

УДК 532.525.6

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

Бершадский А.И. – магистрант, НМетАУ

Израелян К.А. – магистрант, НМетАУ

Перцевой В.А. – к.т.н., доцент, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта

ТЕПЛООБМЕН ПРИ НАТЕКАНИИ ГАЗОВОЙ СТРУИ НА ЛЕТКУ СТАЛЕПЛАВИЛЬНОГО КОНВЕРТЕРА

Исследование относится к системе гидродинамической отсечки шлака при выпуске плавки из сталеплавильных конверторов. Выполнен анализ интенсивности теплообмена по значениям коэффициентов теплоотдачи при втекании газовой струи в канал сталевыпускного отверстия с использованием результатов известных исследований. Полученные коэффициенты теплоотдачи использованы для вычисления тепловых потоков и оценки степени охлаждения шлака в летке сталеплавильного конвертера.

Тепловой расчет взаимодействия струи со шлаком показал, что количество теплоты, аккумулированное газом при контакте со шлаком, и снижение температуры поверхности шлака исключают затвердевание шлака в период отсечки и закупорку летки.

Ключевые слова: теплообмен; газовая струя; шлак; сталевыпускное отверстие; коэффициент теплоотдачи.

Введение

Исследование относится к системе гидродинамической отсечки шлака при выпуске плавки из сталеплавильных конверторов, которая заключается в том, что при выпуске плавки в момент появления шлака в сталевыпускном отверстии летки конвертера на шлак действует газовая струя. В результате происходит отсечка шлака от стали и торможение шлака в сталевыпускном отверстии летки [1].

В системе газодинамической отсечки шлака теплообмен натекающей газовой струи с леткой конвертера и шлаком оказывает существенное влияние на эффективность отсечки по следующим причинам.

Во-первых, изменяются свойства струи, запирающей шлак в летке (характер движения, температура, скорость и давление в струе).

Во-вторых, изменяются свойства шлака (температура, текучесть, структура).

Эти факторы следует учитывать при эксплуатации системы газодинамической отсечки для нормального функционирования устройства и, в первую очередь, для исключения закупорки летки шлаком вследствие его затвердевания под охлаждающим воздействием отсекающей шлак струи.

Постановка задачи

Использовать результаты известных исследований теплообмена при натекании газовой струи на препятствие к условиям натекания струи на летку сталеплавильного конвертера по ряду причин не представляется возможным.

В известных исследованиях имеет место существенное несоответствие объектов исследования условиям газодинамической отсечки шлака, а именно, не соответствуют:

- конструктивные характеристики соплового устройства и объект натекания струи;
- температура, скорость и давление натекающего газа;
- теплофизические свойства материала, на который воздействует струя;
- динамика изменения характеристик газовой струи в процессе отсечки.

Задача исследования заключалась в анализе теплообмена при натекании газовой струи на летку сталеплавильного конвертера для оценки охлаждающего действия струи на изменение агрегатного состояния шлака.

Методика и результаты исследования

Данная работа включала два этапа:

- 1) анализ интенсивности теплообмена по значениям коэффициентов теплоотдачи при втекании газовой струи в канал сталевого отверстия с использованием результатов известных исследований;
- 2) применение полученных коэффициентов теплоотдачи для вычисления тепловых потоков и оценки степени охлаждения шлака в летке сталеплавильного конвертера.

В соответствии с технологией газодинамической отсечки шлака при втекании газовой струи в канал можно выделить три варианта взаимодействия струи со шлаком (см. рис. 1):

- втекание струи в полностью заполненный шлаком канал (см. рис. 1а);
- втекание струи в частично заполненный шлаком канал (см. рис. 1б);

- втекание струи при полном вытеснении шлака из канала (см. рис. 1в).

