

Заключение

Исходя из объемов выбросов ртути можно сделать вывод, что сокращение выбросов ртути является важной задачей.

Пропитанный иодидом калия активированный уголь показал 100 % эффективность удаления ртути даже при 195 °С, что делает его перспективным сорбентом для демеркуризации синтез-газа на ПГУ–ВЦГ при более высокой температуре.

Список использованных источников

1. Status review of mercury control options for coal-fired power plants / J.H. Pavlish, E. A. Sondreal, M. D. Mann, E. S. Olson, K. C. Galbreath, D. L. Laudal, S. A. Benson // Fuel Processing Technology. 82 (2003). Pp. 89-165.
2. Shewchuk Mercury removal by bio-char based modified activated carbons / M. De, R. Azargohar, A. K. Dalai, S. R. Shewchuk // Fuel. 103 (2013). Pp. 570-578.
3. BP, Statistical Review of world energy, 2014.
4. National Research Council, Toxicological Effects of Methyl Mercury, National Academy Press, Washington, DC, 2000, August, Library of Congress Card Number 00-108382.
5. Chang R. The development of cost effective mercury control sorption processes, Proceedings of Air Quality II: Mercury, Trace Elements, and Particulate Matter Conference // McLean, VA, Sept. 19 – 21, 2000, Paper A4-2.
6. Gas-phase mercury removal by carbon-based sorbents / Si-Hyun Lee, Young-Ok Park // Fuel Processing Technology. 84 (2003). Pp. 197-206.

УДК 669.187

С. Н. Тимошенко¹, Ю. Г. Ярошенко², М. В. Губинский³

¹ Донецкий национальный технический университет, г. Покровск, Украина;

² ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, Россия;

³ Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепропетровск, Украина

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ МОДЕРНИЗАЦИИ ЭЛЕКТРОДУГОВЫХ ПЕЧЕЙ ЛИТЕЙНОГО КЛАССА

Аннотация

Моделирование теплообмена в рабочем пространстве дуговой сталеплавильной печи (ДСП) литейного класса вместимостью 3т показало, что при длительности простоя печи 18–20 часов и более, замена 40 % футеровки стен и 16–20 % футеровки свода водоохлаждаемыми элементами с объемной структурой обеспечивает паритет с кирпичной

футеровкой по расходу электроэнергии при существенной экономии огнеупоров. Увеличение глубины ванны при данной массе плавки, предварительная загрузка скрапа и применение системы рассредоточенной аспирации повышает энергоэффективность ДСП.

Ключевые слова: дуговая печь литейного класса, теплообмен в период простоя, энергоэффективность, геометрия ванны, водоохлаждаемые элементы с объемной структурой, система рассредоточенной аспирации.

Abstract

Modeling of heat transfer in the working space of the electric arc furnace (EAF) of a foundry class with a capacity of 3 tons has shown that with a downtime of 18–20 hours or more, replacing 40 % of the wall lining and 16–20 % of the roof lining by water-cooled elements with a volume structure provides parity with brick lining on the consumption of electricity with a significant saving of refractories. Increasing the depth of the bath at a given melting mass, preloading scrap and using a dispersed aspiration system increases the energy efficiency of the EAF.

Key words: electric arc furnace, heat exchange during downtime, energy efficiency, bath geometry, water-cooled elements with a volume structure, a system of dispersed aspiration.

В литейных цехах машиностроительных заводов широкое распространение получили дуговые сталеплавильные печи (ДСП) вместимостью 3–6 т. Невысокая (до 0,5–0,7 МВА/т) удельная мощность трансформатора в сочетании с энергоемкой классической технологией, повышенными потерями теплоты и длительными (до суток и более) простоями, неэффективная система аспирации предопределяют низкую, в сравнении с ДСП «большой» металлургии, энергоэффективность и экологичность, повышенный удельный расход огнеупоров и электродов. Численное моделирование протекающих в ДСП процессов может быть эффективно использовано для разработки энергоэффективных решений при проектировании и модернизации ДСП литейного класса.

Большинство математических моделей процессов тепло- и массообмена в ДСП описывают период работы с жидкой ванной и не затрагивают наиболее энергоемкий и сложный для моделирования период плавления. D. Guo и G. Irons [1] установили, что около 80 % энергии дуг передается излучением, 15–18 % – теплопроводностью непосредственно в ванну и 2–5% теряется в электродах. J. C. Gruber, T. Echterhof и H. Pfeifer [2] исследовали влияние высокотемпературного региона дуги на формирование газовых потоков в рабочем пространстве ДСП, дали оценку потерям энергии с притоком холодного воздуха в рабочее пространство и распределению температуры излучающей поверхности электродов. O. Gonzales, M. Ramirez-Argaez и F. Conejo [3] исследовали скорость нагрева жидкой ванны электрическими дугами и установили положительное влияние длины дуги на данный параметр. Тепло- и массообмен в перемешиваемой сталеплавильной ванне, согласно исследованиям M. Kawakami, R. Takatani, L. Brabie [4], а также J. Li и N. Provatas [5], определяются коэффициентом теплоотдачи в расплаве.

Более сложные математические модели V. Logar, D. Dovžan, I. Škrjanc [6]; F. Opitz и P. Treffinger [7]; Ю. А. Станкевича, В.И. Тимошпольского и др. [8] дают описание не только процессов в жидкой ванне, но и, с определенными допущениями, динамики плавления шихты энергией излучения дугового разряда.

Перечисленные модели разработаны для условий ритмично работающих ДСП, в которых процессы аккумуляции теплоты футеровкой не оказывают заметного влияния на энерготехнологические показатели. Вместе с тем, после суточного простоя ДСП литейного класса, согласно [9], только для восстановления энтальпии футеровки требуется энергия на уровне теоретического расхода на выплавку стали.

