теплоты и химической энергии газа возможно практически полное обеспечение кислородно-конвертерного процесса известью (технологическая потребность около 80 – 100 кг/т стали). При использовании только химической энергии газа получаемая известь может составить основную часть ее потребления при выплавке стали, а при использовании только физической теплоты газа производимая известь может в значительной степени компенсировать ее дефицит в конвертерном производстве.

### **Выводы**

1. Разработана математическая модель процесса обжига известняка конвертерным газом, включающая вычисление температурных полей и распределений степени обжига при многократной продувке слоя известняка в условиях изменяющихся расходов газа, теплофизических свойств материала и газа и с учетом выделяющегося в процессе обжига диоксида углерода.

2. Исследование выполнено для условий обжига известняка в неподвижном и дискретно-перемещающемся слое. Установлены закономерности и предпочтительные режимы обжига известняка конвертерным газом.

### **Список литературы**

1. Гичёв Ю. А. Предпосылки к использованию конвертерного газа для обжига известняка / Ю. А. Гичёв, А. Ю. Запотоцкая // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика: збірник наукових праць. – Випуск 6. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2014. – С. 21–34.

2. Гичёв Ю. А. Экспериментальное исследование слоевого процесса обжига известняка / Ю. А. Гичёв // Metallurgical heat engineering: сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. Том 9. – Днепропетровск : НМетАУ, 2003. – С. 38–43.

3. Гичёв Ю. А. Экспериментальное исследование процесса обжига известняка при периодической подаче газа-теплоносителя / Ю. А. Гичёв // Metallurgical heat engineering: сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – Выпуск 2 (17). – Днепропетровск : Новая идеология, 2010. – С. 44–45.

4. Гичёв Ю. А. Тепло- и массообмен при восстановлении железорудного сырья конверторным газом / Ю. А. Гичёв, О. В. Переверзева // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика : збірник наукових праць. – Випуск 6. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2014. – С. 35–55.

5. Гичёв Ю. А. Влияние теплоаккумуляции слоя обжигаемого известняка на ход периодического процесса обжига / Ю. А. Гичёв // Металлургическая теплотехника : сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. Том 8. – Днепропетровск : НМетАУ, 2002. – С. 3–7.

6. Гичёв Ю. А. Взгляд на проблему использования отходящих газов сталеплавильных конвертеров / Ю. А. Гичёв // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2004. – № 2(8). – С. 30–36.

*Рукопись поступила 14.03.2015 г.*

УДК 532.525.6

**Гічов Ю.О.** – д.т.н., проф., Національна металургійна академія України (НМетАУ)

**Попова А.С.** – студент, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (ДНУЗТ)

**Васільків Т.А.** – аспірант, ДНУЗТ

**Перцевий В.О.** – к.т.н., доцент, ДНУЗТ

**Мацукевич М.Ю.** – студент, НМетАУ

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗВОРОТНОГО АКУСТИЧНОГО ЗВ'ЯЗКУ В ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ПРОЦЕСАХ МЕТАЛУРГІЙНОГО ВИРОБНИЦТВА

*Наведено загальну характеристику явища зворотного акустичного зв'язку у трансзвукових газових струминах та обґрунтування актуальності його дослідження. Наведено методiku та результати експериментального дослідження дисипації енергії газової струмини, пов'язаної з впливом на неї зворотного акустичного зв'язку. Результати експериментальних досліджень можуть бути використані при розробці режимів експлуатації, а також газодинамічних та конструктивних параметрів пристроїв, що використовують транс звукові газові струмини в процесах металургійного виробництва.*

*Ключові слова:* газодинаміка; звукова струмина; надзвукова струмина; зворотний акустичний зв'язок.

### Вступ

Звукові та надзвукові газові струмини застосовуються в технологічних та теплотехнічних процесах різних галузей промисловості, зокрема в металургії.

Газодинамічні характеристики таких струмин мають значний вплив на інтенсивність тепло- та масообмінних процесів конвертерного та мартенівського способу виробництва сталі, позапічного доведення сталі, диспергування розплаву металу з метою його рафінування тощо.

В свою чергу, керування газодинамічними характеристиками звукових та надзвукових струмин дозволяє створювати ефективні режими перебігу технологічних та теплотехнічних процесів.

Газодинамічні та акустичні характеристики газових струмин тісно пов'язані між собою. Насамперед це стосується звукових та надзвукових газових струмин.

Відомо, що при витіканні з сопла, звукові та надзвукові газові струмини генерують звукове випромінювання, яке здатне змінювати структуру, газодинамічні характеристики та, власне, саме звукове випромінювання струмини [1 – 3].

Акустичному випромінюванню звукових та надзвукових газових струмин притаманні наступні особливості:

- інтенсивність акустичного випромінювання такими струминами розподіляється за частотою нерівномірно;

- на певних (характеристичних) частотах інтенсивність випромінювання значно підвищується (такі частоти мають назву дискретної складової або дискретного тону).

Власне, ефект зворотного акустичного зв'язку (ЗАЗ) може розглядатись як вплив власного акустичного випромінювання струмини дискретної частоти на структуру газодинамічної (початкової) ділянки струмини, тобто на стрибки ущільнення [4].

Інтенсивне випромінювання звуку дискретної частоти спричиняється коливальними процесами, які мають місце в стрибках ущільнення, а сам ЗАЗ зумовлений відбиванням акустичного випромінювання струмини від перешкод, в якості яких можуть виступати кромка отвору сопла, а також інші вузли та деталі теплотехнічних та технологічних агрегатів. Акустичні хвилі ЗАЗ повертаються до струмини, оскільки спрямовані проти напрямку її течії, та дістаються вихідного отвору сопла.

Таким чином, нехтування впливу власного акустичного випромінювання на структуру струмини може призводити до значних помилок при розрахунку її газодинамічних характеристик.

Шляхом збільшення, зменшення або усунення ефекту ЗАЗ можна отримати струмину з певними, а головне, прогнозованими газодинамічними характеристиками, що, в свою чергу, впливає на течію на дозвуковому відрізку струмини, де, переважно, відбуваються процеси змішування струмини з оточуючим середовищем.

### **Формулювання задачі**

Аналіз літературних джерел засвідчив існування низки експериментальних та теоретичних досліджень що стосуються впливу ЗАЗ на звукові та надзвукові газові струмини. Проте, здебільшого, ці дослідження стосуються вивчення впливу окремого чинника на газодинамічні характеристики струмини. Так, робота [5] присвячена, переважно, дослідженню спектрів акустичного випромінювання струмини, в роботі [6] наведено дослідження впливу неізотермічності струмини на її газодинамічні характеристики, в роботах [7, 8] розглянуто вплив товщини кромки сопла на акустичні та газодинамічні характеристики

струмини тощо. Слід зазначити, що основною перевагою звукових та надзвукових газових струмин у порівнянні з дозвуковими струминами є наявність стрибків ущільнення. Втрати тиску, тобто, енергії в струміні на ділянці течії зі стрибками ущільнення при помірних значеннях міри нерозрахованості струмини майже відсутні [9]. Таким чином, за допомогою звукових та надзвукових струмин енергія струмини кисню може без втрат надходити, наприклад, до розплаву металу в конвертері. ЗАЗ призводить до руйнування стрибків ущільнення (бочкоподібної структури) струмини, наслідком чого є дисипація енергії струмини в оточуюче середовище та, відповідно, зниження швидкості та тиску в струміні, що потребує підвищення тиску газу перед соплом, а, відповідно, потребує збільшення витрат на стискання газу.

Оскільки відомі з літературних джерел результати експериментальних досліджень не задовольняють вирішенню даної технічної задачі, яка полягає у визначенні дисипації енергії звукової та надзвукової струмини через вплив на неї ЗАЗ при взаємодії струмини з поверхнею розплаву металу, наприклад при продувці конвертера або мартенівської ванни, проведено власне експериментальне дослідження.

### Методика дослідження

Стиснене повітря від компресора надходило до сопла. Тиск газу перед соплом контролювався за допомогою деформаційного зразкового манометра.

Імітація робочого простору теплотехнічного або теплотехнологічного агрегату виконана за допомогою циліндричної ємності, яка представлена на рисунку 1. Отвори 1 та 2 для вимірювання надлишкового тиску діаметром 0,8 мм виконані по нормалі до торця циліндричної ємності. В отвори 1 та 2 встановлювалися мідні трубки повного тиску. Гумові трубки діаметром 2 мм від отворів 1 та 2 підведені до двох важільних сильфонних манометрів. Гранична похибка вимірювання манометрів становить 0,5 % від максимального тиску, що вимірюється.

Сутність експерименту полягала у вимірюванні тиску в отворах 1 та 2 на торець циліндричної ємності, який імітував, наприклад, поверхню розплаву металу в конвертері, при взаємодії з ним звукової або надзвукової газової струмини.

Експеримент охоплював наступні значення газодинамічних та геометричних параметрів струмини та циліндричної ємності:

- діаметр вихідного отвору сопла  $d_0 = 0,012; 0,016; 0,020; 0,022; 0,024; 0,027$  м;
- діаметр циліндричної ємності  $D = 0,04; 0,05; 0,06; 0,08$  м;



- висота циліндричної ємності  $H = 0,12; 0,15; 0,18; 0,24$  м;
- отвори вздовж торця циліндричної ємності розташовані з кроком  $s = 0,013; 0,017; 0,020; 0,027$  м;
- відносний діаметр циліндричної ємності  $\bar{d} = d_0/D = 0,20; 0,24; 0,25; 0,30; 0,32; 0,33; 0,44$ ;
- кут між віссю сопла та віссю циліндричної ємності  $\varphi = 0^\circ$ ;
- площа вихідного отвору сопла суміщалась з площиною вхідного отвору циліндричної ємності (максимальне наближення до імітації продування розплаву металу киснем в конвертері);
- абсолютний тиск повітря перед соплом (після стискання в компресорі)  $P_{c0} = 0,24 \div 2,12$  МПа;
- число Маха у вихідному отворі сопла  $M_0 = 1,0$ .

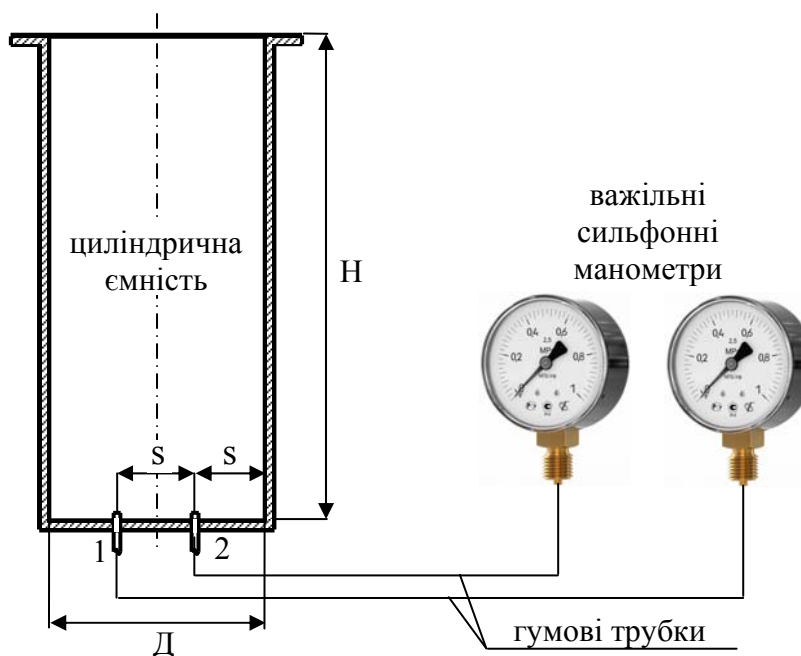


Рис. 1. Принципова схема експериментальної установки для дослідження впливу ЗАЗ на газодинамічні характеристики звукової струмینی:

- 1 та 2- отвори для вимірювання надлишкового тиску;
- s - крок отворів вздовж торця циліндричної ємності;
- H- висота циліндричної ємності;
- D- діаметр циліндричної ємності

Імітація розплаву металу в конвертері за допомогою торця циліндричної ємності є цілком прийнятною, оскільки коефіцієнти відбивання звукової хвилі, що генеруються струминою, від поверхні розплаву металу в конвертері та від поверхні торця циліндричної ємності

відрізняються не більше, як на 1,0%.

Так, коефіцієнт відбивання звукової хвилі від поверхні розплаву металу та торця циліндричної ємності дорівнює [10]:

$$R = \left( \frac{1 - \frac{\rho_1 \cdot c_1}{\rho_2 \cdot c_2}}{1 + \frac{\rho_1 \cdot c_1}{\rho_2 \cdot c_2}} \right)^2 \quad (1)$$

де  $\rho_1$  – густина середовища (повітря) з якого переходить звукова хвиля,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\rho_2$  – густина середовища (розплав металу або сталь, з якої виготовлено циліндричну ємність) в яке переходить звукова хвиля,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $c_1$  та  $c_2$  – швидкість розповсюдження звуку в повітрі та в розплаві металу (в матеріалі торця циліндричної ємності) відповідно,  $\text{м}/\text{с}$ .

Оскільки густина  $\rho_2$  розплаву металу або сталі, з якої виготовлено циліндричну ємність відрізняються на 3,2% [11], а швидкості розповсюдження звуку в розплаві металу та в матеріалі торця циліндричної ємності відрізняються на 20,5%, коефіцієнти відбивання звукової хвилі від поверхні розплаву металу в конвертері та від поверхні торця циліндричної ємності згідно з формулою (1) відрізнятимуться менш ніж на 0,1%, що є цілком прийнятним при фізичному моделюванні.

В якості прикладу в таблиці 1 наведено результати експериментального дослідження, а саме середньоарифметичне значення відносного тиску повітря  $\bar{P}_{\text{абс т}}$  в отворах 1 та 2, при різних значеннях тиску повітря перед соплом  $\bar{P}_{\text{с0}}$  та різних значеннях відносного діаметра циліндричної ємності  $\bar{d}$ .

Таблиця 1

Вибірка результатів експериментального дослідження

$\bar{d} = 0,44$		$\bar{d} = 0,32$		$\bar{d} = 0,24$	
$\bar{P}_{\text{с0}}$	$\bar{P}_{\text{абс т}}$	$\bar{P}_{\text{с0}}$	$\bar{P}_{\text{абс т}}$	$\bar{P}_{\text{с0}}$	$\bar{P}_{\text{абс т}}$
3,53	2,08	5,96	2,21	8,44	2,11
3,90	2,34	6,93	2,63	10,95	2,61
4,42	2,56	8,50	3,04	13,48	3,01
5,21	3,00	9,84	3,41	15,93	3,62
5,95	3,36	10,97	3,73	18,44	4,04

Симплекси, які характеризують відносний тиск повітря на топець циліндричної ємності та відносний тиск повітря перед соплом в таблиці 1, визначаються за формулами:

$$\bar{P}_{абс\tau} = \frac{P_{атм} + P_{абс\tau}}{P_{атм}} \quad (2)$$

$$\bar{P}_{c0} = \frac{P_{атм} + P_{c0}}{P_{атм}} \quad (3)$$

де  $P_{атм}$  - атмосферний тиск, Па.

На рисунку 2 та рисунку 3 наведено залежність втрат тиску (енергії) звукової струмини від відносного тиску повітря перед соплом ( $\bar{P}_{c0}$ ) та відносного діаметра циліндричної ємності ( $\bar{d}$ ). Графіки, які наведено на рисунку 2 та рисунку 3 побудовано за результатами експериментальних досліджень, приклад яких наведено в таблиці 1.

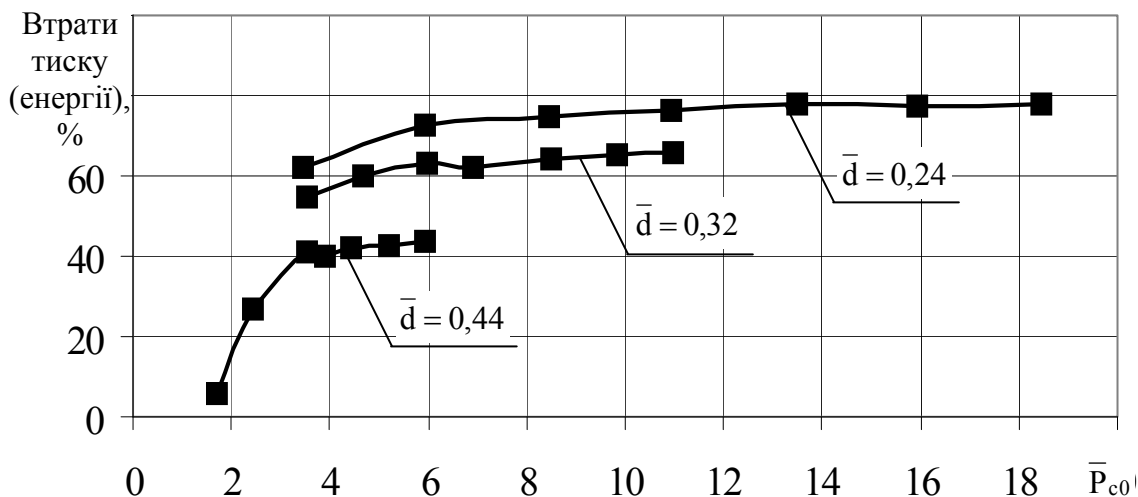


Рис. 2. Залежність втрат тиску (енергії) звукової струмини від відносного тиску повітря перед соплом ( $\bar{P}_{c0}$ ) та відносного діаметра циліндричної ємності ( $\bar{d}$ )

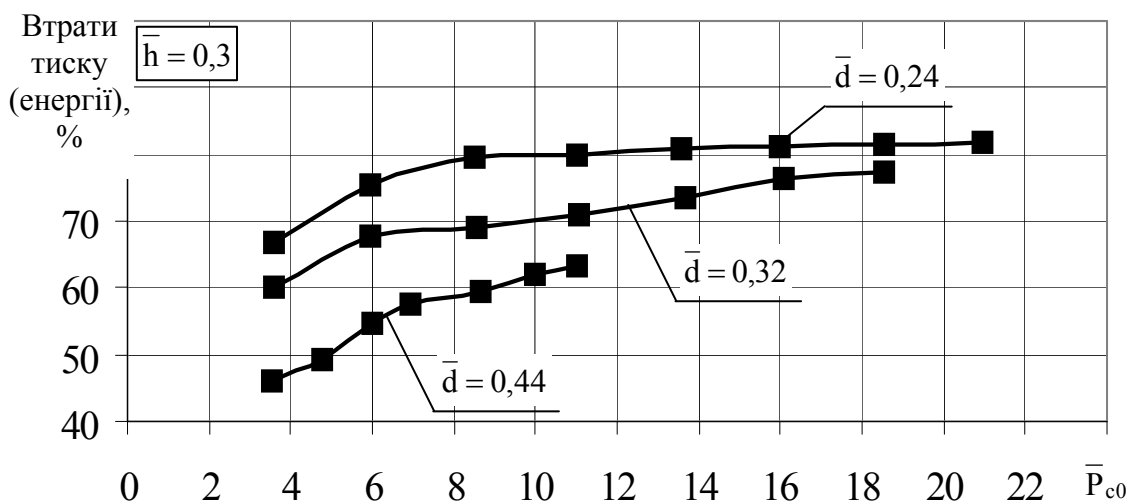


Рис. 3. Залежність втрат тиску (енергії) звукової струмини від відносного тиску повітря перед соплом ( $\bar{P}_{c0}$ ) та відносного діаметра циліндричної ємності ( $\bar{d}$ )

Аналіз рисунку 2 та рисунку 3 дозволяє зробити наступні висновки:

– при відносному тиску повітря перед соплом  $\bar{P}_{c0} > 7,0$  втрати тиску (енергії) звукової струмینی майже не залежать від відносного тиску повітря перед соплом ( $\bar{P}_{c0}$ ) для усіх значень відносного діаметра циліндричної ємності ( $\bar{d}$ );

– втрати тиску (енергії) звукової струмینی значно зменшуються при відносному тиску повітря перед соплом  $\bar{P}_{c0} < 7,0$ , що можна пояснити зменшенням довжини ділянки з бочкоподібною структурою струмینی, тобто ділянки струмینی зі стрибками ущільнення, оскільки довжина цієї ділянки зменшується зі зниженням тиску перед соплом. Це означає, що руйнівний вплив ЗАЗ на бочкоподібну структуру струмینی зменшується при зменшенні тиску газу перед соплом.

На рисунку 4 наведено залежність відносного тиску на торець циліндричної ємності ( $\bar{P}_{абс\tau}$ ) від відносної відстані від площини зрізу сопла до площини вхідного отвору циліндричної ємності ( $\bar{h}$ ).

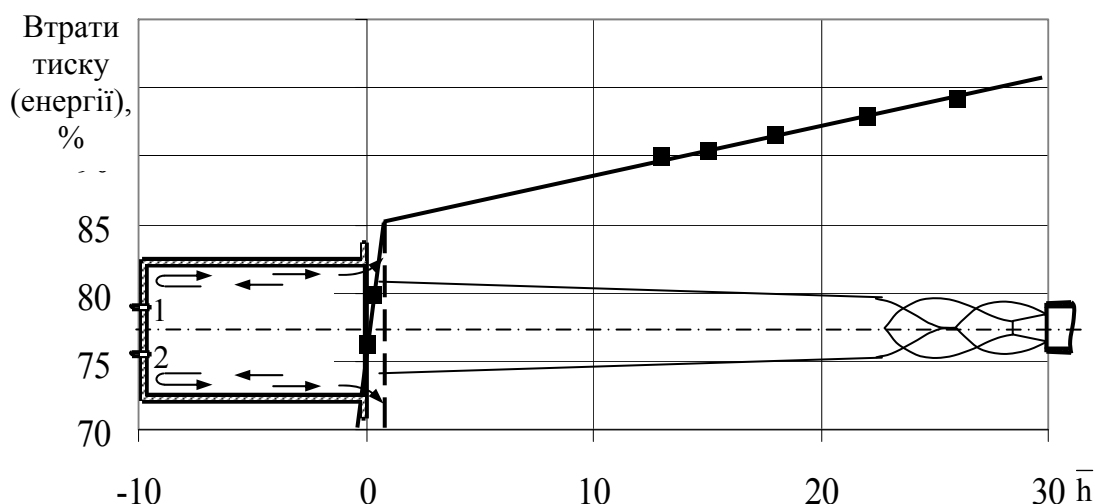


Рис. 4. Залежність втрат тиску (енергії) звукової струмینی від відносної відстані від площини зрізу сопла до площини вхідного отвору циліндричної ємності ( $\bar{h}$ ): 1 та 2 – точки вимірювання повного тиску (тиску гальмування)

З огляду на рисунок 4 можна зробити наступні висновки:

– при однаковій довжині газодинамічної ділянки (бочкоподібною структури) струмینی зі зменшенням відстані від площини зрізу сопла до площини вхідного отвору циліндричної ємності ( $\bar{h}$ ) втрати тиску (енергії) звукової струмینی зменшуються за лінійним законом, але нерівномірно;

– при  $\bar{h} \approx 1,0$  відмічається зміна кута нахилу залежності втрат тиску (енергії) від відстані від площини зрізу сопла до площини вхідно-

го отвору циліндричної ємності; це означає, що ще до суміщення площини зрізу сопла з площиною вхідного отвору циліндричної ємності ( $\bar{h} \approx 1,0$ ) характер зміни втрат енергії стає таким, як і при  $\bar{h} \leq 0$ , тобто таким, як і при суміщенні площини зрізу сопла з площиною вхідного отвору циліндричної ємності або при подальшому заглибленні сопла в порожнину циліндричної ємності; такий характер зміни газодинамічних характеристик струмини можна пояснити тим, що газодинамічна ділянка струмини, яка є генератором потужного дискретного тону звукового випромінювання, знаходиться в порожнині циліндричної ємності, тобто, вже всередині циліндричної ємності, тому відбивання звукової хвилі від кромки циліндричної ємності не відбувається і руйнування бочкоподібної структури газодинамічної ділянки струмини зменшується, за рахунок чого довжина газодинамічної ділянки збільшується.

На рисунку 5 наведено залежність втрат тиску (енергії) звукової струмини від відносного тиску повітря перед соплом ( $\bar{P}_{c0}$ ) та відстані між площиною вихідного отвору сопла і площиною вхідного отвору циліндричної ємності ( $\bar{h}$ ).

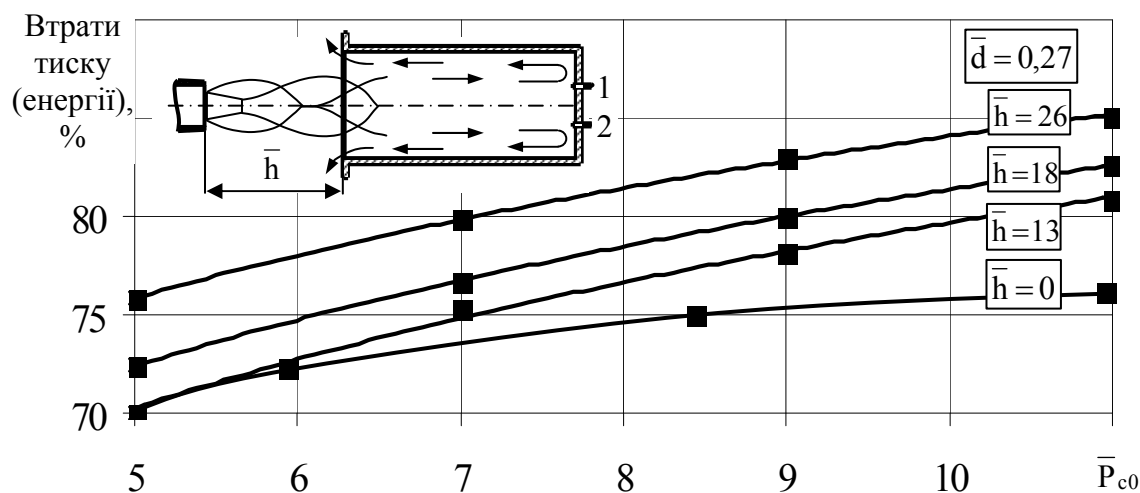


Рис. 5. Залежність втрат тиску (енергії) звукової струмини від відносного тиску повітря перед соплом ( $\bar{P}_{c0}$ ) та відстані між площиною вихідного отвору сопла і площиною вхідного отвору циліндричної ємності ( $\bar{h}$ ):  
1 та 2 – точки вимірювання повного тиску (тиску гальмування)

З рисунка 5 видно, що при збільшенні відносного тиску повітря перед соплом ( $\bar{P}_{c0}$ ) та при суміщенні площини зрізу сопла з площиною вхідного отвору циліндричної ємності або при подальшому заглибленні сопла в порожнину циліндричної ємності, втрати тиску (енергії) струмини майже не залежать від відносного тиску повітря перед соплом.

### Висновки

Виконано фізичне моделювання процесу дисипації енергії звукової газової струмини за рахунок впливу на неї ЗАЗ.

Аналіз результатів експериментальних досліджень свідчить про те, що втрати тиску (енергії) звукової струмини значно зменшуються при відносному тиску повітря перед соплом  $\bar{P}_{c0} < 7,0$ .

Вид кривих (характер зміни) втрат тиску (енергії) майже не залежить від геометричних характеристик об'єктів, з якими взаємодіє звукова струмина газу, тобто від діаметра торця, а також наявності бокової поверхні у випадку взаємодії струмини з циліндричною ємністю.

### Перелік використаних джерел

1. Powell A. On the noise emanating from a two-dimensional jet above the critical pressure [Text] / A. Powell // *Aeronautical Quarterly*. – 1953. – Vol. 4. – P. 103–122.

2. Powell A. On the mechanism of choked jet noise [Text] / A. Powell // *Proceedings of the Physical Society. Section B*. – 1953. – Vol. 66, № 12. – P. 1039–1056.

3. Powell A. A Survey of experiments on jet noise: a Study of the mechanism of noise production of jet engines, with brief notes on its reduction [Text] / A. Powell // *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*. – 1954. – Vol. 26, № 1. – P. 2–8.

4. Особенности аэроакустики сверхзвукового течения в технологических процессах [Текст] / П. А. Деливеров, Е. А. Капустин, В. П. Нещерет [и др.] // *Гидродинамические проблемы технологических процессов*. – М. : 1988. – С. 102–110.

5. Особенности аэроакустики сверхзвукового течения в технологических процессах [Текст] / П. А. Деливеров, Е. А. Капустин, В. П. Нещерет [и др.] // *Гидродинамические проблемы технологических процессов*. – М. : 1988. – С. 102–110.

6. Шлик О. Э. Влияние температуры окружающей среды на распространение сверхзвуковой струи с учетом эффекта обратной акустической связи [Текст] / О. Э. Шлик, П. А. Нещерет, А. В. Рябухин // *Проблемы турбулентных течений*. – М. : Наука, 1987. – С. 149–152.

7. Капустин Е. А. Особенности истечения перерасширенной струи из сопла с кромкой конечной толщины [Текст] / Е. А. Капустин, П. А. Нещерет, О. Э. Шлик // *Аэродинамика в технологических процессах*. – М. : 1981. – С. 59–62.

8. Нещерет П. А. К расчету течения в основном участке сверхзвуковой струи с учетом влияния торца сопла [Текст] / П. А. Нещерет, Е. А. Капустин, О. Э. Шлик // *Журнал СО АН СССР. Серия Приклад-*

ная механика и техническая физика. – 1984. – № 5. – С. 81–85.

9. Лухтура Ф. И. Одномерная теория сверхзвуковых нерасчетных струй газа [Текст] / Ф. И. Лухтура // Известия АН СССР. Серия Механика жидкости и газа. – 1993. – № 1. – С. 48–56.

10. Абрамов О. В. Ультразвуковая обработка материалов [Текст] / О. В. Абрамов, И. Г. Хорбенко, Ш. Швегла. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.

11. Арсентьев П. П. Металлические расплавы и их свойства [Текст] / П. П. Арсентьев, Л. А. Коледов. – М. : Metallurgia, 1976. – 376 с.

*Рукопис надійшов 14.09.2015 р.*

УДК 621.016:669.18:536.24

*Горбунов А.Д.* – д.т.н., проф., Днепродзержинский государственный технический университет (ДГТУ)

*Сигарев Е.Н.* – д.т.н., проф., ДГТУ

*Семенова Д.А.* – аспирант, ДГТУ

## **ТЕПЛООБМЕН В РАБОЧЕМ ПРОСТРАНСТВЕ КОНВЕРТЕРА ПРИ ВДУВАНИИ АЗОТНЫХ СТРУЙ В ШЛАКОВУЮ ВАННУ**

*Выполнены и проанализированы три различные аналитические способа решения задачи теплообмена в системе газ-огнеупор. Предложены статистические модели, позволяющие определить температурное поле отходящего газа в рабочем пространстве кислородного конвертера по ходу операции нанесения шлакового гарнисажа раздувкой ванны конечного шлака.*

*Ключевые слова: теплообмен; конвекция; футеровка; азот; шлаковая ванна; кислородный конвертер; гарнисаж.*

Совершенствование предложенных способов [1, 2] нанесения шлакового гарнисажного покрытия на периклазоуглеродистую футеровку кислородного конвертера путем вдувания, после выпуска стали в сталеразливочный ковш, сверхзвуковых азотных и азотно-порошковых струй в шлаковую ванну, требует уточнения параметров теплообменных процессов, протекающих между отходящими из конвертера потоками азота и поверхностью футеровки.

Толщина и стойкость сформированного гарнисажного шлакового покрытия, имеющего собственное тепловое сопротивление и обеспечивающего снижение теплового потока к внешним слоям футеровки, зависит от ряда факторов: износа слоя футеровки, температуры и теплоты затвердевания конечного конвертерного шлака, температурного поля отходящего из конвертера азота, теплового сопротивления футеровки с нанесенным слоем шлака и других.

### **Постановка задачи**

Целью работы является определение интенсивности теплообмена между отходящим газовым потоком и поверхностью футеровки, температурного поля газа и тепловых потоков в рабочем пространстве конвертера по ходу раздувки шлаковой ванны азотными струями с использованием аналитического метода.



После выпуска стали в сталеразливочный ковш, в рабочий объем конвертера с внутренним диаметром  $d_k$  и высотой  $H$ , через фурму с соплами Лавалья с критическим диаметром сопла  $d_0$ , вдувают газообразный азот с объемным расходом  $V_r$ , давлением  $P_1$ , скоростью потока на выходе из сопла  $W_0$  и начальной температурой  $t_0$  (рис. 1). Взаимодействие азотных струй с жидкой ванной обеспечивает формирование потока шлаковых капель, выносимого под различными углами на рабочую поверхность периклазоуглеродистой футеровки с толщиной  $l_\phi$ .

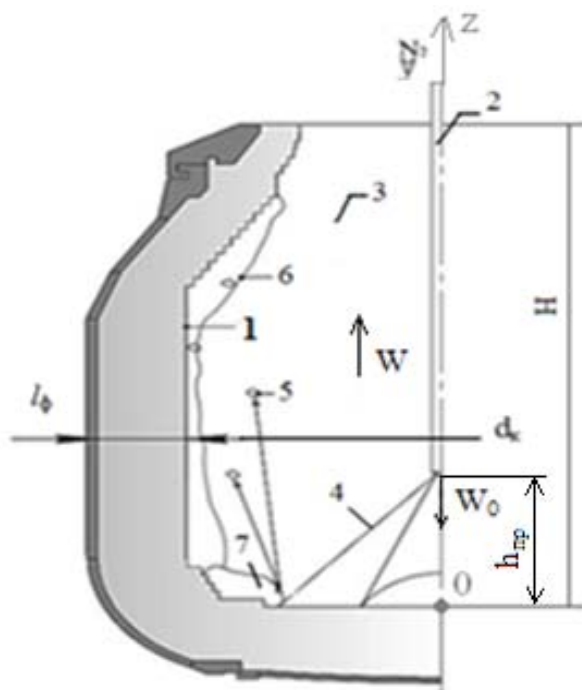


Рис. 1. Схема операции раздувки шлака на футеровку:  
 1 – рабочая поверхность футеровки; 2 – гарнисажная фурма;  
 3 – рабочее пространство конвертера; 4 - струя азота;  
 5 - капли шлака; 6 – гарнисажный слой; 7 – шлаковая ванна

### Методика исследования

При рассмотрении задачи распределения температуры приняты следующие допущения: из-за диатермичности двухатомного газа, используемого для раздувки шлаковой ванны (азота), а также равномерного по периметру распределения температуры футеровки  $t_{\text{п}}$  излучение отсутствует, и теплообмен между футеровкой и отходящим потоком газа будет определяться только конвекцией; температура поверхности футеровки  $t_{\text{п.ср.}} = t_{\text{п}}$  не зависит от времени и высоты конвертера. Поставленную задачу решали несколькими способами.

### Нагрев азота при постоянных теплофизических свойствах и коэффициенте теплоотдачи

В случае малой скорости газа или паузы, когда расход газа  $V_T = 0$ , можно пренебречь уносом теплоты с газом, уходящим из полости конвертера. Полагая, что газ как термически тонкое тело получает все тепло, отдаваемое футеровкой, мы получим максимально возможный нагрев газа и его наибольшие температуры. Учет уноса теплоты, покидающей полость конвертера с азотом, приведен в [3].

В этом случае дифференциальное уравнение теплового баланса можно записать в форме:

$$C_V \cdot V \cdot dt = \alpha(t_n - t) \cdot F \cdot dt, \quad (1)$$

где  $t(\tau)$  – среднemasсовая температура азота, °C;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией от футеровки к газу, Вт/(м<sup>2</sup>К);  $C_V = C_p \cdot \rho$  – объемная теплоемкость азота, Дж/(м<sup>3</sup>К);  $\rho = P / RT$  – плотность азота, как идеального газа, кг/м<sup>3</sup>;  $P$  – абсолютное давление газа, Па;  $R = R_\mu / \mu = 296,93$  Дж/кгК;  $R_\mu = 8314$  Дж/(кмоль·К) – универсальная газовая постоянная;  $V = S \cdot H$  – объем, занимаемый азотом, м<sup>3</sup>;  $S = \pi R^2$  – площадь поперечного сечения полости конвертера;  $R = d_k / 2$  – радиус конвертера, м;  $F = 2\pi R \cdot H + \pi R^2$  – боковая поверхность объема, занимаемого газом, м<sup>2</sup>.

$$\text{Начальное условие } t(0) = t_0. \quad (2)$$

Решение уравнения (1) с учетом начального условия (2) при постоянных или усредненных по температуре теплоемкости  $C_V$  и коэффициенте теплоотдачи  $\alpha$  имеет вид:

$$\theta(St) = e^{-St}, \quad (3)$$

где  $\theta = (t_n - t(\tau)) / \Delta t_0$  – относительная температура;  $\Delta t_0 = t_n - t_0$  – максимально возможный перепад температур, °C;  $St = A \cdot \tau$  – число Стентона;  $\tau$  – время процесса нагрева, с;  $A = \alpha / (C_V R_{np})$ ;  $R_{np} = V / F$  – приведенный радиус полости конвертера.