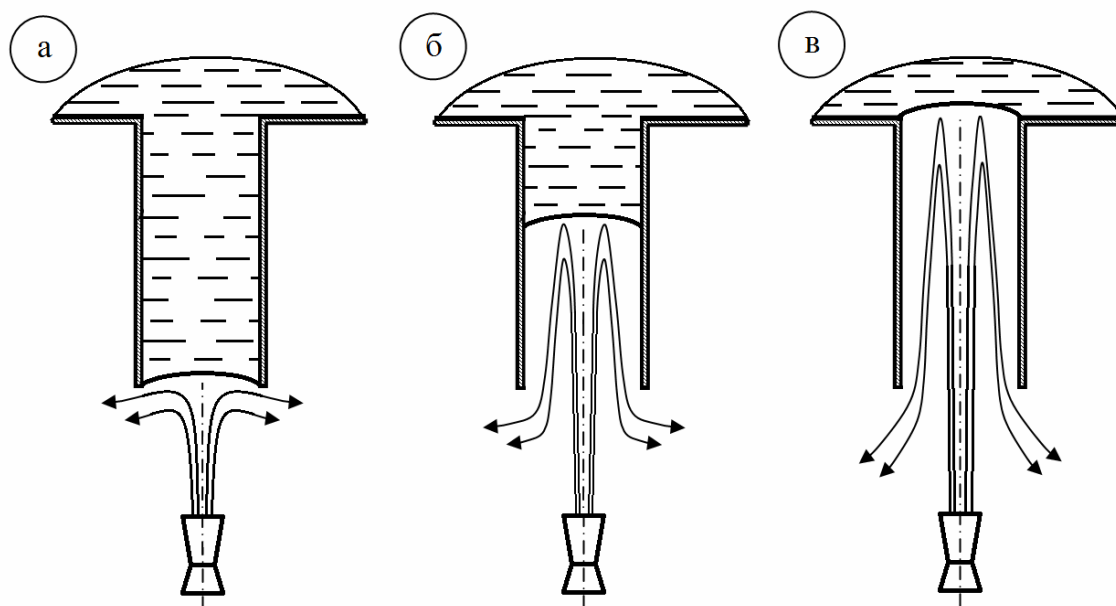


Рис. 1. Варианты взаимодействия струи со шлаком

Коэффициенты теплоотдачи между струей и боковыми стенками сталевыпускного отверстия при втекании струи в отверстие, из которого полностью вытеснен шлак (см. рис. 1в), представлены на рисунках 2 и 3.

При вычислении коэффициентов теплоотдачи за основу приняты методические положения и результаты исследований, изложенные в работах [2, 3].

Значения относительного расстояния от среза сопла до плоскости среза сталевыпускного отверстия приняты:

$$\bar{h} = \frac{h}{d_0} = 3,5 \div 14,0, \quad (1)$$

где h – расстояние между срезом сопла и плоскостью среза сталевыпускного отверстия; d_0 – диаметр выходного сечения сопла.

За начало отсчета линейной координаты x принята критическая точка, соответствующая натеканию струи на препятствие в сталеваляльном отверстии и полному торможению струи.

При фронтальном натекании струи на сталевыпускное отверстие (см. рис. 2) критическая точка расположена в плоскости среза сталеваляльного отверстия, образуемой вытесненным из отверстия шлаком. Здесь происходит замедление и полное торможение струи. Соот-

ветственно проявляется минимальный локальный коэффициент теплоотдачи.