Следует отметить, что применительно к ДСП «малой» металлургии концепция водоохлаждаемых элементов (ВЭ), как экономичной замены огнеупорной футеровки, окончательно не сформулирована, в отличие от печей «большой» металлургии с интенсивной технологией и коротким периодом работы с жидкой ванной. Об этом свидетельствует опыт США, где ВЭ используют только на 12% ДСП литейных цехов [10]. Соответственно, данная тема не нашла должного отражения и в математических моделях. Предпринята попытка обоснования замены энергоемкой футеровки свода ВЭ для 12-т ДСП постоянного тока, работающей в условиях длительных простоев [11].

Проблема повышенных потерь теплоты излучением в ДСП усугубляется традиционными представлениями технологов о необходимости мелкой и плоской сталеплавильной ванны для обеспечения процессов рафинирования стали [12]. Современные средства донной продувки ванны инертным газом позволяют компенсировать снижение межфазной поверхности металл-шлак более интенсивным перемешиванием реагирующих фаз. Поэтому, в математической модели энерготехнологических процессов в ДСП представляется целесообразной функция оптимизации геометрии ванны с учетом влияния данного фактора на потери теплоты излучением и показатели конвективного тепло- и массообмена, в частности, скорость плавления фрагментов скрапа в жидкой стали [13].

Потери теплоты с пылегазовой средой являются одной из основных статей потерь энергии в ДСП, поэтому важным фактором энергоэффективности является работа системы аспирации. Недостатком традиционной для малотоннажных ДСП системы газоудаления в виде порталной камеры является неэффективность локализации неорганизованных выбросов пылегазовой среды в электродные зазоры и существенный приток воздуха в печь. Следствием является повышенный угар шихты (до 20–22 кг/т) и электродов, экологические проблемы, усиливающиеся при износе кирпичной зоны распада электродов [14]. Поэтому, вопросы оптимизации системы аспирации ДСП также должны найти отражение в математической модели.

Таким образом, актуальной задачей является разработка математической модели, адекватно описывающей энерготехнологические процессы в ДСП литейного класса.

Целью работы является математическое моделирование малозатратных решений по повышению энергоэффективности ДСП литейного класса, снижению расхода огнеупоров и электродов. Методика исследований заключается в численном моделировании тепловой работы и движения пылегазовой среды в рабочем пространстве печи при варьировании типа и относительной площади ВЭ, геометрии ванны и системы аспирации.

Схема, отражающая теплообмен и газодинамику в рабочем пространстве ДСП и решения по повышению энергоэффективности приведены на рис. 1. Блок-схема математической модели приведена на рис. 2. Исследования выполнены применительно к ДСП переменного тока вместимостью 3 т и мощностью трансформатора 1,8 МВА.

Рассмотрены два случая тепловой работы печи при простоях: при наличии скрапа в рабочем пространстве на следующую плавку (100 % завалки с учетом расходного коэффициента) и при отсутствии скрапа в печи (из-за неопределенности выплавляемой марки стали после простоя). Для каждого из случаев рассмотрены варианты: без ВЭ (базовое техническое решение) и с ВЭ (традиционный вариант с плотной структурой труб и новые энергосберегающие решения с объемной структурой). Относительная площадь ВЭ стен, исходя из безопасности эксплуатации печи при технологических наклонах, принята 0,4. Относительная площадь ВЭ свода $\beta_{всв}$ варьируется от 0 до 1. В опции с ВЭ дополнительно оценивали влияние геометрии ванны: исходная и «глубокая» (при данной массе плавки) на потери теплоты в ВЭ.

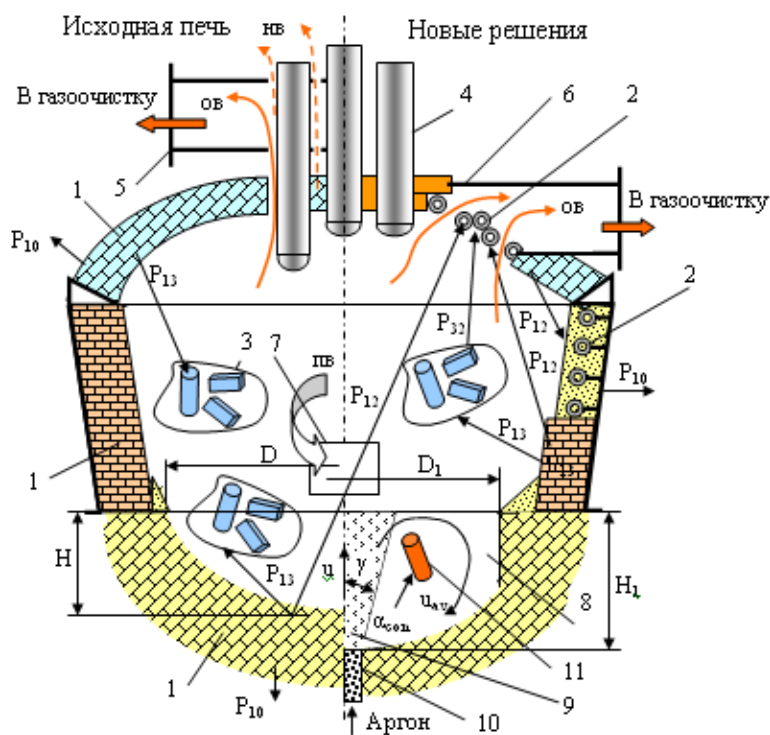


Рис. 1. Схема теплообмена и аспирации в рабочем пространстве малотоннажной ДСП:

1 – огнеупорная футеровка; 2 – ВЭ стен и свода; 3 – шихта; 4 – электроды; 5 – порталная камера; 6 – система рассредоточенной аспирации; 7 – рабочее окно; 8 – жидкая ванна; 9 – двухфазная область; 10 – пористая пробка; 11 – фрагмент скрапа; ов, нв, пв – организованные, неорганизованные выбросы пылегазовой среды и приток воздуха соответственно



Рис. 2. Блок схема математической модели поиска энергоэффективных решений ДСП литейного класса.