Согласно (3) температурное поле газа зависит от времени, в тоже время интерес представляет поле температур азота в зависимости от высоты конвертера. Для перехода от  $t(\tau)$  к  $t(z)$  будем использовать решение (3) с заменой времени  $\tau$  на  $\tau = z / \bar{W}$ , тогда формула (3) станет:

$$\theta(z) = e^{-A \cdot z / \bar{W}} \quad (4)$$

где  $\bar{W}$  – средняя скорость газа, м/с.

Полагая  $z = H$ , получим относительную температуру газа на выходе из конвертера:

$$\theta_B = e^{-A \cdot H/\bar{W}} \quad (5)$$

Абсолютное значение температура газа на выходе примет вид:

$$t_B = t_{II} - \Delta t_0 \cdot \theta_B, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

### Расчет температурного поля азота

#### при переменных свойствах и коэффициенте теплоотдачи

В случае зависимости теплоемкости  $C_V$  и коэффициента теплоотдачи от температуры азота и учитывая, что дифференциал времени равен  $d\tau = dz/W$ , уравнение (1) преобразуется к виду:

$$C_V \cdot R_{np} \cdot dt = q \cdot \frac{dz}{W(t)}.$$

Разделим обе части уравнения на  $q$ ,  $R_{np}$  и умножим на  $W(t)$ , в результате получим:

$$C_V(t) \cdot W(t) \cdot dt = \alpha(t) \cdot (t_n - t) \cdot \frac{dz}{R_{np}}.$$

Решение уравнения имеет вид:  $Z = \mathfrak{Z}(t)$ , (6)

где  $\mathfrak{Z}(t) = \int_{t_0}^t f(t)dt$ ;  $f(t) = \frac{C_V(t) \cdot W(t)}{\alpha(t) \cdot (t_n - t)}$ ;  $Z = \frac{z}{R_{np}}$  - относительная вы-

сота.

Для расчета функции  $f(t)$  необходимо знать значения  $C_V(t)$ ,  $W(t)$  и  $\alpha(t)$ .

Скорость потока газа вычисляли через его расход  $V_{н.у.}$ , заданный при нормальных условиях, когда  $W = V_r/S$ . Тогда действительный расход и скорость при температуре  $t$  будут равны соответственно:

$$V_{\Gamma}(t) = V_{н.у.}(1 + \beta t), \quad W(t) = W_0(1 + \beta t), \quad (7)$$

где  $\beta = 1/273$ ;  $W_0 = V_{н.у.}/S$ .

Следует отметить, что теплофизические свойства (ТФС) газа хорошо известны и с точностью до 1 % [4]. Аппроксимация теплофизических свойств имеет вид:

$$C_V = 252188 T^{-0,94}, \text{ Дж}/(\text{м}^3\text{К}), \quad (8)$$

где  $T = t + 273$ , К.

Коэффициент теплоотдачи может изменяться в очень широких пределах и его расчет связан с определенными трудностями. Например, в работе [5], посвященной тепловому взаимодействию газовой струи и шлака в системе газодинамической отсечки расчеты по сложным формулам вынужденной конвекции дают  $\alpha_{вын} = 100 \dots 500 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}$  при скоростях потока  $W_0 = 200 \dots 500 \text{ м}/\text{с}$ . А при малых скоростях движения восходящего потока  $W = 0,2 \dots 2 \text{ м}/\text{с}$

следует учитывать свободную конвекцию с коэффициентом  $\alpha_{\text{св}}$ . В этом случае для расчета суммарного коэффициента теплоотдачи можно использовать формулу:

$$\alpha = \sqrt{\alpha_{\text{вын}}^2 + \alpha_{\text{св}}^2}, \quad (9)$$

Расчет  $\alpha_{\text{вын}}$  вели для среднего критерия Нуссельта при фронтальном натекании струи в соответствии с рекомендациями [5, 6] по конвективному теплообмену при струйном обтекании тел:

$$\alpha_{\text{вын}} = \overline{\text{Nu}} \cdot \frac{\lambda}{l_x} = \text{const}, \quad (10)$$

где  $\overline{\text{Nu}} = 0,2 \cdot \text{Re}^{0,65} \cdot \varpi$ ;  $\text{Re} = (u_0 \cdot d_{\Gamma}) / \nu$  - число Рейнольдса;  $\varpi = (h_{\text{пр}} / d_0)^{-0,22}$ ;  $l_x = d_{\Gamma} = 2d_0$  - характерный размер;  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности азота;  $d_0$  - диаметр сопла, м;  $h_{\text{пр}}$  - расстояние от сопла до поверхности шлака, м;  $u_0 = W_0$  - скорость истечения струи из сопла, м/с;  $\nu$  - кинематическая вязкость м<sup>2</sup>/с.

Коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции согласно [7] в размерном виде определяли по зависимости:

$$\alpha = C \lambda l_x^{3n-1} \left( \frac{g}{\nu^2} \text{Pr} \right)^n \Delta t^n = C \lambda l_x^{3n-1} A_R^n = A \cdot l_x^m,$$

где  $Ra = Gr \cdot Pr$  - число Рэлея;  $Gr = \frac{g \beta l_x^3 \Delta t}{\nu^2}$  - число Грасгофа;  $Pr$  - число Прандтля;  $l_x = H$ ;  $\Delta t = t_n - t$ ;  $t_n$  - температура поверхности шлака или футеровки в случае пробоя, °С;  $t$  - температура азота вдали от поверхности. Если  $Ra > 10^7$ ,  $C = 0,15$ ;  $n = 1/3$ ;  $m = 3n-1 = 0$ ;

$$A = A_T l_x^m = A_T; A_T = C \lambda A_R^n = 0,15 \lambda A_R^{1/3}; A_R = \frac{g \cdot Pr}{(t + 273) \nu^2}.$$

$$\text{Аппроксимация } A(t) = 1,684 e^{-0,001t}.$$

$$\alpha_{\text{св}} = A(t_n - t)^{1/3}. \quad (11)$$

$$\text{Формула аппроксимации для } \alpha_{\text{св}} = 20,17 e^{-0,001t}.$$

Окончательно, аппроксимация суммарного коэффициента теплоотдачи уравнения (9) имеет вид:

$$\alpha = 178,2 t^{-0,0014}, \text{ Вт/(м}^2\text{К)}. \quad (12)$$

Зная значение коэффициента теплоотдачи, можно вычислить тепловой поток от футеровки к газу:  $q = \alpha(t_n - t)$ . На рис. 2 представлен график зависимости и аппроксимационная формула теплового потока в зависимости от температуры азота.

Значение функции  $f(t)$ , входящей в решение (6) имеет вид (рис. 3).

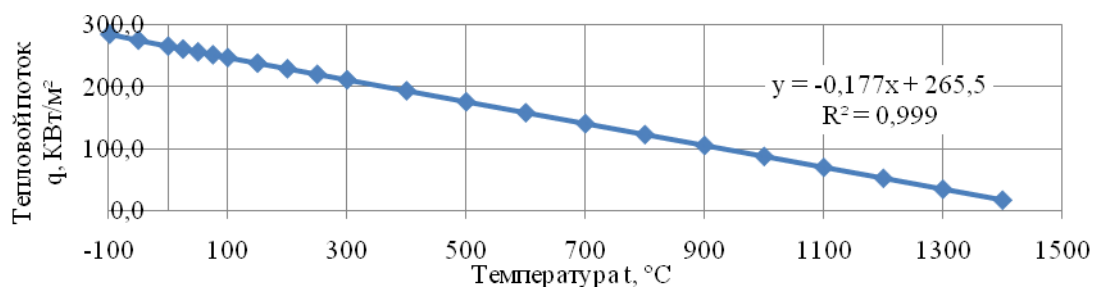


Рис. 2. Зависимость теплового потока от температуры газа

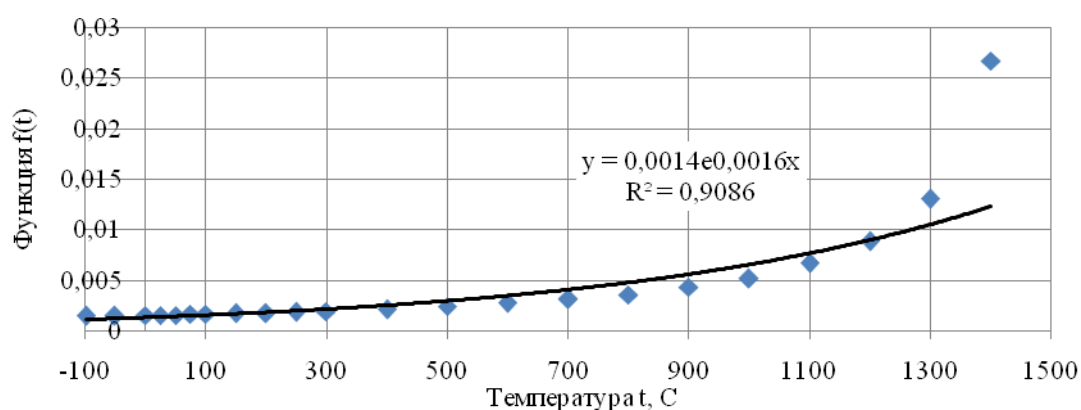


Рис. 3. Зависимость функции  $f(t)$  от температуры газа  $t$

Зная аппроксимационную формулу функции  $f(t)$ , можно вычислить значения интеграла  $\mathfrak{Z}(t)$  от  $t_0 = -98$  °C до  $t = 1400$  °C:

$$\mathfrak{Z}(t) = \int_{t_0}^t f(t)dt = \int_{t_0}^t E \cdot e^{kt} dt = \frac{E}{k} \cdot e^{kt} \Big|_{t_0}^t = \frac{E}{k} (e^{kt} - e^{kt_0}) = \frac{E}{k} (e^{kt} - \varepsilon_0), \quad (13)$$

где  $\varepsilon_0 = e^{kt_0}$ ;  $E = 0,0014$ ;  $k = 0,0016$ .

На рис. 4 приведен интеграл  $\mathfrak{Z}(t) = Z$ , полученный с использованием выражения (6) и (13).

Иногда приходится решать обратную задачу, в которой необходимо определить поле температур азота в зависимости от высоты рабочего пространства. Решая совместно уравнения (6) и (13) относительно  $t$  получим:

$$t(z) = \frac{\ln(\gamma)}{k}, \quad (14)$$

где  $\gamma = \frac{k}{E} \mathfrak{Z} + \varepsilon_0 = \frac{k}{E} \cdot \frac{z}{R_{np}} + \varepsilon_0$ .

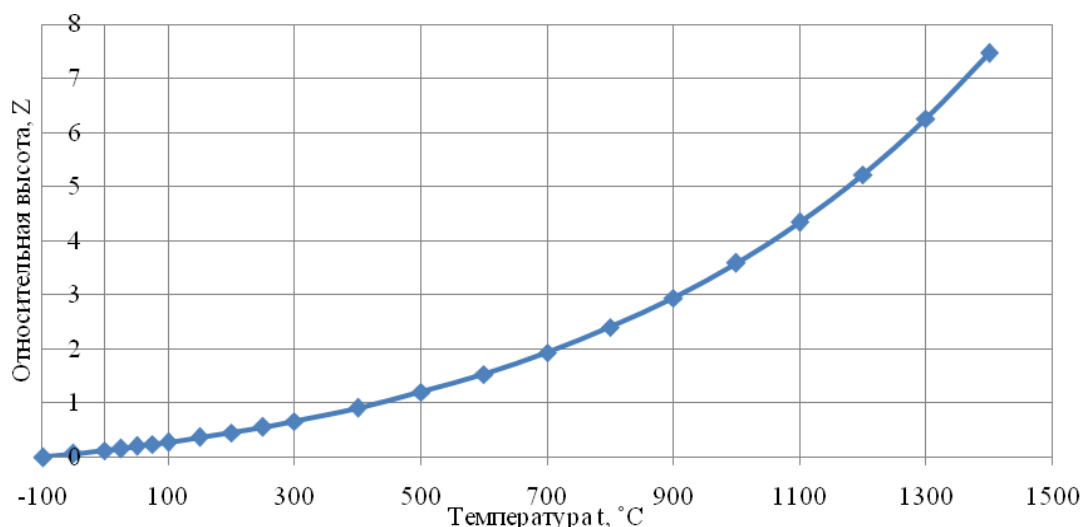


Рис. 4. Залежність відносної висоти конвертера Z від температури газу t

В свою чергу рис. 4 являється робочим графіком: задавався висотою z знаходимо температуру газу при даній висоті конвертера.

#### Расчет нагрева азота по модели Г.Ф. Баландина

Неправомірною заміною теплофізических свойств металла на ТФС газа, может привести к большим погрешностям, однако мы попробуем это проделать с последующим обоснованием.

Используя методику Г.Ф. Баландина [8] расчета охлаждения жидкого металла при его движении со скоростью W в круглом канале во время его заливки в форму, получим:

$$\theta(\tau) = \varphi(y(\tau)), \quad (15)$$

где  $\theta = (t_n - t(\tau)) / \Delta t_0$  - см. уравнение (3);

$$y(\tau) = B(\sqrt{\tau} - \sqrt{\tau - \tau_0}); \quad \varphi(y) = e^{y^2} \cdot \operatorname{erfc}(y); \quad \operatorname{erfc}(y) = 1 - \operatorname{erf}(y);$$

$$\operatorname{erf}(y) = p \int_0^y e^{-x^2} dx - \text{функция ошибок Гауса}; \quad p = 2/\sqrt{\pi}; \quad B = \frac{b_2}{C_V \cdot R_{\text{пр}}};$$

$b_2 = \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2} = \sqrt{4,2 \cdot 960 \cdot 3000} = 3477 \text{ Вт} \cdot \text{с}^{0,5} / \text{м}^2 \text{К}$  - коэффициент теплоусвоения футеровки.

Специальная функция  $\varphi$  раскладывается в ряд:

$$\text{при малых аргументах, когда } y < 1: \quad \varphi = 1 - p \cdot y \quad (16)$$

$$\text{и при больших } (y > 1): \quad \varphi(y) = \frac{1}{\sqrt{\pi}y} (1 - u(1 - 3u(1 - 5u))); \quad u = \frac{1}{2y^2}. \quad (17)$$

$\tau_0 = \frac{z_0}{W}$  - время течения газа до рассматриваемого сечения  $z_0$  канала.

Разность времени  $(\tau - \tau_0)$  можно трактовать как время контакта газа с горячей формой.

Расчет температуры газа и при  $\tau = \tau_0$  рассматривается как температура на «носике» потока.

Полагая в уравнении (15)  $z_0 = H$  и  $\tau = \tau_0 = H / \bar{W}$ , получим температуру газа на «носике» потока на выходе из конвертера.

На рис. 5 приведены расчеты температур по рассматриваемым выше решениям для 160-т конвертера со следующими параметрами  $d_k = 5,08$  м;  $H = 7,57$  м;  $W_0 = 460$  м/с;  $d_0 = 0,035$  м, количество сопел  $n = 5$ ;  $h_{np} = 3,48$  м; с объемным расходом азота  $V = 6,7$  м<sup>3</sup>/с; давлением  $P_1 = 12 \cdot 10^5$  Па, температурой на выходе из сопел  $t_0 = -98^\circ\text{C}$  и температурой поверхности футеровки  $t_n = 1500^\circ\text{C}$ .

а) расчет по уравнению (4), с использованием следующих усредненных значений  $W(t)$ ,  $C_V(t)$  и  $\alpha(t)$  от  $t_0 = -98^\circ\text{C}$  до  $t = 1400^\circ\text{C}$ .

$$t_{cp} = \frac{t_0 + t_1}{2} = \frac{-98 + 1400}{2} = 651^\circ\text{C};$$

$$\bar{W} = W_0(1 + \beta t_{cp}) = 0,33 \cdot (1 - \beta \cdot 651) = 1,12 \text{ м/с};$$

$$C_V = \frac{1}{t - t_0} \cdot \int_{T_0}^T C_V(T) dT = \frac{1}{1400 - (-98)} \int_{T_0}^T 252188 \cdot T^{-0,94} \cdot dT = 621,55 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3\text{К}};$$

$$\alpha = \frac{1}{t - t_0} \cdot \int_{T_0}^T \alpha(T) dT = \frac{1}{1400 - (-98)} \int_{T_0}^T 178,2 T^{-0,0014} \cdot dT = 176,521 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}.$$

б) по уравнению (6) при переменных свойствах и  $\alpha_{\text{вын}} = 175,947$  Вт/(м<sup>2</sup>К).

в) по уравнению (15), с учетом (17) при  $B = 5,09$ .

Получены эмпирические выражения для определения температуры азота в зависимости от высоты рабочего пространства конвертера.  $t_a = 331,1 \cdot z^{0,700}$  ( $R^2 = 0,981$ );  $t_b = 494,0 \cdot z^{0,511}$  ( $R^2 = 0,997$ );  $t_v = 1332 \cdot z^{0,037}$  ( $R^2 = 0,987$ ).

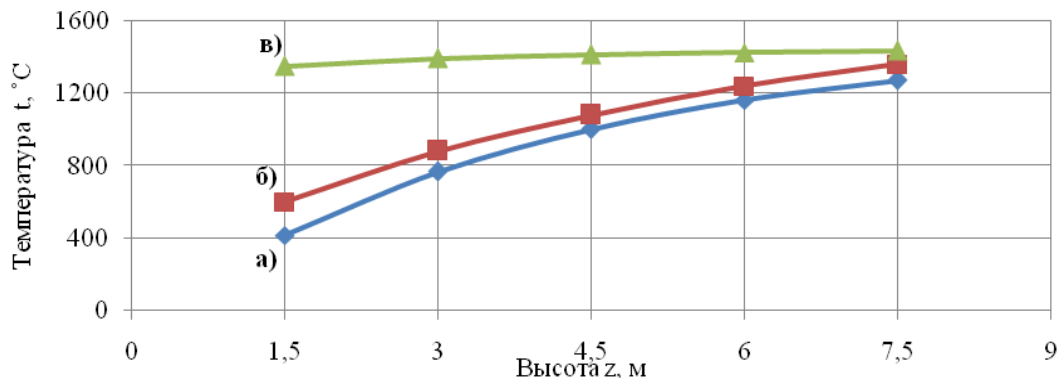


Рис. 5. Зависимость температуры азота от высоты конвертера, при постоянных свойствах (а), переменных свойствах (б) и по Баландину (в)

### Выводы

1. Задача теплообмена в системе газ-огнеупор была решена тремя способами. Получены простые формулы для расчета поля температур азота по высоте рабочего пространства конвертера.
2. Выведены аппроксимационные уравнения зависимости от температуры объемной теплоемкости газа, скорости потока и коэффициента теплоотдачи при вынужденной и свободной конвекции.
3. Получено графическое и аналитическое решение задачи теплообмена между азотом и футеровкой конвертера при переменных свойствах.
4. Метод расчета по Баландину дает самые завышенные результаты, однако преимуществом данного подхода является то обстоятельство, что он не требует знания коэффициента теплоотдачи, который является сложной величиной.
5. Расчеты в случае переменных  $C_v(t)$ ,  $W(t)$  и  $\alpha$  – незначительно отличаются от усредненных по температуре, поэтому можно использовать простую модель при постоянных свойствах.

### Список литературы

1. Чернятевич А. Г. Разработка и внедрение инновационной технологии нанесения шлакового гарнисажа на футеровку 160-т конвертеров ОАО «Арселор Металл Кривой Рог» / А. Г. Чернятевич, В. А. Шеремет, Е. Н. Сигарев, А. В. Кекух, В. Г. Писаренко, И. В. Чернятевич, О. И. Бельгер, Е. А. Чубина, М. В. Грызунов // Теория и практика металлургии. – 2009. - № 3. – С. 64-71.
2. Суворов С. А. Динамика образования гарнисажного слоя на поверхности футеровки конвертера и ресурс эксплуатации / С. А. Суворов, В. В. Козлов // Огнеупоры и техническая керамика. – 2009. - № 7-8. – С. 3-6.
3. Модель расчета нагрева азота в системе газ-огнеупор: материалы Всеукр. научно-методической конф. [«Проблеми математичного моделювання»], (Днепродзержинск 27-29 мая 2015 р.) / Днепродзержинский гос. техн. ун-т. 2015. – С. 23–25.
4. Мельников Е. Я. Справочник азотчика. Том I / Е. Я. Мельников. - М. : Химия, 1967. - 492 с.
5. Гичев Ю. А. Тепловое взаимодействие газовой струи и шлака в системе газодинамической отсечки / Ю. А. Гичев, В. А. Перцевой // В кн.: Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. - 2009. - № 1(16). - С. 53-64.
6. Дыбан Е. П. Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел / Е. Дыбан, И. Мазур. – К. : Наукова думка, 1982. – 303 с.



7. Горбунов А. Д. К аналитическому расчету суммарного коэффициента при охлаждении тел на воздухе / А. Д. Горбунов, Е. Л. Глущенко, Л. И. Хищ // *Металлургическая теплотехника: Сб. науч. трудов НМетАУ - Книга 1.* - Днепропетровск; 2005 - С. 118-131.

8. Баландин Г. Ф. Основы теории формирования отливки. Тепловые основы теории затвердевания и охлаждения отливки / Баландин Г.Ф. - М. : Машиностроение, 1976. – 328 с.

*Рукопись поступила 05.10.2015 г.*

УДК 536.21

**Горбунов А.Д.** – д.т.н., проф., Днепродзержинский государственный технический университет (ДГТУ)

**Уклеина С.В.** – аспирант, ДГТУ

## К РАСЧЕТУ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ ПРИ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЯХ III РОДА

*Разработана инженерная методика аналитического расчета коэффициентов усреднения температур и тепловых потоков, времени запаздывания и функции распределения в линейных задачах нагрева (охлаждения) тел правильной геометрической формы при граничных условиях III рода.*

*Ключевые слова: нагрев (охлаждение); тела простой формы; граничные условия III рода; время инерционного периода; коэффициенты усреднения температур.*

### Анализ публикаций

Точные аналитические решения конвективного нагрева (охлаждения) тел правильной формы в среде с постоянной температурой газа  $T_c$  известны и имеют, например, согласно [1, 2, 3] следующий вид.

Температура в произвольной точке тела:

$$\vartheta(X, Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} P_n \cdot U_n(X) e^{-\mu_n^2 Fo}, \quad (1)$$

в центре при  $X = 0$ :

$$\vartheta_{ц}(Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cdot e^{-\mu_n^2 \cdot Fo}, \quad (2)$$

на поверхности при  $X = 1$ :

$$\vartheta_{п}(Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} P_n \cdot e^{-\mu_n^2 \cdot Fo}, \quad (3)$$

среднемассовая:

$$\vartheta_{ср}(Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} B_n \cdot e^{-\mu_n^2 \cdot Fo}, \quad (4)$$

и температурная разность:

$$\Delta\vartheta(Fo) = \vartheta_{п}(Fo) - \vartheta_{ц}(Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} E_n \cdot e^{-\mu_n^2 \cdot Fo}, \quad (5)$$

где  $\mathcal{G} = (T(x, \tau) - T_c) / \Delta T_0$ ;  $\Delta T_0 = T_0 - T_c$ ; Fo – число Фурье;  $m^T = \frac{kBi}{\mu_n^2}$  –

точное значение коэффициента термической массивности тела

$$(KTMT); \quad P_n = \frac{2Bi}{Bi(Bi+2-k) + \mu_n^2}, \quad B_n = P_n \cdot m^T, \quad A_n = P_n \cdot H_k,$$

$E_n = P_n - A_n \equiv P_n(1 - H_k)$  – тепловые амплитуды; координатная функ-

$$\text{ция } U_n(X) = \frac{\cos(\mu_n X)}{\cos \mu_n} \text{ – для пластины, } \frac{J_0(\mu_n X)}{J_0(\mu_n)} \text{ – цилиндра и}$$

$$\frac{\sin(\mu_n X)}{(\mu_n X)} \cdot \frac{\mu_n}{\sin \mu_n} \text{ – для шара; } H_k = U_n(0), \quad J_0, \quad J_1 \text{ – функции Бесселя}$$

первого рода;  $k$  – коэффициент геометрической формы, равный 1, 2, 3 для пластины, цилиндра и шара соответственно;  $\mu_n$  – корни соответствующих характеристических уравнений, для пластины:

$$\text{ctg} \mu_n = \mu_n / Bi, \quad (6)$$

$$\text{цилиндра:} \quad \frac{J_0(\mu_n)}{J_1(\mu_n)} = \mu_n / Bi \quad (7)$$

$$\text{и шара:} \quad \text{ctg} \mu_n = (1 - Bi) / \mu_n. \quad (8)$$

Наибольшую и основную трудность при практических расчетах по уравнениям (1)–(8) представляет определение множества корней  $\mu_n$  характеристического уравнения (6) и другие.

**Целью данной работы** является разработка инженерной методики аналитического расчета коэффициентов усреднения температур и тепловых потоков, времени запаздывания и функции распределения в линейных задачах конвективного нагрева тел правильной геометрической формы при граничных условиях III рода.

### Решение задачи

В работе [3] предложена общая для всех трех тел формула для вычисления корней уравнения (6) при  $Bi < 10$

$$\mu_1 = \sqrt{D/\gamma} \quad (9)$$

и когда число Био  $Bi \geq 10$ :

$$\mu_n = a_n(1 - \beta), \quad (10)$$

где  $D = k \cdot Bi / m$ ,  $m = (1 + gBi)$  – коэффициент термической массивности тела;  $\gamma = (1 + \sqrt{1 + 4\rho}) / 2$ ,  $\rho = D^2 / [k(k+2)^2(k+4)]$ ,  $\beta = 1 / Bi$ ,  $g = 1 / (k+2)$ ,  $a_n$  – корни характеристического уравнения при  $Bi = \infty$ .

В трудах ученых Днепропетровской школы металлургической теплотехники, например, работы [2, 4, 5] и др., при расчетах

нестационарных тепловых процессов широко применяются коэффициенты усреднения теплового потока:

$$K_2 = \frac{qR_0}{\lambda\Delta T} = \frac{Bi \cdot \mathcal{G}_n}{|\Delta \mathcal{G}|} \quad (11)$$

и температуры:

$$K_3 = \frac{\Delta T}{\Delta T_{\text{ср}}} = \frac{\Delta \mathcal{G}}{\Delta \mathcal{G}_{\text{ср}}}, \quad (12)$$

где  $q$  – удельный тепловой поток на поверхности, Вт/м<sup>2</sup>;  $\Delta T = (T_{\text{п}} - T_{\text{ц}})$  – разность температур между поверхностью и центром тела, °С;  $\Delta T_{\text{ср}} = (T_{\text{ср}} - T_{\text{ц}})$  – разность температур между среднемассовой и центральной температурой, °С.

С помощью  $K_2$  и  $K_3$  обычно находят перепад температур  $\Delta T = \frac{q \cdot R_0}{K_2 \cdot \lambda}$  и среднемассовую температуру  $T_{\text{ср}} = T_{\text{ц}} + \Delta T / K_3$ .

Коэффициенты усреднения в стадии регулярного режима нагрева (РРН) при  $t_{\text{печ}} = \text{const}$  приведены в [4] с точностью до четвертого знака для дискретных значений чисел Био, изменяющихся от 0 до  $\infty$ . Использование табулированных значений  $K_2$  и  $K_3$  затрудняет проведение расчетов с использованием ПЭВМ. Поэтому целесообразно получить аналитические выражения для этих коэффициентов и не только для регулярного режима.

В работе [5] приведена инженерная методика аналитического расчета коэффициентов усреднения, основанная на использовании асимптотики температурных полей при малых временах процесса применительно к плоским телам.

Ниже приведено объединенное решение для тел классической формы. Подставляя в уравнения (11) и (12) соответствующие температуры в стадии РРН из (2), (3) и сокращая на экспоненту  $\exp(-\mu^2 \cdot Fo)$ , получим коэффициенты усреднения:

$$K_2 = \frac{Bi \cdot P}{|P - A|} = \frac{Bi}{H_k - 1}, \quad (13)$$

$$K_3 = \frac{P - A}{B - A} = \frac{H_k - 1}{H_k - m^T}. \quad (14)$$

Иногда, для удобства расчетов, вводят новые коэффициенты, состоящие из комбинаций предыдущих. Например, коэффициент тепловой инерции:

$$K_4 = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = \frac{k \cdot \text{Bi}}{H_k - m^T}, \quad (15)$$

где  $K_1 = k$  – фактор геометрической формы, смотри уравнение (5).

Название коэффициента  $K_4$  можно объяснить тем обстоятельством, что согласно [2] время инерционного периода при нагреве тел постоянным тепловым потоком:

$$Fo_1 = 1/K_4. \quad (16)$$

При малых числах  $\text{Bi}$   $h = (H_k - 1) \approx \text{Bi}/2$  и  $m^T \approx m = 1 + g \cdot \text{Bi}$ . Тогда коэффициенты усреднения упростятся до вида:

$$K_2 = 2; \quad K_3 = (k + 2)/k \quad \text{и} \quad K_4 = 2(k + 2). \quad (17)$$

В [2] используется также комплекс, который с учетом (17) примет вид

$$(K_3 - 1)/(K_2 \cdot K_3) = g = 1/(k + 2). \quad (18)$$

При больших числах  $\text{Bi}$ :  $H_k = A/P$ , (19)

где  $P \approx 2 \cdot \beta$ ;  $A \approx A_\infty \cdot \sqrt{1 - z^2}$ ;  $z = \mu/\text{Bi} = a_1(1 - \beta)\beta$ . Или приближенно  $A_\infty \approx 0,4(k + 2)$ ;  $a_1 \approx \sqrt{D_\infty/\gamma_\infty}$ ;  $D_\infty = k(k + 2)$ ;  $\rho_\infty = k/(k + 4)$  – коэффициенты в формуле (9) при  $\text{Bi} = \infty$ .

Тогда коэффициенты усреднения могут быть определены по зависимостям:

$$K_2 = 2/A, \quad K_3 = 1/(1 - Y) \quad \text{и} \quad K_4 = k/\left[A/2 - k/\mu^2\right], \quad (20)$$

где  $Y = 2k/(\mu^2 A)$ .

В таблице 1 представлены зависимости указанных коэффициентов от формы тела в предельных случаях при  $\text{Bi} = 0$  и  $\text{Bi} = \infty$ .

Таблица 1  
Значения коэффициентов  $K_2$ ,  $K_3$  и  $K_4$  при  $\text{Bi} = 0$  и  $\text{Bi} = \infty$

Форма тела $k$	$K_2$		$K_3$		$K_4$	
	$\text{Bi}=0$	$\text{Bi}=\infty$	$\text{Bi}=0$	$\text{Bi}=\infty$	$\text{Bi}=0$	$\text{Bi}=\infty$
1	2	$\pi/2$	3	2,75	6	4,32
2	2	1,25	2	1,76	8	4,39
3	2	1	5/3	1,44	10	4,31

На рисунке 1 приведена зависимость коэффициента  $K_4$  от числа  $\text{Bi}$  и формы тела.

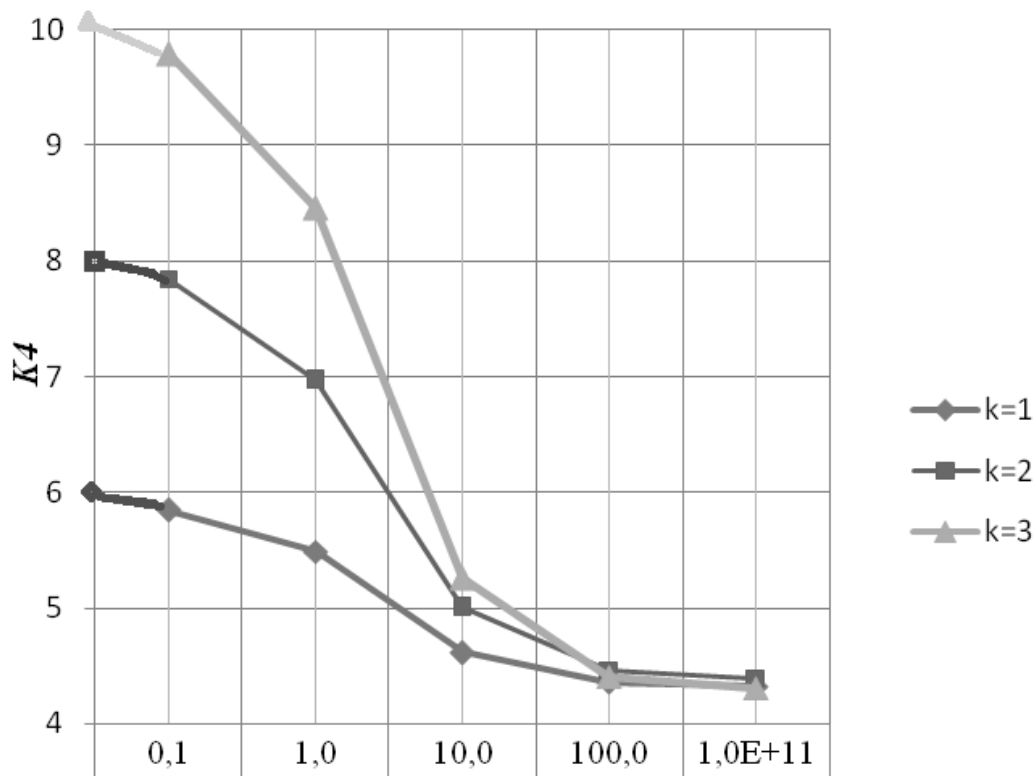


Рис. 1. Зависимость коэффициента  $K_4$  от числа  $V_i$  и формы тела

В литературе неоднократно высказывались соображения по определению коэффициентов температуропроводности тел, основанные на закономерностях запаздывания температур по сечению тела. Например, Л.А. Бровкин [6] предложил упрощенный метод определения коэффициента температуропроводности, заключающийся в использовании для этой цели закономерностей наиболее простого случая запаздывания – при постоянном тепловом потоке, т. е., для граничных условий II рода.

При нагреве массивного тела заданное значение температуры  $T_3$  в различных точках по сечению достигается в различное время. Эту разницу во времени называют временем запаздывания. Естественно, что максимальная величина времени запаздывания будет иметь место для точек, расположенных на поверхности и на оси тела (см. рис. 2).

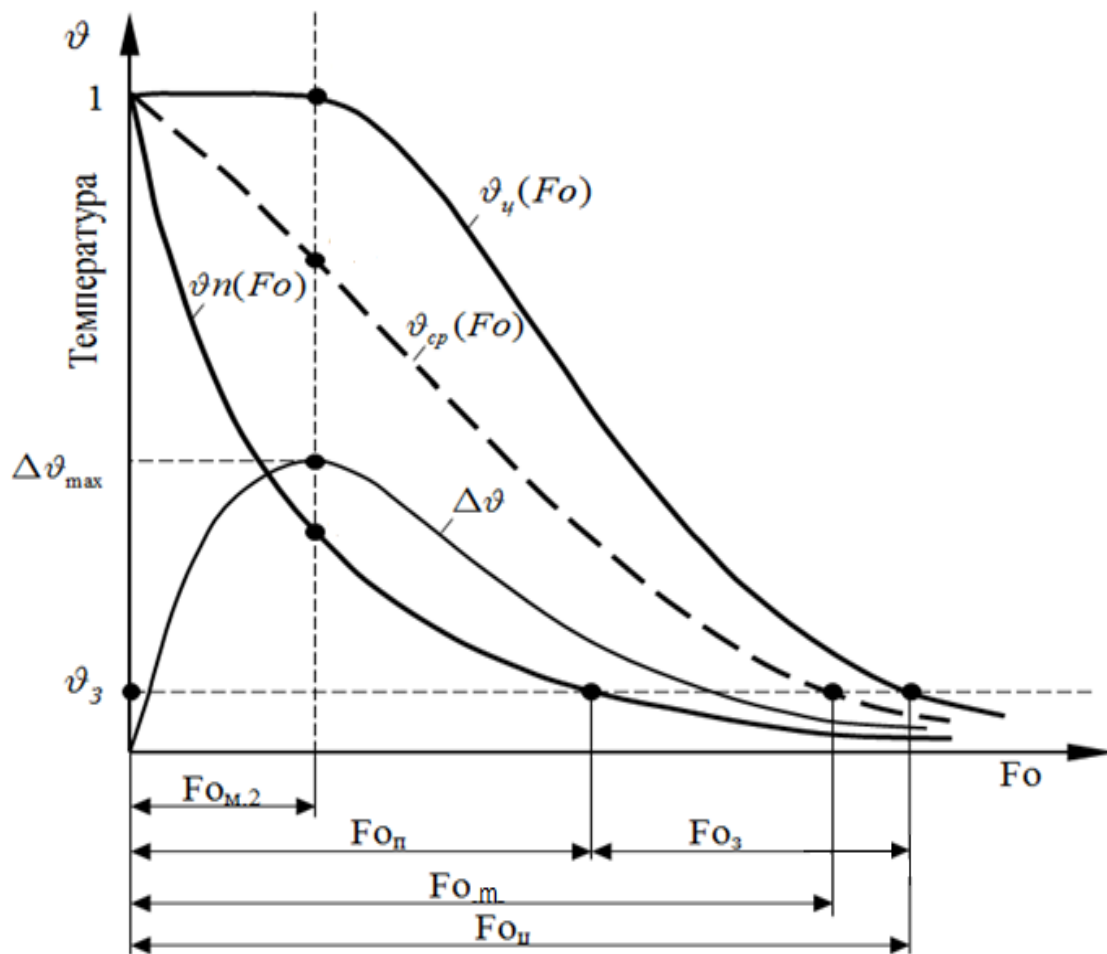


Рис. 2. Динамика изменения безразмерной температуры в центре, среднемассовой, на поверхности и их разница во времени

Из условия равенства температурных критериев для поверхности (3) и центра тела (2) в стадии регулярного режима нагрева  $P \cdot e^{-\mu^2 \cdot Fo_{п}} = A \cdot e^{-\mu^2 \cdot Fo_{ц}}$ , получим для времени запаздывания выражение:

$$Fo_3 = \frac{at_3}{R_0^2} = Fo_u - Fo_n = \frac{1}{m^2} \ln H_k. \quad (21)$$

Здесь и далее для упрощения записей принято  $\mu = \mu_1$ ;  $P = P_1$ ;  $A = A_1$  и т.д.

