

УДК 669.053

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

ТЕПЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ГАЗОВОЙ СТРУИ И ШЛАКА В СИСТЕМЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ОТСЕЧКИ

Исследования связаны с разработкой системы газодинамической отсечки шлака при выпуске плавки из сталеплавильных конвертеров. Приведена оценка коэффициента теплоотдачи от расплава шлака к околосвуковой импактной газовой струе при ее фронтальном и боковом натекании на летку конвертера. Выполнено исследование охлаждающего воздействия запирающей газовой струи на шлак.

Введение

Исследования касаются разработки системы газодинамической отсечки шлака при выпуске плавки из сталеплавильных конвертеров [1]. Среди известных способов отсечки шлака выгодно выделяется газодинамическая отсечка, суть которой заключается в воздействии на поток шлака в момент его появления в сталевыпускном отверстии струей газа, запирающей шлак в летке конвертера. По сравнению с другими способами отсечки, газодинамическая отсечка отличается быстродействием, возможностью автоматизации и дистанционного управления, отсутствием быстроизнашивающихся элементов и устройств при реализации отсечки, а также компактностью оборудования.

Постановка задачи исследования

Целью исследования является определение интенсивности теплообмена между расплавом шлака и газовой струей при фронтальном и боковом натеканиях газовой струи, запирающей шлак, на летку конвертера, а также определение температуры поверхности расплава шлака в период его удержания в летке конвертера.

В связи с этим результаты данной работы непосредственно направлены на создание условий эффективной и надежной работы устройств газодинамической отсечки шлака [2 – 4]. Результаты известных исследований о взаимодействии газовой струи и расплава не дают однозначного ответа на вопросы, связанные с функционирова-

нием разработанных авторами устройств для отсечки шлака. К тому же, охлаждающее воздействие запирающей газовой струи на шлак не должно вызывать затвердевания шлака и, соответственно, закупорку летки.

Исходные данные для исследования теплообмена в летке конвертера при газодинамической отсечке шлака представлены в таблице 1.

Таблица 1

Технологические и конструктивные характеристики разработанных устройств газодинамической отсечки шлака

Наименование показателей	Обозначение	Величина
Диаметр летки конвертера, м	Д	0,175 ÷ 0,300
Диаметр выходного отверстия газового сопла, м	d_0	0,06 ÷ 0,08
Угол между осью сопла и осью летки, град	φ	0 ÷ 45
Расстояние от среза сопла до летки, м	$h_{пр}$	≤ 1
Минимальное избыточное давление газа на слой шлака в летке, МПа	$P_{изб}$	0,05
Начальная температура шлака в летке конвертера, °С	$t_{ш0}$	1650
Температура газа на срезе сопла, °С	t_0	20
Число Маха на срезе сопла	M_0	1,0

Методика расчета и результаты моделирования

Схема одного из вариантов газодинамической отсечки шлака [4] представлена на рисунке 1.

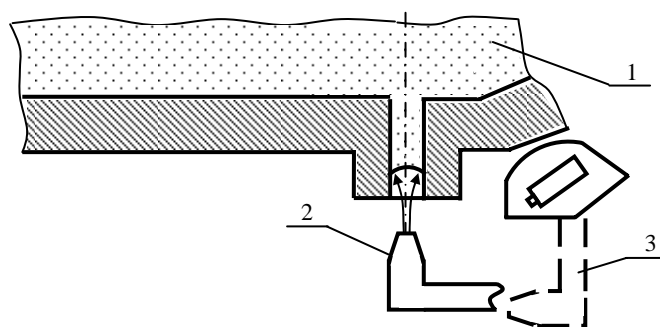


Рис. 1. Схема газодинамической отсечки шлака:
1- конвертер; 2- сопло; 3- поворотный рычаг

При фронтальном натекании струи на тупиковый канал координата максимального значения коэффициента теплоотдачи, отсчитываемая от критической точки, соответствующей полному торможению

газового потока при столкновении его с преградой, находится по эмпирическому соотношению [5]:

$$x_{\max} = 1,45 \cdot d_0 \cdot (h_{\text{пр}}/d_0)^{0,83}. \quad (1)$$

В соответствии с результатами расчета по формуле (1) с учетом значений, приведенных в таблице 1, координата максимального значения коэффициента теплоотдачи отстоит от критической точки на расстоянии $x_{\max} = 0,68 \div 1,50$ м. Учитывая размеры области выравнивания и стабилизации характеристик газового потока в объеме летки, составляющие $12 \div 20\%$ от высоты летки, и диаметр летки конвертера (см. таблицу 1), максимум значения локального коэффициента теплоотдачи мог бы находиться вне пределов боковой поверхности летки.