Изменение энтальпии футеровки во время простоя печи продолжительностью τ_{np} описывается в одномерной постановке следующим уравнением:

$$dQ/d\tau_d = P_{10} + P_{12} + P_{13}, \quad (1)$$

где P_{10} , P_{12} , P_{13} – мощность потерь энергии внешней поверхностью печи в окружающую среду, и внутренней поверхностью футеровки на ВЭ и скрап соответственно (см. рис. 1). Параметр P_{10} включает радиационную и конвективную составляющие:

$$P_{10} = \left[\alpha_{нов} \cdot (t_{нов} - t_0) + \sigma \cdot \varepsilon_{нов} \cdot \left[(t_{нов} + 273)^4 - (t_0 + 273)^4 \right] \right] \cdot F, \quad (2)$$

где σ – константа Стефана-Больцмана; $\varepsilon_{нов}$ – степень черноты поверхности, F – площадь наружной поверхности корпуса печи, t_0 – температура окружающей среды.

Коэффициент теплоотдачи поверхности футеровки в окружающую среду $\alpha_{нов}$, входящий в (2), определяется уравнением [2 Сум], в котором выражение под знаком логарифма представляет собой эмпирическую зависимость $t_{нов}$ от τ_{np} , полученную путем обработки опытных данных [9]:

$$\alpha_{нов} = 31,46 \cdot \ln(200 - 3,85 \cdot \tau_{np}) - 120,80. \quad (3)$$

Скрап, нагреваясь, передает часть теплоты P_{32} (см. рис. 1) ВЭ, что отражается на процессе, описываемом (1), через текущую температуру скрапа. При оценке параметров теплообмена P_{12} , P_{13} , P_{32} , для инженерного расчета, учитывали только радиационную составляющую аналогично выражению (2), с учетом температуры скрапа, ВЭ и площади внутренней поверхности корпуса печи.

Решением (1), выполненным численно с шагом 0,1 час в пакете MathcadV14, получены значения затрат энергии на аккумуляцию теплоты ограждением рабо-

чего пространства (футеровка, ВЭ) в зависимости от $\beta_{всв}$ и τ_d . Они были использованы для оценки энергоэффективности модернизации ДСП, которая состояла в сравнении удельных затрат электроэнергии для исходной печи с огнеупорной футеровкой и вариантов установки ВЭ. Ввиду сопоставительного характера расчета, в энергобалансе ДСП ряд расходных (потери теплоты через футеровку, электрические потери), а также приходных составляющих (теплота экзотермических реакций, ТКГ) приняты для рассмотренных вариантов одинаковыми, и их оценка выполнена согласно [15]. В расчете теоретического расхода энергии на процессы нагрева, плавления металлошихты и перегрева ванны до температуры выпуска стали, шлакообразования и легирования учитывали остаточную энтальпию скрапа.

Разработана модель теплообмена излучением (рис. 3), на которой базируется оценка энергоэффективности ДСП при изменении геометрии ванны [12].

Результирующий тепловой поток q на ВЭ (WCE) является функцией взаимного излучения ванны, поверхности электродов и пылегазовой среды в рабочем пространстве, учитываемой приведенной степенью черноты ε_r [16]. Рассматривается период нагрева, как наиболее теплонапряженный. Излучение дуг, согласно технологии, экранировано вспененным шлаком и учитывается косвенно через температуру поверхности ванны.

Потери теплоты с водой определены с учетом конструктивных решений ВЭ, как традиционных (с плотной структурой труб), так и энергосберегающих [11]. Рассматривается период работы с жидкой ванной, как наиболее теплонапряженный. Результирующий тепловой поток на ВЭ является функцией взаимного излучения ванны, поверхности электродов и пылегазовой среды в рабочем пространстве ДСП. Излучение дуг, экранированных электродами и шлаком, учитывается косвенно через температуру поверхности ванны. Мощность теплового потока с поверхности излучения на единицу принимающей поверхности определяется законом Стефана-Больцмана:

$$Q_{rad} = \sigma \cdot \varepsilon_r \cdot (T_{rad}^4 - T_{res}^4) \iint_{S_{rad}} [(\cos \theta \cdot \cos \gamma) / r^2] dS_{rad}, \quad (4)$$

где σ – постоянная Стефана-Больцмана; T_{rad}, T_{res} – температура излучающей и принимающей теплоту поверхностей; r – радиус-вектор в направлении от излучающей к принимающей поверхности; θ, γ – направляющие углы. Подинтегральное выражение в (4) представляет собой коэффициент взаимной облученности поверхностей теплообмена.

Мощность потерь энергии излучения тепловоспринимающей охлаждаемой поверхностью S , составляет:

$$Q_{loss} = k_{av} \int_S Q_{rad} \cdot dS. \quad (5)$$

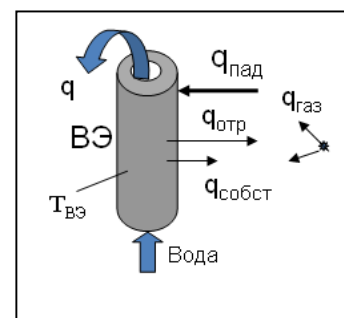
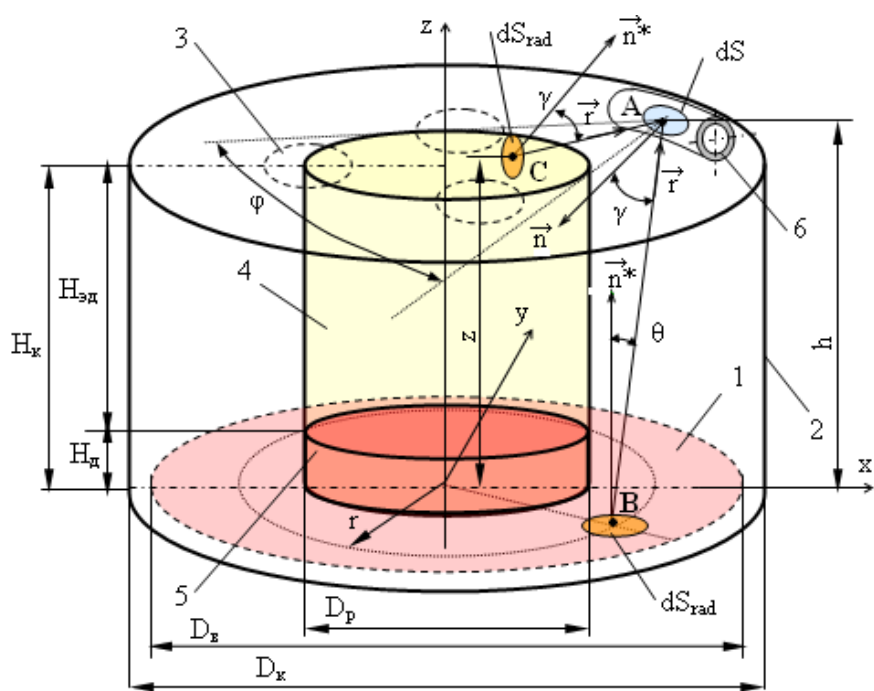


