МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

НАЦИОНАЛЬНАЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ

МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

Выпуск 1 (16)

Днепропетровск «Новая идеология» 2009

Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – Выпуск 1 (16). – Днепропетровск: «Новая идеология», 2009. – 184 с.

Рекомендовано к печати Ученым советом Национальной металлургической академии Украины. Протокол № 5 от 3 июля 2009 г.

Учредитель издания: Национальная металлургическая академия Украины. **Главный редактор:** Величко А.Г., д-р техн. наук, проф.

Заместитель главного редактора: Губинский М.В., д-р техн. наук, проф. Редакционная коллегия: Иващенко В.П., д-р техн. наук, проф.; Пройдак Ю.С., д-р техн. наук, проф.; Губинский В.И., д-р техн. наук, проф.; Грес Л.П., д-р техн. наук, проф.; Ревун М.П., д-р техн. наук, проф.; Павлюченков И.А., д-р техн. наук, проф.; Тимошпольский В.И., д-р техн. наук, проф.; Ерёмин А.О., канд. техн. наук, доц.; Радченко Ю.Н., канд. техн. наук, доц.; Гупало Е.В., канд. техн. наук, доц.

Технический редактор: Шемет Т.Н.

В сборнике публикуются статьи украинских и зарубежных авторов по специальностям 05.16.02 — «Металлургия черных и цветных металлов и специальных сплавов», 05.14.06 — «Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика». Периодичность издания — 1 раз в год.

Адрес редакции: Редакция сборника «Металлургическая теплотехника», кафедра ТЭМП, НМетАУ, пр. Гагарина, 4, г. Днепропетровск, 49600, Украина.

Тел./факс: (+380562) 46-24-73. E-mail: ktemp@ktemp.dp.ua

Web-caйт: http://ktemp.dp.ua/ru/mheng1.html

Свидетельство о государственной регистрации печатного средства массовой информации: серия KB № 15113-3685P от 21.04.2009 ϵ .

Постановлением президиума ВАК Украины N_2 01 — 05/9 от 08.09.1999 г. сборник научных трудов НМетАУ «Металлургическая теплотехника» включен в перечень изданий, в которых могут публиковаться результаты диссертационных работ на соискание научных степеней доктора и кандидата технических наук.

© Национальная металлургическая академия Украины, 2009

Бирюков А.Б. – канд. техн. наук, доц., ДонНТУ **Кравцов В.В.** – д-р техн. наук, проф., ДонНТУ

ВЛИЯНИЕ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ПЕЧЕЙ ДЛЯ НАГРЕВА И ТЕРМООБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ

Показано, каким образом усиление конвективного теплообмена влияет на улучшение теплотехнических характеристик работы высокотемпературной печи и сокращение расхода топлива на нагрев металла.

Сегодня одним из самых актуальных вопросов повышения потенциала отечественного металлургического комплекса является сокращения удельного расхода энергоносителей на всех этапах передела. Особенно остро стоит вопрос снижения удельного расхода природного газа.

Одним из крупнейших потребителей природного газа на металлургических предприятиях являются печи для нагрева стальных слитков и заготовок под прокатку: нагревательные колодцы и методические печи, относящиеся к классу высокотемпературных печей [1]. Традиционно принято считать, что в высокотемпературных печах, в которых преобладает лучистый теплообмен, влияние конвективного теплообмена можно не учитывать.

Целью данной работы является исследование вопроса о том, насколько эффективным может оказаться влияние повышения доли конвективного теплообмена на показатели тепловой работы печей для нагрева заготовок и сокращение расхода газообразного топлива (в качестве такового обычно используется чистый природный газ или его смесь с коксовым или доменным газами).

Суммарный тепловой поток, падающий на поверхность нагреваемого металла, представляет собой сумму двух составляющих: лучистой и конвективной.