Используемые уравнения подобия теплообмена при фронтальном натекании струи на тупиковый канал представлены в таблице 2.

Таблица 2

Основные характеристики теплообмена при фронтальном натекании струи на тупиковый канал

Источник	Уравнение подобия	Структура критериев подобия	Определяющий размер	Определяющая температура
Локальный коэффициент теплоотдачи				
[5]	В критической точке: $Nu_{л} = 0,25 \cdot Re_0^{0,6} \cdot (h_{\text{пр}}/d_0)^{-0,22}$	$Re_0 = \frac{u_0 \cdot d_r}{\nu_r}$ $Nu_{л} = \frac{\alpha \cdot d_r}{\lambda_r}$	$d_r = 2 \cdot d_0$	$t_{\text{онп}} = 0,5 \cdot (t_0 + t_{\text{ш0}})$
[5]	Вдоль внутренней поверхности тупикового канала: $Nu_{лx} = 0,49 \cdot Re_x^{0,63}$	$Re_x = \frac{u \cdot x}{\nu_r}$ $Nu_{лx} = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda_r}$	x	
Средний коэффициент теплоотдачи				
[6]	В критической точке: $\overline{Nu} = 0,2 \cdot Re_0^{0,65} \cdot (h_{\text{пр}}/d_0)^{-0,22}$	$Re_0 = \frac{u_0 \cdot d_r}{\nu_r}$	$d_r = 2 \cdot d_0$	$t_{\text{онп}} = 0,5 \cdot (t_0 + t_{\text{ш0}})$
[6]	Вдоль внутренней поверхности тупикового канала: $\overline{Nu} = 0,2 \cdot Re_0^{0,65} \cdot (h_{\text{пр}}/d_0)^{-0,22}$	$\overline{Nu} = \frac{\alpha \cdot d_r}{\lambda_r}$		

В таблице 2: u_0 – скорость истечения струи из сопла; ν_r – кинематический коэффициент вязкости газа; λ_r – коэффициент теплопроводности газа; x – расстояние от критической точки; α – коэффици-

ент теплоотдачи от расплава шлака к газу; t_0 – температура газа на срезе сопла; $t_{ш0}$ – начальная температура шлака в летке конвертера; Re_x – критерий Рейнольдса, определенный по параметрам газовой струи в текущем поперечном сечении тупикового канала; $h_{пр}$ – расстояние от среза сопла до слоя заторможенного в летке шлака.

Значения локального и среднего коэффициентов теплоотдачи при фронтальном натекании струи на тупиковый канал, полученные по формулам, приведенным в таблице 2, представлены на рисунке 2.

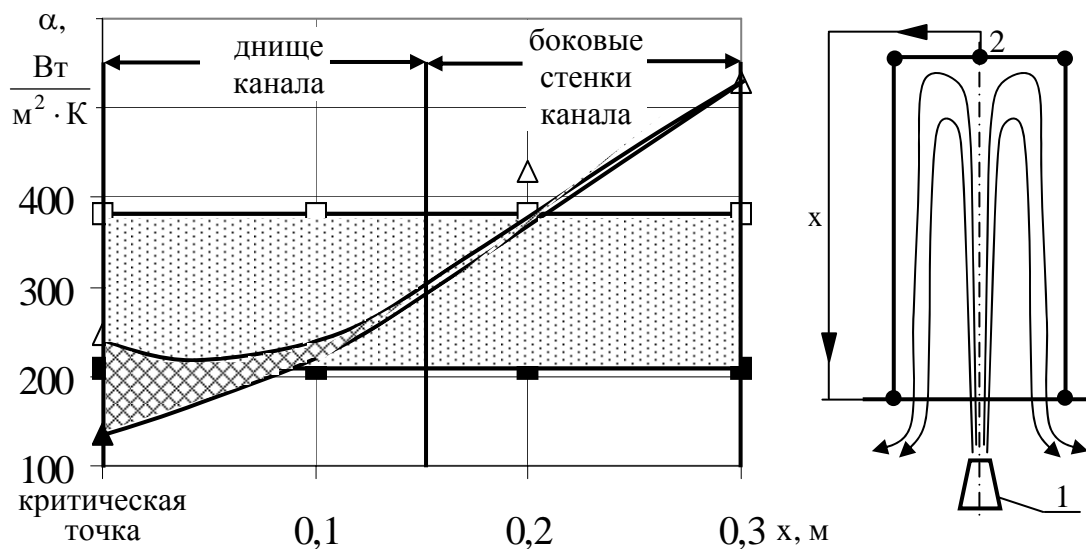


Рис. 2. Изменение коэффициента теплоотдачи по высоте тупикового канала при фронтальном натекании струи:

1- сопло; 2- критическая точка;

⊗ - локальный коэффициент теплоотдачи;

⊘ - средний коэффициент теплоотдачи

При боковом натекании струи на тупиковый канал максимальное значение коэффициента теплоотдачи в соответствии с данными, приведенными в работе [7], имеет место в критической точке, находящейся на боковой стенке тупикового канала. Уравнения подобия теплообмена при боковом натекании струи на тупиковый канал представлены в таблице 3.