Рис. 3. Схема теплообмена излучением: 1 – ванна; 2 – корпус; 3 – электрод; 4 – условная поверхность электродов; 5 – условная поверхность дуг; 6 – ВЭ

Входящий в (5) коэффициент усреднения результирующего теплового потока k по охлаждаемой поверхности энергосберегающего ВЭ с развитой гарнизанной футеровкой оценивали на основании расчета стационарного теплообмена в ВЭ, выполненного в пакете прикладных программ ELCUT 6.2 (рис. 4) по методике [11]. Для традиционных ВЭ с плотной структурой труб величина k близка к 1.

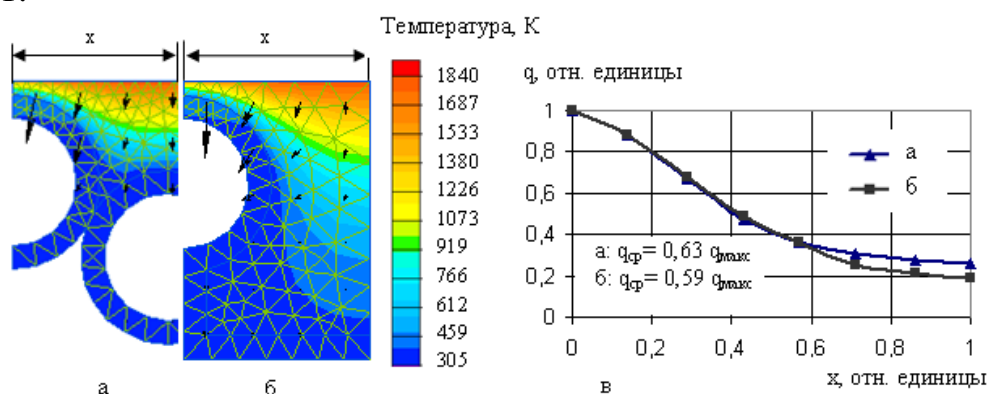


Рис. 4. Температурное поле сводовых ВЭ со смещенными осями труб (а), стеновых ВЭ с неплотной структурой труб (б) и оценка средней величины результирующего теплового потока потерь теплоты с водой (в).

Стрелками показано направление теплового потока q

Вариант «глубокой» ванны может быть реализован без заметных конструктивных изменений печи путем уменьшения диаметра излучающей поверхности расплава с $D = 2,1$ до $D_1 = 1,8$ м (см. рис. 1). При этом глубина ванны H_1 относительно исходной H увеличивается согласно уравнению объема цилиндро-сферического тела. Расчет выполнен для плавки массой 3 т при допущении, что потери теплоты излучения с водой имеют место в условный период жидкой ванны длительностью 1,2 часа. Расчетные удельные потери теплоты с водой, полученные

численным решением (4), (5) в пакете прикладных программ Mathcad V14, приведены на рис. 5.

Согласно расчетам, потери теплоты с водой при использовании энергосберегающих ВЭ с пространственной структурой, способствующей образованию гарнисажа, снижаются на 37–39 % в сравнении с традиционными панелями с плотной структурой труб. «Глубокая» ванна позволяет дополнительно уменьшить потери на 13–18 %. При этом, с увеличением $\beta_{всв}$ от 16 до 100 % эффект снижения излучающей поверхности расплава на тепловые потери возрастает в 1,5 раза.

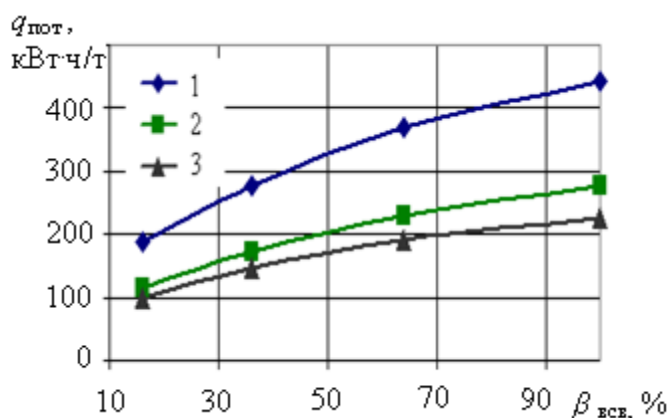


Рис. 5. Удельные потери теплоты с водой $q_{пот}$ от поверхности охлаждения свода $\beta_{всв}$: 1 – ВЭ с плотной структурой труб; 2 – ВЭ со смещенными осями труб; 3 – ВЭ по (2) + «глубокая» ванна

В пакете прикладных программ Excel получены следующие эмпирические уравнения, связывающие удельные потери теплоты с водой для ВЭ традиционных (Q_{wt}), энергосберегающих (Q_{we}) и энергосберегающих с «глубокой» ванной (Q_{wedb}) имеют вид соответственно, кВтч/т:

$$Q_{wt} = 138.8 \ln(\beta_{wcr} \cdot 100) - 204.68; \quad (6)$$

$$Q_{we} = 87.98 \ln(\beta_{wcr} \cdot 100) - 134.30; \quad (7)$$

$$Q_{wedb} = 68.36 \ln(\beta_{wcr} \cdot 100) - 92.66. \quad (8)$$

Преимуществом «глубокой» ванны является интенсификация процессов тепло- и массообмена, в частности, плавления фрагментов скрапа в жидкой стали. Выполним оценку продолжительности плавления фрагментов скрапа в пневматически перемешиваемой ванне ДСП и влияние на нее геометрических параметров ванны.