Как известно, лучистый тепловой поток, падающий на материал, может быть определен при помощи одного из следующих выражений:

$$q_{_{n}} = C_{_{\partial}} \cdot \left[\left(\frac{T_{_{\partial}}}{100} \right)^{4} - \left(\frac{T_{_{n}}}{100} \right)^{4} \right] = C_{_{neq_{bM}}} \cdot \left[\left(\frac{T_{_{neq_{b}}}}{100} \right)^{4} - \left(\frac{T_{_{n}}}{100} \right)^{4} \right] = C_{_{\kappa_{nm}}} \cdot \left[\left(\frac{T_{_{\kappa_{n}}}}{100} \right)^{4} - \left(\frac{T_{_{n}}}{100} \right)^{4} \right],$$

[©] Бирюков А.Б., Кравцов В.В., 2009

где С_д, С_{печь м}, С_{кл м} – приведенные коэффициенты излучения для систем тел газ-кладка-металл, печь-металл, кладка-металл, соответственно, $\text{Вт/(m}^2 \cdot \text{K}^4)$; $T_{\text{д}}$, $T_{\text{neчь}}$, $T_{\text{кл}}$, T_{n} , — температуры продуктов сгорания, печи, кладки и поверхности нагреваемого металла, соответственно, К.

Для определения приведенных коэффициентов излучения вышеназванных систем тел в каждом конкретном случае известны специальные зависимости. Так для нагревательных колодцев применяют следующие выражения [2]:

$$\begin{split} C_{\partial} &= \frac{C_0 \cdot \mathcal{E}_{z} \cdot \mathcal{E}_{M}}{\mathcal{E}_{z} + \varphi_{\kappa M} \cdot \mathcal{E}_{M} \cdot (1 - \mathcal{E}_{z})}; \\ C_{neq_{b,M}} &= C_0 \cdot \frac{\mathcal{E}_{M} \cdot \varphi_{MK}}{1 - \varphi_{MM} \cdot (1 - \mathcal{E}_{M})}; \\ C_{\kappa M} &= C_0 \cdot \mathcal{E}_{M}, \end{split}$$

где C_0 =5,67 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, $Bt/(M^2 \cdot K^4)$; ϵ_{Γ} , ϵ_{M} — степени черноты продуктов сгорания и поверхности материала, соответственно; ϕ_{KM} , ϕ_{MM} — угловые коэффициенты для систем тел кладка-металл и металл-металл, соответственно.

На практике степень черноты окисленной поверхности нагреваемого металла принимают, равной 0,8-0,85.

Для определения степени черноты газов используют следующую зависимость [3]:

$$\varepsilon_{z} = \varepsilon_{CO_{2}} + \xi \cdot \varepsilon_{H_{2}O},$$

где ε_{CO2} , ε_{H2O} – степени черноты углекислоты и водяных паров, соответственно, определяются в зависимости от средней длины хода луча между поверхностями теплообмена S, парциального давления соответствующих компонентов и температуры продуктов сгорания по соответствующим номограммам [2]; ξ – поправочный коэффициент, учитывающий неодинаковую степень влияния толщины газового слоя и парциального давления на энергию излучения водяных паров; определяется в зависимости от средней длины хода луча между поверхностями теплообмена S, парциального давления водяных паров по соответствующей номограмме.

Средняя длина хода луча между поверхностями теплообмена определяется как:

$$S = 3.6 \frac{V_{e}}{F_{M} + F_{KH}},$$

где V_{Γ} – объем камеры, заполненный газам, представляет собой разницу полного объема камеры и объема металла, м³; F_{M} , F_{KR} – поверхности металла и кладки, участвующие в лучистом теплообмене, м².

Угловые коэффициенты для систем тел кладка-металл и металлметалл определяются следующим образом:

$$\varphi_{\scriptscriptstyle KM} = \frac{F_{\scriptscriptstyle M}}{F_{\scriptscriptstyle KR} + F_{\scriptscriptstyle M}};$$

$$\varphi_{\scriptscriptstyle MK} = \frac{F_{\scriptscriptstyle KR}}{F_{\scriptscriptstyle KR} + F_{\scriptscriptstyle M}}.$$

Для последующих расчетов в данной работе использована представленная на рис. 1 зависимость приведенного коэффициента излучения системы тел газ-кладка-металл от температуры, полученная на основании приведенных выше зависимостей для геометрических характеристик и номинальных условий работы одного из агрегатов, относящихся к классу высокотемпературных печей.

Конвективный тепловой поток определяется при помощи закона Ньютона-Рихмана:

$$q_{\kappa} = \alpha \cdot (t_{\alpha} - t_{n}),$$

где α — значение коэффициента конвективной теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности нагреваемого металла, $BT/(m^2 \cdot K)$; t_{π} , t_{π} — температуры продуктов сгорания и поверхности нагреваемого металла, °C.