Оценка величины среднего коэффициента теплоотдачи при боковом натекании струи на тупиковый канал представлена на рисунке 3.

Таблица 3

Основные характеристики теплообмена при боковом натекании струи на тупиковый канал

Источ-ник	Уравнение подобия	Структура критериев подобия	Определяющий размер	Определяющая температура
Средний коэффициент теплоотдачи				
[6]	В критической точке: $\overline{Nu} = 0,25 \cdot Re_0^{0,65} \cdot (h_{пр}/d_0)^{-0,14}$	$Re_0 = \frac{u_0 \cdot d_r}{\nu_r}$	$d_r = 2 \cdot d_0$	$t_{опр} = 0,5 \cdot (t_0 + t_{ш0})$
[8]	Вдоль внутренней поверхности тупикового канала: $\overline{Nu} = 0,97 \cdot Re_0^{0,6} \cdot (h_{пр}/d_0)^{-0,6}$	$\overline{Nu} = \frac{\alpha \cdot d_r}{\lambda_r}$		

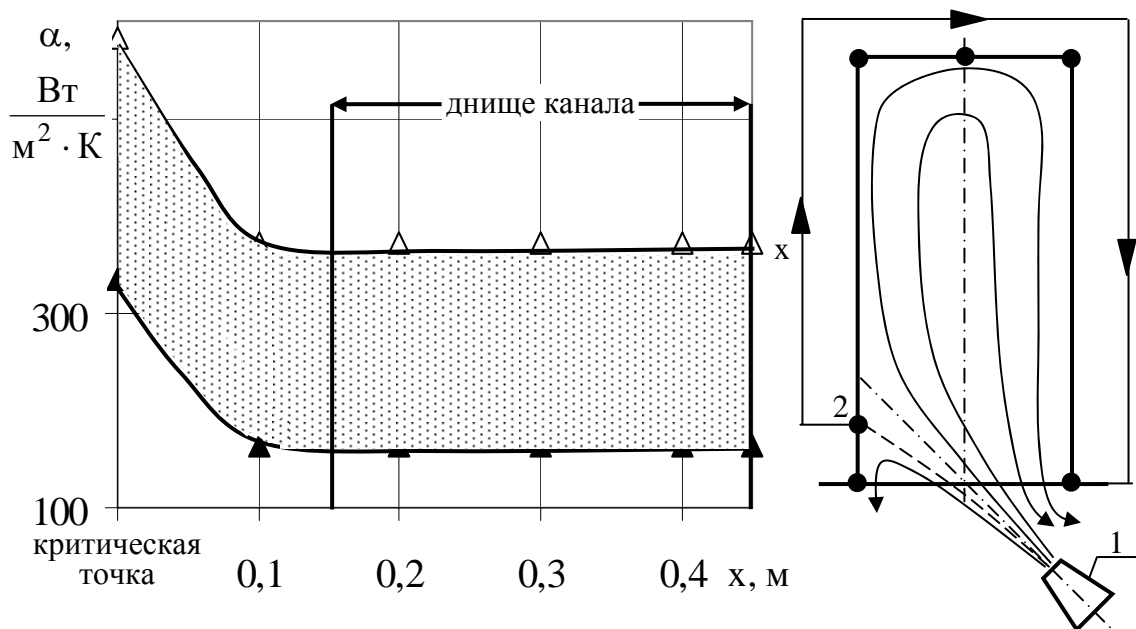


Рис. 3. Изменение коэффициента теплоотдачи по высоте тупикового канала при боковом натекании струи:

1- сопло; 2- критическая точка;

▨ - средний коэффициент теплоотдачи

Локальный коэффициент теплоотдачи при натекании струи на тупиковый канал, частично заполненный жидкостью, определяется критерием Нуссельта [9]:

$$Nu_{л} = (3,024 \div 4,536) \cdot (Pr \cdot Gr)^{0,25} . \quad (2)$$

Критерии Грасгофа Gr и Прандтля Pr определяются по формулам

$$Gr = g \cdot D^3 \cdot \beta \cdot (t_{ш0} - t_0) / \nu_B^2, \quad Pr = \nu_B / a_B . \quad (3, 4)$$

Определяющим размером для $Nu_{ск}$ является диаметр летки D.