Движущей силой возникающей циркуляции металла является разность плотностей среды с двухфазной области и окружающем пространстве. Теплообмен в системе ванна жидкого чугуна в конвертере – фрагменты скрапа исследовали М. Kawakami, R. Takatani [4]. Получено следующее критериальное уравнение, которое использовано для оценки влияния глубины ванны на скорость плавления скрапа в сталеплавильной ванне:

$$Nu = 0,017 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33}, \quad (9)$$

где $Nu = \alpha_{кон} \cdot L / \lambda$ – число Нуссельта; $\alpha_{кон}$ – коэффициент конвективной теплоотдачи от жидкой ванны к фрагменту скрапа; L – характерный размер ванны, в данном случае глубина ($L=H_B$); λ – коэффициент теплопроводности жидкой

стали; $Re = u_0 \cdot L / \nu$ – число Рейнольдса; u_0 – характерная скорость среды в жидкой ванне; ν – коэффициент кинематической вязкости жидкой стали; $Pr = \rho \cdot C \cdot \nu / \lambda$ – число Прандтля; ρ – плотность жидкой стали; C – теплоемкость жидкой стали.

Основным параметром, определяющим коэффициент конвективной теплоотдачи (входит в число Nu), а, следовательно, интенсивность плавления фрагментов скрапа в ванне, является характерная скорость конвективных потоков в жидкой ванне. При пневматическом перемешивании в ванне можно выделить две области: центральная двухфазная и периферийная с восходящим и нисходящим потоками соответственно (см. рис. 1). Согласно D. Mazumdar, R. Guthrie и A. Ghosh [17, 18], средняя скорость движения расплава в двухфазной области (u) и средняя скорость циркуляции в ванне (u_{cp}) определяются следующими эмпирическими уравнениями в зависимости от расхода аргона Q и геометрических параметров ванны D, H :

$$u = 4,5 \cdot Q^{0,33} \cdot H_B^{0,25} / (0,5D_B)^{0,33}; \quad (10)$$

$$u_{cp} = 0,79 \cdot Q^{0,33} \cdot H_B^{0,25} / (0,5D_B)^{0,67}. \quad (11)$$

При оценке коэффициента конвективной теплоотдачи от жидкой ванны к фрагменту скрапа из критериального уравнения (9) следует в качестве характерной скорости в жидкой ванне u_0 взять средневзвешенную величину из (10) и (11) с учетом объема двухфазной области, определяемого на основании параметров D_p, d, α , и объема периферийной области, как разности между объемами ванны и двухфазной области.

Учитывая достаточно высокий коэффициент теплоотдачи в ванне, можно для основных категорий относительно легковесного скрапа полагать, что процесс намерзания и плавления корочки происходит не будет [19] и воспользоваться методикой И.Д. Семикина [20]. Формула для длительности плавления ($\tau_{пл}$) имеет вид:

$$\tau_{пл} = (\gamma \cdot C_{скр} / \alpha_{кон}) \cdot \ln((T_m - T_0) / (T_m - T_{пл})), \quad (12)$$

где γ – отношение массы скрапа к его поверхности; $C_{скр}$ – теплоемкость скрапа; $T_m, T_{пл}$ – температура ванны и температура плавления скрапа, соответственно, К; T_0 – начальная температура скрапа.

Оценка скорости плавления скрапа в ДСП выполнена по (12) для типового скрапа АЗ насыпной плотностью $0,7 \text{ т/м}^3$. Значение $\alpha_{кон}$ рассчитывается из (9) с учетом соотношений (10), (11).

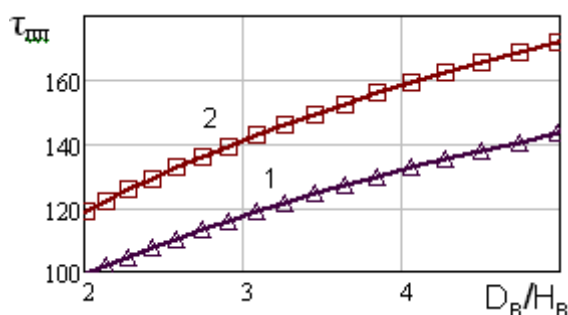


Рис. 6. Зависимость длительности плавления скрапа $\tau_{пл}$, с от D_B / H_B . Интенсивность продувки ванны 20 (1) и $40 \text{ нм}^3/\text{ч}$ (2)

Результаты расчета, приведенные на рис. 6, согласуются с экспериментальными данными J. Li и N. Provatas [5] и показывают, что переход от стандартной ванны с $D_6 / H_6 = 4,5-5$ к «глубокой» ванне с $D_6 / H_6 = 2,5-3,3$ позволяет увеличить скорость плавления скрапа и, соответственно, производительность и энергоэффективность периода работы ДСП литейного класса с жидкой ванной в 1,3–2 раза.

Оснащение ДСП литейного класса эффективной системой аспирации на базе комбинированного (с элементами охлаждения центральной части) свода взамен традиционной порталной камеры представляется целесообразным для повышения ее энергоэффективности и экологичности. В системе рассредоточенной аспирации, схематично показанной на рис. 1, реализованы принципы приближения аспирационной поверхности к области электродных кольцевых зазоров и ее рассредоточения между центром и периферией подсводового пространства ДСП. С этой целью в центральной части свода предусмотрена невысокая верхняя камера с горизонтальным газоотводящим патрубком. Реализация данного технического решения направлена на снижение неорганизованных выбросов пылегазовой среды (ПГС) и, косвенно, на сокращение расхода электродов и сводового кирпича (по месту установки газоотводящего патрубка).