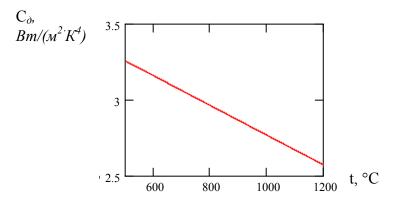


Рис. 1. Зависимость приведенного коэффициента излучения системы тел газ-кладка-металл от температуры для реального высокотемпературного агрегата

На конкретном примере проанализировано влияние конвективного теплообмена на теплотехнические показатели работы печи. Для температуры поверхности металла 500 °C, с учетом зависимости коэффициента излучения системы тел газ-кладка-металл от температуры, приведенной на рис. 1, получены зависимости суммарной плотности теплового потока для трех уровней коэффициентов конвективной теплоотдачи, полностью охватывающих диапазон возможных на практике значений (10, 20 и 30 $Bt/(m^2 \cdot K)$).

На рис. 2 для каждого из уровней представлены следующие кривые: плотность суммарного теплового потока, плотность лучистого теплового потока, плотность конвективного теплового потока. Анализ представленной информации позволяет заключить, что, несмотря на несомненное преобладание лучистого теплообмена, доля конвективного теплообмена может достигать $10-20\,\%$ даже в высокотемпературной области.

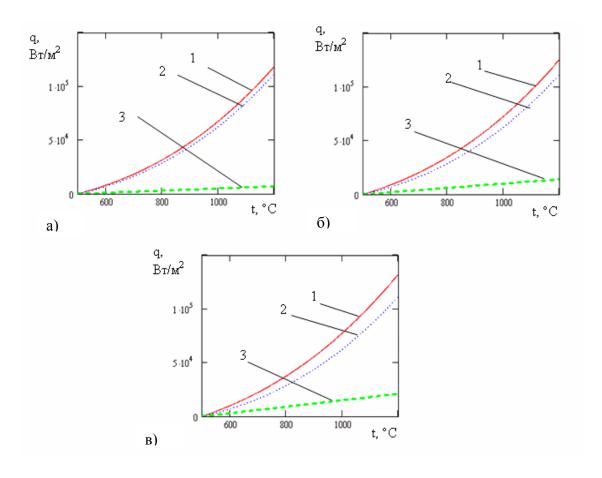


Рис. 2. Зависимость суммарного теплового потока на поверхность нагреваемого материала, а также лучистой и конвективной составляющих от температуры (1-суммарный тепловой поток; 2-лучистая составляющая теплового потока; 3- конвективная составляющая теплового потока; a- при значении коэффициента конвективной теплоотдачи $10 \ \text{Bt/}(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 6- при значении коэффициента конвективной теплоотдачи $20 \ \text{Bt/}(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; в - при значении коэффициента конвективной теплоотдачи $20 \ \text{Bt/}(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; в - при значении коэффициента

Влияние значения конвективной теплоотдачи на уровень температуры продуктов сгорания, требуемый для достижения заданной плотности теплового потока, проиллюстрировано на рис. 3. На нем приведены кривые, описывающие зависимость суммарной плотности теплового потока от температуры для трех рассматриваемых уровней значений коэффициента конвективной теплоотдачи.

Из анализа представленной информации очевидно, что для достижения некоторой заданной плотности теплового потока при разных значениях коэффициента конвективной теплоотдачи требуются различные температуры продуктов сгорания. Так, например, при температуре поверхности материала 500 °C суммарная плотность теплового потока 100 кВт/м² достигается для значения α_{κ} = 10 Вт/(м²-К) при температуре продуктов сгорания — 1138 °C; для значения α_{κ} = 20 Вт/(м²-К) при температуре продуктов сгорания —1114 °C; для значения α_{κ} = 30 Вт/(м²-К) при температуре продуктов сгорания —1090 °C.