Средний коэффициент теплоотдачи может быть определен по формуле [10]:

$$\overline{Nu} = (1,1 \div 2,0) \cdot \frac{0,15 \cdot Pr^{0,33} \cdot Re_0^{0,88}}{0,34 \cdot \left(\frac{h_{np}}{d_0}\right)^{0,7} \cdot \frac{D^2}{\left[d_0 \cdot 0,68 \cdot \left(\frac{h_{np}}{D}\right)^{0,7}\right]^2}} \times$$

$$\times \left[\frac{0,29 \cdot Pr^{0,12} \cdot Re_0^{0,38} + 16}{Pr^{0,17} \cdot Re_0^{0,3}} + \frac{D^{1,25}}{\left[d_0 \cdot 0,68 \cdot \left(\frac{h_{np}}{D}\right)^{0,7}\right]^{1,25}} + \frac{15,8 \cdot Pr^{0,25}}{\left(0,34 \cdot \left(\frac{h_{np}}{d_0}\right)^{0,7}\right)^{\frac{5}{8}} \cdot Re_0^{\frac{3}{8}}} - 2,38 \right]^{0,8} -$$

$$\left[\frac{15,8 \cdot Pr^{0,25}}{\left(0,34 \cdot \left(\frac{h_{np}}{d_0}\right)^{0,7}\right)^{\frac{5}{8}} \cdot Re_0^{\frac{3}{8}}} \right]^{0,8} \quad (5)$$

Оценка величины локального и среднего коэффициентов теплоотдачи от расплава шлака к газу в летке конвертера представлена на рисунке 4.

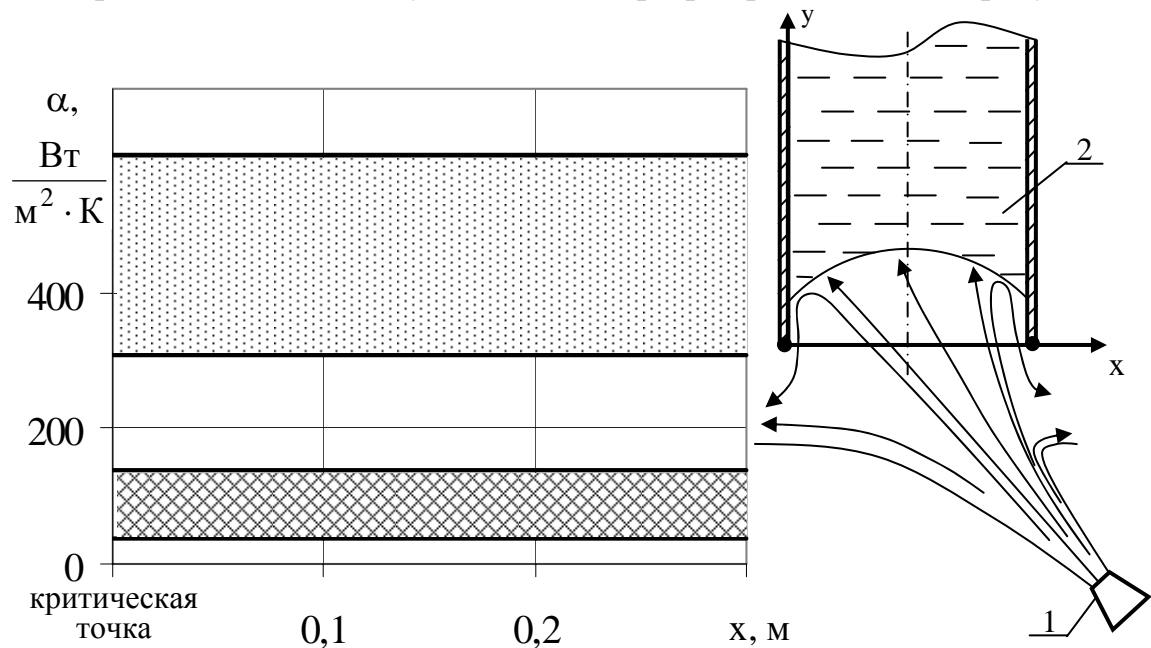


Рис. 4. Сравнение локального и среднего коэффициентов теплоотдачи на поверхности шлака при взаимодействии с ним газовой струи:

- 1- сопло; - расплав шлака;
- ⊠ - локальный коэффициент теплоотдачи;
- ⊞ - средний коэффициент теплоотдачи

При подаче газа через сопло в летку конвертера, заполненную расплавом шлака, в ней наблюдается так называемый “снарядный” режим течения газовых пузырей даже при малых значениях объемного газосодержания. При таком режиме течения диаметр газового пузыря близок к диаметру сталевыпускного отверстия летки [11].