При малых числах  $Bi$  согласно [3]  $A \approx 1 + K_A \cdot Bi$ , уравнению (9)  $\mu^2 = kBi/m$  и  $\ln(1+x) \approx x$ , получим:

$$Fo_3 = m/(2k), \quad (22)$$

или в предельном случае при  $Bi = 0$ :

$$Fo_3 = 1/(2k). \quad (23)$$

Следует отметить, что уравнение (23) полностью совпадает с формулой для расчета времени запаздывания при граничных условиях II рода.

При больших числах  $Bi$ :  $A_\infty \approx 0,4(k+2)$ ,  $P = 2\beta$  и  $\mu_1 = a_1(1-\beta)$ . Тогда,

$$Fo_3 = \frac{1}{a_1^2(1-\beta)^2} \ln[0,2 \cdot (k+2) \cdot Bi]. \quad (24)$$

С целью более полного заполнения графика, на рис. 3 изображена зависимость «перевернутого» времени максимального запаздывания  $1/Fo_3$  от числа  $Bi$  и формы тела, рассчитанная по уравнению (21).

По аналогии со временем максимального запаздывания  $Fo_3$  можно ввести время запаздывания  $Fo_A$  между среднемассовой и поверхностной температурой (рис. 2):

$$Fo_A = \frac{a\tau_m}{R_0^2} = Fo_m - Fo_n = \frac{1}{\mu^2} \ln \frac{B}{P} = \frac{1}{\mu^2} \ln \frac{kBi}{\mu^2}. \quad (25)$$

При малых числах  $Bi$ :

$$Fo_A = \frac{m\gamma}{kBi} \ln(m\gamma) \quad (26)$$

или в предельном случае при  $Bi = 0$ :

$$Fo_A = \frac{m \cdot g}{k} = \frac{1}{k \cdot (k+2)}. \quad (27)$$

При экспериментальном определении теплофизических свойств (ТФС) с помощью времени запаздывания  $Fo_A$  необходимо знать координату  $X_H$  расположения термопары, чтобы она фиксировала среднемассовую температуру тела. В работе [3], используя равенство температурных критериев (1) и (4) в стадии РРН  $\mathcal{G}(X_H, Fo) = \mathcal{G}_{cp}(Fo)$  или  $P \cdot U(X_H) = B$ , при малых числах  $Bi$  была получена формула для расчета так называемой нейтральной координаты  $X_H$ , в которой равны нулю осевые термические напряжения:

$$X_H = \sqrt{gk} = \sqrt{k/(k+2)}. \quad (28)$$

Для пластины  $X_H = 1/\sqrt{3} = 0,5774$ .

Следует отметить, что уравнение (28) совпадает с формулой расчета  $X_H$  при граничных условиях II рода, а также с решением Э.М. Гольдфарба [2, с. 139].



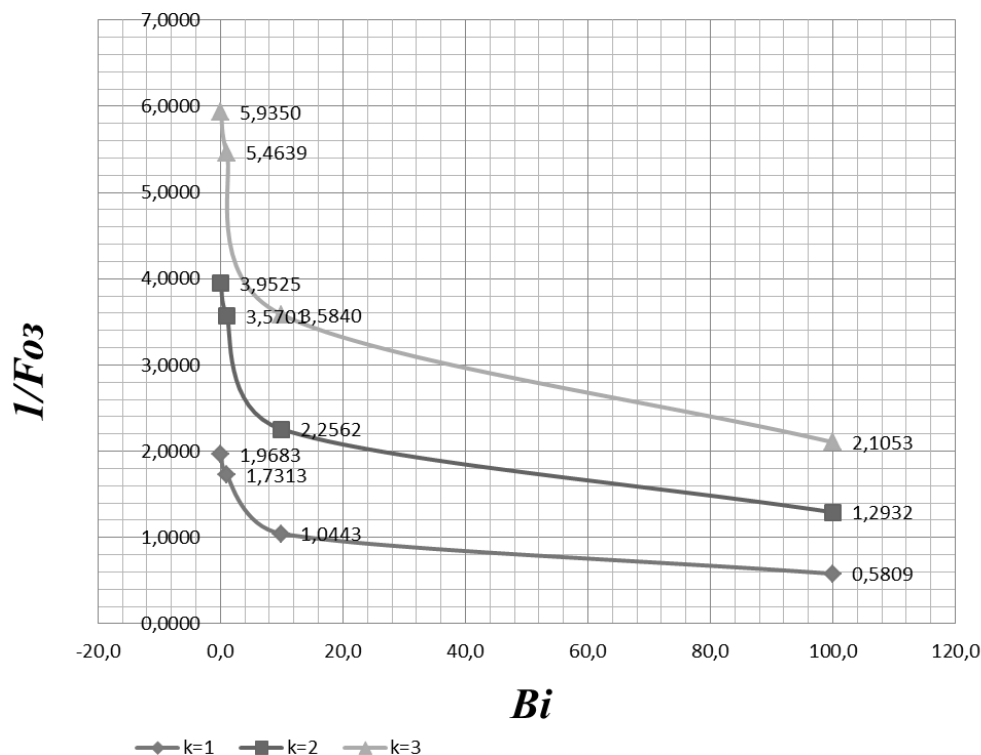


Рис. 3. Зависимость обратной величины времени запаздывания от числа  $Bi$  и формы тела

При больших числах  $Bi$  формула (28) изменит вид. Например, согласно [3] для пластины  $X_n = (1/\mu)\arccos(1/\mu)$ , где  $\mu = a_1(1 - \beta)$ , либо при  $Bi = \infty$   $X_{n,\infty} = (2/\pi)\arccos(2/\pi) = 0,560664 < 0,5774$ . Таким образом, рост числа Био сдвигает нейтральную координату ближе к центру.

При определении термических напряжений и ТФС используется температурная разность (5), которая даже в стадии РРН существенно зависит от времени. Однако, если ввести новый температурный критерий, например, отношения разности  $\Delta\vartheta$  к температуре на поверхности  $h = \frac{-\Delta\vartheta(Fo)}{\vartheta_n(Fo)} = \frac{T_n(\tau) - T_n(\tau)}{T_n(\tau) - T_c}$ , то этот критерий при времени

$Fo_2 > 0,3$  выходит на постоянную величину

$$h = H_k \cdot (1 + \varepsilon_3) - 1 \approx H_k - 1, \quad (29)$$

где  $\varepsilon_3(Fo) = (E_2/E_1) \cdot \exp(-a \cdot Fo)$  – малая величина, которую можно положить нулю при  $Fo > Fo_2$ .

При малых числах  $Bi$ :  $h = Bi/2$ , а при  $Bi = \infty$ :

$$h = A_\infty \cdot Bi/2 \approx 0,2(k + 2) \cdot Bi. \quad (30)$$

На рис. 4 приведена зависимость  $h = (H_k - 1)$  от числа Био и формы тела, рассчитанная по формуле (19) и (29).

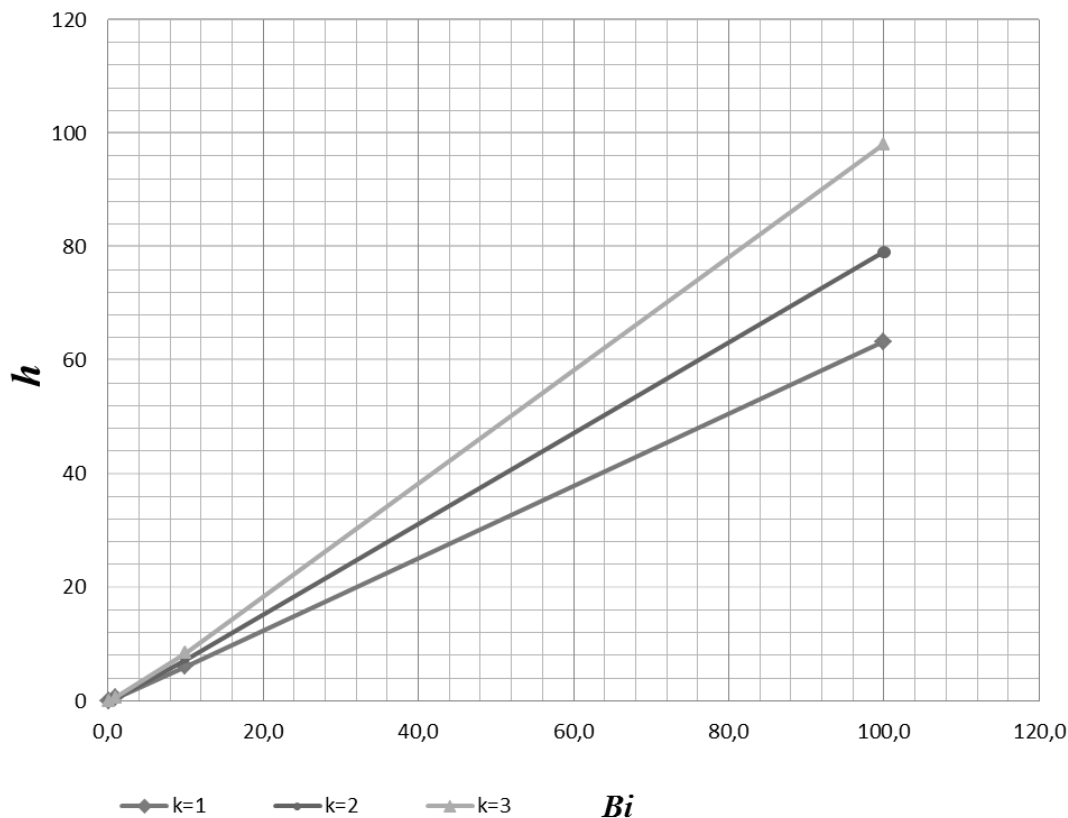


Рис. 4. Зависимость  $h = (H_k - 1)$  от числа  $Bi$  и формы тела

При инженерных расчетах представляет интерес определение температур в различных точках по сечению тела по известному значению, например, температуры на поверхности. Особенности РРН при граничных условиях III рода позволяют сделать это. Пусть задано время нагрева  $Fo$  и число Био. Тогда, согласно уравнениям (1)...(5) температура на поверхности равна  $\vartheta_{II}(Fo) = P \cdot e^{-\mu^2 \cdot Fo}$ , температура в центре:

$$\vartheta_{II}(Fo) = A \cdot e^{-\mu^2 \cdot Fo} = H_k \cdot P \cdot e^{-\mu^2 \cdot Fo} = H_k \cdot \vartheta_{II}(Fo), \quad (31)$$

среднемассовая температура:

$$\vartheta_{cp}(Fo) = m^T \cdot P \cdot e^{-\mu^2 \cdot Fo} = m^T \cdot \vartheta_{II}(Fo), \quad (32)$$

температурная разность:

$$\Delta\vartheta(Fo) = -h \cdot \vartheta_{II}(Fo). \quad (33)$$

Если рассчитывать корни характеристического уравнения по формуле (9), то приближенное значение коэффициента массивности будет иметь вид

$$m^{\text{II}} = m \cdot \gamma = (1 + g \cdot \text{Bi}) \cdot \gamma. \quad (34)$$

Подробности вывода  $m^{\text{II}}$  приведены в работе [7].

Зависимости, аналогичные (31)...(33) можно вывести через другие, известные характерные температуры  $\vartheta_{\text{ср}}(\text{Fo})$  и  $\vartheta_{\text{ц}}(\text{Fo})$ .

Величину, обратную коэффициенту термически массивного тела (КТМТ) Э. М. Гольдфарб [2] обозначил  $\psi = 1/m$  и назвал коэффициентом неравномерности температурного поля. На рисунке 5 приведена зависимость  $\psi^T = 1/m^T = \mu^2 / (k \cdot \text{Bi})$  от числа  $\text{Bi}$  и формы тела.

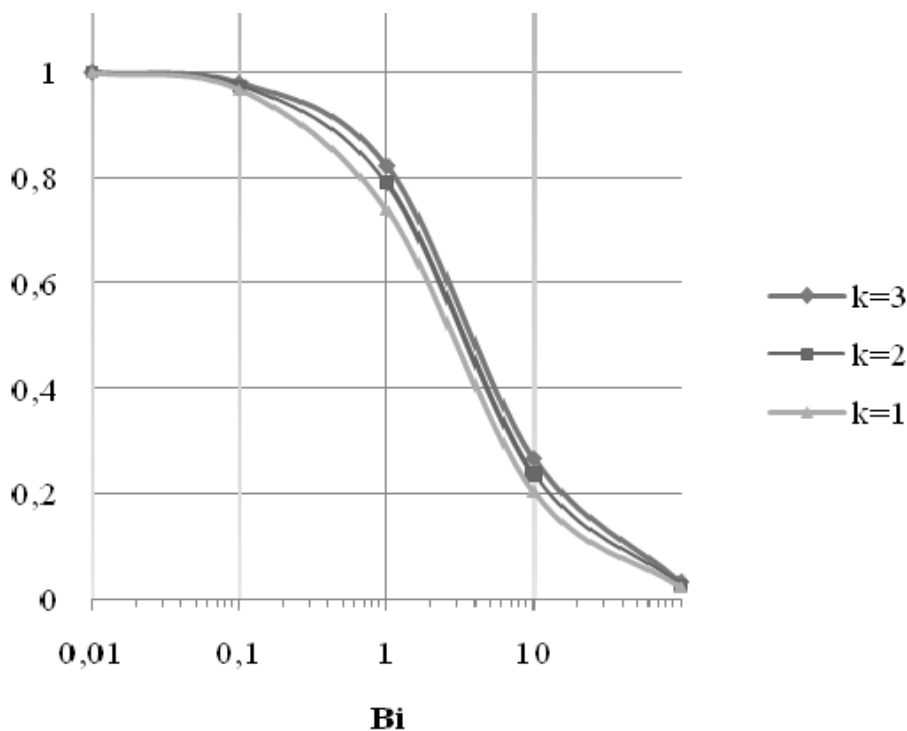


Рис. 5. Зависимость  $\psi$  от числа  $\text{Bi}$  и формы тела

Для выявления зависимостей, аналогичных (31)...(33), между температурами в любых точках тела, введем согласно [2] поле температур в виде:

$$\vartheta(X, \text{Fo}) = \vartheta_{\text{II}}(\text{Fo}) - \Delta\vartheta(\text{Fo}) \cdot V(X), \quad (35)$$

где  $V(X)$  – функция распределения температур вдоль координаты  $X$ , изменяющейся от 0 до 1.

Приравнивая уравнение (35) и один член ряда в уравнениях (1), (3) и (5), получим в стадии РРН:

$$V(X) = (U(X) - 1)/h. \quad (36)$$

В случае умеренных чисел  $Bi$ , применяя разложения в ряд при малых аргументах тригонометрических и функций Бесселя, получим для всех трех тел:

$$V(X) = 1 - X^2. \quad (37)$$

Из последнего уравнения вытекает, что  $V(0) = 1$  и  $V(1) = 0$ .

При больших числах Био:

$$V(X) \approx U(X)/U(0), \quad (38)$$

равное  $\cos z$  для пластины,  $J_0(z)$  – для цилиндра и  $\sin z/z$  – для шара, где  $z = \mu \cdot X$ .

Среднее значение функции распределения  $V_{\text{ср}}$  можно найти следующим образом. Запишем известное, например из [2], соотношение для расчета среднемассовой температуры в обобщенном виде для трех классических тел:

$$\mathcal{G}_{\text{ср}} = k \int_0^1 \mathcal{G}(X) \cdot X^{k-1} \cdot dX. \quad (39)$$

После подстановки температурного поля (35) в уравнение (39) и интегрирования, получим:

$$\mathcal{G}_{\text{ср}}(Fo) = \mathcal{G}_{\text{п}}(Fo) - \Delta \mathcal{G}(Fo) \cdot V_{\text{ср}}. \quad (40)$$

Сравнивая полученное выражение с первым членом ряда (3), (4) и (5) окончательно будем иметь:

$$V_{\text{ср}} = (m^T - 1)/h. \quad (41)$$

При малых числах  $Bi$ :

$$h = Bi/2, \quad m^T \approx m = 1 + gBi \quad \text{и} \quad V_{\text{ср}} = 2 \cdot g. \quad (42)$$

При больших числах  $Bi$ , вплоть до  $Bi = \infty$ :

$$V_{\text{ср.}\infty} = \frac{2k}{\mu_1^2 \cdot A_{\infty} \cdot \left(\sqrt{1-z^2}\right)} = \frac{2k}{a_1^2 \cdot A_{\infty}} \equiv \frac{B_{\infty}}{A_{\infty}}.$$

На рисунке 6 приведена зависимость функции распределения  $V(X)$ , рассчитанная по формулам (37), (38) и  $V = 1 - X$ .

Анализ кривых на рис. 6 позволяет сделать вывод о том, что во-первых: все многообразие функций распределения лежит в узком диапазоне между прямой  $V = 1 - X$  и параболой  $1 - X^2$ , т.е.

$(1-X) < V(X) < (1-X^2)$ . И во-вторых: рост числа  $Bi$  уменьшает  $V(X)$ .

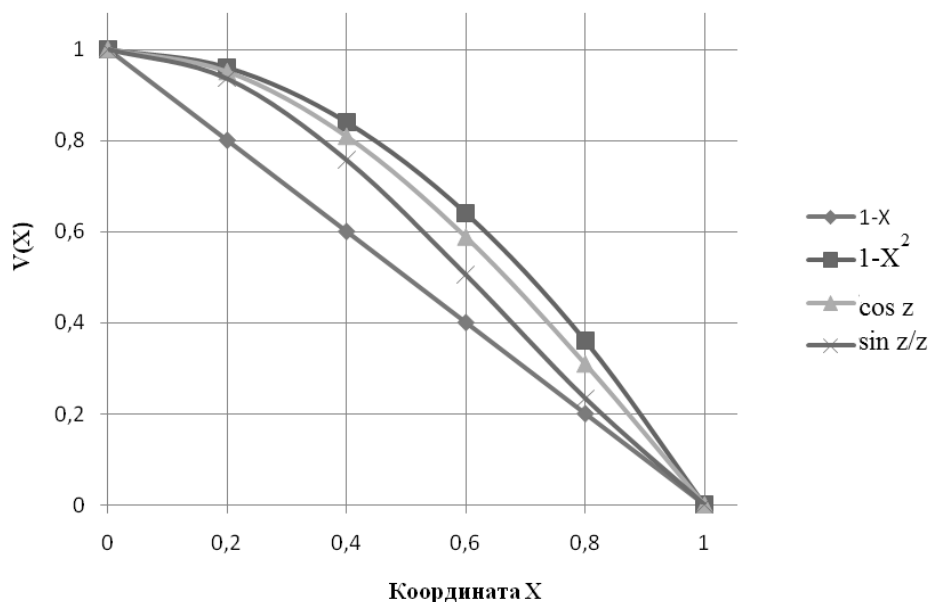


Рис. 6. Зависимость функции распределения от координаты и формы тела

### Выводы

С помощью разработанной ранее инженерной методики расчета корней характеристических уравнений получены простые формулы по определению коэффициентов усреднения температур и тепловых потоков, времени запаздывания и функций распределения температур по координате для тел правильной формы.

### Список литературы

1. Лыков А. В. Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1967. – 600 с.
2. Гольдфарб Э. М. Теплотехника металлургических процессов. – М.: Металлургия, 1967. – 439 с.
3. Горбунов А. Д. К аналитическому расчету термических напряжений при конвективном нагреве тел простой формы // Математическое моделирование – Днепродзержинск: ДГТУ, 2012, № 1(26). – С. 39–45.
4. Расчеты нагревательных печей / С. И. Аверин, Э. М. Гольдфарб, А. Ф. Кравцов и др. Под редакцией Тайца Н. Ю. – К.: Техніка, 1969. – 540 с.

5. Горбунов А. Д. К расчету коэффициентов усреднения температуры и тепловых потоков / Горбунов А. Д., Свинолобов Н. П. // *Металлургическая теплотехника: сборник научных трудов НМетАУ. Том 10. Днепропетровск: НМетАУ, 2004. – С. 195–206.*

6. Бровкин Л. А. Температурные поля при нагреве и плавлении в промышленных печах / Учебн. пособ – Иваново: ИЭИ, 1973. –364 с.

7. Горбунов А. Д. Коэффициент термической массивности в задачах нестационарной теплопроводности // *Изв. вузов. Черная металлургия. – № 10, 2009. – С. 37–40.*

*Рукопись поступила 07.09.2015 г.*

УДК 685.5.011

**Зінченко В.Ю.** – к.т.н., доцент, Запорізька державна інженерна академія (ЗДІА)

**Іванов В.І.** – ст. наук. співробітник, ЗДІА

**Харченко О.В.** – к.т.н., доцент, ЗДІА

**Радченко Ю.М.** – к.т.н., доцент, Національна металургійна академія України

## ДО УПРАВЛІННЯ ТЕПЛОВОЮ РОБОТОЮ ПОЛУМ'ЯНИХ ТЕРМІЧНИХ ПЕЧЕЙ КАМЕРНОГО ТИПУ

*Розроблено алгоритм для визначення оптимальних значень витрат різних видів газоподібного палива та надлишкової кількості повітря, які використовують як керуючі діяння в автоматичній системі управління тепловою роботою термічних печей камерного типу.*

*Ключові слова: термічна піч; теплова робота; гріючі гази; керуючі діяння.*

### Вступ

Поточний стан теплової роботи полум'яних термічних печей камерного типу як об'єкту управління визначається значенням температури та надлишкового тиску продуктів горіння у робочій камері, задані значення яких забезпечують за допомогою локальних систем автоматичного регулювання. Структуру та настроювання таких систем, як правило, вибирають незалежно одна від одної без урахування їх взаємозв'язку, яке особливо проявляється під час змінювання теплової потужності у широких межах, що є характерним для термічних печей. Так, за управлінням витратами газоподібного палива та повітря змінюється не лише температура, але і тиск продуктів горіння у робочій камері печі, що, в свою чергу, призводить до змінювання газообміну з довкіллям і суттєво впливає на рівень температури. Все це супроводжується перевитратою газоподібного палива та, як наслідок, підвищенням вартості термічної обробки металу.

### Постановка задачі

Метою роботи є вдосконалення теплової роботи полум'яних термічних печей камерного типу зниженням споживання природного газу, а також підвищення якості її управління за допомогою автономного регулювання рівня температури та тиску газів у робочій камері.

### Результати досліджень

Управління тепловою роботою полум'яних термічних печей камерного типу здійснюють безперервно протягом 20...40 годин, що є технологічно необхідними для виконання процесів термічної обробки металу. Відомо, що оптимізацію управління температурою та тиском у робочій камері зазначених печей доцільно здійснювати за допомогою багатокрокової дискретної моделі, яку одержують квантуванням за часом, а також вибиранням припустимих оптимальних управлінь на кожному кроці. Період квантування за часом  $\Delta\tau$  вибирають так, щоб змінювання температури та надлишкового тиску продуктів горіння як регульованих величин, а також витрат газоподібного палива і повітря як керівних діянь, можна було оцінювати з технологічно припустимою точністю за їх середнім значенням за період квантування. Для камерних печей залежно від їх продуктивності та потужності час квантування складає 5...20 хвилин.

Виходячи з умови керованості вирішення задачі оптимізації регулювання двох параметрів – температури та тиску можливо за наявності не менше двох керівних діянь. У зв'язку з цим розглядали технологію опалювання печей з роздільним подаванням декількох видів газоподібного палива та комбінуванням їх безпосередньо у процесі спалювання.

Використовуючи принцип динамічного програмування Беллмана [1] для оптимізації управління за весь цикл термічної обробки металу, необхідно у кожний період квантування за часом вибирати оптимальну за вартістю комбінацію паливних складових, що вживають:

$$S_0(m) = \min \left[ \Delta\tau \cdot \sum_{k=1}^n S_i \cdot \bar{B}_i(m) + S_0(m-1) \right], \quad (1)$$

де  $S_0(m)$  – загальна вартість опалювання за  $m$  періодів квантування, грн;  $m$  – номер періоду квантування;  $\Delta\tau$  – період квантування за часом, год;  $n$  – кількість видів газоподібного палива, що використовують під час комбінування його складу;  $S_i$  – вартість  $i$ -го виду газоподібного палива, грн/м<sup>3</sup>;  $\bar{B}_i(m)$  – середня витрата  $i$ -го виду газоподібного палива за  $m$ -й період квантування, м<sup>3</sup>/год;  $S_0(m-1)$  – загальна вартість опалювання за  $(m-1)$ -й період квантування, грн.

Виходячи з того, що поточна вартість  $S_T(m)$  палива є лінійною функцією середніх витрат його окремих видів  $\bar{B}_i(m)$  за  $m$  періодів квантування, знаходження мінімального значення вартості  $S_T(m)$  для кожного дискретного моменту часу можна подати у вигляді вирішення задачі лінійного програмування.



Так, під час опалювання термічної печі сумішшю різних видів газоподібного палива його поточну вартість  $S_T(m)$  за період квантування визначають як:

$$S_T(m) = C_1 \cdot \bar{B}_1(m) + C_2 \cdot \bar{B}_2(m) + \dots + C_n \cdot \bar{B}_n(m), \quad (2)$$

де  $\bar{B}_1(m), \bar{B}_2(m) \dots \bar{B}_n(m), C_1, C_2 \dots C_n$  – середня витрата, м<sup>3</sup>/год, та ринкова вартість окремих видів газоподібного палива, грн., відповідно.

У загальному разі систему рівнянь-обмежень можна подати у вигляді:

$$\sum_{i=1}^n (Q_n^p)_i \cdot B_i(m) + \alpha_{нов} \cdot L_{нов}(m) = q^t(m); \quad (3)$$

$$\sum_{i=1}^n V_{0,i} \cdot B_i(m) + L_{нов}(m) = V^p(m); \quad (4)$$

$$\sum_{i=1}^n B_i(m) \leq B_{нал}^{max}; \quad (5)$$

$$\sum_{i=1}^n V_{0,i} \cdot B_i(m) + L_{нов}(m) \leq L_{нов}^{max}, \quad (6)$$

де  $(Q_n^p)_i, V_{0,i}$  – теплота згоряння  $i$ -го виду газоподібного палива, кДж/м<sup>3</sup>, та питомий об'єм продуктів горіння, що утворюються під час його спалювання, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>, відповідно;  $\alpha_{нов}$  – ентальпія надлишкового повітря, кДж/м<sup>3</sup>;  $L_{нов}(m)$  – витрата надлишкового повітря, м<sup>3</sup>/год;  $B_{нал}^{max}, L_{нов}^{max}$  – максимальна продуктивність, м<sup>3</sup>/год, пальників і пічного вентилятора відповідно.;  $q^t(m), V^p(m)$  – теплове навантаження, кДж/год, та витрата продуктів горіння, м<sup>3</sup>/год, які встановлюють регулятори температури та надлишкового тиску для робочої камери печі відповідно.

У такій постановці задача має сенс, якщо система рівнянь (3) – (6) є спільною, тобто згідно з теоремою Кронекера-Конелли співпадають ранг  $z$  головної матриці та розширеної матриці системи. Для даного разу  $z \leq n+1$ . Вирішення подібних задач виконують симплекс-методом.

У термічних печах, як правило, використовують газоподібне паливо на основі двох видів паливних газів, яке спалюють з коефіцієнтом витрати повітря  $\alpha$ , величина якого у період витримки перевищує значення 1,2...1,5.

Встановлено, що умова спільності рівнянь (3) – (6) виконується для видів палива, які мають різну хімічну природу горючих компонентів і суттєво відрізняються за теплою згоряння. Так, під час використання природного газу основним горючим компонентом є метан, коксового газу – водень, доменного газу – монооксид вуглецю [2].

У зв'язку з цим розглядали задачу комбінування двох видів газоподібного палива (високо- та низькокалорійного), а також надлишкового повітря  $L_{нов}$ .

Тоді система рівнянь-обмежень набуває вигляду:

$$\left(Q_n^p\right)^g \cdot B_{нал}^g(m) + \left(Q_n^p\right)^h \cdot B_{нал}^h(m) + a_{нов} \cdot L_{нов}(m) = q^t(m) ; \quad (7)$$

$$V_0^g(m) \cdot B_{нал}^g(m) + V_0^h(m) \cdot B_{нал}^h(m) + L_{нов}(m) = V^p(m) , \quad (8)$$

де  $B_{нал}^g(m)$ ,  $B_{нал}^h(m)$  – витрата високо- та низькокалорійного видів палива у  $m$ -й період часу відповідно м<sup>3</sup>/год;  $\left(Q_n^p\right)^g$ ,  $\left(Q_n^p\right)^h$  – теплота згоряння високо- та низькокалорійного видів палива, кДж/м<sup>3</sup>, відповідно.

Мінімум функції вартості  $S(m)$  без урахування вартості повітря від пічного вентилятора може бути записаним як:

$$S(m) = \Delta\tau \cdot C^g \cdot B_{нал}^g(m) + \Delta\tau \cdot C^h \cdot B_{нал}^h(m) = \min , \quad (9)$$

де  $C^g$ ,  $C^h$  – вартість високо- та низькокалорійного видів палива, грн, відповідно.

За нестачі теплоти у термічній печі її теплову потужність підвищують замінюванням низькокалорійного виду палива  $B_{нал}^h(m)$  еквівалентним за об'ємом продуктів горіння його висококалорійним видом  $B_{нал}^g(m)$ .

$$B_{нал}^h(m) = \frac{\left(Q_n^p\right)^g \cdot V_0^h(m) - q^t(m) \cdot V_0^g(m)}{\left(Q_n^p\right)^g \cdot V_0^h(m) - \left(Q_n^p\right)^h \cdot V_0^g(m)} ; \quad (10)$$

$$B_{нал}^g(m) = \frac{q^t(m) \cdot V_0^h(m) - \left(Q_n^p\right)^h \cdot V_0^g(m)}{\left(Q_n^p\right)^g \cdot V_0^h(m) - \left(Q_n^p\right)^h \cdot V_0^g(m)} . \quad (11)$$

За наявності надлишку теплоти у печі її теплову потужність знижують розбавленням низькокалорійного виду палива  $B_{нал}^h(m)$  еквівалентною за об'ємом продуктів горіння кількістю надлишкового повітря  $L_{нов}(m)$ .

$$B_{нал}^h(m) = \frac{q^t(m) \cdot V_0^g(m) \cdot \alpha_{нов}}{\left(Q_n^p\right)^h - V_0^h(m) \cdot \alpha_{нов}} ; \quad (12)$$

$$L_{нов}(m) = \frac{\left(Q_n^p\right)^h \cdot V_0^g(m) - q^t(m) \cdot V_0^h(m)}{\left(Q_n^p\right)^h - V_0^h(m) \cdot \alpha_{нов}} . \quad (13)$$

На відміну від симплекс-методу, що припускає, за результатами аналізу змінюванням функції (9), яку мінімізують, перехід від одного припустимого базисного вирішення до іншого, у даному разі можливим є спрощення процедури пошуку оптимальних значень витрат

$B_{нал}^n(m)$ ,  $B_{нал}^6(m)$  і  $L_{нов}(m)$ , виконуючи тільки порівняння значення поточної величини  $q^t(m)$  з максимальним значенням  $B_{max}^n \cdot (Q_n^p)^n$  [3].

Такий алгоритм легко реалізують під час використання системи оптимізації з обмеженими обчислювальними можливостями. Під час процесу управління у режимі реального часу з оптимізацією за вартістю відбувається самонастроювання системи.

### Висновки

Використання запропонованого алгоритму для визначення оптимальних значень керуючих діянь в автоматизованій системі регулювання теплової роботи полум'яних термічних печей камерного типу дозволяє не лише оптимізувати технологію опалювання за вартістю окремих видів палива, але й забезпечити шляхом самонастроювання автономність управління температурою та надлишковим тиском грюючих газів у робочій камері печей зазначеного типу.

### Список літератури

1. Кузин Л. Т. Основы кибернетики [Текст] / Л. Г. Кузин. – М. : Энергия, 1973. – 540 с.
2. Зинченко В. Ю. Стабилизация газодинамического режима камерных печей путем комбинирования составляющих смешанного газа / В. Ю. Зинченко, М. П. Ревун // Металургія : наукові праці Запорізької державної інженерної академії. – Запоріжжя : РВВ ЗДІА, 2007. – Вип. 16. – С. 114–120.
3. Управление температурой и давлением в термической печи камерного типа [Текст] / М. П. Ревун, В. Ю. Зинченко, В. И. Иванов и др. // Сб. трудов научно-практ. конф. «Математические методы в технике и технологиях». 03-05.06.2014 (ММТТ-27). – Тамбов : ТПУ, 2014. – Т. 2. – С. 91–95.

*Рукопис надійшов 16.06.2015 р.*

УДК 669.041

**Зинченко В.Ю.** – к.т.н., доцент, Запорожская государственная инженерная академия (ЗГИА)

**Иванов В.И.** – ст. научный сотрудник, ЗГИА

**Чепрасов А.И.** – к.т.н., профессор, ЗГИА

**Радченко Ю.Н.** – к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины

## **НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ СТАДИЙНОГО СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА В КАМЕРНЫХ ТЕРМИЧЕСКИХ ПЕЧАХ**

*Определены закономерности управления стадийным сжиганием топлива в камерных термических печах. Установлены необходимая степень неполного сгорания топлива на первой стадии и пути повышения температуры продуктов сгорания на второй стадии его сжигания в печах данного типа.*

*Ключевые слова: термическая печь; рабочая камера; стадийное сжигание топлива; особенности его управления.*

### **Введение**

В условиях непрерывного роста стоимости топливно-энергетических ресурсов необходим поиск новых решений по сжиганию топлива в камерных термических печах и улучшению управления их тепловой работой, обеспечивающих оптимизацию внешнего теплообмена, как с позиции повышения равномерности нагрева металла, так и экономии энергетических ресурсов.

В середине XX века в топках котельных установок нашло применение стадийного сжигания топлива [1] с искусственным распределением процесса горения в пространстве путем рассредоточенного подвода воздуха и последовательного сжигания частей топлива в конструктивно или газодинамически разделенных зонах.

Данный метод применяли в нагревательных печах металлургической и машиностроительной промышленности для создания мало- или безокислительной атмосферы, однако дополнительное загрязнение атмосферы монооксидом углерода ограничивает его использование.

Проблемы дожигания горючих компонентов в рабочей камере промышленных печей при стадийном сжигании топлива рассмотрены в работах [2]. Установлено, что для поддержания калориметрической температуры топлива наиболее рациональным является использование кислорода в качестве окислителя.

### Постановка задачи

Задачей работы является оценка необходимой степени неполного сгорания топлива на первой стадии и возрастания температуры продуктов сгорания на второй стадии его сжигания, а также определение условий реализации управления стадийным режимом сжигания топлива в камерных термических печах.

### Основная часть исследований

Стадийное сжигание топлива в печах данного типа реализуют путем его сжигания при коэффициенте расхода первичного воздуха  $\alpha_1 < 1,0$  с получением горючей смеси и последующего ее дожигания непосредственно в газовом потоке

Рассматривая продукты сгорания, получаемые на первой стадии сжигания топлива, как горючие компоненты, а процесс его дожигания – как процесс смешения данных компонентов со вторичным воздухом непосредственно в рабочей камере печи и последующего сжигания горючей смеси, согласно классификации И.Д. Семикина [3], стадийный режим можно рассматривать как процесс факельного сжигания с полным внешним перемешиванием.

Направленное перемещение фронта распространения пламени вдоль потоков продуктов сгорания осуществляется при наличии градиента температуры с температурой в начале потока, достаточной для зажигания смеси горючих компонентов и воздуха.

Дожигание смеси продуктов сгорания выполняется при нормальном распространении пламени и для ее устойчивого горения концентрации горючих компонентов должны находиться в диапазоне воспламенения. Для природного и доменного газов основными горючими компонентами служат метан ( $CH_4$ ) и монооксид углерода ( $CO$ ). Их содержание в продуктах сгорания определяется как коэффициентом расхода  $\alpha_1$  первичного воздуха, подаваемого в горелки, так и коэффициентом расхода  $\alpha_2$  вторичного воздуха, подводимого для дожигания первичных продуктов горения.