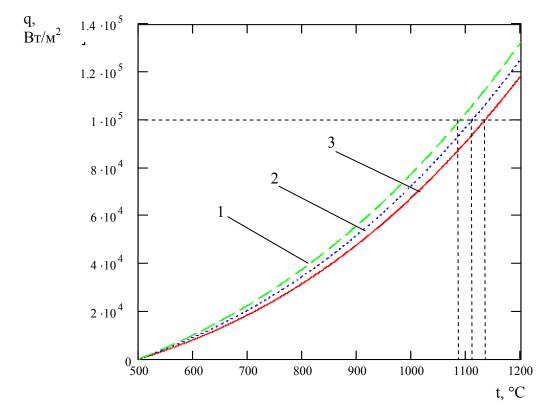


Рис. 3. Иллюстрация влияния интенсивности конвективного теплообмена в печи на требуемый уровень температуры продуктов сгорания для обеспечения заданного теплового потока (1 -при значении коэффициента конвективной теплоотдачи 30 $Bt/(m^2 \cdot K)$; 2 -при значении коэффициента конвективной теплоотдачи 20 $Bt/(m^2 \cdot K)$; 3 -при значении коэффициента конвективной теплоотдачи $10 \ Bt/(m^2 \cdot K)$)

Текущие значения коэффициента использования топлива определяются следующим образом:

$$\eta = \frac{Q_{\scriptscriptstyle H}^{p} - V_{yx} \cdot c^{t_{yx}} \cdot t_{yx} \cdot (1 - k_{r})}{Q_{\scriptscriptstyle H}^{p}},$$

где Q_H^p — теплота сгорания газообразного топлива, кДж/м³; V_{yx} — выход продуктов сгорания с 1 м³ топлива, м³/м³; c^{tyx} — средняя теплоемкость продуктов сгорания, покидающих камеру при их температуре, кДж/(м³.°С); t_{yx} —температура продуктов сгорания, покидающих камеру, °С; k_r — коэффициент рекуперации (доля теплоты уходящих из рабочей камеры продуктов сгорания, возвращаемая в нее с подогретым в рекуператоре воздухом, идущим на сгорание топлива).

Принята следующая зависимость теплоемкости продуктов сгорания от температуры (кДж/(м³·К)): $c_{\delta}(t) = 1.348 + 1.65 \cdot 10^{-4} \cdot t$.

Приняв значение коэффициента рекуперации 0,2 и выход продуктов сгорания с единицы топлива $12 \text{ м}^3/\text{м}^3$ (для природного газа), получим следующие значения коэффициентов использования топлива для температур 1090, 1114 и 1138 °C, соответственно: 0,543, 0,532 и 0,521.

Текущий расход топлива определяется следующим образом:

$$V = \frac{q \cdot F_{M} + Q_{nom}}{\eta \cdot Q_{M}^{p}}, \tag{1}$$

где $Q_{\text{пот}}$ – мощность потерь тепла камерой печи, кВт.

Если считать, что значение коэффициента конвективной теплоотдачи $10 \, \mathrm{Bt/(m^2 \cdot K)}$ является базовым, то его повышение до $20 \, \mathrm{u}$ $30 \, \mathrm{Bt/(m^2 \cdot K)}$, как видно из зависимости (1), позволяет сократить текущий расход топлива на $2,1 \, \mathrm{u}$ $4,2 \, \%$, соответственно. Необходимо отметить, что этот результат достигается при сохранении скорости нагрева металла (тепловой поток $100 \, \mathrm{kBt/m^2}$ и температура поверхности металла $500 \, \mathrm{^{\circ}C}$).

На практике конкретные текущие значения сокращения расхода топлива зависят от требуемых значений тепловых потоков, температуры поверхности металла, состава продуктов сгорания, геометрических и оптических характеристик печи и садки, а также конкретных значений коэффициентов конвективной теплоотдачи.

Приведенные в качестве примера уровни повышения коэффициента конвективной теплоотдачи, а, соответственно, и экономия топлива дают усредненное представление о том, какие результаты могут быть реально достигнуты на практике.

Исходя из вышесказанного, при конструировании новых печных агрегатов и реконструкции существующих целесообразно применять

технические решения, позволяющие существенно поднять уровень значений конвективной теплоотдачи. В качестве таковых можно рекомендовать многоструйную атаку продуктами сгорания поверхности металла, колебательный характер подачи топлива и воздуха. Кроме того, усиление перемешивания способствует более равномерному нагреву металла и, соответственно, улучшает условия последующей обработки давлением.