Теоретический анализ процесса совместного теплообмена в газожидкостной системе в данной работе осуществлен при следующих предположениях: газовые пузыри имеют сферическую форму и одинаковый усредненный радиус, внутренние циркуляции газа отсутствуют, сопротивление теплопереносу сосредоточено в газовой фазе.

Приведенные ниже соотношения получены на основании общего аналитического решения задачи теплообмена между жидкостью и движущимися в ней газовыми пузырями произвольных размеров.

Безразмерный коэффициент теплоотдачи от расплава шлака к газовым пузырям может быть определен из выражения [12]:

$$\overline{Nu} = \frac{\lambda}{2 \cdot r_{\Pi}} \cdot \left(\frac{2 \cdot Pe_{\Pi}}{\pi} \right)^{0,5} \cdot \frac{f(Pe_{\Pi}, Fo_{\Pi})}{\left(1 - \frac{\sqrt{Le_{\Pi}}}{Ka} \right) \cdot \sqrt{Le_{\Pi}}}, \quad (6)$$

где Pe_{Π} , Fo_{Π} , Le_{Π} – критерии подобия Пекле, Фурье и Льюиса соответственно, для газового пузыря; Ka – критерий подобия фазового превращения; r_{Π} – радиус пузыря; $f(Pe_{\Pi}, Fo_{\Pi})$ – функция, определяемая следующим образом [13]:

$$f(Pe_{\Pi}, Fo_{\Pi}) = \begin{cases} \frac{3,015}{(0,5 \cdot Pe_{\Pi} \cdot Fo_{\Pi})^{0,491}} & \text{при } 10^{-3} \leq (0,5 \cdot Pe_{\Pi} \cdot Fo_{\Pi}) \leq 1; \\ \frac{3,015}{(0,5 \cdot Pe_{\Pi} \cdot Fo_{\Pi})^{0,117}} & \text{при } 1 \leq (0,5 \cdot Pe_{\Pi} \cdot Fo_{\Pi}) \leq 10; \\ 2,3094 & \text{при } (0,5 \cdot Pe_{\Pi} \cdot Fo_{\Pi}) > 10. \end{cases} \quad (7)$$

Критерии подобия Пекле, Фурье и Льюиса для газового пузыря, а также критерий подобия фазового превращения [12]

$$Pe_{\Pi} = \frac{2 \cdot r_{\Pi} \cdot w}{D_{\Pi}} \cdot \frac{1 - \alpha_v^{\frac{5}{3}}}{k_{\Pi} \cdot W_{\Pi}}, \quad Fo_{\Pi} = \frac{D_{\Pi} \cdot \tau}{r_{\Pi}^2}, \quad Le_{\Pi} = \frac{a}{D_{\Pi}}, \quad Ka = \frac{r_{\text{фш}}}{c_{\text{рш}} \cdot \Delta t}, \quad (8-11)$$

где D_{Π} – коэффициент диффузии; α_v – объемная концентрация газовых пузырей; $r_{\text{фш}}$ – скрытая теплота фазового перехода для шлака; k_{Π} , W_{Π} – коэффициенты.

Объемная концентрация газовых пузырей в шлаке определяется как

$$\alpha_v = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot n_{\text{п}} \cdot r_{\text{п}}^3, \quad (12)$$

где $n_{\text{п}}$ – плотность числа пузырей, определяется соотношением:

$$n_{\text{п}} = \frac{4 \cdot N_{\text{п}}}{\pi \cdot D^2 \cdot L}, \quad (13)$$

здесь $N_{\text{п}}$ – количество пузырей.

Коэффициенты $\kappa_{\text{п}}$ и $W_{\text{п}}$ рассчитываются по формулам

$$\kappa_{\text{п}} = \frac{\mu}{\mu_{\text{ш}}}, \quad W_{\text{п}} = \frac{3 \cdot \kappa_{\text{п}} + 2}{\kappa_{\text{п}}} + \frac{2 \cdot \alpha_v^{\frac{5}{3}}}{\pi} \cdot (\kappa_{\text{п}} - 1), \quad (14, 15)$$

где $\mu_{\text{ш}}$ – динамический коэффициент вязкости шлака, Па·с.