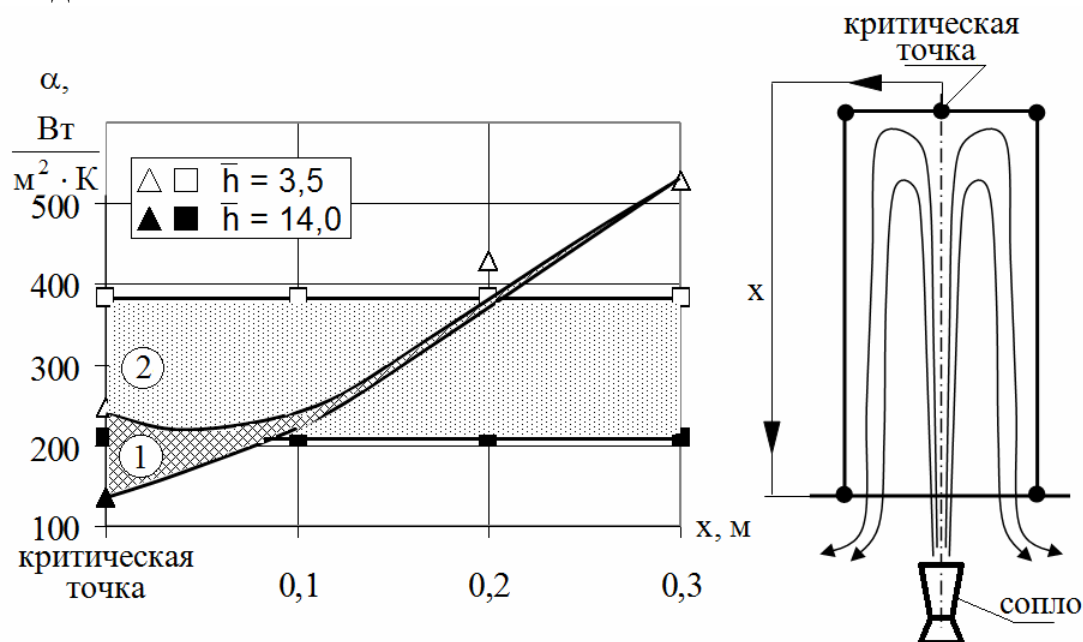


Рис. 2. Изменение локального (1) и среднего (2) коэффициентов теплоотдачи по длине сталевыпускного отверстия при фронтальном натекании струи

При боковом натекании струи (см. рис. 3) критическая точка находится на боковой стенке сталевыпускного отверстия. Здесь проявляется максимальный коэффициент теплоотдачи вследствие удара о стенку и резкого поворота струи. При переходе струи на противоположную от критической точки боковую стенку коэффициент теплоотдачи снижается.

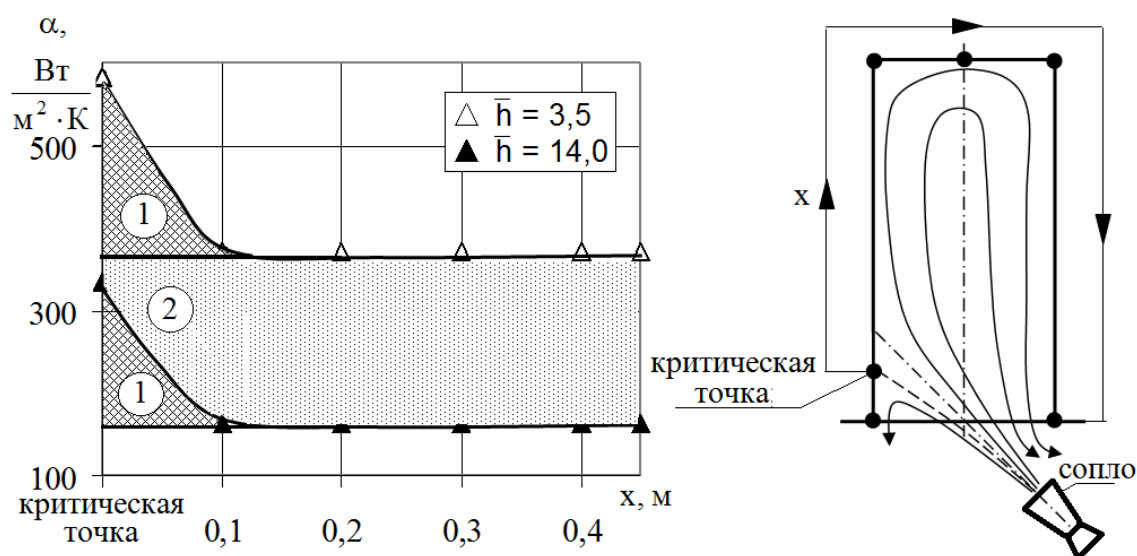


Рис. 3. Изменение локального (1) и среднего (2) коэффициентов теплоотдачи по длине сталевыпускного отверстия при боковом натекании струи

При фронтальном натекании струи на сталевыпускное отверстие координата максимального значения коэффициента теплоотдачи определяется выражением [2]:

$$x_{\max} = 1,45 \cdot d_0 \cdot \left(\frac{h}{d_0} \right)^{0,83}. \quad (2)$$

При этом максимальное значение локального коэффициента теплоотдачи определяется из критериального уравнения [2]:

$$Nu_{л\max} = 0,25 \cdot Re_0^{0,6} \cdot \left(\frac{h}{d_0} \right)^{-0,22}; \quad (3)$$

$$Nu_{л} = \frac{\alpha \cdot d_{\Gamma}}{\lambda}; \quad Re_0 = \frac{u_0 \cdot d_{\Gamma}}{\nu}, \quad (4, 5)$$

где $Nu_{л}$ и Re_0 – критерии подобия Нуссельта и Рейнольдса; λ , u_0 и ν – коэффициент теплопроводности газа, скорость газа на срезе сопла и коэффициент кинематической вязкости газа.

Определяющий размер в числах подобия $Nu_{л}$ и Re_0 , в соответствии с конфигурацией газовой струи, составит $d_{\Gamma} = 2 \cdot d_0$.