Выводы

В работе показано, каким образом усиление конвективного теплообмена в печи влияет на улучшение теплотехнических характеристик работы печи и сокращение расхода топлива. Показанный уровень экономии топлива до 4 % при нагреве заготовок под прокатку с сохранением заданной скорости нагрева является достаточно весомым в рамках отечественной отрасли.

Список литературы

- 1. Тайц Н.Ю. Технология нагрева стали. М.: Металлургия, 1962. 568 с.
- 2. Казанцев Е.И. Промышленные печи: Справочное руководство для расчета и проектирования, 2-е издание дополненное и переработанное.— М.: Металлургия, 1975.— 368 с.
- 3. Гинкул С.И., Шелудченко В.И., Кравцов В.В. Вопросы теплои массобмена в материалах, нагрева и охлаждения металла: Учебн. пособие. – Донецк: РИА ДонГТУ, 2000. –162 с.

Рукопись поступила 28.05.2009 г.

Бойко В.Н. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ **Салтыкова Е.А.** – студентка, НМетАУ

ПРОИЗВОДСТВО МЕЛКОДИСПЕРСНОЙ ИЗВЕСТИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Рассмотрены технологические схемы сжигания твердого топлива в циклонной печи для производства мелкодисперсной извести, выполнен их качественный анализ, выбран наиболее рациональный вариант схемы форкамерного сжигания твердого топлива в камерной топке циклонного типа с жидким шлакоудалением.

Введение

В настоящее время актуальным является не только разработка альтернативных источников энергии, но и сохранение, а также рациональное использование уже существующих природных топливных источников энергии. Дефицит собственной добычи природного газа и его высокая цена являются причиной переориентации некоторых технологических процессов на другие виды топлива. В некоторых случаях, обусловленных удаленностью объектов от газопроводов, газообразное топливо не может быть использовано.

Постановка задачи

Термообработка мелкодисперсных материалов осуществляется в аппаратах с кипящим и фонтанирующим слоем, а также во взвешенном слое [1-3]. Разновидностью взвешенного слоя является вихревой поток, реализуемый в циклонной печи — цилиндрической камере с тангенциальным подводом газового потока при больших значениях теплового напряжения рабочего пространства [4].

Для обжига тонкомолотого известняка наиболее приемлемым является вихревой взвешенный слой. В этом случае известняк обжигают в циклонном декарбонизаторе, на выходе из которого пылегазовый поток разделяют в циклоне-осадителе. После этого физическая теплота извести и отходящих дымовых газов используется в циклонных теплообменниках для подогрева воздуха, идущего на горение, и молотого известняка, поступающего на обжиг [5].

[©] Бойко В.Н., Салтыкова Е.А., 2009

В качестве источника теплоты в циклонной печи может быть использован любой вид топлива, но предпочтение отдается газообразному. Это упрощает конструкцию печи, делает процесс обжига известняка легко управляемым и поддающимся автоматизации. Однако, по некоторым причинам (например, при сооружении циклонной печи непосредственно в известняковом карьере, удаленном от источников топлива) может быть использовано только твердое топливо, в том числе, и его отсевы.

Технологические схемы сжигания твердого топлива

Рассмотрено несколько технологических схем сжигания твердого топлива в известково-обжиговой циклонной печи для производства мелкодисперсной извести, приведенных на рис. 1.

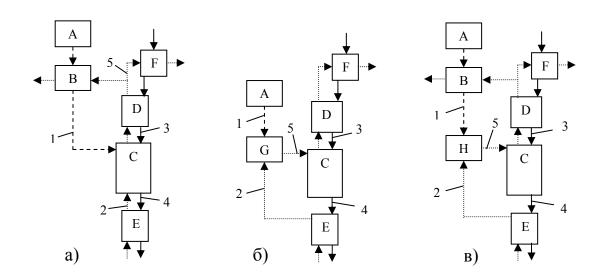


Рис. 1. Основные технологические схемы сжигания твердого топлива в циклонной печи:

- а) схема с прямой подачей пылевидного топлива в декарбонизатор;
- б) схема с форкамерным сжиганием топлива в слоевой топке; в) схема с форкамерным сжиганием топлива в камерной топке; А склад твердого топлива; В топливная мельница; С декарбонизатор с осадителем извести;
- D- подогреватель известняка; E- охладитель извести; F- известняковая мельница; G- слоевая топка; H- камерная топка; 1- подача топлива; 2- поток воздуха; 3- подача известняка; 4- поток извести; 5- поток дымовых газов