Коэффициент диффузии газа в расплав шлака в интервале температур $1550 \div 1680^\circ \text{C}$ для конвертеров емкостью $100 \div 300$ т составляет $D_{\text{п}} = 1,5 \div 3,0$ м²/с [14].

Оценка величины критериев подобия Нуссельта, полученных из общего аналитического решения задачи теплообмена в газожидкостной среде и обобщенного экспериментального исследования металлургической ванны [15], представлена на рисунке 5.

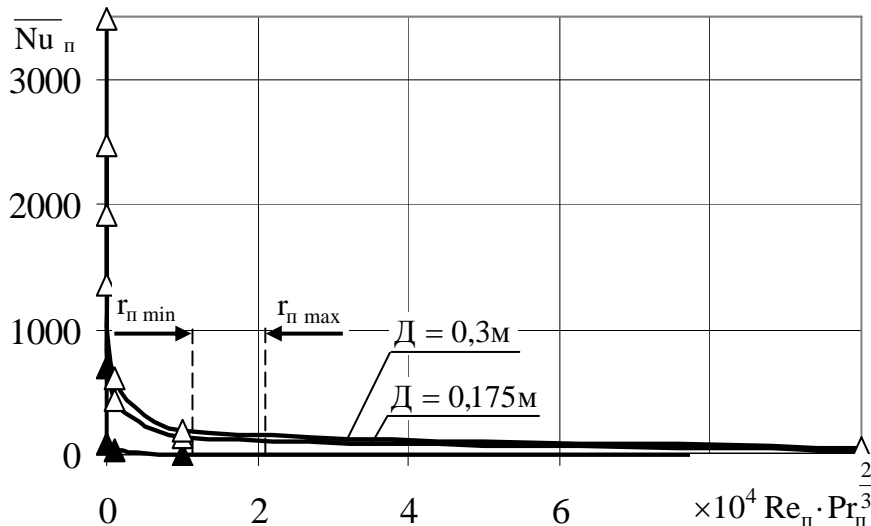


Рис. 5. Сравнение средних критериев подобия Нуссельта при теплообмене в газожидкостной среде:
 ▲ - экспериментальные данные [15]
 △ - расчетные данные

Коэффициент теплоотдачи от расплава шлака к газовым пузырям:

$$\alpha_{\Pi} = \frac{\overline{Nu}_{\Pi} \cdot \lambda}{2 \cdot r_{\Pi}}. \quad (16)$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи от расплава шлака к газу в летке конвертера:

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha + \alpha_{\Pi}. \quad (17)$$

В целом, анализ результатов по интенсивности теплоотдачи, представленный на рисунках 2-5, позволяет сделать следующие выводы:

- локальный и средний коэффициенты теплоотдачи не существенно зависят от энергетических (давление, скорость) и геометрических характеристик газовой струи, размеров летки конвертера и, соответственно, незначительно изменяются по высоте летки как при фронтальном, так и при боковом натеканиях на нее газовой струи;

- среднее значение коэффициента теплоотдачи от расплава шлака к газу составляет $690 \div 890 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.

Результаты анализа позволяют выполнить тепловой расчет взаимодействия газовой струи и шлака применительно к разработанным устройствам газодинамической отсечки.

Текущая температура поверхности шлака в летке конвертера [16]:

$$\frac{t_{\text{ш}0} - t_{\text{ш}}}{t_{\text{ш}0} - t_{\text{г}}} = 1 - e^{\left(\frac{\alpha_{\Sigma}^2 \cdot a_{\text{ш}} \cdot \tau}{\lambda_{\text{ш}}^2}\right)} \cdot \operatorname{erfc}\left(\frac{\alpha_{\Sigma} \cdot \sqrt{a_{\text{ш}} \cdot \tau}}{\lambda_{\text{ш}}}\right), \quad (18)$$

где $a_{\text{ш}}$ – коэффициент температуропроводности шлака; τ – промежуток времени; $\lambda_{\text{ш}}$ – коэффициент теплопроводности шлака.

Плотность теплового потока через сталевыпускное отверстие летки [16]:

$$q = \alpha_{\Sigma} \cdot (t_{\text{ш}0} - t_0) \cdot e^{\left(\frac{\alpha_{\Sigma}^2 \cdot a_{\text{ш}} \cdot \tau}{\lambda_{\text{ш}}^2}\right)} \cdot \operatorname{erfc}\left(\frac{\alpha_{\Sigma} \cdot \sqrt{a_{\text{ш}} \cdot \tau}}{\lambda_{\text{ш}}}\right). \quad (19)$$

Результаты расчетов температуры поверхности шлака в период его удержания в летке конвертера и количество теплоты, переданной от шлака к газовой струе, представлены на рисунках 6 и 7.