Температура смеси горючих компонентов топлива и воздуха после первой стадии сжигания должна быть ниже температуры воспламенения, что позволяет избежать загорания смеси во всем объеме камеры и, тем самым, обеспечить стадийный режим горения.

Перемещение зоны дожигания вдоль газового потока достигается смещением места ввода вторичного воздуха. Однако по мере его удаления от зоны полного сжигания в печи температура горючей смеси может оказаться значительно ниже температуры воспламенения, что вызывает необходимость применения принудительного зажигания с использованием специальных устройств. В то же время локальное

введение холодного вторичного воздуха в зону дожигания вызывает эффект охлаждения, снижающий потенциал температуры дожигаемой смеси при  $\alpha_2 \gg 1,0$ . В связи с этим в процессе управления необходимо выполнять контроль и оптимизацию коэффициента расхода вторичного воздуха  $\alpha_2$ .

Известно, что скорости нормального распространения пламени для метана и монооксида углерода зависят от состава смеси перед дожиганием и коэффициента расхода вторичного воздуха  $\alpha_2$ . Таким образом, возможно управление скоростью распространения пламени факела, а, следовательно, и распределения температуры вдоль потока продуктов горения топлива изменением коэффициентов расхода первичного  $\alpha_1$  и вторичного  $\alpha_2$  воздуха.

Анализ температурных условий первичного сжигания топлива, а также вторичного дожигания его горючих компонентов, выполняли на основе составления тепловых балансов для каждой стадии режима сжигания. При этом принимали, что горючие компоненты, участвующие в горении, имеют постоянную теплоемкость; сжигание топлива происходит в адиабатных условиях, а холодный воздух, подсосываемый из атмосферы, участвует только в процессе дожигания продуктов горения.

Уравнение теплового баланса для первой (I) стадии сжигания топлива имеет вид:

$$Q_{\alpha_1} = C_{nc} \cdot V_{\alpha_1}^1 \cdot T_{nc}^1, \quad (1)$$

где  $Q_{\alpha_1}$  – теплота сгорания топлива при коэффициенте расхода воздуха  $\alpha_1$ , кДж;  $C_{nc}$ ,  $V_{\alpha_1}^1$ ,  $T_{nc}^1$  – теплоемкость, объемный расход и температура продуктов сгорания соответственно, кДж/(м<sup>3</sup>·°C), м<sup>3</sup>/с, °C.

Снижение температуры продуктов сгорания  $\Delta T_{nc}^1$  при неполном горении топлива на первой стадии сжигания определяют как

$$\Delta T_{nc}^1 = T_{nc}^0 - T_{nc}^1 = \frac{Q_{\alpha_1=1}}{C_{nc} \cdot V_0} - \frac{Q_{\alpha_1}}{C_{nc} \cdot V_{\alpha_1}}, \quad (2)$$

где индекс «0» – условие полного сжигания топлива.

В термических печах камерного типа реализация второй стадии сжигания топлива возможна как путем организованной подачи вторичного воздуха через специальные каналы непосредственно в зону дожигания, так и подсосом холодного воздуха через специально предусмотренные полости в ограждении рабочей камеры печи.

На второй стадии (II) сжигания топлива, при организации подачи вторичного воздуха через специальные каналы, уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_{\alpha_1}^{\text{II}} + C_{nc} \cdot V_{\alpha_1}^1 \cdot T^1 = V_{\alpha_2}^{\text{II}} \cdot C_{nc} \cdot (T^1 + \Delta T_{nc}^{\text{II}}), \quad (3)$$

где  $Q_{\alpha_1}^{\text{II}}$  – теплота сгорания топлива на второй стадии его сжигания при коэффициенте расхода первичного воздуха  $\alpha_1 < 1,0$ , кДж,  $V_{\alpha_2}^{\text{II}}$ ,  $\Delta T_{nc}^{\text{II}}$  – объемный расход и повышение температуры продуктов горения при дожигании горючих компонентов соответственно, м<sup>3</sup>/с, °С.

Откуда

$$\Delta T^{\text{II}} = \frac{Q_{\alpha_1 < 1}^{\text{II}} + (C_{nc} \cdot V_{\alpha_1}^{\text{I}} - C_{nc} \cdot V_{\alpha_2}^{\text{II}}) \cdot T^{\text{I}}}{C_{nc} \cdot V_{\alpha_2}^{\text{II}}} . \quad (4)$$

При подсосе холодного воздуха в зону первичного горения печи по мере прохождения через рабочую камеру осуществляется его нагрев до температуры, близкой к температуре продуктов сгорания. В этом случае уравнение теплового баланса можно записать как

$$C_{nc} \cdot V_{\alpha_1} \cdot T_{nc}^{\text{I}} + C_g \cdot L_0^{\text{II}} \cdot \alpha_2 \cdot T_{nc}^{\text{I}} + Q_{\alpha_1}^{\text{II}} = C_{nc} \cdot V_{\alpha_2}^{\text{II}} \cdot (T_{nc}^{\text{I}} + \Delta T_{nc}^{\text{I}}) , \quad (5)$$

где  $L_0^{\text{II}}$  – теоретически необходимый объем воздуха для полного дожигания продуктов сгорания;  $C_g$  – объемная теплоемкость воздуха, кДж/(м<sup>3</sup>·°С).

Тогда

$$\Delta T_{nc}^{\text{II}} = \frac{Q_{\alpha_1}^{\text{II}} + (C_{nc} \cdot V_{\alpha_1} + C_g \cdot L_0^{\text{II}} \cdot \alpha_2 - C_{nc} \cdot V_{\alpha_2}^{\text{II}}) \cdot T_{nc}^{\text{I}}}{C_{nc} \cdot V_{\alpha_2}^{\text{II}}} . \quad (6)$$

Рассматривали случай отопления вышеуказанных печей смесью природного и доменного газов. По формуле (2) вычисляли снижение температуры продуктов горения на первой стадии сжигания топлива  $\Delta T_{nc}^{\text{I}}$  (табл. 1). А с использованием формул (4) и (6) выполняли расчет повышения температуры продуктов сгорания  $\Delta T_{nc}^{\text{II}}$  на второй стадии сжигания топлива при различных способах подвода вторичного воздуха в зависимости от значений параметров  $\alpha_1$  и  $\Delta T_{nc}^{\text{I}}$  (табл. 2).

Установлено, что на первой стадии сжигания топлива не превышает 23 % при изменении коэффициента расхода воздуха от 1 до 0,65.

На второй стадии сжигания наиболее существенное повышение температуры продуктов сгорания  $\Delta T_{nc}^{\text{II}}$  наблюдали при их дожигании с подсосами атмосферного воздуха, так как в данном случае воздух приобретает более близкую к ним температуру. На величину данного параметра определяющее влияние оказывает степень неполноты сгорания топлива: при  $\alpha_1 = 0,65$  величина  $\Delta T_{nc}^{\text{II}}$  достигает 1090 °С, тогда как при  $\alpha_1 = 0,90$  – не превышает 360 °С. При подаче холодного воздуха непосредственно в зону дожигания, из-за его охлаждающего действия, зафиксировано значительно меньшее повышение параметра  $\Delta T_{nc}^{\text{II}}$ , величина которого зависит от коэффициента  $\alpha_1$  и температуры  $\Delta T_{nc}^{\text{I}}$ .

Таблица 1

Снижение температуры продуктов горения  
на первой стадии сжигания топлива,  $\Delta T_{nc}^I$

Коэффициент расхода воздуха, $\alpha_1$		065	0,70	0,80	0,90	1,0
Снижение температуры продуктов сгорания, $\Delta T_{nc}^I$ :	°С	497,3	482,6	340,3	182,8	-
	%	23,3	22,6	15,9	2,5	-

Таблица 2

Прирост температуры продуктов горения  
на второй стадии сжигания топлива  $\Delta T_{nc}^{II}$ , °С

Температура продуктов горения $\Delta T_{nc}^I$ , °С	Коэффициент расхода вторичного воздуха, $\alpha_2$	Способ подвода вторичного воздуха	Коэффициент расхода первичного воздуха $\alpha_1$ :			
			0,65	0,70	0,80	0,90
400 <sup>I</sup>	1	по специальным каналам	972	839	609	309
	1	при подсосе атмосферного воздуха	1086	759	677	340
1000	1	по специальным каналам	804	719	534	284
	1	при подсосе атмосферного воздуха	1090	786	704	364
400 <sup>II</sup>	1,2	по специальным каналам	770	506	460	206
	1,2	при подсосе атмосферного воздуха	918	655	528	237
1000	1,2	по специальным каналам	<u>541</u>	<u>320</u>	<u>310</u>	<u>101</u>
	1,2	при подсосе атмосферного воздуха	912	570	480	177

Результаты выполненных исследований позволили выявить общие закономерности управления режимом стадийного сжигания топлива в камерных термических печах: дожигание продуктов сгорания с использованием подсосов холодного атмосферного воздуха позволяет изменять температуру продуктов сгорания в широком диапазоне; управление величиной перепада температуры по высоте рабочей камеры данных печей возможно изменением коэффициента расхода первичного воздуха  $\alpha_1$ ; а коэффициент расхода вторичного воздуха  $\alpha_2$  необходимо выбирать из условия полного сжигания топлива, при этом контроль его величины следует осуществлять по результатам газового анализа.



### **Выводы**

Изучены особенности процесса стадийного сжигания топлива в камерных термических печах. Выявлены условия достижения однородности поля температуры в рабочей камере печей, а также закономерности управления стадийным режимом сжигания топлива в печах данного типа

### **Список литературы**

1. Шульц Л. А. По следам разработки и внедрения печей со стадийным сжиганием топлива и перспективы их развития в металлургии [Текст] / Л. А. Шульц // Известия вузов. Черная металлургия. – 2005. – № 10. – С. 62-69.
2. Арутюнов В. А. Дожигание горючих компонентов атмосферы в рабочих камерах промышленных печей [Текст] / В. А. Арутюнов, А. В. Егоров, А. Я. Стамахин // Известия вузов. Черная металлургия. – 2003. – № 3. – С. 46–55.
3. Семикин И. Д. Топлива и топливное хозяйство металлургических заводов [Текст] : учеб. пособие / И. Д. Семикин, С. И. Аверин, И. И. Радченко. – М. : Металлургия, 1965. – 392 с.

*Рукопись поступила 07.09.2015 г.*

УДК 669:658.382.3:536.331

**Иванов И.И.** – к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

**Мешкова А.Г.** – ст. преподаватель, НМетАУ

## РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ МНОГОСЛОЙНОГО ТЕПЛОЗАЩИТНОГО ЭКРАНА

*Проанализированы негативные последствия воздействия интенсивного теплового излучения на здоровье работников, рассмотрены пути снижения его уровня и особенности применения теплоотражающих экранов. На основе решения системы уравнений радиационного теплообмена получены зависимости для оценки показателей защитных свойств экрана. Показана эффективность разработанной модели для расчета плоского многослойного экрана при использовании различных материалов для его изготовления, разной степени черноты излучающей и облучаемой поверхностей. Модель может быть использована в инженерных расчетах средств защиты от теплового излучения.*

*Ключевые слова: тепловое излучение; экран; радиационный теплообмен; защитные свойства; степень черноты; модель.*

### Введение

В металлургическом производстве проблема защиты работников от тепловых излучений стоит крайне остро. Персонал часто находится вблизи расплавленного или нагретого металла, пламени, горячих поверхностей. Общий радиационный фон, формируемый этими источниками, в горячих цехах  $350 - 900 \text{ Вт/м}^2$ , а на отдельных участках облученность может достигать  $12 - 15 \text{ кВт/м}^2$ .

Воздействие теплового излучения на организм проявляется в повышении температуры кожи, нарушении терморегуляции и перегреве организма. Сильное облучение в условиях высокой температуры и влажности воздуха в рабочем помещении и интенсивности выполняемой работы может стать причиной теплового удара. Он проявляется в головной боли, головокружении, учащении пульса, ускорении дыхания, падении сердечной деятельности, потере сознания. В крови, лимфе, спинномозговой жидкости появляются специфические биологически активные вещества, наблюдаются нарушения обменных процессов, изменяется функциональное состояние центральной нервной системы. Интенсивное длительное облучение глаз, помимо ожогов и

конъюнктивита, вызывает повреждение сетчатки, «инфракрасную» катаракту.

Интенсивность теплового облучения работников регламентируется ГОСТ 12.1.005-88: от нагретых поверхностей технологического оборудования, осветительных приборов до  $35 \text{ Вт/м}^2$  при облучении более 50 % поверхности тела;  $70 \text{ Вт/м}^2$  при облучении от 25 до 50 % поверхности тела;  $100 \text{ Вт/м}^2$  – при облучении не более 25 % поверхности тела. От открытых источников (нагретые металл и стекло, открытое пламя) интенсивность теплового облучения не должна превышать  $140 \text{ Вт/м}^2$  при облучении не более 25 % поверхности тела и обязательном использовании средств индивидуальной защиты, в том числе средств защиты лица и глаз. Если интенсивность облучения более  $3 \text{ кВт/м}^2$ , то лучистый поток становится особо вредным производственным фактором.

Нормы ограничивают также температуру нагретых поверхностей и ограждений рабочих мест, которая не должна превышать  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ ; для оборудования, внутри которого температура близка к  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура на его поверхности должна быть не выше  $35 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Для защиты работников от перегрева используется дистанционное управление ходом технологического процесса; теплоизоляция поверхностей источников излучения; воздушное и водо-воздушное душирование рабочих мест; устройство специально оборудованных комнат, кабин или рабочих мест для кратковременного отдыха с подачей в них кондиционированного воздуха; водяные и воздушные завесы; средства индивидуальной защиты; специальная одежда и обувь.

### **Постановка задачи**

Одним из самых эффективных способов защиты от тепловых излучений является экранирование излучающих поверхностей. Теплоотражающие экраны имеют низкую степень черноты материала, вследствие чего значительную часть падающей на них лучистой энергии они отражают в обратном направлении. В качестве теплоотражающих материалов широко используют альфоль, листовый алюминий, оцинкованную сталь. При расчете таких экранов упрощенно принимают одинаковой степень черноты излучающей, тепловоспринимающей, а часто и экранной поверхностей [1]. Это приводит к существенной разнице в расчетных и фактических показателях их эффективности даже для одинарных экранов. Эта разница становится неприемлемой при защите от мощных тепловых потоков, когда необходима установка нескольких простых экранов с шагом 20 – 25 мм или многослойных экранов. Наружные поверхности их выполняют из металлического листа, а в воздушных прослойках укладываются ряды

гладкого или гофрированного альфоля с зазором до 5 мм, что снижает конвективный теплообмен между слоями и улучшает теплозащитные свойства экрана [2].

Задачей настоящей работы является получение универсальной модели радиационного теплообмена в системе «излучатель – сложный экран – приемник» и разработка на ее базе методики расчета показателей эффективности экрана при использовании различных материалов для его изготовления, разной степени черноты излучающей и облучаемой поверхностей.

### Результаты работы

Показателями защитных свойств экрана являются степень экранирования  $\mu$ , кратность ослабления теплового потока  $m$  и коэффициент эффективности  $\eta$ :

$$\mu = \frac{T_1}{T_3}; \quad m = \frac{q_{1,2}}{q_{3,2}}; \quad \eta = \frac{q_{1,2} - q_{3,2}}{q_{1,2}},$$

где  $T_3, T_1$  – температуры наружной поверхности экранного ограждения и поверхности источника;  $q_{1,2}, q_{3,2}$  – плотность теплового потока до и после установки экрана.

Для двух плоскопараллельных поверхностей при отсутствии экрана:

$$q_{1,2} = \varepsilon_{np} \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4),$$

где  $\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$  – приведенная степень черноты системы «источник – приемник излучения»;  $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  – степень черноты их поверхностей;  $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$  – постоянная Больцмана;  $T_2$  – температура объекта облучения.

Расчетная схема лучистого теплопереноса в многослойном экране при различной степени черноты излучающей и тепловоспринимающей поверхностей, а также экранных поверхностей ( $\varepsilon_1 \neq \varepsilon_2 \neq \varepsilon_{31} \neq \varepsilon_{32} \neq \dots \neq \varepsilon_{3n}$ ) показана на рис. 1. Термическим сопротивлением теплопроводности слоев тонкостенного экрана  $R_{\varepsilon i} = \delta_{\varepsilon i} / \lambda_{\varepsilon i}$  при отсутствии теплоизоляции можно пренебречь, поэтому по их толщине отсутствует температурный перепад. Здесь  $\delta_{\varepsilon i}$  – толщина  $i$ -го слоя экрана;  $\lambda_{\varepsilon i}$  – коэффициент теплопроводности его материала.

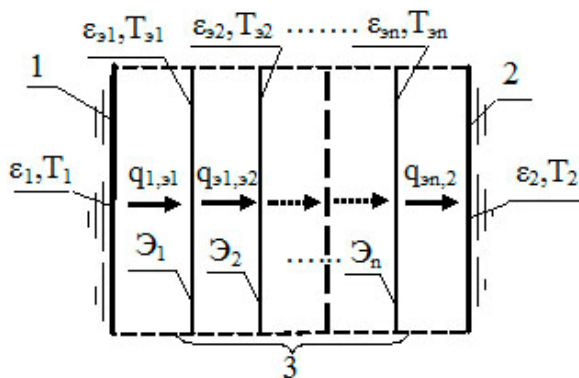


Рис. 1. Расчетная схема тонкостенного теплоотражающего экрана: 1 – источник излучения; 2 – тепловоспринимающая поверхность; 3 – экран; Э₁, Э₂, ..., Эₙ – экранные поверхности

Тогда плотность теплового потока на экранные поверхности и приемник излучения:

$$q_{1,\varepsilon_1} = \varepsilon_{np1} \sigma_0 (T_1^4 - T_{\varepsilon_1}^4); \quad (1)$$

$$q_{\varepsilon_1,\varepsilon_2} = \varepsilon_{np2} \sigma_0 (T_{\varepsilon_1}^4 - T_{\varepsilon_2}^4); \quad (2)$$

$$\dots\dots\dots$$

$$q_{\varepsilon_{(n-1)},\varepsilon_n} = \varepsilon_{npn} \sigma_0 (T_{\varepsilon_{(n-1)}}^4 - T_{\varepsilon_n}^4); \quad (n)$$

$$q_{\varepsilon_n,2} = q_{\varepsilon,2} = \varepsilon_{np(n+1)} \sigma_0 (T_{\varepsilon_n}^4 - T_2^4), \quad (n+1)$$

где  $\varepsilon_{np1} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_{\varepsilon_1}} - 1}$ ;  $\varepsilon_{np2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{\varepsilon_1}} + \frac{1}{\varepsilon_{\varepsilon_2}} - 1}$ ;  $\varepsilon_{npn} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{\varepsilon_{(n-1)}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\varepsilon_n}} - 1}$ ;

$$\varepsilon_{np(n+1)} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{\varepsilon_n}} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad \text{– приведенная степень черноты систем}$$

«излучатель – экран 1», «экран 1 – экран 2», ..., «экран (n – 1) – экран n», «экран n – приемник»; T<sub>ε₁</sub>, T<sub>ε₂</sub>, ..., T<sub>ε<sub>(n-1)</sub></sub>, T<sub>ε<sub>n</sub></sub> – температура соответствующих экранных поверхностей.

В стационарном режиме q<sub>1,ε₁</sub> = q<sub>ε₁,ε₂</sub> = ... = q<sub>ε<sub>(n-1)</sub>,ε<sub>n</sub></sub> = q<sub>ε<sub>n</sub>,2</sub> = q<sub>ε,2</sub>. Из системы уравнений (1) ÷ (n + 1) получим:

– плотность теплового потока на облучаемую поверхность

$$q_{\varepsilon,2} = \frac{\sigma_0 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} + 2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\varepsilon_{\varepsilon_i}} - (n+1)};$$

– температура экранных поверхностей

$$T_{\vartheta 1} = \sqrt[4]{T_1^4 - \frac{(T_1^4 - T_2^4) \left( \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta 1}} - 1 \right)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} + 2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta i}} - (n+1)}};$$

$$T_{\vartheta 2} = \sqrt[4]{T_1^4 - \frac{(T_1^4 - T_2^4) \left( \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta 1}} + \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta 2}} - 2 \right)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} + 2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta i}} - (n+1)}}; \dots$$

$$T_{\vartheta k} = \sqrt[4]{T_1^4 - \frac{(T_1^4 - T_2^4) \left( \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta k}} + 2 \sum_{j=1}^{k-1} \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta j}} - k \right)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} + 2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta i}} - (n+1)}}; \dots$$

$$T_{\vartheta n} = \sqrt[4]{T_1^4 - \frac{(T_1^4 - T_2^4) \left( \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta n}} + 2 \sum_{j=1}^{n-1} \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta j}} - n \right)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} + 2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta i}} - (n+1)}};$$

– кратность ослабления теплового потока, коэффициент эффективности экрана и степень экранирования

$$m = 1 + \frac{2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta i}} - n}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}; \quad \eta = \frac{2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta i}} - n}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} + 2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta i}} - (n+1)};$$

$$\mu = \frac{T_1}{\sqrt[4]{T_1^4 - \frac{(T_1^4 - T_2^4) \left( \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta n}} + 2 \sum_{j=1}^{n-1} \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta j}} - n \right)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} + 2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\varepsilon_{\vartheta i}} - (n+1)}}}.$$

В частных случаях, когда  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_{\vartheta 1} = \varepsilon_{\vartheta 2} = \dots = \varepsilon_{\vartheta n} = \varepsilon$  и  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$ ;  $\varepsilon_{\vartheta 1} = \varepsilon_{\vartheta 2} = \dots = \varepsilon_{\vartheta n} = \varepsilon_{\vartheta}$ ;  $\varepsilon \neq \varepsilon_{\vartheta}$ , получим:

$$m = 1 + \frac{2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\varepsilon} - n}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon} - 1} = n + 1;$$

$$m = 1 + \frac{2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\varepsilon_{\alpha i}} - n}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon} - 1} = 1 + n \frac{2 - \varepsilon_{\alpha}}{2 - \varepsilon} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\alpha}}.$$

Указанные частные решения совпадают с известными, например, приведенными в [3, 4].

В качестве примера рассмотрен экран, установленный между обшивкой печи из стальных окисленных листов ( $\varepsilon_1 = 0,82$ ;  $t_1 = 250$  °С) и работником (степень черноты кожных покровов  $\varepsilon_2 = 0,78$ ; их температура  $t_2 = 34$  °С). Наружные поверхности его выполнены из листовой прокатной стали ( $\varepsilon_{\alpha 1} = \varepsilon_{\alpha 5} = 0,56$ ), а внутри размещены три слоя альфолы ( $\varepsilon_{\alpha 2} = \varepsilon_{\alpha 3} = \varepsilon_{\alpha 4} = 0,08$ ).

Полученные показатели защитных свойств этого экрана:  $\mu = 1,63$ ;  $m = 52,37$ ;  $\eta = 0,98$ ; плотность теплового потока на работника  $q_{\alpha,2} = 47,5 \text{ Вт/м}^2$ . Если выполнять оценку этих показателей по упрощенным формулам, то при  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon = 0,82$ ;  $\varepsilon_{\alpha 1} = \varepsilon_{\alpha 2} = \varepsilon_{\alpha 3} = \varepsilon_{\alpha 4} = \varepsilon_{\alpha 5} = \varepsilon_{\alpha} = 0,56$  получим  $\mu = 1,425$ ;  $m = 9,93$ ;  $\eta = 0,895$ ;  $q_{\alpha,2} = 261,5 \text{ Вт/м}^2$ . Еще большая разница наблюдается, если принять одинаковой степень черноты всех поверхностей  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_{\alpha 1} = \varepsilon_{\alpha 2} = \varepsilon_{\alpha 3} = \varepsilon_{\alpha 4} = \varepsilon_{\alpha 5} = 0,82$ :  $\mu = 1,39$ ;  $m = 6$ ;  $\eta = 0,826$ ;  $q_{\alpha,2} = 433 \text{ Вт/м}^2$ .

На рис. 2 приведено распределение температур в экране для указанных случаев. При расчете с использованием предложенной модели температура наружной поверхности экрана, обращенной к рабочему месту, составила  $t_{\alpha 5} = 48$  °С, а по упрощенным формулам получены значительно большие значения:  $t_{\alpha 5} = 94$  °С и  $t_{\alpha 5} = 103$  °С.

Если для теплозащиты используются простые одинарные экраны с одинаковой степенью черноты  $\varepsilon_{\alpha 1} = \varepsilon_{\alpha 2} = \dots = \varepsilon_{\alpha n} = \varepsilon_{\alpha}$ , то из условия  $q_{\alpha,2} = [q_{\alpha,2}]$  может быть определено их количество:

$$n \geq \frac{\varepsilon_{\alpha}}{2 - \varepsilon_{\alpha}} \left( \frac{\sigma_0 (T_1^4 - T_2^4)}{[q_{\alpha,2}]} - \frac{1}{\varepsilon_1} - \frac{1}{\varepsilon_2} + 1 \right),$$

где  $[q_{\alpha,2}]$  – нормативная интенсивность теплового облучения работников по ГОСТ 12.1.005-88.

Так, в условиях, приведенных в примере, для  $[q_{\alpha,2}] = 35$ ; 70; 100; 140 Вт/м<sup>2</sup> необходимое число одинарных экранов из алюминиевых

листов с окисленной поверхностью ( $\epsilon_3 = 0,15$ ) составит соответственно  $n \geq 8,54; 4,25; 2,91; 2,04$ . Т. е., 9 экранов обеспечат  $q_{3,2} < 35 \text{ Вт/м}^2$ ; пять –  $q_{3,2} < 70 \text{ Вт/м}^2$ , а для  $q_{3,2} < 100 \text{ Вт/м}^2$  и  $q_{3,2} < 140 \text{ Вт/м}^2$  потребуется установка не менее 3 экранов.

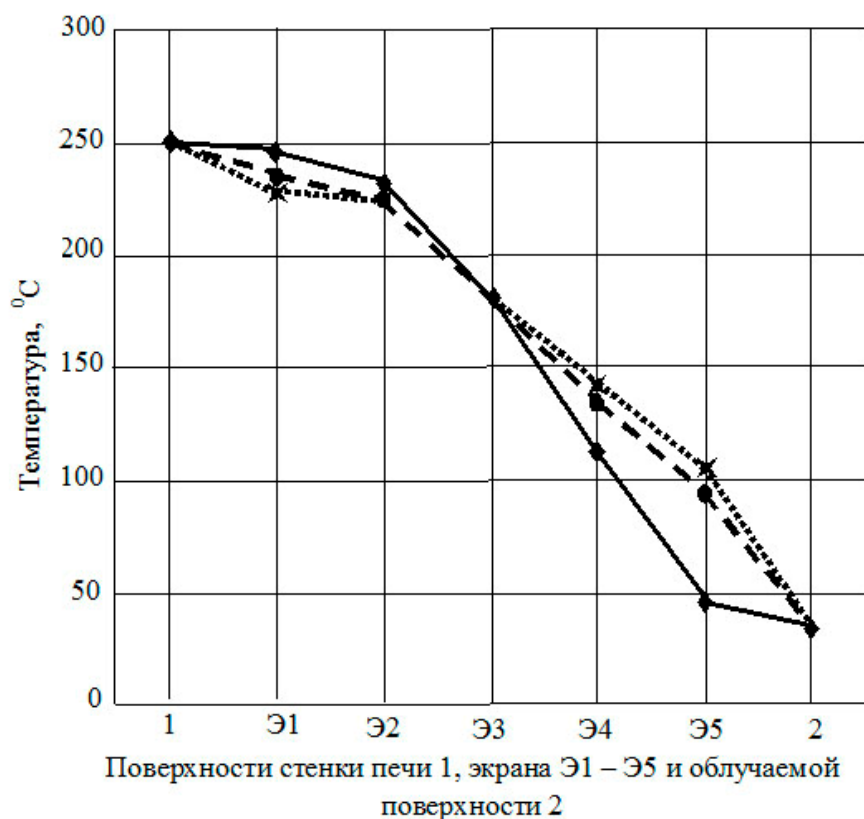


Рис. 2. Распределение температур в тонкостенном многослойном экране:

- ◆—  $\epsilon_1 = 0,82; \epsilon_2 = 0,78; \epsilon_{31} = \epsilon_{35} = 0,56; \epsilon_{32} = \epsilon_{33} = \epsilon_{34} = 0,08;$
- $\epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon = 0,82; \epsilon_{31} = \epsilon_{32} = \epsilon_{33} = \epsilon_{34} = \epsilon_{35} = \epsilon_3 = 0,56;$
- ×—  $\epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon_{31} = \epsilon_{32} = \epsilon_{33} = \epsilon_{34} = \epsilon_{35} = 0,82$

### Выводы

Полученные аналитические зависимости позволяют рассчитать в заданных условиях эксплуатации показатели эффективности защиты от излучения с помощью плоского многослойного теплоотражающего экрана при использовании различных материалов для его изготовления, разной степени черноты излучающей и облучаемой поверхностей, обоснованно выбрать его конструкцию, обеспечивающую снижение теплового потока излучением и температуры ограждений на рабочем месте до нормативной величины. Модель может быть использована для практических расчетов экранов, предназначенных для защиты работников от теплового излучения.



### Список литературы

1. Беляев В. М. Расчет и проектирование средств защиты : Учебное пособие / В. М. Беляев, В. М. Миронов, А. И. Сечин. – Томск : Изд-во ТПУ, 2007. – 184 с.
2. Патент РФ 2229910. МПК А62С2/00. Способ ослабления воздействия потока энергии в виде света, тепла и конвективных газовых потоков, огнестойкий экран и огнезащитное укрытие на его основе / В. Л. Страхов, А. М. Крутов, С. В. Заикин и др. // Бюл. № 8, 2004. – 3 с.
3. Бабалов А. Ф. Промышленная теплозащита в металлургии / А. Ф. Бабалов. – М. : Металлургия, 1971. – 360 с.
4. Румянцев В. Д. Теория тепло- и массообмена : Учебное пособие для ВТУЗов / В. Д. Румянцев. – Днепропетровск : Пороги, 2006. – 532 с.

*Рукопись поступила 14.10.2015 г.*

УДК 621.785.72:621.783.224.001.76

**Иванов И.И.** – к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

**Мешкова А.Г.** – ст. преподаватель, НМетАУ

## **ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ИМПУЛЬСНОГО НАГРЕВА КОЛЬЦЕВЫХ ИЗДЕЛИЙ В ЭЛЕКТРОКОЛОДЦАХ**

*Выполнен анализ причин повышенных энергозатрат на отпуск кольцевых изделий в электроколодцах. Предложено использование технологии импульсного нагрева металла под отпуск, приведены результаты промышленных испытаний, подтверждающие ее высокую эффективность.*

*Ключевые слова: кольцевые изделия; электроколодцы; зона; термообработка; энергозатраты; импульсный нагрев.*

### **Введение**

В колебандажном отделении колесопрокатного цеха ПАТ «Интерпайп НТЗ» для отпуска колец и бандажей после закалки установлены 15 электроколодцев с диаметром рабочего пространства 3,9 м и высотой 4,6 м. Термообработка изделий из углеродистых и легированных сталей выполняется при температуре 480 – 540 °С стопами высотой до 3 м. Количество стоп в садке 1 – 3 в зависимости от их диаметра, температура загружаемого металла 290 – 310 °С. Электроколодцы по высоте разделены на три зоны регулирования температуры; мощностью нихромовых нагревателей управляют локальные АСУ ТП. Время термообработки 4,5 – 6 ч; уровень температуры в рабочем пространстве устанавливается по технологической инструкции в зависимости от марки стали, количества стоп на посадке, диаметра и толщины изделий. До достижения заданной температуры колодца нагрев ведется при максимальной мощности зоны 177 кВт, после чего температура в ее рабочем объеме стабилизируется.

### **Постановка задачи**

Опыт эксплуатации оборудования показал, что основным недостатком электроколодцев является низкая эффективность энергоиспользования. После кратковременного периода подъема температуры в зонах с максимальным тепловым потоком на металл потребляемая мощность нагревателей и температура их существенно снижаются. Происходит резкое уменьшение лучистой составляющей теплового

потока и коэффициента теплоотдачи сводной конвекцией, что в условиях отсутствия принудительной циркуляции печной атмосферы значительно понижает скорость нагрева. Период выдержки составляет при этом 80 – 90 % от общего времени нагрева. Лишь незначительная часть энергии в этот период расходуется на нагрев металла, а основное ее количество затрачивается на покрытие теплопотерь.

Эффективным средством снижения энергозатрат является импульсное управление нагревом металла [1, 2]. С учетом технологических ограничений на допустимый диапазон отклонений температуры в зонах реализовать импульсный нагрев в электроколodцах возможно за счет отключения нагревателей зоны в период выдержки при превышении на 5 °С заданной температуры и включения их на максимальную мощность при снижении ее на 5 °С ниже заданной.

### Результаты работы

Сравнительные испытания базового и импульсного режимов нагрева выполнялись на электроколodцах № 6 и 7 при нагреве двух стоп кольцевых изделий диаметром 1060 мм и толщиной стенки 95 – 98 мм из среднеуглеродистой стали (С = 0,61 %) по 12 шт. в каждой. Масса садки составляла 6,96 т, заданная температура в зонах 520 °С соответствовала технологической температуре отпуска металла 500 – 510 °С. Посад производился в электроколodцы после выдачи из них металла текущих плавок при температуре в рабочем объеме  $520 \pm 5$  °С. Автоматическое управление сравниваемых режимов нагрева осуществлялось существующей аппаратурой КИП и А после соответствующей ее настройки. Температура металла в процессе нагрева контролировалась через каждые 5 – 10 мин хромель-алюмелевыми термомпарами, установленными на трех уровнях стопы: между первым и вторым, шестым и седьмым, одиннадцатым и двенадцатым венцами (рис. 1).

При нагреве холодной садки по существующей технологии температура верха, середины и низа стопы достигала 500 °С через 5 ч 35 мин; 6 ч 05 мин и 6 ч 30 мин соответственно; при импульсном нагреве – через 3 ч 10 мин, 4 ч и 4 ч 05 мин. Наблюдалось существенное уменьшение разницы температур по высоте стопы в период нагрева.

Изменение тепловой мощности зон (рис. 2) свидетельствует, что импульсный режим характеризуется более форсированной работой нижней и средней зон в первые 2 – 2,5 ч после посадки при практически одинаковой потребляемой мощности в конце нагрева. Расход электроэнергии при этом составил в верхней зоне 386,7 и 288 кВт-ч; в средней 550,5 и 456,9 кВт-ч; в нижней 573 и 453,3 кВт-ч соответственно при базовой технологии и импульсном нагреве.

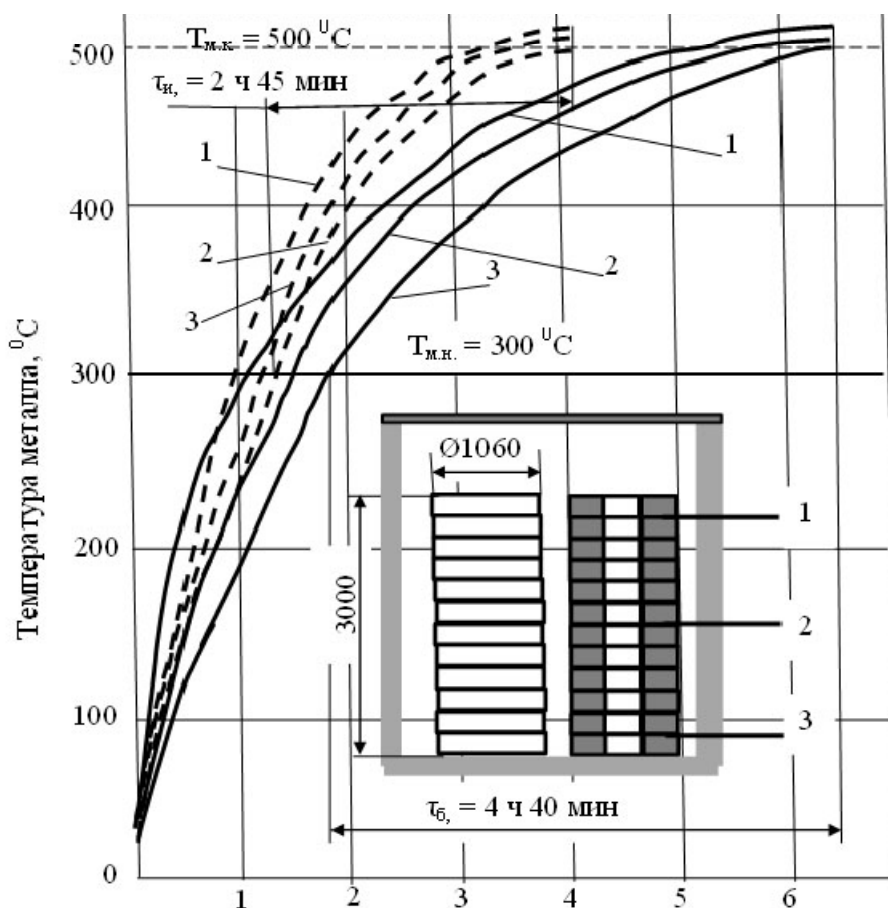


Рис. 1. Изменение температуры металла при нагреве венцов  $\text{Ø} 1060$  мм холодного посада: 1, 2, 3 - температура верха, середины и низа стопы (то же на рис. 3)  
 ——— - базовый режим; - - - - - импульсный режим

Средний тепловой поток на металл при этом увеличивается с  $3,88$  до  $6,15 \text{ кВт/м}^2$ , КПД повышается с  $33,2$  до  $41,9 \%$ , удельный расход энергии снижается с  $781,2 \text{ кДж/кг}$  ( $26,67 \text{ кг усл. топлива/т}$ ) до  $619,7 \text{ кДж/кг}$  ( $21,14 \text{ кг усл. топлива/т}$ ).