Теплофизические свойства газа приняты для определяющей температуры:

$$t_{\text{опр}} = 0,5 \cdot (t + t_{\text{ш}}), \quad (6)$$

где t – температура газа на срезе сопла, °C; $t_{\text{ш}}$ – температура шлака в летке конвертера, °C.

Текущее значение локального коэффициента теплоотдачи в соответствии со значением координаты x определяется из уравнения:

$$Nu_{л\ x} = 0,49 \cdot Re_x^{0,63}; \quad (7)$$

$$Nu_{л\ x} = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda}; \quad Re_x = \frac{u \cdot x}{\nu}. \quad (8, 9)$$

Средний коэффициент теплоотдачи определяется из критериального уравнения:

$$\overline{Nu} = 0,2 \cdot Re_0^{0,65} \cdot \left(\frac{h}{d_0} \right)^{-0,22}; \quad \overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} \cdot d_{\Gamma}}{\lambda}. \quad (10, 11)$$

При боковом натекании струи на сталевыпускное отверстие (см. рис. 3) максимальное значение локального коэффициента теплоотдачи соответствует положению критической точки и определяется из уравнения:

$$Nu_{\max} = 0,25 \cdot Re_0^{0,65} \cdot \left(\frac{h}{d_0} \right)^{-0,14}. \quad (12)$$

Средний коэффициент теплоотдачи определяется из уравнения:

$$\overline{Nu}_x = 0,97 \cdot Re_x^{0,6} \cdot \left(\frac{h}{d_0} \right)^{-0,6} \quad (13)$$

Коэффициент теплоотдачи для варианта взаимодействия струи со шлаком при втекании струи в частично заполненный шлаком канал (см. рис. 1б) представлены на рисунке 4 и 5.

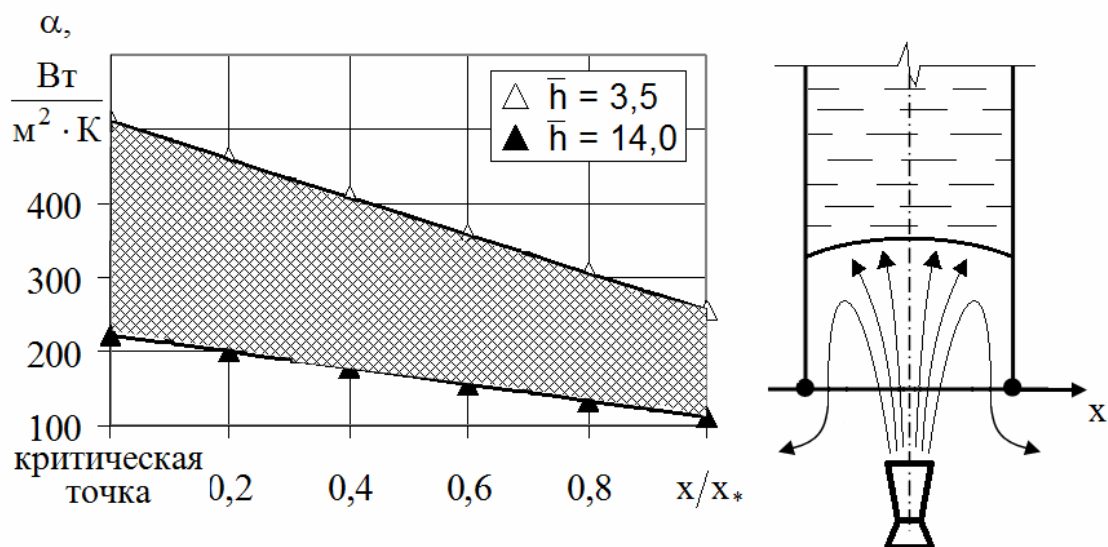


Рис. 4. Изменение локального коэффициента теплоотдачи вдоль поверхности шлака при фронтальном натекании струи