Из рисунка 6 следует, что в период удержания расплава шлака в летке конвертера, т.е. в период поворота конвертера из горизонтального в вертикальное положение (продолжительность поворота составляет $15 \div 20 \text{ с}$) происходит охлаждение поверхности шлака, взаимодействующей с охлаждающим ее газом. Снижение температуры шлака составляет $80 \div 150 \text{ }^{\circ}\text{С}$ (см. рисунок 7). Затвердевание шлака в лет-

ке конвертера не наблюдается, т.к. в период удержания расплава шлака в летке конвертера от него отводится значительно меньшее количество теплоты (см. рисунок 6).

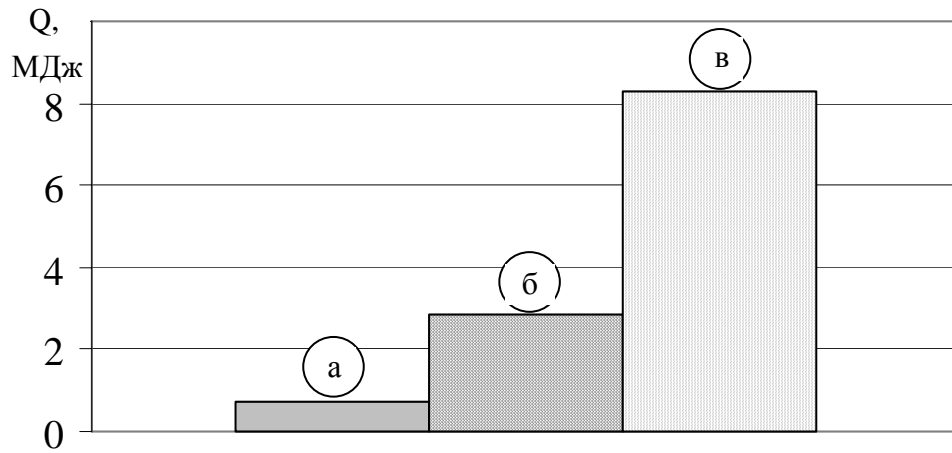


Рис. 6. Количество теплоты (Q), переданной от расплава шлака к газовой струе за период отсечки:

а- количество теплоты, переданной от расплава шлака к газу за период отсечки; б, в- соответственно минимальное и максимальные количества теплоты фазового перехода для шлака, отнесенные к массе шлака в полости летки

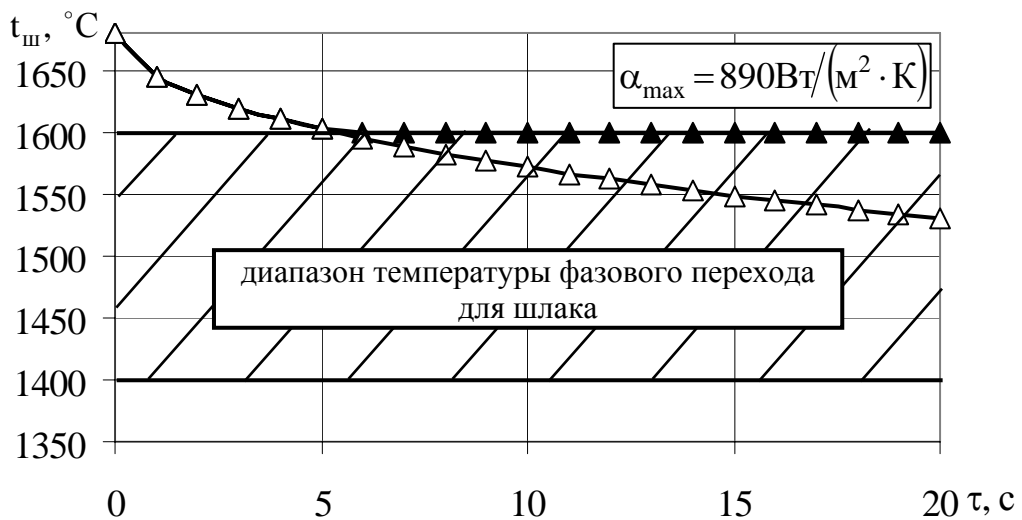


Рис. 7. Изменение температуры поверхности шлака ($t_{ш}$) в летке конвертера при взаимодействии с газовой струей:

- △ - при температуре фазового перехода для шлака, равной 1400°C [14];
- ▲ - при температуре фазового перехода для шлака, равной 1600°C [14]

Выводы

Обобщение и систематизация исследований по теплообмену между газовой струей и расплавленным шлаком позволили определить характер и диапазон изменения коэффициентов теплоотдачи применительно к разработанным устройствам газодинамической отсечки шлака и выполнить соответствующие тепловые расчеты, необходимые для прогнозирования теплового режима работы устройств. Установлено, что снижение температуры шлака составляет $80 \div 150$ °С, а количество отведенной от шлака теплоты исключает его затвердевание в летке, т.к. в период удержания шлака отводимое количество теплоты значительно меньше количества теплоты, необходимого для фазового перехода шлака.

Список литературы

1. Гичёв Ю.А., Перцевой В.А. Моделирование газодинамической отсечки шлака, обеспечивающей энерго- и ресурсосбережение при выпуске плавки // *Металлургическая и горнорудная промышленность.*- 2007.- №4.- С. 84-87.
2. Пат. № 37729 UA, МПК (2006) С 21 В 7/14, F 27 D 3/00. Пристрій для випуску металу з конвертера і відсічення шлаку // Гічов Ю.О., Бичков С.В., Малик О.О., Жаворонков Ю.І., Перцевий В.О.; власник Національна металургійна академія України.- № у 2008 07571; заявл. 02.06.2008; опубл. 10.12.2008, Бюл. № 23.
3. Пат. 36516 UA, МПК (2006) С 21 С 5/46, F 27 D 3/15. Пристрій для відділення металу і шлаку // Гічов Ю.О., Бичков С.В., Малик О.О., Жаворонков Ю.І., Перцевий В.О.; власник Національна металургійна академія України.- № у 2008 07519; заявл. 02.06.2008; опубл. 27.10.2008, Бюл. № 20.
4. Пат. 36514 UA, МПК (2006) С 21 С 5/46. Пристрій газодинамічного відсічення шлаку від рідкого металу // Гічов Ю.О., Бичков С.В., Малик О.О., Жаворонков Ю.І., Перцевий В.О.; власник Національна металургійна академія України.- № у 2008 07495; заявл. 02.06.2008; опубл. 27.10.2008, Бюл. № 20.
5. Дыбан Е.П., Мазур А.И. Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел.- К.: Наукова думка, 1982.- 303с.
6. Дыбан Е.П., Эпик Э.Я., Мазур А.И., Филипчук В.Е. Теплообмен при струйном обдуве входной кромки турбинной лопатки // *Известия высших учебных заведений. Серия Энергетика.*- 1972.- №5.- С. 90-96.
7. Гичёв Ю.А., Перцевой В.А. Исследование запирающих свойств технологических газов в системах отсечки шлака // *Материалы науч-*

но-технической конференции “Технические и технологические газы. Компрессорное оборудование в технологических процессах”.- Сумы, 2007.- С. 45-51.

8. Мазур А.И. Течение воздуха и теплообмен в охлаждающем тракте дефлекторных лопаток газовых турбин: Дис. ... кандидата технических наук.- К., 1971.- 230с.

9. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Неверов А.С. Экспериментальное исследование нестационарного теплообмена в газовой полости замкнутого сосуда, частично заполненного жидкостью // Труды ВЗМИ. Серия Гидравлика.- 1975.- Вып. 4.- С. 140-154.

10. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Неверов А.С. Тепло- и массообмен при воздействии потоков с поверхностями.- М.: МАИ, 1978.- С. 63-68.

11. Кутателадзе С.С., Накоряков В.Е. Тепломассообмен и волны в газожидкостных системах.- Новосибирск: Наука, 1984.- 301с.

12. Протодьяконов И.О., Люблинская И.Е. Гидродинамика и массообмен в системах газ- жидкость.- Л.: Наука, 1990.- 349с.

13. Холпанов Л.П., Мамосов В.А., Жаворонков Н.М. Совместный тепло- массообмен в системах, состоящих из совокупности капель или пузырьков // ДАН СССР.- 1984.- Т. 274.- №4.- С. 890-893.

14. Баптизманский В.И. Теория кислородно-конвертерного процесса.- М.: Металлургия, 1975.- 376с.

15. Сурин В.А., Назаров Ю.Н. Массо- и теплообмен, гидрогазодинамика металлургической ванны.- М.: Металлургия, 1993.- 352с.

16. Лыков А.В. Теория теплопроводности.- М.: Высшая школа, 1967.- 599с.

Рукопись поступила 14.04.2009 г.