Если принять за начало отсчета периода нагрева под отпуск время достижения  $300 \text{ °C}$  самой "отстающей" точки садки, то длительность базового и импульсного нагрева можно оценить как  $4 \text{ ч } 40 \text{ мин}$  и  $2 \text{ ч } 45 \text{ мин}$ . По базовой технологии расход энергии в верхней, средней и нижней зонах за этот период составил соответственно  $796$ ,  $1181$  и  $1269 \text{ МДж}$ ; средний тепловой поток  $1,96 \text{ кВт/м}^2$ , КПД агрегата  $20,3 \%$ , удельный расход энергии  $466,5$  ( $15,92 \text{ кг усл. топл./т}$ ). При импульсном режиме нагрева за период подъема температуры с  $300 \text{ °C}$  до  $500 \text{ °C}$  затраты энергии по зонам  $553$ ,  $932$  и  $891 \text{ МДж}$ ;  $q_{\text{ср}} = 3,51 \text{ кВт/м}^2$ ; КПД =  $29,3 \%$ , удельный расход энергии  $371,4 \text{ кДж/кг}$  ( $11,65 \text{ кг усл. топлива/т}$ ).

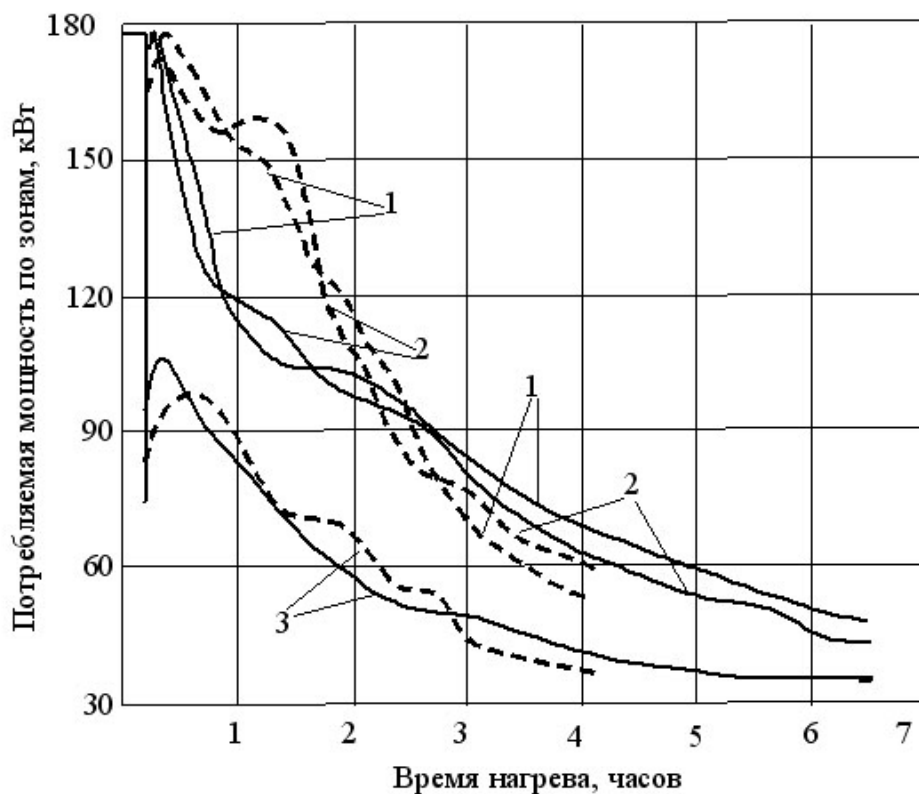


Рис. 2. Изменение потребляемой мощности по зонам при нагреве венцов Ø 1060 мм холодного посада по базовому (——) и импульсному (---) режимам: 1 - потребляемая мощность верхней, 2 - средней, 3 - нижней зон

Для более точного моделирования режима отпуска изделий в условиях действующего производства опытную садку предварительно нагревали в отдельном колодце до температуры конца закалки, после чего осуществляли ее пересадку на нагрев под отпуск (рис. 3). Данные подтверждают повышенное энергопотребление нижней и средней зонами в импульсном режиме по сравнению с базовым в первые 2 ч нагрева. Это, очевидно, и предопределяет сокращение времени нагрева с 4,5 до 3 ч. Существенных изменений температурных перепадов по высоте садки в отношении к базовым значениям в период нагрева не отмечено. Энергозатраты на нагрев по предложенной технологии по сравнению с существующей снизились с 3658 до 2702 МДж, в том числе в верхней зоне с 955 до 698 МДж., в средней с 1350 до 1055 МДж и нижней зоне с 1343 до 959 МДж. Удельный расход энергии на нагрев снизился с 525,6 кДж/кг (17,93 кг усл. топлива/т) до 388,2 кДж/кг (13,2 кг усл. топлива/т), КПД увеличился с 20,5 до 27,9 %, а средний тепловой поток с 2,32 до 3,48 кВт/м<sup>2</sup>.

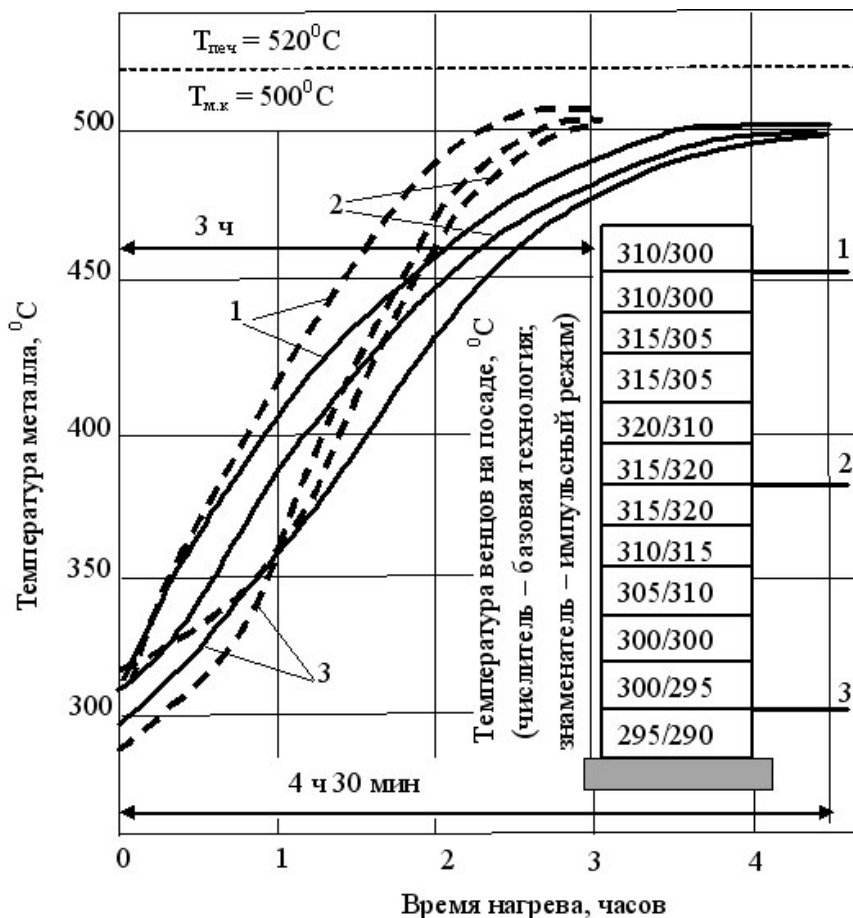


Рис. 3. Изменение температуры металла при нагреве венцов Ø 1060 мм после закалки по базовому ( — ) и импульсному ( - - - ) режимам

### Выводы

Применение импульсного нагрева металла в отпускных электроколлодах после закалки позволяет сократить длительность цикла термообработки на 20 – 25 %, снизить энергозатраты на 18 – 20 %, повысить КПД агрегатов на 7 – 9 %.

### Список литературы

1. Погребиский М. Я. Разработка способов и систем регулирования температуры электропечей сопротивления с улучшенными энергетическими показателями: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.09.10 / Погребиский Михаил Яковлевич; Московский энергетический институт (Технический университет). – Москва, 2001. – 40 с.
2. Пат. 2020166 РФ, МПК С 21 D 11/00. Способ управления нагревом металла / А. Е. Кочетков, И. В. Канашина, Е. В. Захарова // Бюл. № 18, 1994. – 16 с.

3. Воронцов Е. Ю. Способ детерминированной адаптации регулятора температуры электрической печи сопротивления // Е. Ю. Воронцов, В. Г. Лисиенко. – Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2010. – № 7. – С. 147–148.

*Рукопись поступила 14.10.2015 г.*

УДК 536.24:621.1.016.4

**Миропольская О.О.** – аспирант, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

## **АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ СХЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛИТИЙ-ИОННЫХ АККУМУЛЯТОРОВ**

*Анализ эффективности охлаждения литий-ионных аккумуляторов проводился на основе анализа теплового потока при стационарных условиях. Коэффициент теплоотдачи конвекцией вычисляли по известным зависимостям при скорости теплоносителя равной 5 м/с. В качестве теплоносителей рассматривались воздух и жидкость. Значительное влияние на эффективность охлаждения аккумулятора оказывает его форма и схема охлаждения. В исследование рассматриваются литий-ионные аккумуляторы цилиндрической и призматической формы с боковой и осевой схемой охлаждения. При одних и тех же температурных условиях охлаждения, основное влияние на величину теплового потока оказывает отношение площади к термическому сопротивлению  $F/R$ . Данная величина взята в основу сравнения эффективности охлаждения литий-ионного аккумулятора.*

*Ключевые слова: охлаждение; литий-ионный аккумулятор; теплоноситель; тепловой поток.*

### **Анализ источников и постановка задачи**

Мощность и срок службы литий-ионных батарей сильнее зависит от температуры батареи, чем для большинства других типов аккумуляторов, таких как свинцово-кислотных, никель-кадмиевых и никель-металлогридридных. Интервал рабочих температур литий-ионных аккумуляторов составляет от  $-20$  до  $+60$  °С [1]. Некоторые производители уже разработали аккумуляторы, работоспособные при  $-40$  °С [1], и расширяют температурный интервал в область более высоких температур. Оптимальными условиями работы литий-ионных аккумуляторов являются  $+25$  °С ...  $+35$  °С [2]. При температуре ниже  $-10$  °С мощность литий-ионного аккумулятора значительно сокращается, а при температуре выше  $+40$  °С снижается срок службы аккумулятора [2]. Известны случаи перегрева литий-ионных аккумуляторов, что приводило к возгоранию мобильного телефона [3], электромобиля [4] и авиалайнера [5]. Таким образом очень важно, чтобы температура литий-ионной аккумуляторной батареи контролировалась в любое время, даже тогда, когда аккумуляторная батарея находится в состоянии покоя.



Поддержание оптимальных температур при эксплуатации батарей в электромобилях является затруднительным или дорогостоящим в виду значительного изменения температур окружающей среды.

На рис. 1 представлена структура аккумулятора [2], состоящего из периодически повторяющихся слоёв графита, меди, электролита, оксида лития с кобальтом и сепаратора. В табл. 1 представлены характеристики данных слоёв. Характер расположения слоёв приводит к анизотропии теплопроводности аккумулятора. Осевая теплопроводность значительно выше радиальной, в связи с тем, что теплопередача в основном идёт вдоль слоёв алюминия и меди. Радиально наблюдается низкая теплопроводность, так как сепаратор,  $\text{LiCoO}_2$  и электролит играют роль термосопротивления.

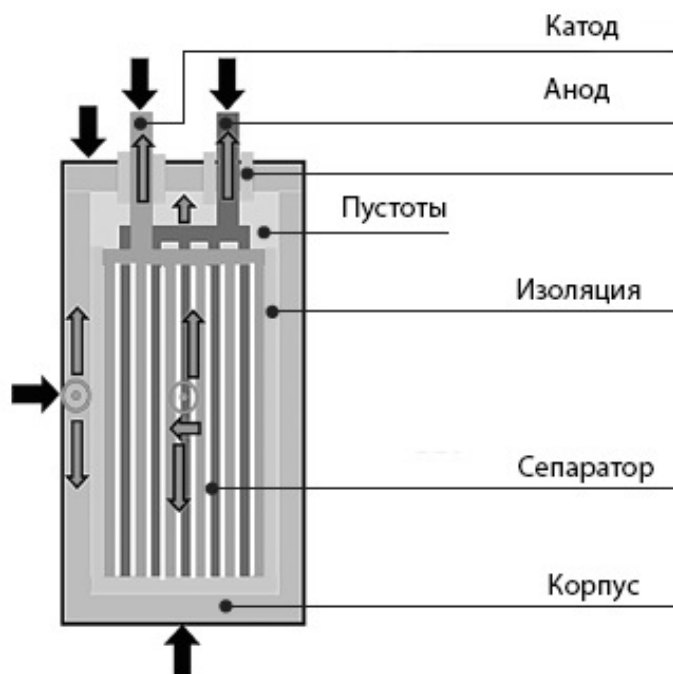


Рис. 1. Структура аккумулятора [2]

Таблица 1

Толщина и теплофизические характеристики слоев литий-ионного аккумулятора [6]

Свойства	Сепаратор	Алюминий	$\text{LiCoO}_2$	Электролит	Графит	Медь
Коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	0,35	237	4	0,59	104	398
Плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$	1400	2710	2700	1223	1347	8930
Теплоёмкость, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$	1551	902	715	1375	1437	386
Толщина слоя, мм	50	20	180/180	40	120/120	20

Известны несколько схем охлаждения литий-ионных аккумуляторов, в том числе: боковое и торцевое охлаждение (рис. 2). При этом возможно использование воздушного и жидкостного охлаждения.

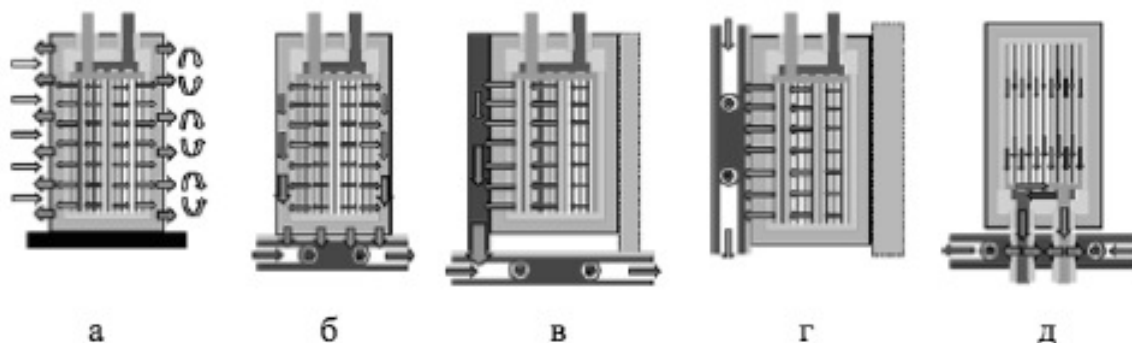


Рис. 2. Охлаждение единичных ячеек аккумулятора [2]:  
а, в, г – радиальное охлаждение; б, д – осевое охлаждение;  
а – воздушное охлаждение

Существующие формы литий ионных аккумуляторов показаны на рис. 3.

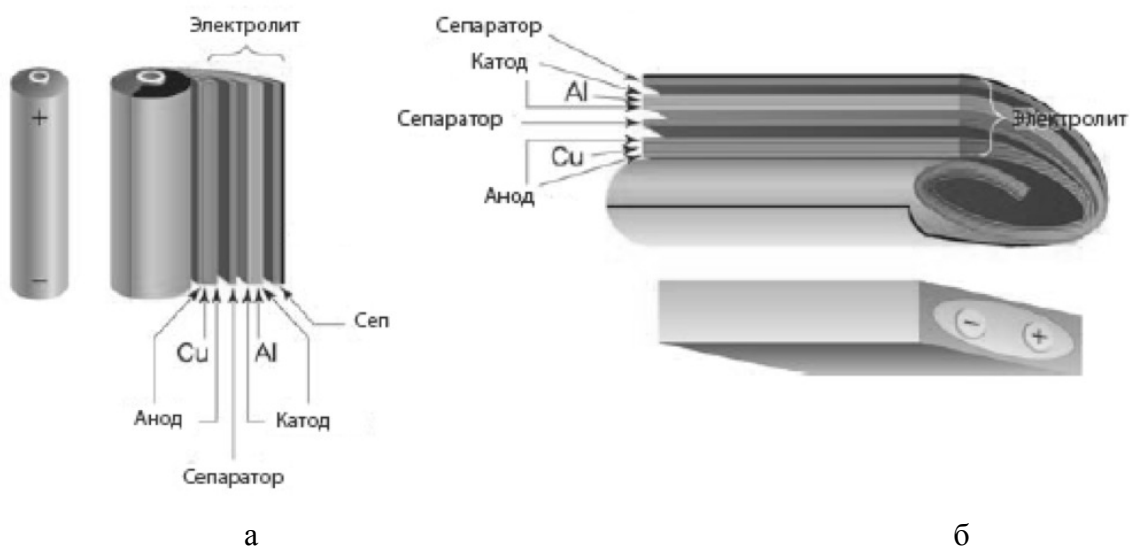


Рис. 3. Форма литий-ионных аккумуляторов [7]:  
а – цилиндрическая форма; б – призматическая форма

**Цель исследований:** определение наиболее эффективного охлаждения литий-ионного аккумулятора при изменении формы и теплоносителя.

### Методика результаты исследований

Анализ эффективности охлаждения литий-ионных аккумуляторов проводился на основе анализа теплового потока охлаждения при стационарных условиях, исходя из зависимости (1):

$$q = \frac{F}{R} \Delta t, \quad (1)$$

где  $F$  – площадь охлаждаемой поверхности аккумулятора,  $m^2$ ;  $\Delta t$  – разность температур аккумулятора и теплоносителя;  $R = R_{\text{внут}} + R_{\text{нар}} = \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}$  – термическое сопротивление теплопередачи,  $K/W$ ;  $\delta$  – толщина,  $m$ ;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности,  $W/(m \cdot K)$ ;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи,  $W/(m^2 \cdot K)$ .

Коэффициент теплоотдачи конвекцией вычисляли по известным зависимостям [8] при скорости теплоносителя равной 5 м/с.

При одних и тех же температурных условиях охлаждения, основное влияние на величину теплового потока (1) оказывает отношение площади к термическому сопротивлению  $F/R$ . Результаты расчёта этого отношения для призматической и цилиндрической форм аккумулятора для различных вариантов охлаждения представлены в таблице 2 и рисунке 3.

Таблица 2

Отношение площади охлаждаемой поверхности к сопротивлению

Вид теплоносителя	Охлаждение воздухом		Охлаждение жидкостью	
	боковая	осевая	боковая	осевая
Тип системы охлаждения				
Цилиндрическая форма	0,1097	0,0033	0,2011	0,3107
Призматическая форма	0,3565	0,0079	0,5305	0,1974

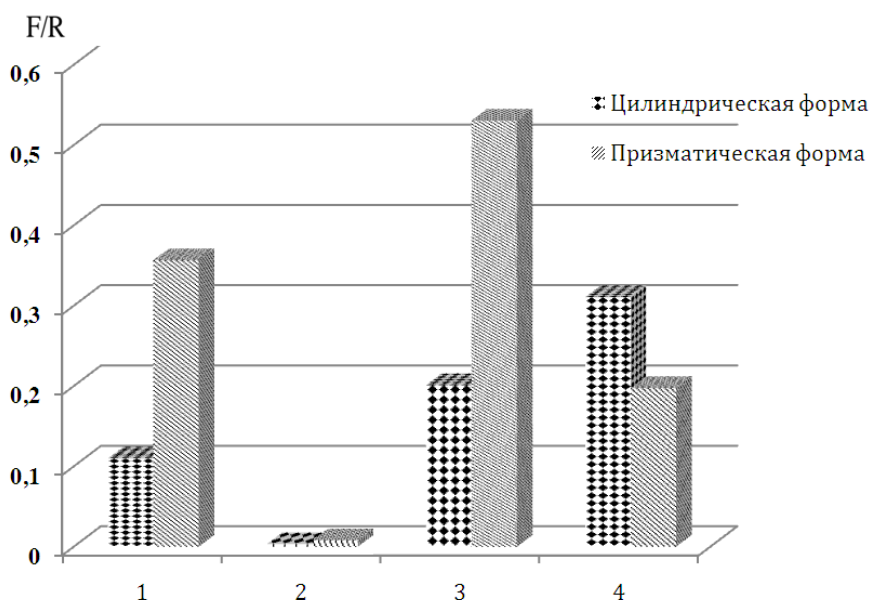


Рис. 3. Диаграмма сравнения показаний для аккумуляторов разных форм:  
 1 – боковое охлаждение воздухом; 2 – осевое охлаждение воздухом;  
 3 – боковое охлаждение жидкостью; 4 – осевое охлаждение жидкостью

### Выводы

Значительное влияние на эффективность охлаждения аккумулятора оказывает его форма. Из анализа полученных результатов следует, что при цилиндрической форме аккумулятора преимущество имеет осевое охлаждение жидкостью и боковое охлаждение воздухом. Для призматической батарейки целесообразно боковое охлаждение любым теплоносителем. Призматическая форма позволяет увеличить эффективность охлаждения более чем в 2 раза.

### Список литературы

1. Литиевые аккумуляторы [Электронный ресурс] : за данными Центра автономных источников питания «Свободная энергия» / Режим доступа : <http://freepower.pro/useful-information/li.html>
2. Thermal Management For Hybrid Vehicles [Электронный ресурс] / Thomas Heckenberger / Technical Press Day. – 2009. – 20 с.
3. iPhone catches fire in student's pants [Электронный ресурс] / Режим доступа : [http://www.aol.com/article/2014/02/01/iphone-catches-fire-in-student-s-pants/20821051/?icid=maing-grid7%7Chtmlws-sb-bb%7Cdl21%7Csec1\\_ink3%26pLid%3D437732](http://www.aol.com/article/2014/02/01/iphone-catches-fire-in-student-s-pants/20821051/?icid=maing-grid7%7Chtmlws-sb-bb%7Cdl21%7Csec1_ink3%26pLid%3D437732)
4. Third Tesla Model S Fire In Past 5 Weeks Breaks Out After Accident. Jay Cole [Электронный ресурс] / Режим доступа : <http://insideevs.com/third-tesla-model-s-fire-in-past-5-weeks-breaks-out-after-accident/>
5. Battery smokes on JAL 787; Boeing fix appears to work / Dominic Gates [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.seattletimes.com/business/battery-smokes-on-jal-787-boeing-fix-appears-to-work/>
6. Thermal Management Analysis of a Lithium-Ion Battery Pack using Flow Network Approach / G. Karimi, A.R. Dehghan / International Journal of Mechanical Engineering and Mechatronics 1. – 2012 Journal. ISSN: 1929 - 2724 Article ID: 011, DOI: 10.11159/ijmem.2012.011
7. Principles and Applications of Lithium Secondary Batteries / Jung-Ki Park Wiley-VCH / Germany : 2012.
8. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. Михеев, И. Михеева. – К. : Энергия, Издание 2-е, 1977. – 344 с.

*Рукопись поступила 19.05.2015 г.*

УДК 621.74

**Романько В.В.** – аспирант, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

**Романько Я.В.** – к.т.н., ассистент, НМетАУ

**Ерёмин А.О.** – д.т.н., доцент, НМетАУ

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗОГРЕВА СТАЛЕРАЗЛИВОЧНОГО КОВША

*В работе представлена математическая модель разогрева сталеразливочного ковша с использованием электронагревателя. Приведены результаты расчетов разогрева сталеразливочного ковша емкостью 50 тонн. Рассчитаны тепловые потоки и температура внутренней поверхности футеровки ковша на различной высоте, получено распределение температуры по толщине футеровки.*

*Ключевые слова: электронагрев; сталеразливочный ковш; футеровка; математическое моделирование; теплообмен.*

### Введение

В настоящее время на металлургических предприятиях эксплуатируется большое количество сталеразливочных ковшей, которые используются для транспортировки, разливки жидкого металла и проведения ряда технологических процессов. Сушка и разогрев футеровки ковшей является важным подготовительным этапом, который влияет на эксплуатационную стойкость огнеупоров и температуру расплава. От этих факторов в дальнейшем зависит качество готовой продукции – выплавляемой стали [1]. Следует отметить, что разогрев футеровки – еще и энергоемкий процесс, на который приходится большая часть энергозатрат на этапе разливки стали.

Для процесса подготовки сталеразливочных ковшей чаще всего используются топливные стенды сушки и разогрева, работающие на природном газе. Из-за конструктивных особенностей таких установок в них зачастую отсутствует система утилизации теплоты дымовых газов, имеются значительные подсосы холодного воздуха, процесс сжигания топлива практически неуправляем. Всё это обуславливает низкий тепловой КПД стенда сушки и разогрева сталеразливочных ковшей и неравномерность прогрева их футеровки, как по высоте ковша, так и по толщине кладки. Также на практике плохо реализуются температурные режимы сушки монолитных футеровок в низкотемпературной области и при низких скоростях нагрева 10 – 30 °С/час. [2, 3]

В работе [3] отмечается, что для сушки и разогрева сталеразливочных ковшей на ряде предприятий используется электронагрев, что позволяет реализовывать сложные многоступенчатые температурные режимы.

### **Постановка задачи**

При электрическом нагреве актуальными являются вопросы эксплуатации нагревательных элементов, работающих в чрезвычайно сложных условиях. Размеры и расположение нагревателей относительно внутренней поверхности ковша существенно влияют на теплообмен в установке. Представляет интерес исследование влияния компоновки электрических нагревателей и их расположения в ковше на качество разогрева и сушки. Выбор оптимальных параметров нагрева связан с расходом топливно-энергетических ресурсов, качественным обеспечением технологического процесса разлива стали и качеством конечной продукции в целом. В настоящей работе приведена математическая модель сушки и разогрева ковша при использовании электронагрева и показаны результаты математического моделирования исследуемых процессов.

### **Математическая модель сталеразливочного ковша.**

Для моделирования процесса разогрева сталеразливочного ковша принимали, что ковш имеет форму полого цилиндра с плоским дном и плоской крышкой (рисунок 1). Стенка цилиндра имеет внутренний радиус  $R_1$  и наружный радиус  $R_2$ . Высота внутреннего пространства ковша –  $H$ . Дно и крышка цилиндра имеют соответственно толщину  $S_1$  и  $S_2$ . На крышке расположен электронагреватель, который в модели представлен рядом одинаковых цилиндров диаметром  $d$  и высотой  $h$ , равномерно расположенных по окружности с радиусом  $R_3$  в центре крышки.

В начальный момент времени стенки, дно и крышка ковша имеют температуру  $t_0$ . Температура электронагревателя в течение процесса нагрева остаётся постоянной и равной  $T_n$ . Передача теплоты от нагревателя к ковшу и крышке осуществляется исключительно излучением. Все поверхности системы теплообмена являются серыми и диффузными. Прогрев стенок ковша и крышки происходит теплопроводностью в одномерной постановке по толщине футеровки. С наружных поверхностей ковша теплота передаётся в окружающую среду конвекцией и излучением.

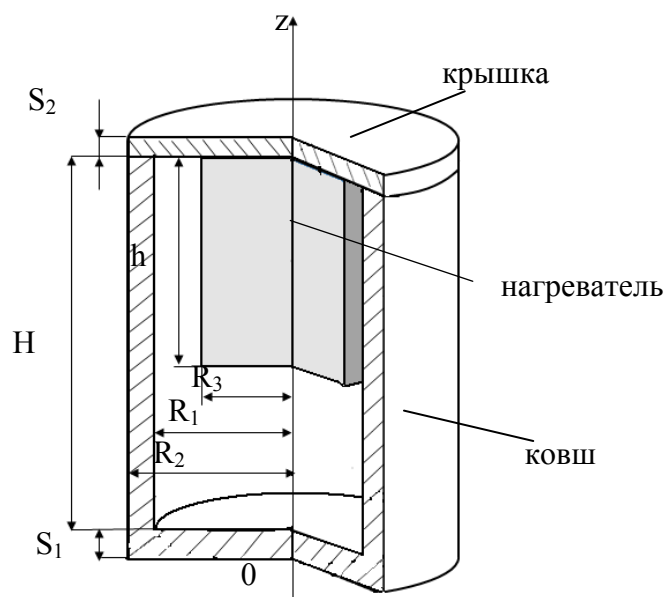


Рис. 1. Схема сталеразливочного ковша с электрическим нагревателем

Для расчета теплообмена излучением внутри ковша применяется зональный метод. Внутренняя поверхность цилиндрической стенки ковша разбивается на  $N_z$  равных участков высотой  $\Delta z = H / N_z$ . На внутренней поверхности крышки выделяется две зоны: первая – внутренняя и вторая – внешняя зона. Первая зона находится внутри окружности, образованной нагревателями, с радиусом  $R_n$ , а вторая занимает остальную часть внутренней поверхности крышки.

Внутренняя поверхность дна ковша разбивается аналогично на внутреннюю и внешнюю зоны, которые имеют такие же размеры, как и крышка. Таким образом, внутренняя поверхность ковша разделена на  $(N_z + 4)$  зон. К ним добавляется зона, представляющая поверхность всех элементов электронагревателя. Ей присваивается номер 0.

### Алгоритм расчета разогрева сталеразливочного ковша

Плотности результирующих тепловых потоков, падающих на расчётные зоны внутренней поверхности сталеразливочного ковша, определяются из уравнения:

$$q_i = \sigma_0 \varepsilon_i \sum_{j=0}^{N_z+4} \varepsilon_j f_{ij} (T_j^4 - T_i^4), \quad i = 1, 2, \dots, N_z + 4, \quad (1)$$

где  $q_i$  – плотность результирующего теплового потока излучением, падающего на зону  $i$ , Вт/м<sup>2</sup>;  $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$  Вт/(м<sup>2</sup>К<sup>4</sup>) – коэффициент излу-

чения абсолютно черного тела;  $\varepsilon_i$  и  $\varepsilon_j$  – степени черноты зон  $i$  и  $j$ ;  $T_i$  и  $T_j$  – температуры зон  $i$  и  $j$ , К;  $f_{ij}$  – разрешающий угловой коэффициент излучения с зоны  $i$  на зону  $j$ .

Разрешающие угловые коэффициенты учитывают многократные отражения лучистых потоков от серых поверхностей системы и находятся из решения системы уравнений для всех зон, участвующих в теплообмене:

$$f_{ij} = \varphi_{ij} + \sum_{k=0}^{N_z+4} \varphi_{ik} (1 - \varepsilon_k) f_{kj}, \quad i, j = 0, 1, 2, \dots, N_z + 4, \quad (2)$$

В формуле (2)  $\varphi_{ij}$  – угловой коэффициент излучения с зоны  $i$  на зону  $j$ .

Угловые коэффициенты на первом этапе рассчитываются в системе без электронагревателя. Для этого используются аналитические зависимости для простых геометрических форм и основные свойства угловых коэффициентов [4, 5]. Затем определяется пропускательная способность ряда элементов электронагревателя

$$p = \frac{d \cdot N_e}{2\pi R_n}, \quad (3)$$

где  $N_e$  – число цилиндрических элементов нагревателя.

Далее рассчитываются угловые коэффициенты между зонами системы при наличии в ней электронагревателя:

$$\varphi_{ij} = \varphi'_{ij} - \varphi_{i0} (1 - P_{ij}), \quad i, j = 1, 2, \dots, N_z + 4, \quad (4)$$

где  $\varphi'_{ij}$  – угловой коэффициент с зоны  $i$  на зону  $j$  в системе без электронагревателя;  $P_{ij}$  – пропускательная способность нагревателя между зонами  $i$  и  $j$ .

Пропускательная способность  $P_{ij}$  принимает значение  $p$ , когда луч проходит один ряд элементов нагревателя, и значение  $p^2$ , когда луч проходит два ряда элементов. В остальных случаях  $P_{ij} = 1$ . Угловые коэффициенты с поверхностей футеровки и крышки на электронагреватель находятся как:

$$\varphi_{i0} = 1 - \sum_{j=1}^{N_z+4} \varphi_{ij}, \quad i = 1, 2, \dots, N_z + 4. \quad (5)$$

После определения значений плотности результирующих тепловых потоков излучением по формуле (1) для каждого выделенного участка футеровки ковша и крышки решается задача теплопроводности в течение малого интервала времени  $\Delta\tau$ . Для цилиндрической стенки ковша дифференциальное уравнение теплопроводности имеет следующий вид:

$$\frac{\partial t^{(i)}}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \lambda \frac{\partial t^{(i)}}{\partial r} \right), \quad i = 1, 2, \dots, N_z, \quad (6)$$



где  $t^{(i)}(r, \tau)$  – температура стенки на участке зоны  $i$ , °С;  $\tau$  – время, с;  $r$  – радиальная координата, м;  $\lambda$  – теплопроводность стенки, Вт/(м·К).

Для донной части цилиндра и крышки уравнение теплопроводности можно записать как:

$$\frac{\partial t^{(i)}}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial t^{(i)}}{\partial z} \right), \quad i = N_z + 1, \dots, N_z + 4, \quad (7)$$

где  $t^{(i)}(z, \tau)$  – температура стенки на участке зоны  $i$ , °С;  $z$  – координата по толщине стенки, м.

В качестве граничного условия для поверхностей, расположенных внутри ковша, задаются плотностью теплового потока для соответствующей зоны. Для цилиндрической стенки ковша:

$$-\lambda \frac{\partial t^{(i)}}{\partial r} \Big|_{r=R_i} = q_i, \quad i = 1, 2, \dots, N_z. \quad (8)$$

Для крышки ковша:

$$-\lambda \frac{\partial t^{(i)}}{\partial z} \Big|_{z=z_2} = q_i, \quad i = N_z + 1, N_z + 2. \quad (9)$$

Для днища ковша:

$$\lambda \frac{\partial t^{(i)}}{\partial z} \Big|_{z=z_1} = q_i, \quad i = N_z + 3, N_z + 4. \quad (10)$$

Для наружных поверхностей ковша в качестве граничного условия задается теплообмен с окружающей средой. Для цилиндрической стенки ковша:

$$\lambda \frac{\partial t^{(i)}}{\partial r} \Big|_{r=R_2} = \alpha (t_c - t) \Big|_{r=R_2}, \quad i = 1, 2, \dots, N_z, \quad (11)$$

где  $t_c$  – температура окружающей среды, °С;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Для крышки ковша:

$$\lambda \frac{\partial t^{(i)}}{\partial z} \Big|_{z=z_3} = \alpha (t_c - t) \Big|_{z=z_3}, \quad i = N_z + 1, N_z + 2. \quad (12)$$

Для днища ковша:

$$-\lambda \frac{\partial t^{(i)}}{\partial z} \Big|_{z=0} = \alpha (t_c - t) \Big|_{z=0}, \quad i = N_z + 3, N_z + 4. \quad (13)$$

Начальное условие для всех расчетных участков имеет вид:

$$t^{(i)} \Big|_{\tau=0} = t_0, \quad i = 1, 2, \dots, N_z. \quad (14)$$

Для решения внутренней задачи теплопроводности по толщине футеровки применяется метод конечных разностей. На каждом расчетном участке по толщине стенки вводится равномерная узловая сетка. Дифференциальное уравнение теплопроводности аппроксимирует-

ся алгебраическими выражениями с помощью явной разностной схемы. Для обеспечения устойчивости решения используется достаточный для этого малый шаг расчета по времени.

После расчета распределения температур в узлах сетки выполняется пересчет лучистых результирующих потоков на зоны системы. Для этого вначале задаются новые значения температур зон, которые принимаются равными значениям температур в узлах сетки соответствующих участков, расположенных на их внутренней поверхности. После этого по формуле (1) рассчитываются плотности тепловых потоков и т.д.