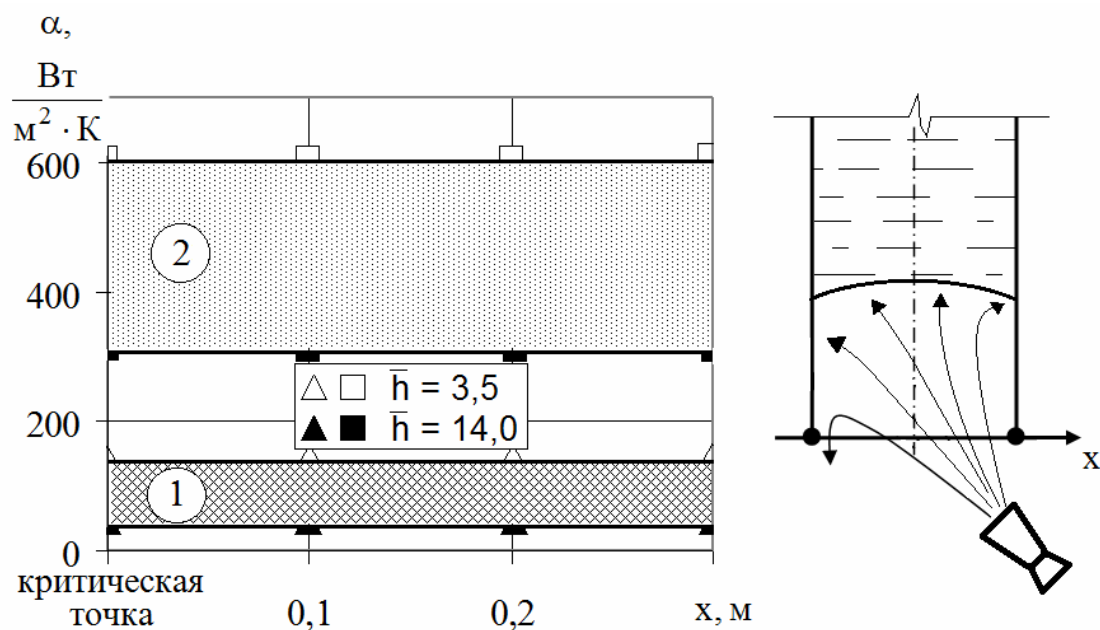


Рис. 5. Локальный (1) и средний (2) коэффициенты теплоотдачи на поверхности шлака при боковом натекании струи

При вычислении коэффициентов теплоотдачи, представленных на рисунке 4 и 5, за основу были приняты результаты исследований, изложенные в работах [4, 5].

Локальный коэффициент теплоотдачи при втекании струи в стале-левыпускное отверстие, частично заполненное шлаком, вычисляется из критерия Нуссельта для вынужденной конвекции:

$$Nu_{\text{л}} = (8 \div 12) \cdot Nu_{\text{ск}}, \quad (14)$$

где $Nu_{\text{ск}}$ – значение критерия Нуссельта для свободной конвекции, определяемое по формуле [6]:

$$Nu_{\text{ск}} = 0,378 \cdot (Pr \cdot Gr)^{0,25}; \quad (15)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a}; \quad Gr = \frac{g \cdot D^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot (t_{\text{ш}} - t), \quad (16)$$

где Pr – критерий Прандтля; a – коэффициент температуропроводности; Gr – критерий подобия Грасгофа; g – ускорение свободного падения; D – диаметр летки конвертера, принятый за определяющий размер.

Средний коэффициент теплоотдачи определяется из уравнения:

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

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

$$\left[\frac{15,8 \cdot Pr^{0,25}}{\left(0,34 \cdot \left(\frac{h}{d_0}\right)^{0,7}\right)^{\frac{5}{8}} \cdot Re_0^{\frac{3}{8}}} \right]^{0,8} \quad (17)$$

Коэффициент теплоотдачи для варианта взаимодействия струи со шлаком при втекании струи в полностью заполненный шлаком канал (см. рис. 1а) определяется по методике, изложенной в работах [7, 8], в соответствии с которой теплообмен между газом и шлаком происходит в пузырьковом режиме при следующих условиях: газовые пузыри имеют сферическую форму и одинаковый усредненный радиус, внут-

ренние циркуляции газа отсутствуют, сопротивление теплопереносу сосредоточено в газовой фазе.