В соответствии со схемой, приведенной на рис. 1а, измельченное твердое топливо подается в декарбонизатор и там сжигается с одновременным вводом в рабочую камеру декарбонизатора подогретого

воздуха и подогретого измельченного известняка. Отходящие дымовые газы из подогревателя известняка направляются в мельничные системы для помола топлива и известняка и используются в них в качестве сушильного агента. Процесс обжига известняка должен протекать при температурах 950 – 1150 °C [6]. Такая относительно низкая для сжигания твердого топлива температура требует установки в декарбонизаторе постоянно работающей на газе запальной горелки. Кроме этого, известь при температурах около 1000 °C будет вступать в реакцию с компонентами золы топлива (оксидами кремния, алюминия, железа и др.) с образованием легкоплавких эвтектик [7]. Это, с одной стороны, может привести к зарастанию рабочей камеры печи, а с другой, зола топлива и образующиеся в процессе обжига соединения СаО с ее компонентами, засоряют получаемую известь и снижают ее активность. Наиболее важным недостатком этой схемы следует считать различие времени горения топлива и времени обжига известняка: время горения измельченного до размеров менее 100 мкм твердого топлива составляет 1 - 3 c [8], а время обжига известняка таких же размеров не превышает 1 с [9]. Последнее обстоятельство и относительно низкая для сжигания твердого топлива температура в рабочей камере декарбонизатора могут привести к значительным потерям с химическим и механическим недожогами и, как следствие, к низкому качеству получаемой извести.

Принимая во внимание все недостатки первой схемы, напрашивается вывод о целесообразности форкамерного сжигания твердого топлива с подачей продуктов сгорания из форкамеры в декарбонизатор.

Схемы форкамерного сжигания твердого топлива представлены на рис. 1б и 1в. Эти технологические схемы сжигания твердого топлива лишены недостатков первой схемы. Для форкамерного сжигания могут быть использованы слоевые или камерные топки. Особенностью этих двух схем является то, что в топки подается подогретый воздух из охладителя извести, и высокотемпературные продукты сгорания из топок направляются в декарбонизатор на обжиг мелкодисперсного известняка.

При сжигании топлива в слоевой топке отпадает необходимость в предварительном помоле топлива. Однако слоевое сжигание твердого топлива имеет ряд существенных недостатков по сравнению с камерным сжиганием. Во-первых, слоевое сжигание требует повышенного расхода воздуха на горение (коэффициент расхода воздуха для слоевых топок $\alpha = 1, 3 - 1, 5$, а для камерных 1, 15 - 1, 25); во-вторых, слоевые топки имеют высокие потери от механического недожога, составляющие 12%, что на порядок меньше в камерных топках [10].

Таким образом, для использования твердого топлива в циклонной печи по производству мелкодисперсной извести можно рекомендовать схему с форкамерным сжиганием твердого топлива в камерной топке (рис. 1в). Для рассматриваемого случая наилучшим вариантом камерной топки является циклонная топка с жидким шлакоудалением, позволяющая улавливать до 95 % золы топлива.

Выводы

Рассмотрены различные варианты технологических схем сжигания твердого топлива в циклонной печи для производства мелкодисперсной извести. Выполнен анализ предложенных схем, определены преимущества и недостатки каждой из них. В качестве основного варианта выбрана схема форкамерного сжигания твердого топлива в камерной топке циклонного типа с жидким шлакоудалением.

Разработка технологической схемы сжигания твердого топлива является предварительным результатом перед разработкой технологического задания на проектирование циклонной известково-обжиговой печи, работающей на твердом топливе.