### **Моделирование процесса разогрева сталеразливочного ковша**

С помощью рассмотренной выше математической модели был рассчитан разогрев футеровки сталеразливочного ковша емкостью 50 тонн. Приняты следующие основные размеры ковша, средний внутренний радиус ковша  $R_1 = 1,04$  м; высота внутреннего пространства  $H = 2,5$  м; толщина боковой стенки футеровки и днища  $S = 0,22$  м и  $S_1 = 0,4$  м соответственно; толщина крышки  $S_2 = 0,22$ . Было принято, что рабочие поверхности футеровки ковша выполнены из шамота, а крышка футерована волокнистыми огнеупорными блоками. На крышке установлены 10 U-образных карбидокремниевых нагревательных элементов, расположенных по окружности радиусом  $R_3 = 0,5$  м. Принимали, что нагреватели имеют температуру поверхности 1550 К. Время разогрева – 2 часа.

Изменение плотности теплового потока и температуры поверхности футеровки на различных по высоте участках боковой стенки показаны на рисунке 2.

Максимальное значение результирующей плотности теплового потока на футеровку имеет место в начале разогрева на участке шлакового пояса, что объясняется его близким расположением к нагревателю и крышке стенда (см. рис. 2 а). В результате стремительно поднимается температура поверхности в указанной зоне, и интенсивность лучистого теплообмена снижается в два раза за первые 30 минут.

Нагрев верхней зоны боковой поверхности и крышки приводит к увеличению теплового потока на нижние участки за счет переизлучения. Примерно через час распределение лучистой энергии по зонам выравнивается. В конце расчетного периода перепад температуры по высоте боковой поверхности футеровки ковша составляет 225 °С.

На рисунке 3 а показано распределение температуры по толщине шлакового пояса через 30, 60 и 120 минут от начала разогрева ковша. За первые 30 минут футеровка прогревается на глубину 90 мм, при этом броня остаётся холодной, температура которой начинает подни-

маться только лишь к окончанию второго часа. Нижняя часть боковой стенки, расположенная возле днища, прогревается значительно хуже (см. рис. 3 б). Однако перепад температур по толщине футеровки в нижней зоне на начальном этапе в три раза ниже, чем в зоне шлакового пояса, что свидетельствует о меньшей вероятности разрушений огнеупоров нижней зоны стальной ковша при разогреве. Температура внутренней поверхности ковша достигает для шлакового пояса  $870^{\circ}\text{C}$ , а для участка в районе днища  $640^{\circ}\text{C}$ .

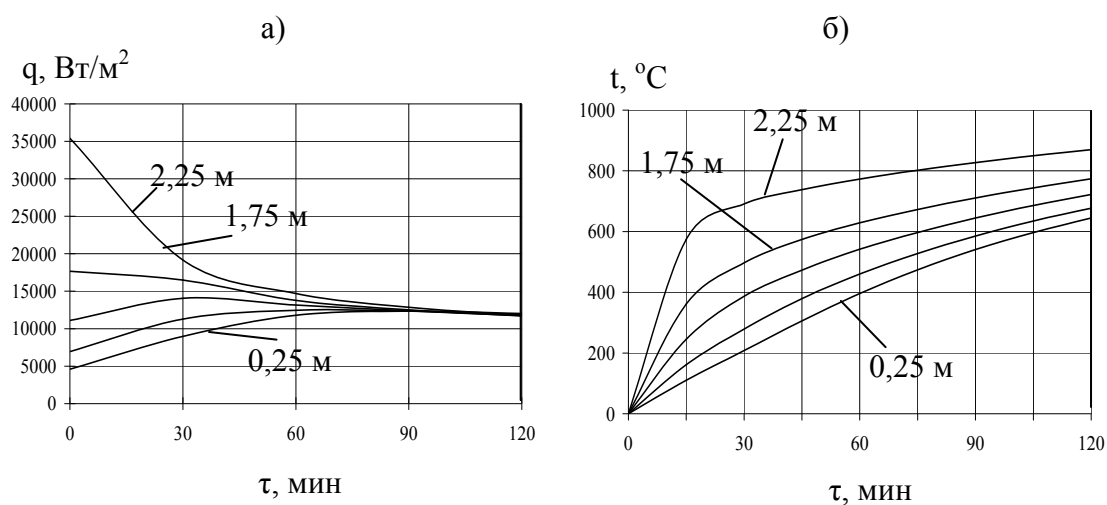


Рис. 2. Изменение плотности теплового потока (а) и температуры внутренней поверхности (б) при нагреве футеровки ковша на различных участках боковой стенки

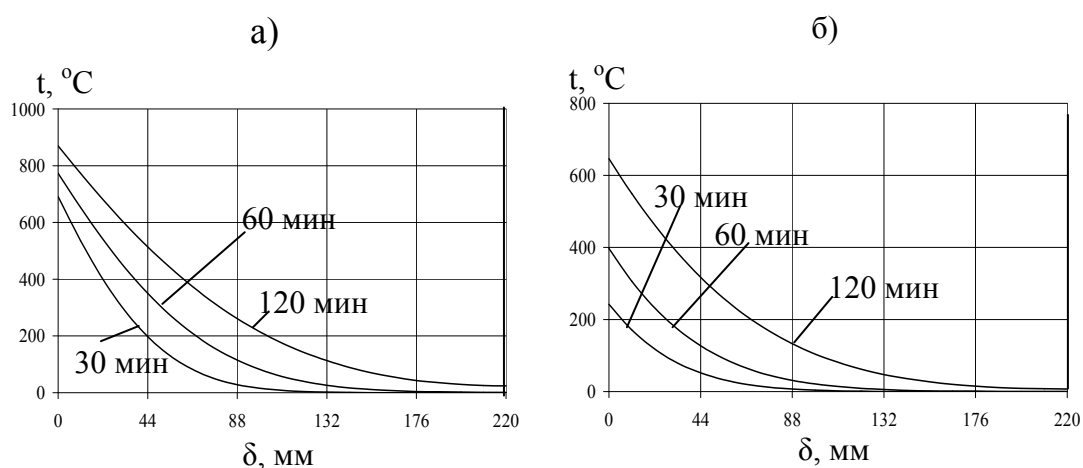


Рис. 3. Распределение температур по толщине боковой стенки ковша в районе шлакового пояса (а) и днища (б) при нагреве ковша

### **Выводы**

Результаты математического моделирования показали, что при разогреве сталеразливочного ковша футеровка находится в различных тепловых условиях по высоте, что наблюдается и на протяжении всего процесса. Разработанная математическая модель позволяет учитывать влияние мощности нагревателя, его конфигурации, расположения и компоновки на равномерность прогрева сталеразливочного ковша в процессе его разогрева и сушки. Выбор оптимальных параметров нагрева делает возможным снижение расхода топливно-энергетических ресурсов на разогрев и сушку стальной ковша, способствует качественному обеспечению процесса разливки стали.

### **Список литературы**

1. Вихлевщук В. А. Высокотемпературный нагрев футеровки сталеразливочных ковшей / В. А. Вихлевщук, А. С. Стороженко, А. П. Шкирмонтов [и др.] // Чёрная металлургия. – 1992, № 9. – С. 13–21.
2. Горлач Н.И. Исследование эффективности применения футерованной крышки на стендах сушки и разогрева сталеразливочных ковшей мартеновского цеха / Н. И. Горлач, Ю. Н. Попов, А.С. Бесчерева [и др.] //Металл и литьё Украины. – 2008, № 9. – С. 11–13.
3. Бершицкий И. М. Энергосберегающие и экологически безопасные установки для электрической сушки и подогрева футеровки ковшей / И. М. Бершицкий, А. В. Тарарышкин // Сталь. – 2010, № 2. – С. 24–25.
4. Блох А. Г. Теплообмен излучением. Справочник / А. Г. Блох, Ю. А. Журавлев, Л. Н. Рыжков. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.
5. Michael F. Modest. Radiative heat transfer. An imprint of Elsevier Science. New York. Academic Press, 2003. – 822 p.

*Рукопись поступила 02.09.2015 г.*

УДК 669.187.2

**Тимошенко С.Н.** – к.т.н., доцент, Донецкий национальный технический университет

**Тищенко П.И.** – к.т.н., главный специалист, ЧП Фирма «РОУД»

**Колесников М.В.** – пом. гл. инженера, ПАО «Алчевский металлургический комбинат»

**Зуйкова З.Г.** – к.ф.-м.н., доцент, Донецкий национальный университет

## **ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВОДООХЛАЖДАЕМЫХ ПАНЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОСТАЛЕПЛАВИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ**

*Представлена инженерная методика расчета водоохлаждаемых панелей электросталеплавильных агрегатов, учитывающая особенности трубчатой тепловоспринимающей поверхности. С учетом этой особенности установлены действующие величины плотности теплового потока, которые, в зависимости от местоположения исследуемой точки в рабочем пространстве, превышает результаты, полученные ранее, в 1,1 – 1,75 раза. Выполнен расчет водоохлаждаемой крышки установки ковш-печь вместимостью 300 т, даны рекомендации по повышению ее стойкости за счет комплекса мероприятий по снижению термомеханических напряжений в стенке трубы в критической области. Рекомендации реализованы в новом проектном решении.*

*Ключевые слова: электросталеплавильный агрегат; водоохлаждаемые панели; тепловой поток излучения; термомеханические напряжения.*

### **Состояние вопроса и постановка проблемы**

Электросталеплавильные агрегаты: дуговые печи (ДСП) и установки ковш-печь (УКП) широко применяют для выплавки и обработки жидкой стали. Стойкость водоохлаждаемых панелей этих агрегатов в значительной мере определяется уровнем термомеханических напряжений, возникающих в стенке трубчатого элемента панели под воздействием теплового потока, падающего из рабочего пространства. Сложность измерения теплового потока в промышленных условиях делает актуальной разработку методики корректного расчета тепловой нагрузки, необходимой для правильного выбора материала и конструктивного решения панели.

Ряд работ [1 – 3] посвящен исследованию плотности теплового потока излучения в рабочем пространстве ДСП, главным образом от электрической дуги (полагая данный фактор основным) с учетом ее заглубления в ванну и выдувания от центра печи под действием электродинамических сил. В основе расчетов, как правило, лежит контролируемый параметр - вводимая в печь активная мощность, а не температура и степень черноты дуги, существенно зависящие от технологических особенностей процесса плавки. Авторы [4], указывая на сложность и неточность расчета теплового потока в промышленных условиях, считают целесообразным опираться на экспериментальные данные, согласно которым максимальные значения плотности теплового потока для панелей свода и стен ДСП составляют 600 – 700 кВт/м<sup>2</sup>.

Методики расчета панелей [3 – 5] сводятся к определению скорости воды по величине воспринимаемого теплового потока с использованием критериального уравнения конвективной теплоотдачи от стенки трубы к воде (тепловой расчет) и длины контура охлаждения на основании уравнения Бернулли (гидравлический расчет).

Современная интенсивная технология предусматривает вспенивание шлака для экранирования дуги с целью повышения энергоэффективности печи [4]. В этом случае основным источником излучения на водоохлаждаемые элементы, очевидно, является жидкая ванна, покрытая шлаком. Определенный вклад в общую тепловую нагрузку вносит, помимо дуг, излучение электродов [6].

Тепловой поток, проходящий через стенку трубы водоохлаждаемого элемента, создает в ней термомеханические напряжения, вызванные перепадом температуры. Чередование теплосмен при работе электросталеплавильного агрегата приводит к развитию явления малоциклового усталости [3]. На практике это проявляется в образовании поперечных трещин и соответственно течей воды после 1 – 3 тыс. плавов.

В литературе не уделено должного внимания специфике восприятия теплового потока излучения трубчатой поверхностью, состоящей в том, что всегда найдется элементарная площадка, к которой радиус-вектор от излучающей поверхности направлен по нормали, и это обеспечивает максимальный коэффициент взаимной облученности, а, следовательно, максимальный тепловой поток. Традиционный расчет теплового потока, воспринимаемого панелью, по горизонтальной (стены) или вертикальной (свод) составляющей, дает заниженные результаты.

Таким образом, представляет интерес разработка инженерной методики расчета панелей, позволяющей получать представительные данные по тепловой нагрузке для расчета термомеханических напря-

жений, и, в конечном счете, для принятия обоснованных проектных и конструктивных решений по системам охлаждения.

### **Задачи исследования**

Целью работы является разработка инженерной методики расчета теплового потока в электросталеплавильных агрегатах для определения ожидаемых термомеханических напряжений при эксплуатации трубчатых панелей, как основы для проектирования водоохлаждаемых конструкций.

### **Основной материал исследования**

Предложена инженерная методика расчета панелей электросталеплавильных агрегатов, учитывающая следующие источники излучения: жидкая ванна, дуги и боковая поверхность электродов. Основные ее положения при определении действующего теплового потока излучения заключаются в следующем:

- интегральный тепловой поток от источника излучения на элементарную площадку трубчатой тепловоспринимающей водоохлаждаемой панели определяется сложением векторов горизонтальной и вертикальной составляющих;
- тепловой поток от сталеплавильной ванны рассчитывают по температуре и степени черноты шлака на ее поверхности;
- тепловой поток от боковой поверхности электродов рассчитывают по теплу Джоуля, выделяющемуся при прохождении рабочего тока в электродах. В качестве излучающей поверхности принимается цилиндр диаметром, равным диаметру распада электродов и высотой, равной длине электродов в рабочем пространстве агрегата;
- тепловой поток от дуг рассчитывают как долю активной мощности электропечной установки, теряемую с охлаждающей водой (промышленные данные), за вычетом мощности теплового потока от ванны и поверхности электродов. В качестве излучающей поверхности принимается цилиндр диаметром, равным диаметру распада электродов и высотой, равной длине открытой дуги;
- все рассмотренные составляющие общего теплового потока в рабочем пространстве агрегата рассчитывают с учетом коэффициента взаимной облученности теплоотдающей и тепловоспринимающей поверхностей.

Методика предполагает первоначальный расчет термомеханических напряжений, на его основе – выбор материала, толщины стенки водоохлаждаемого элемента и определение нижней границы расположения панели относительно источников излучения, а затем традиционный тепловой и гидравлический расчет. В определенных случаях в

расчете необходимо учитывать тепловое сопротивление отложений на охлаждаемой поверхности трубы [3]. Наличие гарнисажа на рабочей поверхности панели в расчет не принимается, поскольку он не является постоянным фактором, т.е. расчет ведут из наихудших условий эксплуатации водоохлаждаемых элементов.

Мощность излучения  $dW$ , отнесенная к единице поверхности излучения  $dS_{rad} = dydx$  и к единице телесного угла  $d\Omega = dS \cos \gamma / r^2$  в направлении единичной площадки  $dS$  в окрестности точки  $A$ , принимающей излучение, выражается, согласно закону Ламберта, через яркость  $B = \sigma_{SB} \cdot T_b^4 / \pi$  где  $\sigma_{SB}$  – постоянная Стефана-Больцмана,  $T_b$  – температура ванны, и геометрические характеристики исследуемого объекта (рис. 1, 2). Тепловой поток на единицу принимающей поверхности составит  $dq = B \cdot dS_{rad} \cos \theta \cdot \cos \gamma / r^2$ . Расчетная схема излучения ванны приведена на рис. 1.

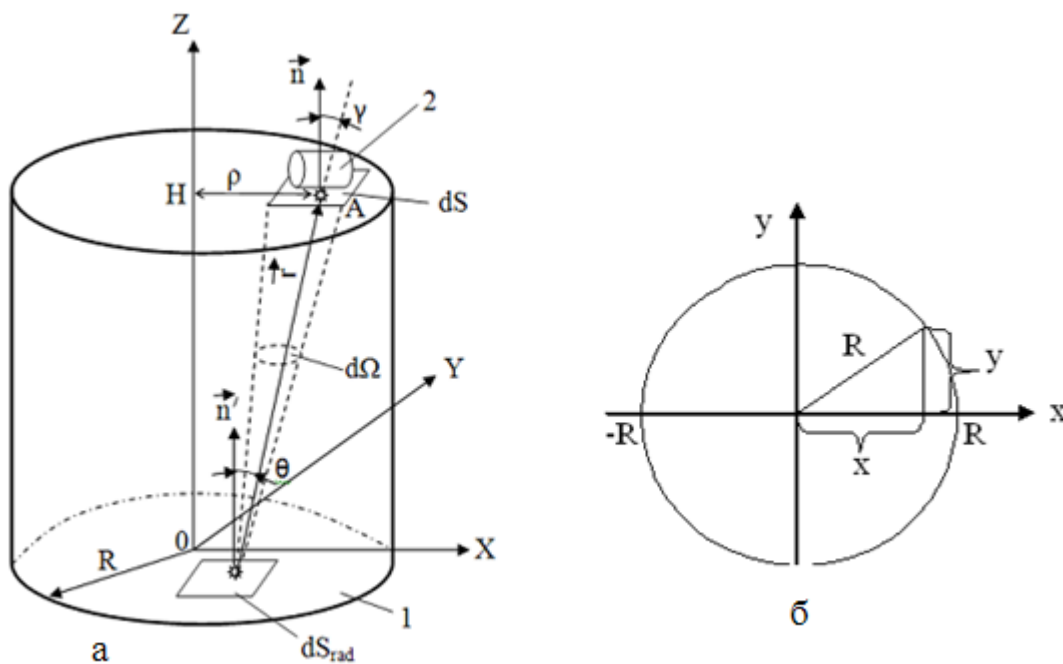


Рис. 1. Излучение ванны на водоохлаждаемые элементы.  
 Общая постановка (а) и план (б): 1- жидкая ванна;  
 2- трубчатый водоохлаждаемый элемент

Тепловой поток от всей излучающей поверхности ванны  $q_b = \sqrt{q_{bv}^2 + q_{bg}^2}$  на единичную площадку в окрестности точки  $A$ , принимающей излучение, с координатами  $(\rho, H)$  включает вертикальную  $q_{bv}$  и горизонтальную  $q_{bg}$  составляющие.



$$q_{bg} = \frac{2\sigma_{SB} \cdot T_b^4 \cdot \varepsilon_b}{\pi} \int_{-R}^R \int_0^{\sqrt{R^2-x^2}} \frac{H(\rho-x)}{[(\rho-x)^2 + y^2 + H^2]^2} dy dx \quad (1)$$

$$q_{bv} = \frac{2\sigma_{SB} \cdot T_b^4 \cdot \varepsilon_b}{\pi} H^2 \int_{-R}^R \int_0^{\sqrt{R^2-x^2}} \frac{1}{[(\rho-x)^2 + y^2 + H^2]^2} dy dx \quad (2)$$

В выражениях (1, 2) подынтегральные функции представляют собой коэффициенты взаимной облученности ванны и трубчатой элементарной площадки панели.

Расчетная схема излучения электродов и дуг приведена на рис. 2.

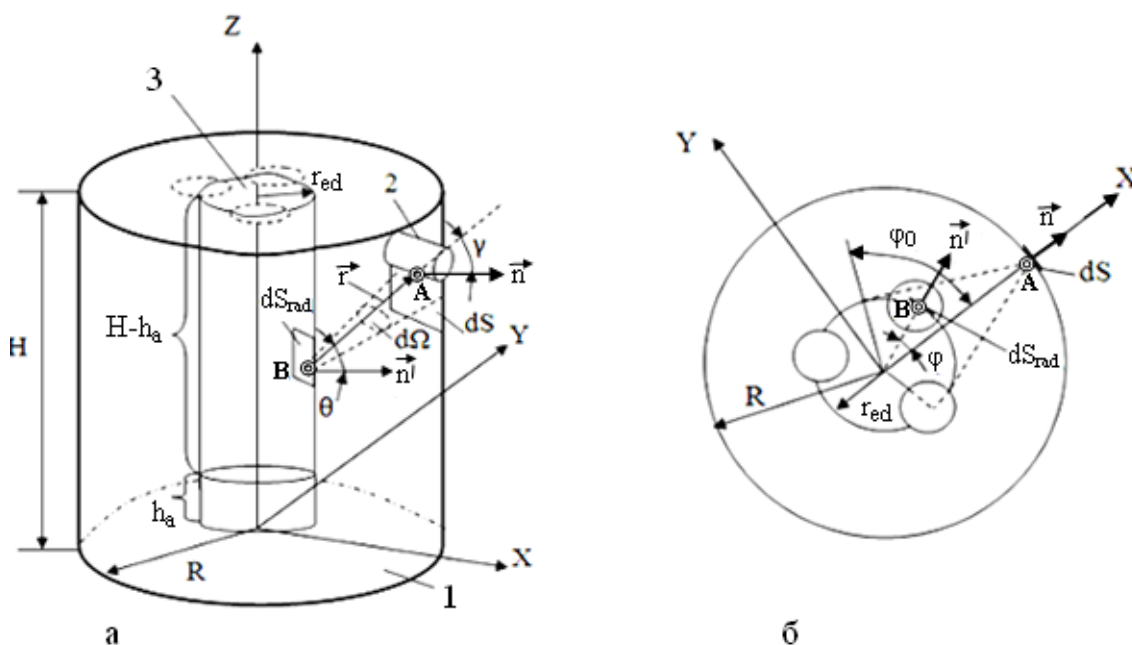


Рис. 2. Излучение поверхности электродов и дуг на водоохлаждаемые элементы. Общая постановка (а) и план (б): 1- жидкая ванна; 2- трубчатый водоохлаждаемый элемент

Тепловой поток от поверхности электродов  $q_{ed}$  определяется тепловой мощностью  $P_{ed} = n \cdot I^2 \cdot \rho_{ed} \cdot L_{ed} / (\pi \cdot d^2 / 4)$ , выделяемой на единицу боковой поверхности условного теплоизлучающего цилиндра (рис. 2) с радиусом распада электродов  $r_{ed}$  и высотой, равной длине электрода в рабочем пространстве  $L_{ed} = H - h_a$ , где  $h_a$  – длина дуги, при протекании рабочего тока  $I$  через  $n$  графитированных электродов диаметром  $d$  с удельным электрическим сопротивлением  $\rho_{ed}$ .

Для вертикальной  $q_{ev}$  и горизонтальной  $q_{eg}$  составляющих интегрального теплового потока от боковой поверхности электродов  $q_e = \sqrt{q_{ev}^2 + q_{eg}^2}$  на элементарную площадку в окрестности точки  $A$  (рис. 2) с координатами  $(\rho, H)$  получены расчетные формулы.

$$q_{ev} = \frac{2q_{ed} \cdot r_{ed}}{\pi} \int_0^{a \cos(r_{ed}/R)} \int_{h_a}^{L_{ed}} \frac{(H-h)(\rho \cos \varphi - r_{ed})}{\left[ (\rho - r_{ed} \cos \varphi)^2 + r_{ed}^2 \sin^2 \varphi + (H-h)^2 \right]^2} dh d\varphi \quad (3)$$

$$q_{eg} = \frac{2q_{ed} \cdot r_{ed}}{\pi} \int_0^{a \cos(r_{ed}/R)} \int_{h_a}^{L_{ed}} \frac{(R - r_{ed} \cos \varphi)(R \cos \varphi - r_{ed})}{\left[ R^2 + r_{ed}^2 - 2R \cdot r_{ed} \cos \varphi + (H-h)^2 \right]^2} dh d\varphi \quad (4)$$

В выражениях (3, 4) подынтегральные функции представляют собой коэффициенты взаимной облученности электродов и трубчатой элементарной площадки панели.

Мощность излучения дуг  $P_a = P \cdot \mu - (P_{ed} + P_b)$  на водоохлаждаемые элементы определяется, как известная из энергобаланса агрегата доля  $\mu$  вводимой электрической мощности  $P$ , теряемая с водой, за вычетом рассмотренной выше мощности теплового потока от поверхности электродов  $P_{ed}$  и мощности интегрального полусферического потока излучения  $P_b$  поверхности ванны радиусом  $R$  с температурой  $T_b$  и степенью черноты  $\varepsilon_b$ . Излучающая поверхность дуг в данной модели – это боковая поверхность цилиндра с радиусом распада электродов  $r_{ed}$  и высотой, равной длине дуги  $h_a$ . Выражения для интегрального теплового потока от дуг на элементарную площадку в окрестности точки  $A$  (рис. 2) с координатами  $(\rho, H)$ , включающего вертикальную  $q_{av}$  и горизонтальную  $q_{ag}$  составляющие имеют вид, аналогичный выражениям (3, 4), и отличаются пределами для внутреннего интеграла, которые в данном случае принимают значения 0 и  $h_a$ .

Проверку адекватности полученных выражений для углового коэффициента взаимной облученности ванны или излучающего цилиндра (дуги, электроды), с одной стороны, и элементарной горизонтально и вертикально расположенных площадок, с другой стороны, проводили для известных частных решений [7].

Методика прошла опробование при расчете модернизированной крышки УКП вместимостью 300 т ОАО «Алчевский металлургический комбинат», поставленной фирмой «VAI-Fuchs». Основной причиной модернизации была низкая стойкость внутренней трубы  $B$  (см. рис. 3) водоохлаждаемой крышки. Кроме того, крышка не обеспечивает локализацию неорганизованных выбросов через электродные зазоры.

Расчет выполнен для следующих геометрических и режимных параметров: активная электрическая мощность 35 МВт, рабочий ток 32 кА, радиус ванны 1,92 м, температура ванны 1860 К, степень черноты поверхности ванны 0,75, длина дуги 0,2 м, диаметр электрода 0,457 м, радиус распада электродов 0,4 м, длина электрода в рабочем пространстве 1 м, удельное электрическое сопротивление электродов  $2,1 \cdot 10^{-5}$  Ом·м, часть вводимой электрической мощности, теряемая с водой 0,285 [8].

Расчетная схема крышки УКП приведена на рис. 3. Общий тепловой поток определяли сложением тепловых потоков от ванны, электродов и дуг. Результаты расчета, выполненного в пакете прикладных программ Mathcad V14, приведены на рис. 4, 5.

Согласно данным на рис. 4, общая плотность теплового потока, воспринимаемого водоохлаждаемой крышкой УКП на средней высоте крышки 1 м от ванны (на горизонте точки *A*) достигает 500 кВт/м<sup>2</sup> в области распада электродов и снижается до 320 кВт/м<sup>2</sup> к периферии. При этом основной вклад (75 – 80 %) вносит излучение ванны. Дуги излучают 20 – 30 %, а доля излучения боковой поверхности электродов практически заметна только в области распада электродов (10 %), тогда как на периферии крышки ее величина не превышает 3 %.

Учет специфики трубчатой тепловоспринимающей поверхности, предусмотренный в предложенной методике, в большей мере проявляется на периферии крышки УКП, чем в ее центральной части (рис. 5). Так, в области нижней трубы *B*, на расстоянии 0,4 м от ванны (рис. 3), где проявилась отмеченная выше проблема стойкости крышки, величина плотности теплового потока, рассчитанная по представленной методике, достигает 445 кВт/м<sup>2</sup>, что в 1,74 раза выше, чем при расчете по традиционной методике.

Термомеханические напряжения в панели при прохождении теплового потока определяли по методике [8] на основе данных о перепаде температуры  $\Delta t$  в стенке трубы, который для стационарного режима определяется законом Фурье для однослойной стенки при расчетном тепловом потоке  $q$ , теплофизических и геометрических параметрах материала трубы: коэффициент теплопроводности  $\lambda$ , коэффициент линейного расширения  $\alpha$ , коэффициент Пуассона  $\nu$ , модуль упругости  $E$ , наружный  $r_e$ , внутренний  $r_i$  и средний по толщине стенки  $r$  радиусы трубы.

Методика заключается в расчете эквивалентных напряжений  $\sigma$  от трех составляющих: радиальной  $\sigma_r$ , кольцевой  $\sigma_y$  и осевой  $\sigma_z$ , и сопоставление их с допускаемыми напряжениями (ГОСТ 14249-89) для материала трубы при температуре наружной поверхности стенки.

$$\sigma = \sqrt{0,5[(\sigma_r - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2]}, \quad (5)$$

где  $\sigma_r = -M[\ln(k_1)/\ln(k_2) + [(k_1)^2 - 1]/[(k_2)^2 - 1]]$ ;  
 $\sigma_y = -M[[\ln(k_1) - 1]/\ln(k_2) + [(k_1)^2 + 1]/[(k_2)^2 - 1]]$ ;  
 $\sigma_z = -M[2/[(k_1)^2 - 1] + [2\ln(k_2) - 1]/\ln(k_2)]$ ;  $M = E \cdot \alpha \cdot \Delta t / [2/(1 - \nu)]$ ;  
 $\Delta t = (q/\lambda) \cdot r_e \cdot \ln(r_e/r_i)$ ;  $k_1 = r_e/r$ ;  $k_2 = r_e/r_i$ .

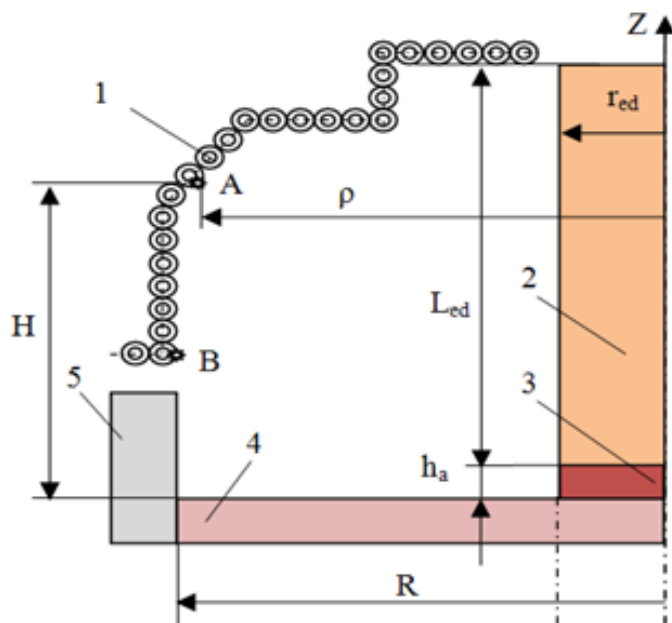


Рис. 3. Расчетная схема крышки УКП:

- 1- трубчатые панели крышки;
- 2- условный электрод;
- 3- условная дуга;
- 4- жидкая ванна;
- 5- футеровка ковша

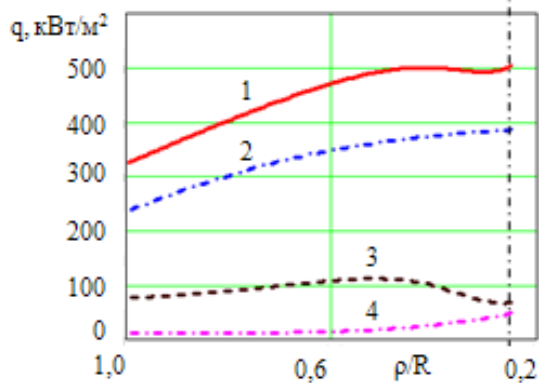


Рис. 4. Расчетные значения плотности теплового потока ( $q$ , кВт/м<sup>2</sup>) на расстоянии  $H=1$  м от ванны по радиусу крышки УКП ( $\rho/R$ ):  
 1- общий тепловой поток;  
 2- тепловой поток от ванны;  
 3- тепловой поток от дуг;  
 4- тепловой поток от электродов

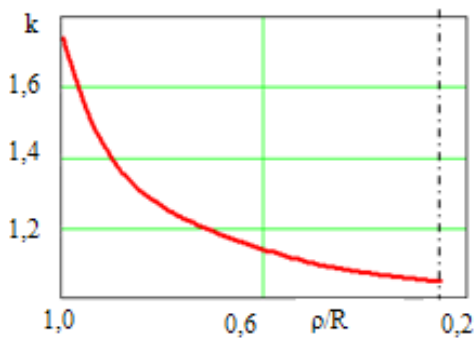


Рис. 5. Коэффициент увеличения тепловой нагрузки при учете специфики трубчатой тепловоспринимающей поверхности ( $k$ ) на расстоянии  $H=0,4$  м от ванны по радиусу крышки УКП ( $\rho/R$ )

Трубчатые панели исходной крышки УКП выполнены из котельной стали 20 с наружным диаметром 89 мм и толщиной стенки 12 мм.

Расчет выполнен для следующих значений параметров, входящих в (5):  $q = 445 \text{ кВт/м}^2$ ;  $\lambda = 51 \text{ Вт/(мК)}$ ;  $\nu = 0,29$ ;  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ;

$\alpha = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$ . Температуру охлаждаемой водой поверхности трубы  $t_i = 75 \text{ }^\circ\text{C}$  принимали из условия предотвращения отложения солей жесткости. Температуру наружной поверхности рассчитывали по закону Фурье для линейной задачи (условие отсутствия гарнисажа на рабочей поверхности и отложений на охлаждаемой поверхности).

Согласно расчету (табл. 1), в исходной конструкции крышки термомеханические напряжения в критичной области (рис. 3, труба В), равные 155 МПа, превышают допускаемые (136 МПа) при эксплуатационной температуре наружной стенки. В модернизированной крышке толщину стенки трубы уменьшили до 6 мм, при этом напряжения в стенке трубы (78 МПа) не превышают допускаемых значений (140 МПа).

Следует отметить, что расчет теплового потока по традиционной методике, без учета специфики трубчатой тепловоспринимающей поверхности, не приводит к выявлению запредельных термомеханических напряжений в критичной области крышки и таким образом дает некорректные исходные данные для проектирования.

Выполнена оценка относительной долговечности панели (табл. 1), определяемой количеством циклов термического нагружения до разрушения изделия вследствие малоциклового усталости, по уравнению Коффина [10].

Таблица 1

Результаты расчета термомеханических характеристик  
водоохлаждаемых элементов крышки УКП

Вариант крышки УКП	Толщина стенки трубы, мм	Температура наружной стенки, $^\circ\text{C}$	Эквивалентные напряжения, МПа	Допускаемые напряжения, МПа	Число циклов до разрушения
Исходный	12	197	155	136	1600-3100
Модернизированный	6	131	78	140	6500-12000

Дальнейший тепловой и гидравлический расчет панелей производится согласно известной методике [3, 4].

### Выводы

Разработана инженерная методика расчета панелей электросталеплавильных агрегатов, учитывающая особенности трубчатой тепловоспринимающей поверхности водоохлаждаемых элементов. Применение методики к расчету водоохлаждаемой крышки 300-т УКП позволило выявить причину неудовлетворительной стойкости отдельных элемен-

тов существующей крышки, вызванную малоцикловою усталостью при повышенных термомеханических нагрузках. Предложенная модернизация крышки позволяет устранить этот недостаток, а также минимизировать массу и стоимость водоохлаждаемых элементов крышки УКП, за счет оптимизации ее свободного пространства с учетом возникающих в трубчатых конструкциях термомеханических напряжений.

### Список литературы

1. Guo D. Modeling of radiation intensity in an EAF / D. Guo, G. Irons// Third International Conf. of CRD in the Minerals and process industry CSIRO, Melbourne, Australia. 10–12 December, 2003. P. 223–228.
2. Волос Д. И. Расчет теплообмена излучением в свободном пространстве дуговой сталеплавильной печи / Д. И. Волос, Н. Н. Сеницын// Моделирование, оптимизация и интенсификация производственных процессов и систем: материалы международной научно-технической конференции. – Вологда : ВОГТУ, 2004. С. 39–43.
3. Тимошенко С. Н. Проблемы эксплуатации водоохлаждаемых панелей дуговых сталеплавильных печей высокой мощности/ С. Н. Тимошенко, П. И. Тищенко //Наук. пр. Донец. нац. техн. ун-ту / Редкол. : Мінаєв О.А. (голова) та інш. – Донецьк : ДонНТУ, 2009. – Вип. 11 (159). – С. 58–65. (сер: Металургія).
4. Toulouevski Yu. N. Innovation in Electric Arc Furnaces. Scientific Basis for Selection / Yu. N. Toulouevski, I. Y. Zinurov // Berlin (Germany): © Springer-Verlag, 2010. – 258 p.
5. Boyd L. Improving of the system life of Basic Oxygen and Electric Arc Furnace hoods, roofs and side vents / L. Boyd, V. Sikka // Iron & Steel Technology. – February 2008. – P. 70–80.
6. Тимошенко С. Н. Повышение энергоэффективности дуговой сталеплавильной печи с двухрядными стеновыми панелями / С. Н. Тимошенко, П. И. Тищенко, С. П. Онищенко и др. // Металлургические процессы и оборудование. – 2013. – № 2 (32). – С. 10–15.
7. Зигель Р. Теплообмен излучением // Р. Зигель, Дж. Хауэлл. – М. : Мир, 1975. – 935 с.
8. Дюдкин Д. А. Производство стали. Том 1. Процессы выплавки, внепечной обработки и непрерывной разливки // Д. А. Дюдкин, В. В. Кисиленко. – М. : Теплотехник, 2008. – 528 с.
9. Хисматулин Е. Р Сосуды и трубопроводы высокого давления : Справочник // Е. Р. Хисматулин, Е. М. Королев, В. И. Лившиц и др. – М. : Машиностроение, 1990. – 384 с.
10. Биргер И. А. Сопrotивление материалов : Учебное пособие // И. А. Биргер, Р. Р. Мавлютов. – М. : Наука, 1986. – 561 с.