Для исследования аспирации в электродуговой печи использован пакет прикладных программ CosmosFloWorks. Предварительный анализ показал, что течение среды в исследуемом объекте является турбулентным. Расчет выполняли численно на основе уравнений Навье-Стокса (13) и неразрывности (14) с использованием $k - \varepsilon$ модели турбулентности.

$$\frac{\partial \vec{w}}{\partial \tau} + (\nabla \vec{w}) \cdot \vec{w} = -\frac{1}{\rho} \cdot \nabla p + \eta \cdot \nabla^2 \vec{w} + F \quad (13)$$

$$\operatorname{div} \vec{w} = 0, \quad (14)$$

где ρ – плотность, w – скорость, p – давление, τ – время, F – объемная плотность сил, η – динамическая вязкость среды.

Расчет заключается в определении поля скоростей, давлений и температур газового потока в печи для следующих допущениях и граничных условий, принятых в модели:

- в качестве газовой смеси рассматривается воздух;
- теплообмен газа с элементами рабочего пространства отсутствует;
- в выходном сечении газоотводящего патрубка разрежение 15 Па, температура отходящих газов средняя 1000 К;
- в сечении рабочего окна нормальные условия: атмосферное давление и температура газа 293 К;
- на поверхности условной камеры над печью: атмосферное давление и температура газа 293 К;
- на условной поверхности дна «колодца» интенсивность газообразования $2 \text{ м}^3/\text{с}$ при температуре газа 1850 К и атмосферном давлении;
- ширина электродных зазоров 30 мм;
- на оставшихся поверхностях – реальная стенка с шероховатостью 1 мм.

На полученные результаты расчета поля скоростей накладывали поток частиц плавильной пыли, генерируемый источником ПГС в условном дне проплавленного электродами «колодца». Принятые в численной модели параметры пылевыведения: интенсивность 0,042 кг/с, средний размер частиц 20 мкм, плотность 3 г/см³ соответствуют литературным данным по запыленности отходящих газов ДСП [21]. Число условных частиц пыли в зоне образования (дно «колодца») принято 100 единиц. Скорость и температура частиц пыли в численной модели «привязаны» к расчетным параметрам газового потока.

Результаты численного моделирования в виде поля скоростей и траекторий движения частиц плавильной пыли для традиционной аспирационной системы малотоннажных ДСП – порталной камеры и системы рассредоточенной аспирации показано на рис. 7,а и 7,б соответственно.

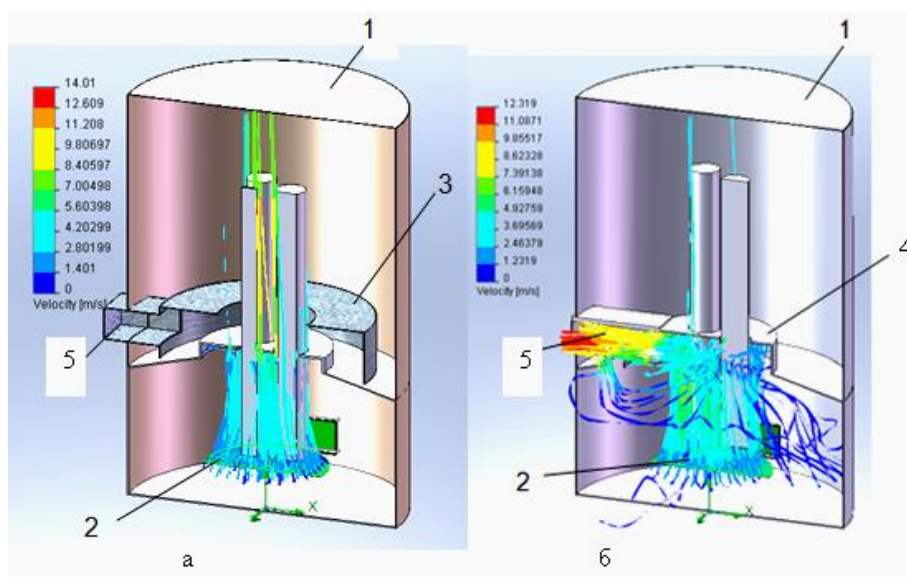


Рис. 7. Результаты численного моделирования системы аспирации с верхней камерой (а) и системы рассредоточенной аспирации (б):

1 – условная камера над сводом; 2 – условная поверхность, генерирующая потоки газовой среды и частиц пыли; 3 – порталная камера; 4 – верхняя сводовая камера; 5 – газоотводящий патрубок

Интегральные значения параметров, характеризующих качество работы аспирационной системы, полученные в результате решения задачи, приведены в таблице.

Таблица

Расчетные показатели эффективности систем аспирации 3-т ДСП

Вариант на рис. б	Доля неорганизованных выбросов в общем объеме ПГС, %	Доля притока воздуха в общем объеме ПГС, %	Доля частиц пыли, выносимых из печи, %		
			В электродные зазоры	В газоотводящий патрубок	Всего
а	37,2	18,2	42	0	42
б	18,4	16,3	2	32	34

Результаты моделирования показывают низкую эффективность порталной камеры при улавливании неорганизованных выбросов через электродные зазоры, которые составляют 37 % общего количества ПГС. Неудовлетворительной представляется ситуация с выбросами плавильной пыли из печи, которые достигают 42 % от ее общего количества, образующегося при плавлении шихты. Вместе с тем, порталная камера обеспечивает сравнительно небольшой приток воздуха в рабочее окно, что связано с повышенным гидравлическим сопротивлением движению печных газов. Линии тока газовой среды и траектории условных частиц пыли (рис. 7, а) подтверждают вышесказанное.