Список литературы

- 1. Глинков М.А., Глинков Г.М. Общая теория тепловой работы печей: Уч. Пособие. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Металлургия, 1990.-230 с.
- 2. Рабинович М.И. Тепловые процессы в фонтанирующем слое. К.: Наукова думка, 1977. – 176 с.
- 3. Шрайбер А.А., Глянченко В.Д. Термическая обработка полидисперсных материалов в двухфазном потоке. К.: Наукова думка, 1976. 156 с.
- 4. Шахмагон Н.Б., Левман Р.С., Гершкович Н.И. Новые направления развития сухого производства цемента: Обзор. М.: ВНИИЭСМ, 1975. 49 с.
- 5. Бойко В.Н., Федоров О.Г. Расчет печи циклонного типа для термообработки мелкодисперсных материалов // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ. Днепропетровск: «ПП Грек А.С.», 2007. С. 33 43.
- 6. Способ получения извести в циклонной печи: А.с. 1281537 СССР, МКИ С04В 2/02 / Федоров О.Г., Панчошный Н.М., Мартыненко В.П., Исполатов В.Б., Бойко В.Н., Петровский А.В., Ляшенко Ю.П., Буланкин Н.И., Астафьев В.Д. (СССР). № 3839746/29-33; Заявл. 08.01.85; Опубл. 07.01.87; Бюл. № 1.

- 7. Монастырев А.В. Производство извести. М.: Высшая школа, 1971. 272 с.
- 8. Частухин В.И., Частухин В.В. Топливо и теория горения: Учеб. пособие. К.: Высшая школа, 1989. 223 с.
- 9. Бойко В.Н. Расчет рабочей камеры циклонного декарбонизатора для обжига мелкодисперсного известняка // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ. Днепропетровск: «ПП Грек А.С.», 2006. С. 16 22.
- 10. Семененко Н.А., Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. Котельные установки промышленных предприятий. М.: Госэнергоиздат, 1960. 392 с.

Рукопись поступила 21.04.2009 г.

Быстров А.Е. – мл. научн. сотр., НМетАУ **Флейиман Ю.М.** – канд. техн. наук, ст. научн. сотр., НМетАУ **Волкова М.М**. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ **Щурова Н.И**. – ст. препод., НМетАУ

ОСОБЕННОСТИ ФИЗИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ АЭРОГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НАСАДКИ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМИ ПРОХОДАМИ ДОМЕННОГО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ

В работе представлены особенности физического моделирования аэрогазодинамических процессов в насадке доменного воздухонагревателя с горизонтальными проходами.

Введение

Стремление к улучшению экономичности и надёжности работы доменных воздухонагревателей привело к появлению новых типов насадочных изделий. К насадке предъявляется ряд требований, одним из которых является минимум потерь энергии проходящего потока в газовый и воздушный периоды. Аэродинамическое сопротивление насадки — одна из основных её теплотехнических характеристик. Используемые виды регенеративных насадок существенно отличаются между собой. При расчете потерь давления в насадке воздухонагревателя необходимо знать аэрогазодинамические характеристики насадочных изделий, из которых она состоит, для выбора тягодутьевых устройств.

Постановка задачи

Разработана совместно с ОАО "Запорожогнеупор" и "Управлением металлургическими заводами" новая конструкция насадки с горизонтальными проходами [1] (рис. 1). Горизонтальными проходами оснащены вертикальные каналы (в том числе, и вертикальные каналы, находящиеся в замках), расположение которых на горизонтальных поверхностях блоков не препятствует выполнению технологического процесса их изготовления.

Изучаемое движение газа в насадке, имеющей вертикальные каналы с горизонтальными проходами, — это движение в ограниченном пространстве сложной (особенной) формы.

-

[©] Быстров А.Е., Флейшман Ю.М., Волкова М.М., Щурова Н.И., 2009

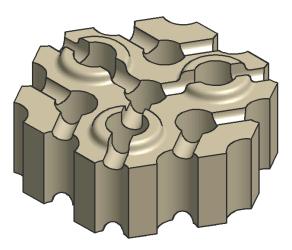


Рис. 1 Насадочное изделие воздухонагревателя

На действующем воздухонагревателе указанную задачу решить невозможно, т.к. указанные насадочные изделия ещё только готовятся к производству, поэтому исследования можно проводить только при помощи моделирования. Кроме того, натуральные исследования более громоздкие и дорогостоящие.