*Рукопись поступила 18.06.2015 г.*

УДК 661.666:66.096.5

**Федоров С.С.** – к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины

## **АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПЛОТНОСТИ ТОКА И ТЕМПЕРАТУРЫ НА УДЕЛЬНОЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КИПЯЩЕГО СЛОЯ**

*На основе экспериментальных данных о сопротивлении электротермического кипящего слоя частиц графита уточнено физическое представление явления электрической проводимости псевдоожигенных систем. Получена регрессионная модель для определения удельного электрического сопротивления кипящего слоя как функция удельной тепловой мощности в слое, температуры процесса, размера частиц и структуры слоя. Выполнена проверка адекватности модели по отношению к эксперименту.*

*Ключевые слова: кипящий слой, удельное электрическое сопротивление, математическое моделирование.*

### **Общая постановка проблемы**

Физическое представление явления электрической проводимости слоя, как основного механизма нагрева углеродсодержащих материалов в высокотемпературных электротермических агрегатах, нуждается в уточнении ряда актуальных вопросов, связанных с влиянием структуры слоя, гидродинамического режима, гранулометрического состава сырья, температуры процесса, плотности тока, электроконтактных свойств материала и геометрии рабочего пространства. Решение подобных задач требует системного подхода, сочетающего в себе взаимодополняющие элементы эмпирического и теоретического анализа. При этом анализ известных экспериментальных результатов показал, что процессы электротермического нагрева в плотном и кипящем слое могут быть описаны с помощью единой математической модели проводимости с учетом особенностей каждого из слоевых режимов [1].

### **Анализ последних достижений и публикаций**

Результаты исследований проводимости слоя в основном применимы к «холодным» псевдоожигенным системам и требуют уточнения ряда особенностей, связанных с различными электротермическими режимами. Следует отметить ограниченность, опубликованных в литературе, экспериментальных данных по данному вопросу, что, очевидно, обусловлено трудоемкостью организации и проведения подоб-

ного рода исследований [2 – 3].

Наибольшее доверия в этой области заслуживают опыты коллектива ученых Белорусского Института тепло-массообмена им. Лыкова (ИТМО), проведенные под руководством В.А. Бородули [3]. Установка ИТМО по исследованию влияния температуры и плотности тока на УЭС слоя представляла собой теплоизолированную графитовую колонку с внутренним диаметром 95 мм и высотой 150 мм. Диаметр центрального электрода составлял 35 мм. Подэлектродный участок отсутствовал, так электрод устанавливался вплотную к распределительной решетке из корунда. В экспериментах использовался электротехнический графит с размером частиц 0,127 мм. Для минимизации эффекта графитизации, материал предварительно прокаливался при температуре 2000 °С в течении часа. Диапазон варьирования температуры в опытах составил 0 – 2500 °С. Режимы по плотности тока был двухпозиционным: при  $i_A = 0,004 \text{ А/см}^2$  и  $i_A = 1,0 \text{ А/см}^2$ . Расход азота изменялся обратно пропорционально температуре слоя в интервале 258 – 25,8 кг/(м<sup>2</sup>·ч).

Согласно экспериментам ИТМО УЭС кипящего слоя  $\Omega_{\text{сл}}$  снижается с увеличением температуры и плотности тока, при чем для дисперсного графита данная динамика не имеет ничего общего с температурной зависимостью УЭС самого материала. Отмечается сложность функциональной связи  $\Omega_{\text{сл}}(t, i_A)$ , вид которой определяется исходной высотой слоя и размером частиц.

В рамках двухфазной модели кипящего слоя [4] газовые пузыри в условиях 2000 – 3500 К являются непроводящими. Тогда сам механизм проводимости эмульсионной фазы вызван включением в работу газовых промежутков (микрозазоров) в окрестностях физического контакта частиц из-за их локального перегрева. Таким образом, наиболее вероятно, что проводимость эмульсионной фазы определяется с одной стороны мощностью тепловыделения в единичном контакте  $Q_k$ , как мерой интенсивности нагрева, а с другой – температурой слоя  $T_{\text{сл}}$ , как мерой интенсивности тепловой релаксации (охлаждения) контакта. Однако данный вывод нуждается в проверке.

### **Цели и задачи исследований**

Несмотря на обширный экспериментальный массив ИТМО по влиянию электротермического режима на УЭС кипящего слоя, прикладное применение результатов требует логического обобщения на основе формализованного представления процесса, что связано с большим количеством неявных связей. С этой целью проведен дополнительных анализ имеющихся опытных результатов.



### Методика исследований и анализ полученных результатов

Для описания явления проводимости кипящего слоя электропроводных частиц в наибольшей степени подходит представление его структуры на основе двухфазной модели псевдооживления [4]. Такая неоднородная система состоит из газовых пузырей и условно плотной (эмульсионной) фазы дисперсного материала. В эмульсионной фазе скорость газа близка к скорости, соответствующей пределу устойчивости плотного слоя, поэтому значительное количество газа проходит с пузырями. Агрегаты плотной фазы сосредоточены вблизи ограничивающих поверхностей и движутся преимущественно вниз. Газовые пузыри развиваются в центральной части.

Таким образом плотная фаза выступает в роли проводника электрической энергии. По аналогии с плотным слоем, ее проводимость можно рассматривать, как результат существования некоторого среднего (действующего) числа контактов, испытывающих незначительные динамические нагрузки. В свою очередь, фазу пузырей – как посторонние включения в слое. А сам эффект снижения проводимости объясняется уменьшением контактного давления и разрывом механических связей между частицами при псевдооживлении.

Количество джоулевой теплоты в точке соприкосновения двух частиц, исходя из представления о структуре слоя и числа разомкнутых контактов, выражается следующей зависимостью:

$$Q_k = \frac{i_A^2 \cdot \Omega_{сл}}{(1-\delta)} \cdot \left( \frac{K \cdot d_q}{L} \right)^3 \text{ Вт}, \quad (1)$$

где  $i_A$  – плотность тока в кипящем слое, А/см<sup>2</sup>;  $\Omega_{сл} = K \cdot R_k \cdot d_q$  – удельное электрическое сопротивление эмульсионной фазы кипящего слоя, Ом·см;  $R_k$  – среднее сопротивление одного контакта в слое, Ом;  $(1 - \delta)$  – поправка, учитывающая непроводящие свойства газовых пузырей при их объемной доле  $\delta$ ;  $K$  – коэффициент каркаса слоя, показывающий насколько УЭС реального слоя превышает аналогичный показатель для регулярной кубической упаковки;  $d_q$  – диаметр частиц, см;  $L$  – линейный размер единичного объема слоя, см<sup>3</sup>;  $(K \cdot d_q / L)^3$  – эффективное количество точечных контактов в единичном объеме равном 1 см<sup>3</sup>.

Для уточнения информации об условиях проведения опытов ИТМО была разработана ячеистая двухфазная модель кипящего слоя, основанная на эмпирических зависимостях для параметров процесса псевдооживления, учитывающая размеры аппарата и центрального электрода, гидродинамический режим, свойства агента и материала [3, 5 – 7]. Эта модель позволяет определять первую критическую скорость псевдооживления, объемную долю пузырей и их размеры.

Сводные результаты эксперимента ИТМО, а также расчетные данные ячеистой модели кипящего слоя приведены в таблице 1. Как видно, гидродинамические режимы были реализованы в областях, граничных для пузырькового и поршневого режима псевдоожежения. Поршни, как таковые, образоваться не могли по причине ограниченности рабочего пространства сверху. Объемная доля пузырей составляла порядка 10 – 22 %.

Таблица 1  
Результаты обработки данных эксперимента ИТМО\*

№ п/п	Наименование параметра	Плотность тока, А/см <sup>2</sup>	Значения					
1	Температура слоя, К	0,004-1,0	273	773	1273	1773	2273	2773
2	Число псевдоожежения	0,004-1,0	3,0	7,8	10,5	11,3	11,9	12,8
3	Число псевдоожежения при поршневом режиме	0,004-1,0	4,1	7,4	9,1	10,6	11,8	13,0
4	Объемная доля пузырей	0,004-1,0	0,10	0,18	0,20	0,21	0,21	0,22
5	УЭС кипящего слоя, Ом·см	0,004-1,0	80 40	68 33	60 26	47 15	30 11	22 6
6	УЭС эмульсионной фазы кипящего слоя, Ом·см	0,004-1,0	68 34	51 25	43 19	33 11	21 8	15 4
7	Мощность источника теплоты в объеме кипящего слоя, Вт/см <sup>3</sup>	0,004-1,0	1,3·10 <sup>-3</sup> 40,0	1,1·10 <sup>-3</sup> 33,0	9,6·10 <sup>-3</sup> 26,0	7,5·10 <sup>-3</sup> 15,0	4,8·10 <sup>-3</sup> 11,0	3,5·10 <sup>-3</sup> 6,0
8	Мощность источника теплоты в объеме плотной фазы, Вт/см <sup>3</sup>	0,004-1,0	1,4·10 <sup>-3</sup> 44,5	1,3·10 <sup>-3</sup> 40,0	1,2·10 <sup>-3</sup> 32,6	9,5·10 <sup>-3</sup> 19,0	6,1·10 <sup>-3</sup> 14,0	4,5·10 <sup>-3</sup> 7,7

С учетом представления среднего сопротивления контакта как функции УЭС слоя, выражения для тепловыделений в контакте (1) и на основе табл. 1 была получена регрессионная зависимость относительно сопротивления контакта материала с коэффициентом корреля-

ции  $R^2 = 0,98$ . При уровне доверительной вероятности 0,95 все коэффициенты уравнения являются статистически значимыми.

$$R_k = 7,04 \cdot 10^4 - 5,86 \cdot 10^5 \cdot Q_k - 20,9 \cdot T_{сл} - 2,10 \cdot 10^2 \cdot Q_k \cdot T_{сл}. \quad (2)$$

Анализ полученного выражения (2) дает хорошее совпадение не только с исходными данными (табл. 1), но и со вторым экспериментом ИТМО, в котором плотность тока варьировалась от 0,004 до 0,8 А/см<sup>2</sup>, при различной высоте холодного слоя: 70 мм и 140 мм (рис. 1 – 2). Погрешность расчетных и экспериментальных значений находится в пределах 30 %.

Таким образом, зависимости (1 – 2) по мощности печи и рабочей температуре слоя позволяют адекватно оценивать сопротивление слоя дисперсного графита при псевдоожиге. Пересчет сопротивления контакта с учетом другого диаметра частиц выполняется по формуле:

Для уточнения величины сопротивления контакта в (2) для частиц размером отличающимся от условий эксперимента целесообразно выполнять пересчет с учетом известного характера связей, где сопротивление контакта пропорционально  $\sim d_{ч}^{-1,5}$ .

$$R_k(d_{ч}) = R_k \cdot \left( \frac{0,127}{d_{ч}} \right)^{\alpha+1}, \quad (3)$$

где 0,127 мм – размер частиц в экспериментах ИТМО;  $\alpha \approx 0,5$  – коэффициент, зависящий от электроконтактных свойств для частиц дисперсного графита.

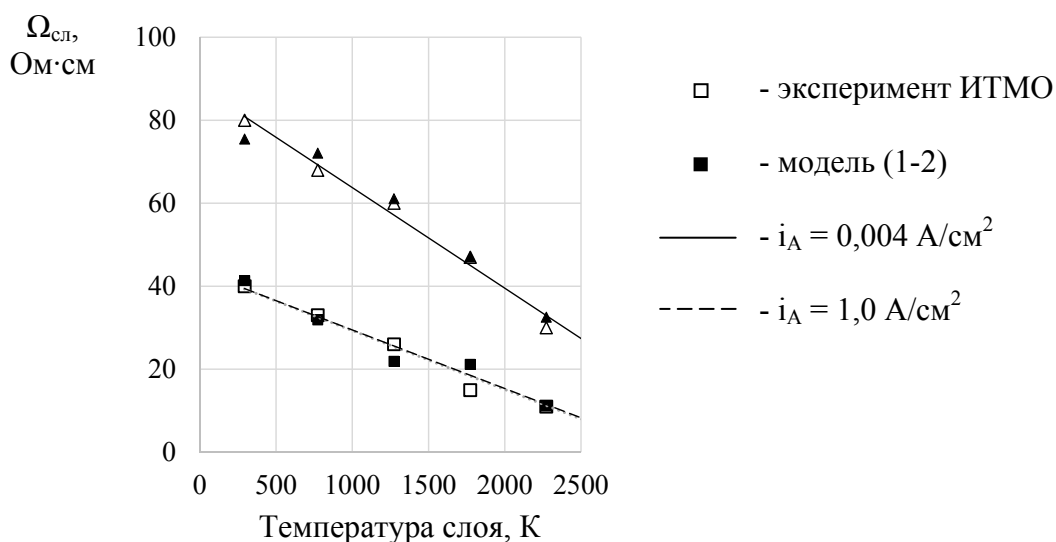


Рис. 1. Зависимость УЭС кипящего слоя графита ( $d_{ч} = 0,127$  мм) от температуры

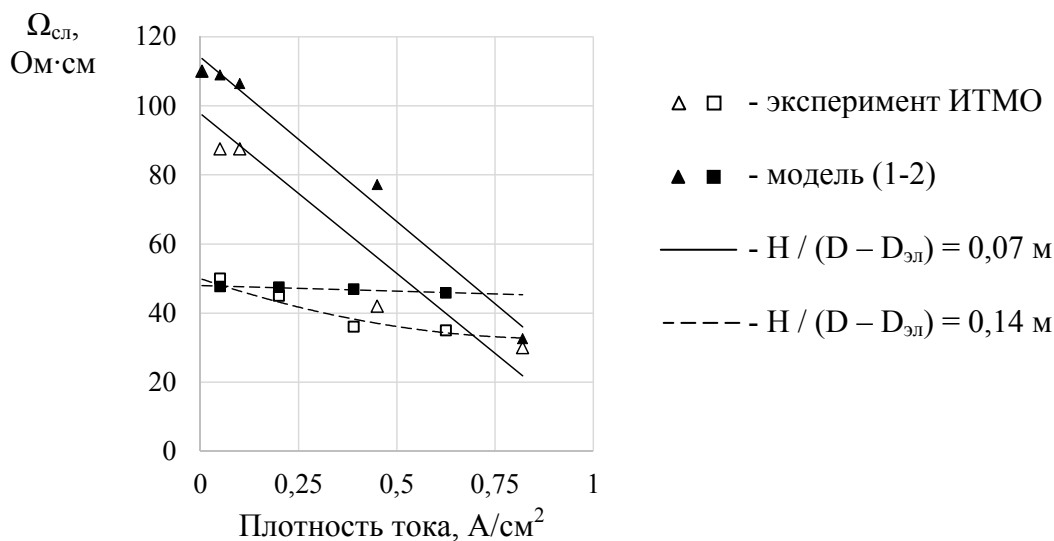


Рис. 2. Зависимость УЭС кипящего слоя графита ( $d_ч = 0,127$  мм) от плотности тока

## Выводы

1. На основе анализа экспериментальных и расчетно-теоретических исследований, с применением двухфазной теории псевдооживления, уточнено общее физическое представление явления электрической проводимости неоднородного кипящего слоя электропроводных частиц.

Эффект снижения УЭС неоднородных псевдооживленных систем с увеличением плотности тока и температуры процесса вызван изменяющимися условиями теплообмена при механическом взаимодействии частиц, образующих электропроводные цепочки. При этом он напрямую связан с выделением джоулевой теплоты в точечных контактах и диссипацией энергии в их окрестности. Характер влияния плотности тока и температуры процесса определяется степенью неоднородности (размерами) слоя, диаметром частиц и, соответственно, количеством разомкнутых контактов в эмульсионной фазе.

2. Получена регрессионная зависимость определения УЭС электротермического кипящего слоя частиц графита как функции удельной тепловой мощности в единице объема, температуры слоя, диаметра частиц, объемной доли пузырей и коэффициента каркаса слоя. Погрешность зависимости по отношению к экспериментальным данным не превышает 30 %.

3. Результаты исследований могут быть использованы для моделирования УЭС сопротивления кипящего слоя в высокотемпературных электротермических печах в комплексе с данными о величине

контактного сопротивления ненагруженного слоя, закономерностях динамики УЭС при псевдоожигении и двухфазной модели кипящего слоя.

### Список литературы

1. Modeling the Operation Regimes in Ultra-high Temperature Continuous Reactors: (Brookhaven National Laboratory. U.S. Department of Energy's Office of Science, USA) [Электронный ресурс] / Sergiy S. Fedorov, Mykhailo V. Gubynskyi, Igor V. Barsukov та інш. Режим доступу до матеріалів: <https://www.bnl.gov/isd/documents/86110.pdf>
2. Бородуля В. А. Высокотемпературные процессы в электро-термическом кипящем слое / В. А. Бородуля. – Минск : Наука и техника, 1973. – 173 с.
3. Gupta C. K., Sathiyamoorthy D. Fluid bed technology in materials processing. – Boca Raton, Fla. : CRC Press, 1999. – 528 p.
4. Псевдоожигение / под ред. И. Ф. Девидсона, Д. Харрисона : пер. с англ. В. Г. Айнштейна, Э. Н Гельперина, В. Л. Новобратского. – М. : Химия, 1974. – 728 с.
5. Гельперин Н. И. Основы техники псевдоожигения / Н. И. Гельперин, В. Г. Айнштейн, В. Б. Кваша. – Москва : Химия, 1967. – 664 с.
6. Расчеты аппаратов кипящего слоя : Справочник / А. П. Баскаков, И. П. Мухленов, Б. С. Сажин, В. Ф. Фролов [и др.]. – Л. : Химия, 1986. – 352 с.
7. Prabir Basu. Combustion and Gasification in Fluidized Beds. – Boca Raton : CRC / Taylor & Francis, 2006. – 470 p.

*Рукопись поступила 02.10.2015 г.*

УДК 530.17 + 53.072.13 + 62-472.2

**Чейлытко А.А.** – к.т.н., доцент, Запорожская государственная инженерная академия (ЗГИА)

**Павленко А.М.** – д.т.н., профессор, декан факультета нефти, газа и природопользования, Полтавский национальный технический университет

**Кошлак А.В.** – к.т.н., доцент, Полтавский национальный технический университет

**Носов М.А.** – магистрант, ЗГИА

## **ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОР НА ЭЛЕКТРОННУЮ ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПОРИСТОГО МЕТАЛЛИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА**

*В работе представлен способ получения коэффициента электронной теплопроводности пористых металлических изделий. Аналитическая часть метода базируется на законе Видемана-Франца-Лоренцо. Для получения эмпирических данных была разработана экспериментальная установка, которая позволяет, при небольших капиталовложениях, определить все необходимые величины с высокой точностью. Представлена детальная инструкция, позволяющая с легкостью использовать как эмпирическую, так и аналитическую часть метода. В результате эксперимента получены коэффициенты электронной теплопроводности для двух образцов с шахматным и коридорным расположением отверстий. Диапазон диаметров отверстий 3,2 – 15 мм. По полученным данным был построен и проанализирован график зависимости коэффициента теплопроводности от диаметра отверстий для каждого из образцов.*

*Ключевые слова: теплопроводность; закон Видемана-Франца-Лоренцо; электропроводность; свободный электрон; кристаллическая решетка.*

### **Введение**

Изделия из металлических пористых материалов используются в автомобильной промышленности, как конструктивные элементы; в аэрокосмической отрасли, как титановые и алюминиевые сэндвич-панели; в судостроении, как корпуса пассажирских судов; в медицине, как имплантаты в организм человека. Такие изделия, в зависимости от требований потребителя, должны соответствовать ряду параметров: пористость, вес, теплопроводность, электропроводность, плотность, звукопоглощение и т.д. Независимо от сферы используется пористых

материалов, одним из их ключевых параметров является теплопроводность. Для улучшения этого теплофизического показателя, как правило, исследования проводят в двух направлениях: изменяя определенным образом химический состав материала и пористость.

В наших исследованиях предлагается оценить влияние пористости на теплопроводность.

**Целью данной работы** является разработка методики анализа пористых металлических материалов и исследование влияния расположения пор на теплопроводность материала.

### Анализ литературы

Пористые металлические материалы в зависимости от технологии производства подразделяются на: пенометаллы, ячеистые металлы и непосредственно пористые металлы. Каждому из этих видов соответствует своя форма и свой способ расположения пор. Работ посвященных анализу формы и расположения пор крайне мало. В одной из таких работ рассмотрены девять способов расположения пор и предоставлены формулы, позволяющие провести математический анализ влияния способа расположения на эффективную теплопроводность [1].

Эффективная теплопроводность рассматривается как сумма электронной и фононной составляющих. Электронная теплопроводность реализуется посредством переноса энергии электронами. Фононная теплопроводность возникает благодаря переносу энергии фононами, которые в свою очередь возникают благодаря колебаниям кристаллической решетки. Фононная теплопроводность в металлах составляет всего 5 – 7 % от общей [2].

В рамках модели Друде [2] предполагается, что большая часть теплового потока в металле переносится электронами проводимости. Данное предположение базируется на эмпирическом наблюдении, что металлы проводят тепло гораздо лучше, чем диэлектрики. Исходя из этого теплопроводность, обусловленная ионами, намного менее существенна в сравнении с теплопроводностью, обусловленной электронами.

После многочисленных испытаний Друде вывел уравнение зависимости теплопроводности от электропроводности:

$$\frac{\lambda}{\sigma} = \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{k_B}{e}\right)^2 \cdot T, \quad (1)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);  $\sigma$  – коэффициент электропроводности (удельная электрическая проводимость), См/м;  $T$  – температура образца, К;  $e$  – заряд электрона, Кл;  $k_B$  – постоянная Больцмана, Дж/К.

Модель Друде была заново рассмотрена Зоммерфельдом. Он заменил классическое распределение по скоростям Максвелла –

Больцмана на распределение Ферми – Дирака. Классическое описание движения электрона возможно лишь в случае, когда его координата и импульс могут быть измерены с нужной точностью без нарушения принципа неопределенности [2]. После чего уравнение зависимости теплопроводности от электропроводности обрело свой окончательный вид:

$$\frac{\lambda}{\sigma} = \frac{\pi^2}{3} \cdot \left(\frac{k_B}{e}\right)^2 \cdot T, \quad (2)$$

где  $\frac{\pi^2}{3} \cdot \left(\frac{k_B}{e}\right)^2 = L$  – число Лоренца, Вт·Ом·К<sup>-2</sup>.

Исходя из выше написанной формулы можно рассчитать число Лоренца [3], которое будет равно:

$$L \approx 2,47 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\text{Вт} \cdot \text{Ом}}{\text{К}^2}. \quad (3)$$

Вернувшись к окончательно измененному уравнению Видемана-Франца можно увидеть, что для определения коэффициента теплопроводности неизвестны всего две переменные: температура образца (при которой будет осуществляться измерение электропроводности) и удельная электрическая проводимость образца.

### Методика анализа

Основой экспериментального метода исследования является закон Видемана-Франца. Исходя из которого, для нахождения коэффициента теплопроводности необходимо знать: число Лоренца, температуру исследуемого образца и коэффициент удельной электропроводности.

Экспериментальный коэффициент Лоренца не будет соответствовать результату формулы (3), так как это величина для чистых металлов. В наиболее распространенных случаях материал образца не является чистым металлом, а содержит в себе ряд примесей. Из-за примесей в кристаллической решетке появляются дополнительные узлы, которые в свою очередь делают решетку ассиметричной. Свободные электроны, передвигающиеся по материалу, будут рассеиваться не только на узлах кристаллической решетки и фононах, но и на дополнительных узлах примесей. Исходя из чего число Лоренца необходимо рассчитывать по следующей формуле:

$$L = \frac{\lambda}{T \cdot \sigma}, \quad (4)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);  $T$  – температура, при которой со справочных данных было взято коэффициенты теплопроводности и электропроводности, К;  $\sigma$  – коэффициент удельной электропроводности, См/м.



Величины коэффициента тепло и электропроводности определялись по справочным данным в зависимости от температуры.

Таким образом, на основе экспериментальных значений разность электрических потенциалов на концах образца и силы тока, протекающего через него, последовательно определяли сопротивление, удельную проводимость материала по зависимостям:

$$R = \frac{U}{I}, \text{ Ом} \quad (5)$$

где  $U$  – разность электрических потенциалов на концах образца, В;  $I$  – сила тока, протекающего между концами образца под действием разности потенциалов, А.

Удельная электрическая проводимость будет найдена по следующей формуле:

$$\sigma = \frac{l}{S} \cdot \frac{1}{R}, \frac{\text{См}}{\text{м}}, \quad (6)$$

где  $R$  – экспериментальное электрическое сопротивление образца, Ом;  $S$  – площадь поперечного сечения образца,  $\text{м}^2$ ;  $l$  – длина образца, м.

Для нахождения температуры образца предлагается использовать термоэлектрический метод измерения температуры. Ключевой составляющей данного метода является термопара. В работе рекомендуется использование термопары из благородных металлов обладают существенно меньшей термоэлектрической неоднородностью, устойчивостью к окислению, что в свою очередь приводит к стабильности.

Для нахождения удельной электрической проводимости была разработана экспериментальная установка, позволяющая с высокой точностью измерить силу тока и разность потенциалов на образце. Схема экспериментальной установки представлена на рис. 1. Фото экспериментальной установки приведены на рис. 2.

### Результаты экспериментальных исследований

Исследование влияния расположения пор на коэффициент теплопроводность пористого металлического материала (нержавеющая сталь марки AISI 304) проведены на двух пластинах, в которых были просверлены отверстия в коридорном и шахматном порядке рис. 3. Диапазон изменения диаметров отверстий составил 0 – 15 мм. Эксперимент на пластинах без отверстий был проведен для проверки работоспособности установки. Полученная экспериментально удельная электропроводность металла полностью соответствует данным завода изготовителя.

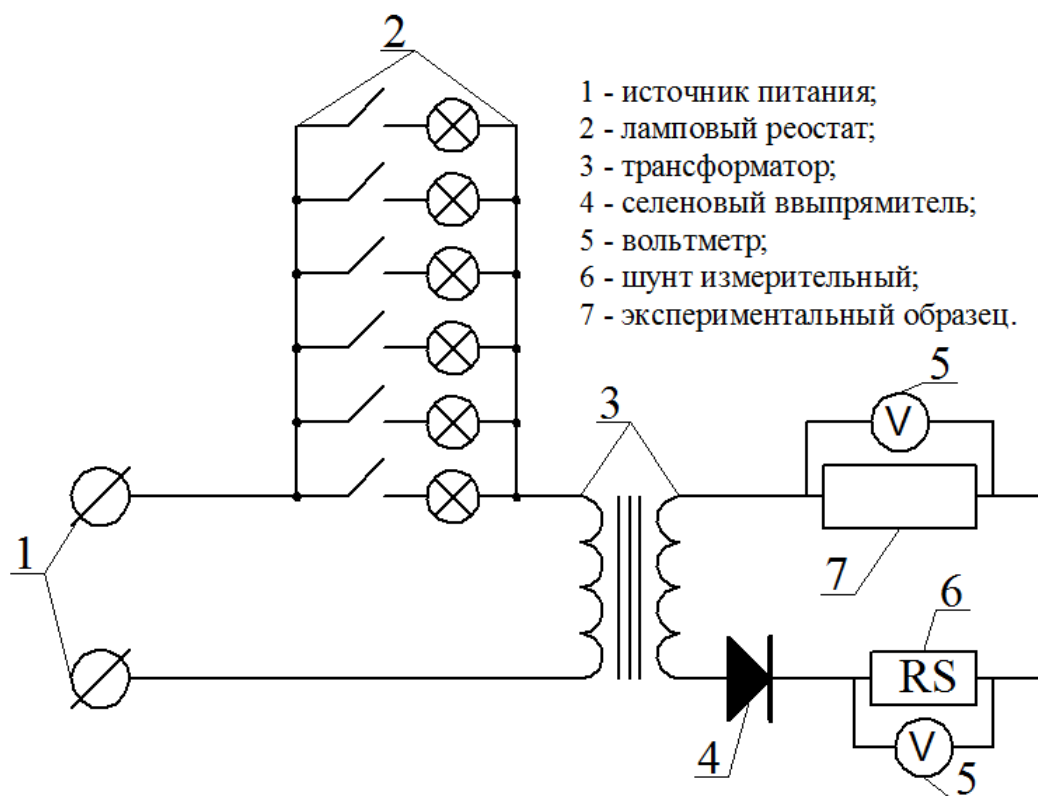


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:  
1 – источник переменного тока; 2 – ламповый реостат;  
3 – трансформатор; 4 – селеновый выпрямитель тока;  
5 – вольтметр; 6 – шунт; 7 – экспериментальный образец

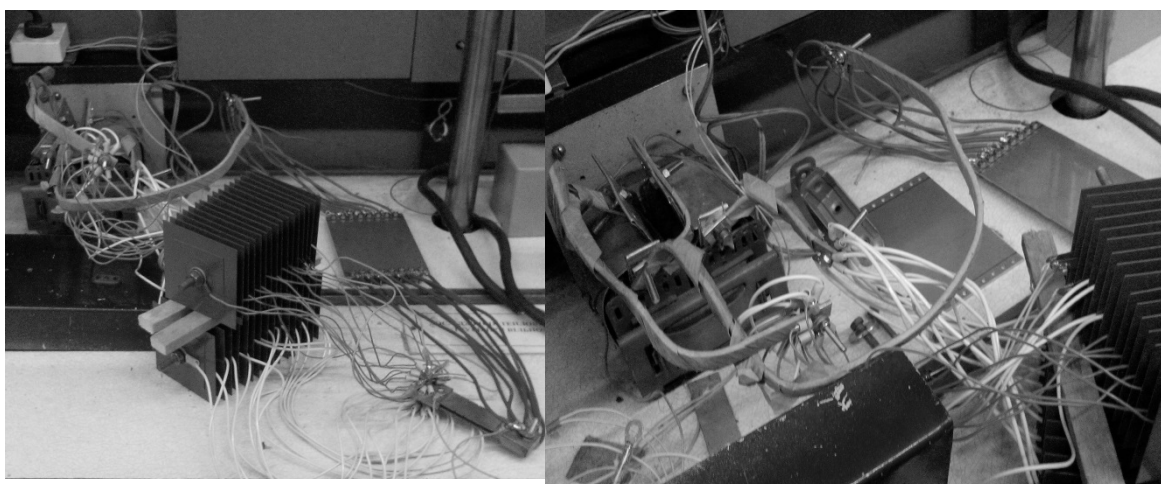


Рис. 2. Экспериментальная установка

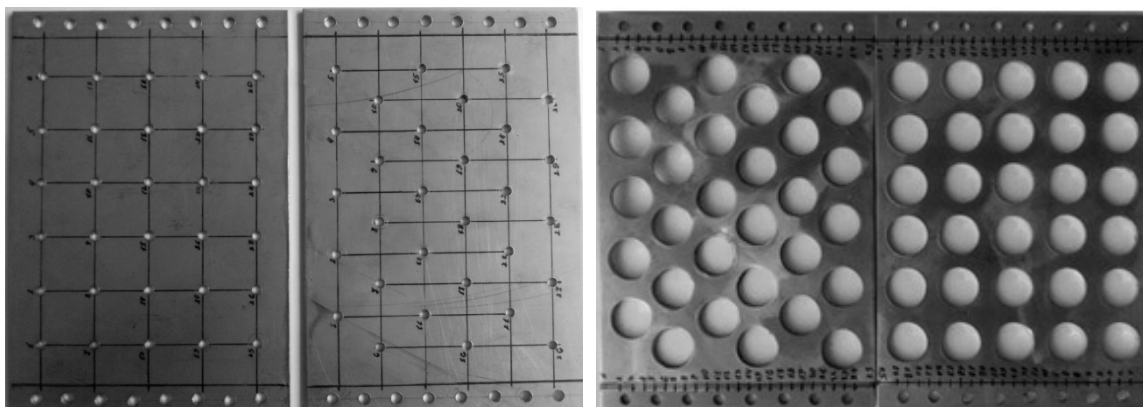


Рис. 3. Образцы с диаметрами отверстий 3,2 мм и 15 мм

Измерения разности потенциалов на образце осуществлялись в 25 контактных точках. Такое количество измерений позволяет существенно увеличить точность результата. Из-за колебаний тока во время каждого измерения показания снимались не только с пластины, но и с шунта. Расчет силы тока проводили исходя из известного сопротивления шунта. Электрическое сопротивление определялось по показаниям для каждой контактной точки и полученные значения усреднялись [5]. С использованием экспериментальных значений температуры образца с использованием справочных данных для стали AISI 304 было рассчитано число Лоренца и удельная электрическая проводимость и коэффициенты теплопроводности.

Результаты исследований сведены в табл. 1 и представлены на рис. 4.

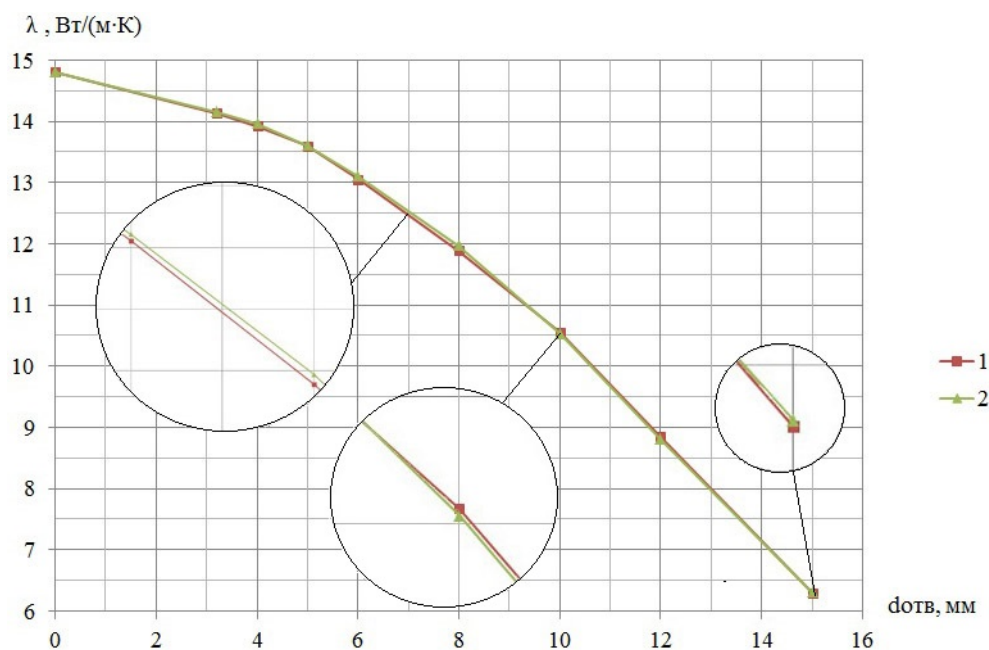


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплопроводности от диаметра отверстий расположенных в коридорном (1) и шахматном (2) порядках

Таблица 1

Результаты экспериментального исследования коэффициента теплопроводности пластин из нержавеющей стали AISI 304 для коридорного и шахматного расположения отверстий

Расположение отверстий	$d_{\text{отв.}}$ мм	T, К	R, мОм	$\sigma$ , См/м, $\times 10^{-6}$	$L$ , Вт·Ом·К <sup>-2</sup> , $\times 10^{-8}$	$\lambda$ , Вт/(м·К)
Без отверстий	-	293	0,45	1,375	3,67	14,80
коридорное	3,2	288	0,47	1,336	3,67	14,14
	4	288	0,47	1,316		13,93
	5	289	0,49	1,280		13,59
	6	288	0,51	1,233		13,05
	8	293	0,57	1,104		11,89
	10	293	0,64	0,981		10,56
	12	293,5	0,00076	0,820		8,85
	15	296	0,00108	0,579		6,29
Без отверстий	-	293	0,00045	1,375	3,67	14,80
шахматное	3,2	288	0,00047	1,338	3,67	14,16
	4	288	0,00047	1,320		13,97
	5	289	0,00049	1,282		13,61
	6	288	0,0005	1,239		13,11
	8	293	0,00056	1,112		11,97
	10	293	0,00064	0,978		10,53
	12	293,5	0,00077	0,816		8,80
	15	296	0,00108	0,581		6,31

Аппроксимационная зависимость полученного графика полиномом третьей степени, имеет вид. Коэффициент детерминации равен  $R=0,99$ :

$$\lambda = -0,301d_{\text{отв}}^2 - 0,126d_{\text{отв}} + 14,86. \quad (8)$$

Полученные результаты свидетельствуют, что на электронную проводимость влияет площадь сечения занятого металлом, расположение пористости в исследованном диапазоне практически не оказывает влияния на изменение коэффициента теплопроводности. Разница между исследованными вариантами не превышает 0,3 %, что значительно меньше точности экспериментальных исследований.

### Выводы

Предложена методика определения электронной проводимости пористых электропроводных материалов основанная на законе Видемана-Франца. Показана возможность ее использования для исследования теплопроводности пористых материалов. В исследованном диапазоне размеров пор и пористости образцов показано, что электронная проводимость определяется площадью сечения занятого материалом.