Применение системы рассредоточенной аспирации взамен традиционной порталной камеры приводит к снижению неорганизованных выбросов в 2 раза, притока воздуха в печь на 11 % и выноса плавильной пыли из печи на 20 %.

Характеристикой энергоэффективности решений по модернизации ДСП литейного класса является отношение расчетного удельного расхода электроэнергии к данному параметру для исходной печи с огнеупорной футеровкой χ . На основе совместного решения (1) и (6–8), выполненного численно с шагом 0,1 час в пакете Mathcad V14, получены зависимости χ от $\tau_{\text{пр}}$ и $\beta_{\text{всв}}$, приведенные на рис. 8 для случаев простоя ДСП с предварительно загруженным скрапом и без него. Ввиду сопоставительного характера расчета, в энергобалансе ДСП ряд расходных (потери теплоты с пылегазовой средой, электрические потери), а также приходных составляющих (теплота экзотермических реакций) приняты для рассмотренных вариантов одинаковыми, и их оценка выполнена согласно [15]. В расчете теоретического расхода энергии на процессы нагрева, плавления металлошихты и перегрева ванны до температуры выпуска стали, шлакообразования и легирования учитывали остаточную энтальпию скрапа.

Согласно приведенным данным, увеличение длительности простоев ДСП малой вместимости литейного класса до 18–20 часов и более создает условия энергоэффективности частичной замены огнеупорной футеровки ВЭ с пространственной структурой и применением «глубокой» ванны. В ДСП–3 с трансформатором удельной мощностью 0,5–0,7 МВА/т и относительной площадью ВЭ стен 40 %, относительная площадь ВЭ свода может составлять до 20 %.

Предварительная загрузка скрапа существенно увеличивает возможности рассмотренных решений по модернизации ДСП в сторону как уменьшения порога продолжительности простоев, так и увеличения относительной площади водоохлаждения стен и свода.

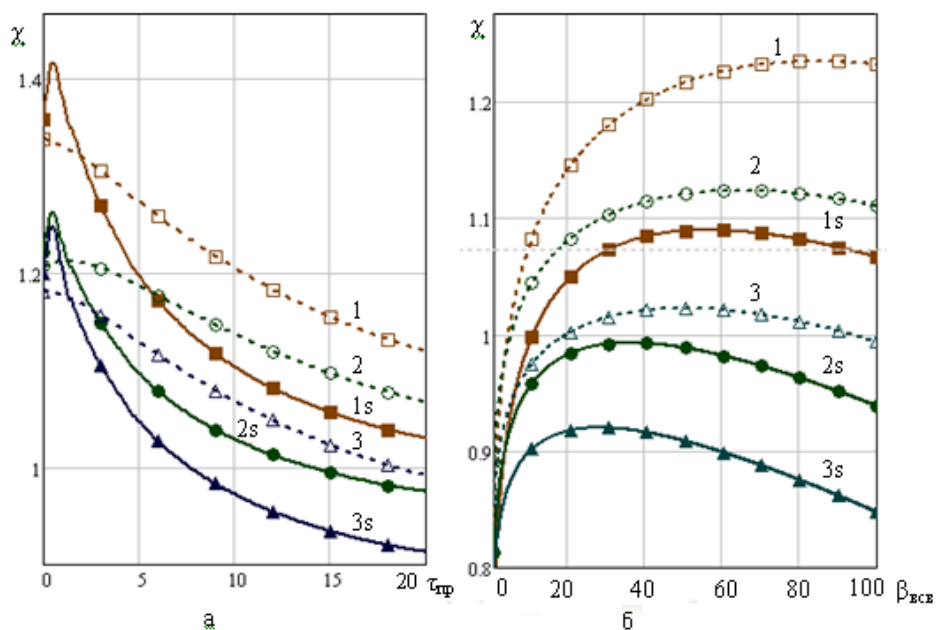


Рис. 8. Зависимость энергоэффективности ДСП χ от продолжительности простоев печи $\tau_{пр}$, час при $\beta_{всв} = 0,16$ (а) и от относительной водоохлаждаемой поверхности свода $\beta_{всв}$, % при $\tau_{пр} = 20$ часов (б):

1 – ВЭ с плотной структурой труб; 2 – энергосберегающие ВЭ (рис. 2); 3 – энергосберегающие ВЭ + «глубокая» ванна. Индекс “s” у кривых означает скрап, загруженный в ДСП в период простоя

Заключение. Разработана математическая модель процессов тепло- и массообмена в ДСП, основанная на фундаментальных положениях теории теплообмена излучением и конвекцией, известных эмпирических соотношений, позволяющая, с учетом предложенных авторами новых решений, дать оценку энергоэффективности ДСП литейного класса.

С применением модели, показано, что в условиях простоев 3-т ДСП 18–20 часов и более использование водоохлаждаемых элементов с пространственной структурой и «глубокой» сталеплавильной ванны позволяют уменьшить энергопотребление за счет снижения затрат на аккумуляцию тепла массивной огнеупорной футеровкой. При удельной мощности трансформатора 0,5–0,7 МВА/т и относительной площадью ВЭ стен 40 %, относительная площадь ВЭ свода может составлять до 20 %, что обеспечивает паритет с кирпичной футеровкой по расходу электроэнергии при существенной экономии огнеупоров и электродов.

Применение «глубокой» ванны позволяет увеличить скорость плавления скрапа и, соответственно, производительность и энергоэффективность периода работы ДСП литейного класса с жидкой ванной в 1,3–2 раза.

Система рассредоточенной аспирации пылегазовыделений обеспечивает снижение неорганизованных пылегазовых выбросов в 2 раза, и вынос плавильной пыли из печи на 20 %.

Реализация результатов численного моделирования с учетом предложенных решений по повышению энергоэффективности осуществлено в комбинированном водоохлаждаемом своде модернизированной 3-т ДСП литейного класса [22] и в новой 15-т универсальной ДСП [23].