Критериальное уравнение теплообмена между газовыми пузырями и шлаком представляется в следующем виде:

$$\overline{Nu} = \frac{\lambda}{2 \cdot r_{\Pi}} \cdot \left(\frac{2 \cdot Re_{\Pi}}{\pi} \right)^{0,5} \cdot \frac{f(Re_{\Pi}, Fo_{\Pi})}{\left(1 - \frac{\sqrt{Le_{\Pi}}}{Ka} \right) \cdot \sqrt{Le_{\Pi}}}; \quad (18)$$

$$Re_{\Pi} = \frac{2 \cdot r_{\Pi} \cdot w}{D_{\Pi}} \cdot \frac{1 - \alpha_v^{\frac{5}{3}}}{k_{\Pi} \cdot W_{\Pi}}; \quad Fo_{\Pi} = \frac{D_{\Pi} \cdot \tau}{r_{\Pi}^2}; \quad (19, 20)$$

$$Le_{\Pi} = \frac{a}{D_{\Pi}}; \quad Ka = \frac{r_{фш}}{c_{рш} \cdot \Delta t}, \quad (21, 22)$$

где Re_{Π} , Fo_{Π} , Le_{Π} – критерии подобия Пекле, Фурье и Льюиса для газового пузыря; D_{Π} – коэффициент диффузии, m^2/c ; α_v – объемная концентрация газовых пузырей; $r_{фш}$ – скрытая теплота фазового перехода для шлака, Дж/кг; k_{Π} и W_{Π} – коэффициенты; Ka – критерий подобия фазового превращения; $f(Re_{\Pi}, Fo_{\Pi})$ – функция, определяемая в соответствии с условиями:

$$f(Re_{\Pi}, Fo_{\Pi}) = \begin{cases} \frac{3,015}{(0,5 \cdot Re_{\Pi} \cdot Fo_{\Pi})^{0,491}} & \text{при } 10^{-3} \leq (0,5 \cdot Re_{\Pi} \cdot Fo_{\Pi}) \leq 1; \\ \frac{3,015}{(0,5 \cdot Re_{\Pi} \cdot Fo_{\Pi})^{0,117}} & \text{при } 1 \leq (0,5 \cdot Re_{\Pi} \cdot Fo_{\Pi}) \leq 10; \\ 2,3094 & \text{при } (0,5 \cdot Re_{\Pi} \cdot Fo_{\Pi}) > 10. \end{cases} \quad (23)$$

Объемная концентрация газовых пузырей в шлаке составит:

$$\alpha_v = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot n_{\Pi} \cdot r_{\Pi}^3; \quad n_{\Pi} = \frac{4 \cdot N_{\Pi}}{\pi \cdot D^2 \cdot L}, \quad (24, 25)$$

где n_{Π} – количество пузырей в единице объема, $1/m^3$; N_{Π} – количество пузырей, шт; L – длина сталевого отверстия.

Коэффициенты k_{Π} и W_{Π} определяются выражениями:

$$k_{\Pi} = \frac{\mu}{\mu_{ш}}; \quad W_{\Pi} = \frac{3 \cdot k_{\Pi} + 2}{k_{\Pi}} + \frac{2 \cdot \alpha_v^{\frac{5}{3}}}{\pi} \cdot (k_{\Pi} - 1), \quad (26, 27)$$

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

Коэффициент диффузии газа D_{Π} составил $1,5 \div 3,0 m^2/c$ [9].

Коэффициент теплоотдачи от расплава шлака к газовым пузырям определяется выражением:

$$\alpha_{\Pi} = \frac{\overline{Nu_{\Pi}} \cdot \lambda}{2 \cdot r_{\Pi}} \quad (28)$$

и составляет, в зависимости от диаметра сталевыпускного отверстия, $180 \div 290 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$

Суммарный коэффициент теплоотдачи при втекании газовой струи в сталевыпускное отверстие, с учетом теплообмена газовой струи со стенкой канала, с поверхностью шлака, и барботирования газа через шлак, составляет:

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha + \alpha_{\Pi}. \quad (29)$$

Текущая температура поверхности шлака $t_{\text{шп}}$ в летке конвертера определяется из выражения [7]:

$$\frac{t_{\text{ш}} - t_{\text{шп}}}{t_{\text{ш}} - t} = 1 - e^{\left(\frac{\alpha_{\Sigma}^2 \cdot a_{\text{ш}} \cdot \tau}{\lambda_{\text{ш}}^2} \right)} \cdot \operatorname{erfc} \left(\frac{\alpha_{\Sigma} \cdot \sqrt{a_{\text{ш}} \cdot \tau}}{\lambda_{\text{ш}}} \right), \quad (30)$$