### Список литературы

1. Чейлытко А. А. Исследование влияния пор на теплопроводность материалов [Текст] / Чейлытко А. А. // Технологический аудит и резервы производства. – 2013. – № 10. – С. 14–17.
2. Ашкрофт Н. Физика твердого тела. Т.1 [Текст] / Н. Ашкрофт, Н. Мермин. – М. : Мир, 1979. – 392 с.
3. Калашников С. Г. Электричество [Текст] / С. Г. Калашников. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 624 с.
4. Геращенко О. А. Тепловые и температурные измерения: справочное руководство [Текст] / О. А. Геращенко. – К. : Наукова думка, 1965. – 304 с.
5. Матвеев А. Н. Электричество и магнетизм. Первое изд. [Текст] / А. Н. Матвеев. – М. : Высшая школа, 1983. – 463 с.

*Рукопись поступила 30.09.2015 г.*

## АНОТАЦІЇ

УДК 669.184

*Бейцун С.В., Михайловский Н.В., Гупало Е.В.*

*Моделирование теплового состояния ковша при внепечной обработке стали.*

Рус.

С. 5-13.

Библ.- 6 назв.

Разработана математическая модель для определения теплосодержания сталеразливочного ковша при внепечной обработке стали. Получено изменение температурного поля футеровки ковша в ходе основных технологических операций. Результаты исследования необходимы для создания АСУ внепечной обработкой стали в ковше, а также для энергоресурсосбережения при подготовке сталеразливочных ковшей.

Ключевые слова: сталеразливочный ковш, футеровка, моделирование теплового состояния.

*Бейцун С.В., Михайловський М.В., Гупало О.В.*

*Моделювання теплового стану ковша при позапічній обробці сталі.*

Розроблено математичну модель для визначення тепломісткості сталерозливального ковша при позапічній обробці сталі. Отримано зміну температурного поля футеровки ковша в ході основних технологічних операцій. Результати дослідження необхідні для створення АСУ позапічної обробки сталі в ковші, а також для енергоресурсозбереження при підготовці сталерозливних ковшів.

Ключові слова: сталерозливний ківш, футеровка, моделювання теплового стану.

*Beitsoun S.V., Mikhailovsky M.V., Gupalo O.V.*

*Modeling of the Thermal State of the Ladle during Secondary Refining.*

The mathematical model was developed to determine the heat content of the ladle during secondary refining. The resulting change in the temperature fields of the ladle lining during the main operations was obtained. The results of the study are essential for creating of ACS for secondary refining in the ladle, as well as for energy saving in the preparation of steel ladles.

Keywords: steel ladle, lining, modeling of the thermal state.

УДК 621.78.08

**Бирюков А.Б., Гнитиев П.А.**

***Теплотехнический анализ интенсификации процесса охлаждения металла в камерных печах при увеличении расхода газообразной среды.***

Рус.

С. 14-23.

Библ.- 7 назв.

При помощи методов инженерного анализа и математического моделирования изучены особенности интенсификации теплообмена во время операции воздушного охлаждения металла в печах камерного типа за счет увеличения расхода охлаждающего воздуха. Выполнена оценка изменения энергетического коэффициента при таком способе интенсификации теплообмена.

Ключевые слова: термическая обработка, воздушное охлаждение, интенсификация, увеличение расхода воздуха, камерная печь, конвективный теплообмен, лучистый теплообмен.

*Бірюков А.Б., Гнітійов П.О.*

***Теплотехнічний аналіз інтенсифікації процесу охолодження металу у камерних печах при збільшенні витрати газоподібної середовища.***

За допомогою методів інженерного аналізу та математичного моделювання вивчені особливості інтенсифікації теплообміну під час операції повітряного охолодження металу в печах камерного типу за рахунок збільшення витрати охолоджуючого повітря. Виконано оцінку зміни енергетичного коефіцієнта при такому способі інтенсифікації теплообміну.

Ключові слова: термічна обробка, повітряне охолодження, інтенсифікація, збільшення витрати повітря, камерна піч, конвективний теплообмін, променевий теплообмін.

*Birukov A.B., Gnitiev P.A.*

***Heat Engineering Analysis of Metal Cooling Process Intensification in Chamber Furnaces by Increasing Gaseous Medium Consumption Rate.***

Using the methods of engineering analysis and mathematical modeling the peculiarities of heat exchange intensification during the air-cooling operation of metal in the chamber furnace by increasing cooling air consumption rate were studied. The energy factor changes for this method of heat exchange were estimated.

Keywords: heat treatment, air-cooling, intensification, air consumption increase, chamber furnace, convective heat transfer, radioactive heat transfer.

УДК 669.181.152.1

*Гичёв Ю.А., Ведерников В.В.*

*Предпосылки к использованию конверторного газа для нагрева металлолома.*

Рус.

С. 24-32.

Библ.- 3 назв.

Оценка энергетического потенциала конвертерного газа показала возможность нагрева конвертерным газом массы лома, составляющей значительную долю от массы металлошихты кислородно-конвертерной плавки. По результатам расчетов доля лома в металлошихте, которая без подогрева лома составляет максимум 25 – 30 %, может быть увеличена в результате нагрева лома конвертерным газом на 7,3 – 18,5 % в зависимости от варианта нагрева и составит, соответственно, до 32,3 – 48,5 % от массы металлошихты.

Ключевые слова: металлолом, нагрев, конвертерный газ, энергетический потенциал, тепловой баланс.

*Гичов Ю.О., Вередников В.В.*

*Передумови до використання конвертерного газу для нагріву металобрухту.*

Оцінка енергетичного потенціалу конвертерного газу показала можливість нагріву конвертерним газом маси брухту, що складає значну частку від маси металошихти киснево-конвертерної плавки. За результатами розрахунків частка брухту в металошихті, яка без підігріву брухту становить максимум 25 – 30 %, може бути збільшена в результаті нагрівання брухту конвертерним газом на 7,3 – 18,5 % залежно від варіанту нагріву і скласти, відповідно, до 32,3 – 48,5 % від маси металошихти.

Ключові слова: металобрухт, нагрів, конвертерний газ, енергетичний потенціал, тепловий баланс.

*Gichov U.A., Vedernikov V.V.*

*Background of Converter Gas Use for Metal Scrap Heating.*

Estimation of the energy potential of converter gas showed the possibility of mass metal scrap heating with the converter gas; the scrap represents a significant part of the metal stock mass in basic oxygen process. According to the calculations, the percentage of scrap in metal stock, which is 25 – 30 % at most without preheating of scrap, can be increased by heating the scrap to 7,3 – 18,5 % with converter gas; the rate of increase depends on the heating mode, and makes up 32,3 – 48,5 % of metal stock mass.

Keywords: metal scrap, heating, converter gas, energy potential, thermal balance.



УДК 669.184.152.4

*Гичёв Ю.А., Запотоцкая А.Ю.*

*Тепло- и массообмен при обжиге известняка конверторным газом.*

Рус.

С. 33-53.

Библ.- 6 назв.

Разработана математическая модель процесса обжига известняка конвертерным газом, включающая вычисление температурных полей и распределений степени обжига при многократной продувке слоя известняка в условиях изменяющихся расходов газа, теплофизических свойств материала и газа и с учетом выделяющегося в процессе обжига диоксида углерода.

Исследование тепло- и массообмена с применением математической модели выполнено для условий обжига известняка в неподвижном и дискретно-перемещающемся слое. Установлены закономерности и предпочтительные режимы обжига известняка конвертерным газом.

Ключевые слова: известняк, конвертерный газ, обжиг, математическая модель.

*Гічов Ю.О., Запотоцька А.Ю.*

*Тепло- і масообмін при випалюванні вапняку конверторним газом.*

Розроблено математичну модель процесу випалу вапняку конвертерним газом, що включає обчислення температурних полів і розподілів ступеня випалу при багаторазовій продувці шару вапняку в умовах, що змінюються витрати газу, теплофізичні властивості матеріалу і газу та з урахуванням, що в процесі випалу виділяється діоксид вуглецю.

Дослідження тепло- і масообміну із застосуванням математичної моделі виконано для умов випалу вапняку в нерухомому і дискретно-переміщаючому шарі. Встановлено закономірності та бажані режими випалу вапняку конвертерним газом.

Ключові слова: вапняк, конвертерний газ, випал, математична модель.

*Gichov U.A., Zapototskaya A.Y.*

*Heat and Mass Exchange during Limestone Combustion with Converter Gas.*

The mathematical model of the process of burning limestone with the converter gas was developed as including the calculation of temperature fields and the distribution of burning degree at multiple purge of limestone layer under varying gas consumption rates, thermal properties of the material and gas, taking into account carbon dioxide released during the burning process.

The investigation of heat and mass exchange with the use of the mathematical model was carried out for lime burning conditions in a fixed and moving discrete layer. The regularities and preferred modes of limestone burning with the converter gas were established.

Keywords: limestone, converter gas, burning, mathematical model.

УДК 532.525.6

*Гічов Ю.О., Попова А.С., Васильків Т.А., Перцевий В.О., Мацукевич М.Ю.*

*Експериментальне дослідження зворотного акустичного зв'язку в теплотехнічних процесах металургійного виробництва.*

Укр.

С. 54-63.

Бібл.- 11 назв.

Наведено загальну характеристику явища зворотного акустичного зв'язку у трансзвукових газових струминах та обґрунтування актуальності його дослідження. Наведено методику та результати експериментального дослідження дисипації енергії газової струмини, пов'язаної з впливом на неї зворотного акустичного зв'язку. Результати експериментальних досліджень можуть бути використані при розробці режимів експлуатації, а також газодинамічних та конструктивних параметрів пристроїв, що використовують транс звукові газові струмини в теплотехнічних процесах металургійного виробництва.

Ключові слова: газодинаміка, звукова струмина, надзвукова струмина, зворотний акустичний зв'язок.

*Гичёв Ю.А., Попова А.С., Василькив Т.А., Перцевой В.А., Мацукевич М.Ю.*

*Экспериментальное исследование обратной акустической связи в теплотехнических процессах металлургического производства.*

Приведена общая характеристика явления обратной акустической связи в трансзвуковых газовых струях и обоснование актуальности его исследования. Приведены методика и результаты экспериментального исследования диссипации энергии газовой струи, связанной с воздействием на неё обратной акустической связи. Результаты экспериментальных исследований могут быть использованы при разработке режимов эксплуатации, а также газодинамических и конструктивных параметров устройств, использующих трансзвуковые газовые струи в теплотехнических процессах металлургического производства.

Ключевые слова: газодинамика, звуковая струя, сверхзвуковая струя, обратная акустическая связь.

*Gichov Y.A., Popova A.S., Vasil'kiv T.A., Pertsevoi V.A., Matsukevych M.Y.*

*Experimental Study of Acoustic Feedback in Technological Processes of Metallurgical Production.*

The general characteristics of the acoustic feedback phenomenon in transonic gas jets and substantiation of the relevance of its research are given. The methodology and results of the experimental study of energy dissipation of gas jet caused by the exposure to acoustic feedback are considered. The results of experimental studies can be used in the development of the operating modes, as well as gas-dynamic and structural parameters of the devices using the transonic gas jets in the processes of metallurgical production.

Key words: gas dynamics, sound jet, supersonic jet, acoustic feedback.

УДК 621.016:669.18:536.24

*Горбунов А.Д., Сигарев Е.Н., Семенова Д.А.*

*Теплообмен в рабочем пространстве конвертера при вдувании азотных струй в шлаковую ванну.*

Рус.

С. 64-73.

Библ.- 8 назв.

Выполнены и проанализированы три различные аналитические способы решения задачи теплообмена в системе газ-огнеупор. Предложены статистические модели, позволяющие определить температурное поле отходящего газа в рабочем пространстве кислородного конвертера по ходу операции нанесения шлакового гарнисажа раздувкой ванны конечного шлака.

Ключевые слова: теплообмен, конвекция, футеровка, азот, шлаковая ванна, кислородный конвертер, гарнисаж.

*Горбунов А.Д., Сигарьев Е.М., Семенова Д.А.*

*Теплообмін в робочому просторі конвертера при вдуванні азотних струменів в шлакову ванну.*

Виконані та проаналізовані три різні аналітичні способи вирішення задачі теплообміну в системі газ-вогнетрив. Запропоновані статистичні моделі, що дозволяють визначити температурне поле газу, який відходить, в робочому просторі кисневого конвертера по ходу операції нанесення шлакового гарнісажу раздувкою ванни кінцевого шлаку.

Ключові слова: теплообмін, конвекція, футеровка, азот, шлакова ванна, кисневий конвертер, гарнісаж.

*Gorbunov A.D., Sigarev E.N., Semenova D.A.*

*Heat Transfer in the Working Space of the Converter by Insufflation of Nitrogen Jets into the Slag Bath.*

Three different analytical methods for solving the problem of heat transfer in gas-refractory system were performed and analyzed. The statistical models for determining the exhaust gas temperature field during the slag splashing process in the BOF workspace are described.

Keywords: heat transfer, convection, lining, nitrogen, slag bath, oxygen converter, slag coating.

УДК 536.21

*Горбунов А.Д., Уклеина С.В.*

*К расчету температурных полей при граничных условиях III рода.*

Рус.

С. 74-86.

Библ.- 7 назв.

Разработана инженерная методика аналитического расчета коэффициентов усреднения температур и тепловых потоков, времени запаздывания и функции распределения в линейных задачах нагрева (охлаждения) тел правильной геометрической формы при граничных условиях III рода.

Ключевые слова: нагрев (охлаждение), тела простой формы, граничные условия III рода, время инерционного периода, коэффициенты усреднения температур.

*Горбунов О.Д., Уклеина С.В.*

*К розрахунку температурних полів при граничних умовах III роду.*

Розроблена інженерна методика аналітичного розрахунку коефіцієнтів усереднення температур і теплових потоків, часу запізнювання і функції розподілу в лінійних задачах нагріву (охолодження) тіл правильної геометричної форми при граничних умовах III роду.

Ключові слова: нагрівання (охолодження), тіла простої форми, граничні умови III роду, час інерційного періоду, коефіцієнти усереднення температур.

*Gorbunov A. D., Ukleina S.V.*

*Calculation of Temperature Fields under the III Type Boundary Conditions.*

The engineering methodology for analytical calculation of the averaging coefficients of temperatures and heat flows, delay time and

distribution functions in linear problems of heating (cooling) for bodies of regular geometric shape under the III type boundary conditions.

Keywords: heating (cooling), bodies of simple shape, III type boundary conditions, inertial time period, averaging coefficients of temperatures.

УДК 685.5.011

*Зінченко В.Ю., Іванов В.І., Харченко А.В., Радченко Ю.М.*

*До управління тепловою роботою полум'яних термічних печей камерного типу.*

С. 87-91.

Укр.

Библ. 3 назв.

Розроблено алгоритм для визначення оптимальних значень витрат різних видів газоподібного палива та надлишкової кількості повітря, які використовують як керуючі діяння в автоматичній системі управління тепловою роботою термічних печей камерного типу.

Ключові слова: термічна піч, теплова робота, гріючі газу, керуючі діяння.

*Zinchenko V.Yu., Ivanov V.I., Kharchenko O.V., Radchenko Yu.N.*

*К управлению тепловой работой пламенных термических печей камерного типа.*

Разработан алгоритм для определения оптимальных значений расходов разных видов газообразного топлива и избыточного количества воздуха, которые используют в качестве управляющие деяния в автоматической системе управления тепловой работой термических печей камерного типа.

Ключевые слова: термическая печь, тепловая работа, греющая среда, управляющие деяния.

*Zinchenko V.Yu., Ivanov V.I., Kharchenko A.V., Radchenko Yu.N.*

*Managing Thermal Performance of Open-Flame Furnaces of Chamber Type.*

The algorithm for determination of optimal values for different types of gaseous fuel consumption and surplus quantity of air used as the regulating actions in the automatic control system for thermal performance of chamber thermal furnaces was worked out.

Keywords: thermal furnace, thermal performance, heating medium, regulating actions.

УДК 669.041

**Зинченко В.Ю., Иванов В.И., Чепрасов А.И. Радченко Ю.М.**

***Некоторые аспекты стадийного сжигания топлива в камерных термических печах.***

Рус.

С. 92-97.

Библ.- 3 назв.

Установлены необходимая степень неполного сгорания топлива на первой стадии и пути повышения температуры продуктов сгорания на второй стадии его сжигания в камерных термических печах. Определены закономерности управления стадийным сжиганием топлива в печах данного типа.

Ключевые слова: термическая печь, рабочая камера, стадийное сжигание топлива, особенности его управления.

*Зінченко В.Ю., Іванов В.І., Чепрасов О.І., Радченко Ю.М.*

***Деякі аспекти стадійного спалювання палива у камерних термічних печах.***

Встановлено необхідну міру неповного спалювання палива на першій стадії та шляхи підвищення температури продуктів горіння на другій стадії його спалювання у камерних термічних печах. Визначено закономірності управління стадійним спалюванням палива у печах даного типу.

Ключові слова: термічна піч, робоча камера, стадійне спалювання палива, особливості його управління.

*Zinchenko V.Yu., Ivanov V.I., Cheprasov A.I., Radchenko Yu.N.*

***Some Aspects of Fuel Stage Combustion in Chamber Thermal Furnaces.***

The required level of fuel incomplete combustion for the first stage and the ways of temperature increase of combustion products for the second stage of combustion in chamber thermal furnaces are established. The objective laws of control for stage combustion of fuel in chamber thermal furnaces are determined.

Keywords: thermal furnace, work chamber, stage combustion of fuel, peculiarities of combustion control.

УДК 669:658.382.3:536.331

**Иванов И.И., Мешкова А.Г.**

***Расчетная модель многослойного теплозащитного экрана.***

Рус.

С. 98-105.

Библ.- 4 назв.

Проанализированы негативные последствия воздействия интенсивного теплового излучения на здоровье работников, рассмотрены пути снижения его уровня и особенности применения теплоотражающих экранов. На основе решения системы уравнений радиационного теплообмена получены зависимости для оценки показателей защитных свойств экрана. Показана эффективность разработанной модели для расчета плоского многослойного экрана при использовании различных материалов для его изготовления, разной степени черноты излучающей и облучаемой поверхностей. Модель может быть использована в инженерных расчетах средств защиты от теплового излучения.

Ключевые слова: тепловое излучение, экран, радиационный теплообмен, защитные свойства, степень черноты, модель.

*Иванов И.И., Мешкова А.Г.*

*Розрахункова модель багатослоєвого теплозахисного екрану.*

Проанализованы негативные последствия действия интенсивного теплового излучения на здоровье работников, рассмотрены пути снижения его уровня и особенности применения теплоотражающих экранов. На основе решения системы уравнений радиационного теплообмена получены зависимости для оценки показателей защитных свойств экрана. Показана эффективность разработанной модели для расчета плоского многослойного экрана при использовании различных материалов для его изготовления, разной степени черноты излучающей и облучаемой поверхностей. Модель может быть использована в инженерных расчетах средств защиты от теплового излучения.

Ключевые слова: тепловое излучение, экран, радиационный теплообмен, защитные свойства, степень черноты, модель.

*Ivanov I.I., Meshkova A.G.*

*Calculation Model of Multi-Layered Thermal Shield.*

The negative effects of intense thermal radiation on the health of workers are analyzed, the ways of its reduction to the standard level and the peculiarities of heat-reflecting shields use are considered. As based on the solution of equations of radiant heat transfer, the dependences for the assessment of the protective properties of the shield were obtained. The efficiency of the developed model was demonstrated for the calculation of the flat multi-layer shield when using different materials for its manufacture, with different degrees of blackness of the radiating and irradiated surfaces. The model can be used in engineering calculations for heat radiation protective equipment.

Keywords: heat thermal, shield, radiant heat transfer, protective properties, the degree of blackness, model.

УДК 621.785.72:621.783.224.001.76

*Иванов И.И., Мешкова А.Г.*

*Эффективность применения импульсного нагрева кольцевых изделий в электроколодцах.*

Рус.

С. 106-111.

Библ.- 3 назв.

Выполнен анализ причин повышенных энергозатрат на отпуск кольцевых изделий в электроколодцах. Предложено использование технологии импульсного нагрева металла под отпуск, приведены результаты промышленных испытаний, подтверждающие ее высокую эффективность.

Ключевые слова: кольцевые изделия, электроколодцы, зона, термообработка, энергозатраты, импульсный нагрев

*Иванов И.И., Мешкова А.Г.*

*Ефективність застосування імпульсного нагріву кільцевих виробів в електроколодцях.*

Виконаний аналіз причин підвищених енерговитрат на відпустку кільцевих виробів в електроколодцях. Запропоновано використання технології імпульсного нагріву металу під відпустку, приведені результати промислових випробувань, що підтверджують її високу ефективність.

Ключові слова: кільцеві вироби, електроколодязі, зона, термообробка, енерговитрати, імпульсний нагрів

*Ivanov I.I., Meshkova A.G.*

*Efficiency of Applying Pulse Heating of Circular Units in Electrical Pits.*

The reasons of excess power consumption for tempering circular units in electrical pits are analyzed. The use of technology incorporating pulse heating of metal for tempering was suggested, the results of performance tests confirming its high efficiency are given.

Keywords: circular units, electrical pits, zone, heat treatment, power consumption, pulse heating.

УДК 536.24:621.1.016.4

*Миропольская О.О.*

*Анализ эффективности схем охлаждения литий-ионных аккумуляторов.*

Рус.

С. 112-116.

Библ.- 8 назв.



Анализ эффективности охлаждения литий-ионных аккумуляторов проводился на основе анализа теплового потока при стационарных условиях. Коэффициент теплоотдачи конвекцией вычисляли по известным зависимостям при скорости теплоносителя равной 5 м/с. В качестве теплоносителей рассматривались воздух и жидкость. Значительное влияние на эффективность охлаждения аккумулятора оказывает его форма и схема охлаждения. В исследовании рассматриваются литий-ионные аккумуляторы цилиндрической и призматической формы с боковой и осевой схемой охлаждения. При одних и тех же температурных условиях охлаждения, основное влияние на величину теплового потока оказывает отношение площади к термическому сопротивлению  $F/R$ . Данная величина взята в основу сравнения эффективности охлаждения литий-ионного аккумулятора.

Ключевые слова: охлаждение, литий-ионный аккумулятор, теплоноситель, тепловой поток.

*Миропольська О.О.*

*Аналіз ефективності схем охолодження літій-іонних акумуляторів.*

Аналіз ефективності охолодження літій-іонних акумуляторів проводився на основі аналізу теплового потоку при стаціонарних умовах. Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією обчислювали за відомим залежностям при швидкості теплоносія рівної 5 м / с. В якості теплоносіїв розглядалися повітря і рідина. Значний вплив на ефективність охолодження акумулятора надає його форма і схема охолодження. У дослідження розглядаються літій-іонні акумулятори циліндричної та призматичної формами з боковою і осьовою схемами охолодження. При одних і тих самих температурних умовах охолодження, основний вплив на величину теплового потоку надає відношення площі до термічного опору  $F/R$ . Дана величина взята в основу порівняння ефективності охолодження літій-іонного акумулятора.

Ключові слова: охолодження, літій-іонний акумулятор, теплоносій, тепловий потік.

*Miropolskaya O.O.*

*Effectiveness Analysis of Lithium-Ion Batteries Cooling Patterns.*

The analysis of the cooling efficiency of lithium-ion batteries was based on the analysis of heat flow under steady-state conditions. Convection heat transfer coefficient was calculated from the known dependence of coolant at a speed of 5 m/s. The fluid and air were considered as coolants. The shape and the cooling circuit of the battery produce a significant impact on the efficiency of cooling. Lithium-ion batteries of cylindrical and prismatic shapes with a lateral and axial cooling circuits were examined in the study. Under the same temperature conditions of cooling, the ratio of

the area and the thermal resistance  $F/R$  produces the main influence on the value of the heat flux. This value is taken as the basis for comparison of lithium-ion battery cooling efficiency.

Keywords: cooling, lithium-ion battery, coolant, heat flow.

УДК 621.74

*Романько В.В., Романько Я.В., Ерёмин А.О.*

*Математическое моделирование процесса разогрева сталеразливочного ковша.*

Рус.

С. 117-124.

Библ.- 5 назв.

В работе представлена математическая модель разогрева сталеразливочного ковша с использованием электронагревателя. Приведены результаты расчетов разогрева сталеразливочного ковша емкостью 50 тонн. Рассчитаны тепловые потоки и температура внутренней поверхности футеровки ковша на различной высоте, получено распределение температуры по толщине футеровки.

Ключевые слова: электронагрев, сталеразливочный ковш, футеровка, математическое моделирование, теплообмен.

*Романько В.В., Романько Я.В., Єрємін О.О.*

*Математичне моделювання процесу розігріву сталерозливного ковша.*

У роботі представлена математична модель розігріву сталерозливного ковша з використанням електронагрівача. Наведено результати розрахунків розігріву сталерозливного ковша ємністю 50 тон. Розраховані теплові потоки і температура внутрішньої поверхні футеровки ковша на різній висоті, отримано розподіл температури по товщині футеровки.

Ключові слова: електронагрівання, сталерозливний ківш, футеровка, математичне моделювання, теплообмін.

*Romanko V.V., Romanko Y.V., Yeryomin O.O.*

*Mathematical Modeling of the Casting Ladle Heating Process.*

This study represents the mathematical model of casting ladle heating using an electric heater. The results of calculation of casting ladle (up to 50 tons) heating process are represented. Heat fluxes and surface temperature of the inner lining of the ladle at different heights are calculated, the temperature distribution is obtained along the lining thickness.

Keywords: electric heating, steel casting ladle, lining, mathematical model, heat transfer.

УДК 669.187.2

*Тимошенко С.Н., Тищенко П.И., Колесников М.В., Зуйкова З.Г.*

*Инженерная методика расчета водоохлаждаемых панелей электросталеплавильных агрегатов.*

Рус.

С. 125-134.

Библ.- 10 назв.

Представлена инженерная методика расчета водоохлаждаемых панелей электросталеплавильных агрегатов, учитывающая особенности трубчатой тепловоспринимающей поверхности. С учетом этой особенности установлены действующие величины плотности теплового потока, которые, в зависимости от местоположения исследуемой точки в рабочем пространстве, превышает результаты, полученные ранее, в 1,1-1,75 раза. Выполнен расчет водоохлаждаемой крышки установки ковш-печь вместимостью 300 т, даны рекомендации по повышению ее стойкости за счет комплекса мероприятий по снижению термомеханических напряжений в стенке трубы в критичной области. Рекомендации реализованы в новом проектом решении.

Ключевые слова: электросталеплавильный агрегат, водоохлаждаемые панели, тепловой поток излучения, термомеханические напряжения.

*Тимошенко С.М., Тищенко П.И., Колесніков М.В., Зуйкова З.Г.*

*Інженерна методика розрахунку водоохолоджуваних панелей електросталеплавильних агрегатів.*

Представлена інженерна методика розрахунку водоохолоджуваних панелей електросталеплавильних агрегатів, що враховує особливості трубчастої теплосприймаючої поверхні. З урахуванням цієї особливості встановлені діючі величини щільності теплового потоку, які, в залежності від місця розташування досліджуваної точки в робочому просторі, перевищують результати, отримані раніше, в 1,1 – 1,75 рази. Виконано розрахунок водоохолоджуваної кришки установки ківш-піч місткістю 300 т, дані рекомендації щодо підвищення її стійкості за рахунок комплексу заходів щодо зниження термомеханических напружень в стінці труби в критичній області. Рекомендації реалізовані в новому проектному рішенні.

Ключові слова: електросталеплавильний агрегат, водоохолоджувані панелі, тепловий потік випромінювання, термомеханічні напруги.

*Timoshenko S.N., Tishchenko P.I., Kolesnikov M.V., Zujkova Z.G.*

*Engineering Method for Calculating Water-Cooled Panels of Electric Steelmaking Units.*

The engineering method for calculating water-cooled panels of the

electric steelmaking units, considering the specifics of the tubular heat-receiving surface, is described. In view of this peculiarity, the values of existing heat flow density are determined. The values exceed the obtained results by 1.1 – 1.75 times depending on the location of the point in the workspace. The evaluation of water-cooled roof of 300-ton capacity ladle furnace is done with the recommendations for improving its stability by reducing the thermomechanical stresses in the pipe wall. Recommendations are implemented in the new design solution of the ladle furnace roof.

Keywords: electric steelmaking unit, water-cooled panels, heat flow density, thermomechanical stresses.

УДК 661.666:66.096.5

**Федоров С.С.**

*Анализ влияния плотности тока и температуры на удельное электрическое сопротивление кипящего слоя.*

Рус.

С. 135-141.

Библ.- 7 назв.

На основе экспериментальных данных о сопротивлении электротермического кипящего слоя частиц графита уточнено физическое представление явления электрической проводимости псевдооживленных систем. Получена регрессионная модель для определения удельного электрического сопротивления кипящего слоя как функция удельной тепловой мощности в слое, температуры процесса, размера частиц и структуры слоя. Выполнена проверка адекватности модели по отношению к эксперименту.

Ключевые слова: кипящий слой, удельное электрическое сопротивление, математическое моделирование.

**Федоров С.С.**

*Аналіз впливу щільності струму та температури на питомий електричний опір киплячого шару.*

На основі експериментальних даних про опір електротермічного киплячого шару часток графіту уточнено фізичне уявлення електричної провідності псевдозріджених систем. Отримана регресійна модель для визначення питомого електричного опору киплячого шару, як функція питомої теплової потужності у шарі, температури процесу, розміру часток та структури шару. Виконана перевірка адекватності моделі по відношенню до експерименту.

Ключові слова: киплячий шар, питомий електричний опір, математичне моделювання.

*Fedorov Sergiy S.*

*Influence analysis of current density and process temperature on fluidized bed electrical resistivity.*

On the basis of electrical resistance experimental data for electrothermal fluidized bed of graphite particles is updated common physical interpretation of electrical conductivity effect in heterogeneous fluidized systems. It is obtained the regression dependence for electrical resistance of fluidized bed as a function of heat generation per unit volume, bed temperature, particles size, gas bubbles volume ratio and coefficient of bed carcass. Model adequacy is checked in relation to experimental data.

Keywords: fluidized bed, electrical resistivity, simulation.

УДК 530.17 + 53.072.13 + 62-472.2

*Чейлытко А.А., Павленко А.М., Кошлак А.В., Носов М.А.*

*Влияние расположения пор на электронную теплопроводность пористого металлического материала.*

Рус.

С. 142-149.

Библ.- 5 назв.

В работе представлен способ получения коэффициента электронной теплопроводности пористых металлических изделий. Аналитическая часть метода базируется на законе Видемана-Франца-Лоренцо. Для получения эмпирических данных была разработана экспериментальная установка, которая позволяет, при небольших капиталовложениях, определить все необходимые величины с высокой точностью. Представлена детальная инструкция, позволяющая с легкостью использовать как эмпирическую, так и аналитическую часть метода. В результате эксперимента получены коэффициенты электронной теплопроводности для двух образцов с шахматным и коридорным расположением отверстий. Диапазон диаметров отверстий 3,2 – 15 мм. По полученным данным был построен и проанализирован график зависимости коэффициента теплопроводности от диаметра отверстий для каждого из образцов.

Ключевые слова: теплопроводность, закон Видемана-Франца-Лоренцо, электропроводность, свободный электрон, кристаллическая решетка.

*Чейлытко А.О., Павленко А.М., Кошлак А.В., Носов М.А.*

*Вплив розташування пор на електронну теплопровідність пористого металевих матеріалу.*

У роботі представлений спосіб отримання коефіцієнта електронної теплопровідності пористих металевих виробів. Аналітична части-

на методу базується на законі Відемана-Франца-Лоренцо. Для отримання емпіричних даних була розроблена експериментальна установка. Яка дозволяє, при невеликих капіталовкладеннях, визначити всі необхідні величини з високою точністю. Представлена детальна інструкція, яка дозволяє з легкістю використовувати як емпіричну, так і аналітичну частину методу. В результаті експерименту отримані коефіцієнти електронної теплопровідності для двох зразків із шаховим і коридорним розташуванням отворів. Діапазон діаметрів отворів 3,2 – 15 мм. За отриманими даними був побудований і проаналізований графік залежності коефіцієнта теплопровідності від діаметра отворів для кожного із зразків.

Ключові слова: теплопровідність, закон Відемана-Франца-Лоренцо, електропровідність, вільний електрон, кристалічна решітка.

*Cheilytko A.A., Pavlenko A.M., Koshlak A.V., Nosov M.A.*

*Influence of Pores Arrangement on the Electronic Heat Conductivity of Porous Metal Material.*

This paper presents the method for obtaining the coefficient of electronic heat conductivity of porous metal products. The analytical part of the method is based on the Wiedemann-Franz-Lorenzo law. To obtain the empirical data, the experimental setup was developed. It allows to determine all necessary values with high accuracy attracting small investments. The detailed instruction makes it easy to use both empirical and analytical part of the method. The experiment resulted in the electronic heat conductivity coefficients for two samples with staggered and positioned holes. The holes diameter ranges within 3,2 – 15 mm. The obtained data were represented and analyzed as a graph of heat conductivity function of the hole diameter for each of the samples.

Keywords: heat conductivity, Wiedemann-Franz-Lorenzo law, electric conductivity, free electron, crystal lattice.

## ЗМІСТ

<i>Бейцун С.В., Михайловский Н.В., Гупало Е.В.</i> Моделирование теплового состояния ковша при внепечной обработке стали. . .	5
<i>Бирюков А.Б., Гнителиев П.А.</i> Теплотехнический анализ интенсификации охлаждения металла в камерных печах. . . . .	14
<i>Гичёв Ю.А., Ведерников В.В.</i> Предпосылки к использованию конвертерного газа для нагрева металлолома. . . . .	24
<i>Гичёв Ю.А., Запотоцкая А.Ю.</i> Тепло- и массообмен при обжиге известняка конвертерным газом. . . . .	33
<i>Гічов Ю.О., Попова А.С., Васильків Т.А., Перцевий В.О., Мацукевич М.Ю.</i> Експериментальне дослідження зворотного акустичного зв'язку в теплотехнічних процесах металургійного виробництва. . . . .	54
<i>Горбунов А.Д., Сигарев Е.Н., Семенова Д.А.</i> Теплообмен в рабочем пространстве конвертера при вдувании азотных струй в шлаковую ванну. . . . .	64
<i>Горбунов А.Д., Уклеина С.В.</i> К расчету температурных полей при граничных условиях III рода. . . . .	74
<i>Зінченко В.Ю., Иванов В.І., Харченко О.В., Радченко Ю.М.</i> До управління тепловою роботою полум'яних термічних печей камерного типу. . . . .	87
<i>Зинченко В.Ю., Иванов В.И., Чепрасов А.И., Радченко Ю.Н.</i> Некоторые аспекты стадийного сжигания топлива в камерных термических печах. . . . .	92
<i>Иванов И.И., Мешкова А.Г.</i> Расчетная модель многослойного теплозащитного экрана. . . . .	98
<i>Иванов И.И., Мешкова А.Г.</i> Эффективность применения импульсного нагрева кольцевых изделий в электроколлодах. . . . .	106
<i>Миропольская О.О.</i> Анализ эффективности схем охлаждения литий-ионных аккумуляторов. . . . .	112
<i>Романько В.В., Романько Я.В., Ерёмин А.О.</i> Математическое моделирование процесса разогрева сталеразливочного ковша. .	117
<i>Тимошенко С.Н., Тищенко П.И., Колесников М.В., Зуйкова З.Г.</i> Инженерная методика расчета водоохлаждаемых панелей электросталеплавильных агрегатов. . . . .	125
<i>Федоров С.С.</i> Анализ влияния плотности тока и температуры на удельное электрическое сопротивление кипящего слоя. . . . .	135
<i>Чейлытко А.А., Павленко А.М., Кошлак А.В., Носов М.А.</i> Влияние расположения пор на электронную теплопроводность пористого металлического материала. . . . .	142

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

Збірник наукових праць  
Міністерство освіти і науки України  
Національна металургійна академія України

ТЕХНІЧНА ТЕПЛОФІЗИКА  
ТА ПРОМИСЛОВА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА

Українською, російською та англійською мовами

Технічний редактор Т.М. Шемет

Здано на складання 23.11.2015 р.  
Рекомендовано до друку Вченою радою  
Національної металургійної академії України  
(протокол № 11 від 30.11.2015 р.)

Оригінал-макет наукового видання розроблено редакцією збірника «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» спільно з редакційно-видавничим відділом Національної металургійної академії України.

Підписано до друку 30.11.2015 р. Формат 84x108/32 Папір офсетний.  
Умовн. друк. арк. 9,88. Тираж 100 прим. Замов. №

Віддруковано у видавництві «Нова ідеологія» з оригінал-макета замовника.  
49044, м. Дніпропетровськ, вул. Гоголя, 15-а.  
Свідоцтво ДК № 191 від 20.09.2000 р.

Т 38 **Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика** : збірник наукових праць. – Випуск 7. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2015. – 168 с.

**ISSN 2077-1134**

До збірника увійшли статті, в яких наведено результати досліджень з технічної теплофізики та промислової теплоенергетики.

УДК 621.1