Список использованных источников

1. Guo D., Irons J. Modeling of radiation intensity in an EAF. Third International Conf. of CRD in the Minerals and process industry. CSIRO, Melbourne, Australia. 10-12 December. 2003. Pp. 223-228.
2. Gruber J., Echterhof T., Pfeifer H. Investigation on the Influence of the Arc Region on Heat and Mass Transport in an EAF Freeboard using Numerical Modeling. Steel research international. 2016. Vol. 87. No.1. Pp. 15-28.
3. Gonsalez O., Ramirez-Argaez M., Conejo A. Effect of Arc Length on Fluid Flow and Mixing Phenomena in AC Electric Arc Furnaces. ISIJ International. 2010. Vol. 50. No. 1. Pp. 1-8.
4. Kawakami M., Takatani R. Heat and Mass Transfer Analysis of Scrap Melting in Steel Bath. Tetsu to Hagane. 1999. Vol. 85. No. 9. Pp. 658-665.
5. Li J., Provatas N. Kinetics of Scrap Melting in Liquid Steel: Multipiece Scrap Melting. Metallurgical and Material Transactions. 2008, vol. 39B, no 4, pp. 268–279.
6. Logar V., Dovžan D., Škrjanc I. Modeling and Validation of an Electric Arc Furnace. ISIJ International. 2012. Vol. 52. No. 3. Pp. 402-423.
7. Opitz F., Treffinger, P. Physics-Based Modeling of Electric Operation, Heat Transfer, and Scrap Melting in an AC Electric Arc Furnace. Metallurgical and Material Transactions. 2016. Vol. 47. Pp. 1489-1503.
8. Stankevich Yu.A., Timoshpol'skii V.I., Pavlyukevich N.V. et al. Mathematical modeling of the heating and melting of the metal charge in an electric arc furnace. Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2009. Vol. 82. No. 2. Pp. 221-235.
9. Mironov Yu.M., Petrov V.G. Thermal losses and power efficiency of arc steelmaking furnaces. Metally (Russian Metallurgy). 2010. No. 12. Pp. 1141-1144.
10. Biswas, S. Peaslee K., Lekakh S. Melting Energy Efficiency in Steel Foundries / AFS Transactions 2012. American Foundry Society, Schaumburg, IL USA, pp. 449-456. Available at: <http://www.afsinc.org/files/12-040.pdf> (assessed 07.03.2018).
11. Тимошенко С.Н. Энергоэффективные решения при модернизации дуговых печей постоянного тока литейного класса / С.Н. Тимошенко, А.А. Филиппи, С.П. Онищенко, П.И. Тищенко // Металл и литье Украины. 2017. № 8-10 (291–293). С. 48-55.
12. Timoshenko S.N. Computer modeling bath geometry to improve energy efficiency of electric arc furnace // System technologies. No. 3 (104). Dnepropetrovsk. 2016. Pp. 33-39.
13. Тимошенко С.Н. Повышение энергоэффективности электросталеплавильного процесса с непрерывным плавлением шихты в жидкой ванне/ С.Н. Тимошенко, М.В. Губинский // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. Збірник наукових праць. Вип.8. Дніпро: Нова ідеологія, 2016. С. 174-183.

14. Тимошенко С.Н. Моделирование системы аспирации электродуговой печи с целью повышения энергоэффективности и экологической безопасности / С.Н. Тимошенко, П.И. Тищенко, Н.С. Тимошенко, А.Н. Семко // Экология и промышленность. Харьков: «УкрНТИЦ «Энергосталь», 2013. №2(35). С. 66-69.
15. Toulouevski Yu.N., Zinurov I.Y. Innovation in Electric Arc Furnaces. Scientific Basis for Selection // Berlin: Springer, 2010. – 258 p.
16. Howell J., Pinar Menguc M., Siegel R. Thermal Radiation Heat Transfer, 5th Edition // CRC press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, London, New York, 2011. 987 p.
17. Mazumdar D. The Physical and Mathematical Modeling of Gas Stirred Ladle Systems / D. Mazumdar, R. Guthrie // ISIJ International. 1995. Vol. 35. № 1. P. 1-20.
18. Ghosh A. Secondary Steelmaking. Principles and Applications / CRC Press, 2000. 344 p.
19. Сериков В.А. Угар металла и нагрев шихты в расплаве в дуговых электропечах / В.А.Сериков, Р.А. Бикеев., М.В.Чередниченко, В.С. Чередниченко // Электротехнология. 2015. № 9. С.2-8.
20. Румянцев В.Д., Ольшанский В.М. Теплотехника: учебное пособие / Под ред. В.И. Губинского. – Днепропетровск: Пороги, 2002. – 325 с.
21. Guézennec A.G., Huber J.C., Patisson F., Sessiecq Ph., Birat J.P., Ablitzer D. Dust Formation by Bubble-burst Phenomenon at the Surface of a Liquid Steel Bath // ISIJ International. 2004. Vol. 44. No. 8. Pp. 1328-1333.
22. Дорошенко А.В. Комбинированный водоохлаждаемый свод дуговых электропечей малой вместимости / А.В. Дорошенко, Б.П. Дядьков, С.Н. Тимошенко, П.И. Тищенко // Metallurgical and Mining Industry. 2017. № 5. С. 91-95.
23. Шумаков В.Ф. Дуговая печь малой вместимости для литейных цехов и региональных микро-заводов / В.Ф. Шумаков, А.И. Малахов, А.В. Буряк, В.В. Голик, М.П. Анацкий, С.Н. Тимошенко, П.И. Тищенко // Metallurgical and Mining Industry. 2017. № 3. С. 107-112.

УДК 669.04

Н. А. Томилов, В. А. Гольцев

ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет

имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, Россия

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ГАЗОВОЙ ТИГЕЛЬНОЙ ПЕЧИ ДЛЯ ПЛАВКИ ЦВЕТНЫХ МЕТАЛЛОВ

Аннотация

Целью работы являлась оценка теплотехнических характеристик и выработка технических решений для повышения эффективности тепловой работы газовой тигельной поворотной печи, предназначенной для плавления медных и алюминиевых сплавов из ломов, уста-