где $a_{\text{ш}}$ – коэффициент температуропроводности шлака, $\text{м}^2/\text{с}$; τ – продолжительность контакта шлака с газом, с; $\lambda_{\text{ш}}$ – коэффициент теплопроводности шлака, $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Плотность теплового потока при натекании газовой струи на летку конвертера определяется выражением [7]:

$$q = \alpha_{\Sigma} \cdot (t_{\text{ш}} - t) \cdot e^{\left(\frac{\alpha_{\Sigma}^2 \cdot a_{\text{ш}} \cdot \tau}{\lambda_{\text{ш}}^2} \right)} \cdot \operatorname{erfc} \left(\frac{\alpha_{\Sigma} \cdot \sqrt{a_{\text{ш}} \cdot \tau}}{\lambda_{\text{ш}}} \right). \quad (31)$$

В соответствии с результатами расчетов, представленными на рисунках 2 – 5, максимальное значение коэффициента теплоотдачи α составило $600 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ (см. рис. 5), а максимальное значение суммарного коэффициента теплоотдачи, соответственно, составило $\alpha_{\Sigma} = \alpha + \alpha_{\Pi} = 600 + 290 = 890 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

С учетом максимального значения суммарного коэффициента теплоотдачи тепловое взаимодействие втекающей в летку конвертера газовой струи со шлаком отражается следующими показателями:

- продолжительность взаимодействия струи со шлаком – 5 с;
- начальная температура поверхности шлака – $1600 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- снижение температуры поверхности шлака – $75 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- теплота фазового перехода в зависимости от состава шлака – $2,83 \div 8,31 \text{ МДж}$;

- количество теплоты, аккумулированной газом при контакте со шлаком – 0,70 МДж.

Таким образом, контакт запирающей газовой струи со шлаком снижает температуру поверхности шлака до 1525 °С, а количество теплоты, аккумулированной газом, не превышает 10 ÷ 30 % теплоты фазового перехода шлака, что исключает затвердевание шлака в период отсечки и закупорку летки.

Выводы

1. Выполнен анализ интенсивности теплообмена при втекании газовой струи в канал сталевыпускного отверстия. Значения средних коэффициентов теплоотдачи составили:

- при фронтальном втекании струи в канал, из которого полностью вытеснен шлак, – 210 ÷ 380 Вт/(м²·К);
- при боковом втекании струи в канал, из которого полностью вытеснен шлак, – 160 ÷ 360 Вт/(м²·К);
- при фронтальном втекании струи в частично заполненный шлаком канал – 110 ÷ 510 Вт/(м²·К).
- при боковом втекании струи в частично заполненный шлаком канал – 205 ÷ 600 Вт/(м²·К).
- при втекании струи в полностью заполненный шлаком канал 180 ÷ 290 Вт/(м²·К).

2. Тепловой расчет взаимодействия струи со шлаком показал, что количество теплоты, аккумулированное газом при контакте со шлаком, и снижение температуры поверхности шлака исключают затвердевание шлака и закупорку летки конвертера в период отсечки.

Список литературы

1. Гичёв Ю. А. Тепловые и газодинамические режимы эксплуатации устройств струйной отсечки шлака / Ю. А. Гичёв, В. А. Перцевой // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2010. – № 3. – С. 201–204.
2. Дыбан Е. П. Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел / Е. П. Дыбан, А. И. Мазур. – К. : Наукова думка, 1982. – 303 с.
3. Теплообмен при струйном обдуве входной кромки турбинной лопатки / Е. П. Дыбан, Э. Я. Эпик, А. И. Мазур, [и др.] // Известия высших учебных заведений. Серия Энергетика. – 1972. – № 5. – С. 90–96.
4. Калинин Э. К. Тепло- и массообмен при воздействии потоков с поверхностями / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, А. С. Неверов. – М. : МАИ, 1978. – С. 63–68.
5. Калинин Э. К. Экспериментальное исследование нестационарного теплообмена в газовой полости замкнутого сосуда, частично за-

полненного жидкостью / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, А. С. Неве-
ров // Труды ВЗМИ. Серия Гидравлика. – 1975. – Вып. 4. – С. 140–154.

6. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутате-
ладзе. – М. : Атомиздат, 1979. – 416 с.

7. Протоद्याконов И. О. Гидродинамика и массообмен в системах
газ – жидкость / И. О. Протоद्याконов, И. Е. Люблинская. – Л. : Наука,
1990. – 349 с.

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

9. Баптизманский В. И. Теория кислородно-конвертерного про-
цесса / В. И. Баптизманский. – М. : Metallurgia, 1975. – 376 с.

Рукопись поступила 10.09.2011 г.