Учитывая сложность системы каналов (разветвленной сети), которыми пронизана насадка, целесообразно применить приближенное физическое моделирование. Для этого в физической модели были предусмотрены 3 трубы, имитирующие аэрогазодинамику и теплообмен: в гладком вертикальном канале насадочного изделия, в вертикальном канале с двумя горизонтальными проходами, в вертикальном канале с тремя горизонтальными проходами (рис. 2). В качестве модельной среды был выбран атмосферный воздух. Горизонтальные проходы в модели имитируются в виде ниш (полуканалов), из предположения, что картина течения симметрична без перетока воздуха из канала в канал. Расход воздуха Ve_i через каждый i^{-bil} канал постоянен (Ve_i = const). При прохождении воздушного потока через 2 последних вида труб, при переходном и турбулентном режимах течения, в местах пеканалов с горизонтальными проходами ресечения вертикальных возникает вихревая зона, распространяющаяся вглубь патрубков, имитирующих горизонтальные проходы [2]. Эти вихри, взаимодействуя с потоком воздуха, проходящего по вертикальному каналу, турбулизируют его.

При движении газа в канале его полное давление ($P_{nолн}$) постепенно убывает:

$$P_{\text{nonh.}} = P_{\text{cm.}} + P_{\partial \text{uh.}} + P_{\text{reom.}}, \tag{1}$$

где P_{cm} — статическое давление, Па; $P_{\partial u h}$ — динамическое давление, Па; P_{ceom} — геометрическое давление, Па.

Это объясняется тем, что при преодолении различных препятствий на пути движения газа часть его энергии полного давления необратимо переходит в теплоту, в результате ударов и трения молекул газа друг с другом и с окружающими их стенками. Таким образом, по разности полных давлений в начале исследуемого участка канала и его конце можно определить величину аэродинамических потерь на этом участке.

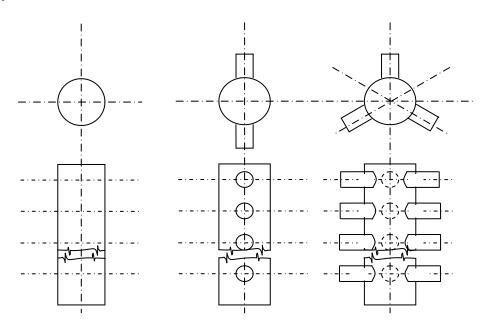


Рис. 2. Типы вертикальных каналов в насадке с горизонтальными проходами: 1- гладкий канал;

- 2- канал с двумя горизонтальными проходами;
- 3- канал с тремя горизонтальными проходами

Аэродинамические потери давления подразделяются на потери при трении, обязанные повсеместному трению движущегося газа и на потери давления при деформации потока, обязанные преодолению локальных местных сопротивлений: на поворотах, сужениях, расширениях трубопровода, запорной арматуре, измерительных и регулирующих устройствах и других препятствиях, вызывающих возмущение потока. При обтекании газом местных сопротивлений в потоке возникают вихревые зоны — зоны интенсивного трения и ударов, в которых часть энергии полного давления необратимо переходит в теплоту.

Так как горизонтальные проходы в исследуемых каналах равномерно распределены по длине канала, то, условно, можно рассматривать каналы как "макрошероховатые". Таким образом, потери полного давления будут обусловлены трением и геометрическим напором.

Потери давления на трение рассчитывали по Дарси-Вейсбаху:

$$\Delta P_{nom mp} = \lambda \frac{L}{d_2} P_{\partial uH}, \Pi a$$
 (2)

где L – длина канала, м; d_{ε} – гидравлический диаметр канала, м; λ – эквивалентный коэффициент трения.

Экспериментальное определение эквивалентного коэффициента трения производилось на прямолинейном участке трубопровода постоянного сечения (чтобы исключить влияние местного сопротивления) путём замера в двух сечениях по длине трубопровода статического давления, температуры и расхода газа.

При движении газа из сечения 1 в сечение 2 согласно уравнению Бернулли:

$$P_{lcm} + P_{l\partial uH} + P_{lzeoM} = P_{2cm} + P_{2\partial uH} + P_{2zeoM} + \Delta P_{nommp}, \qquad (3)$$

где ΔP_{nommp} — потери полного давления на трение на пути между первым и вторым сечениями.

В трубопроводе постоянного сечения $P_{1дин} = P_{2дин}$, уравнение (3) примет вид:

$$\Delta P_{nommp} = (P_{1cm} - P_{2cm}) + (P_{1zeom} - P_{2zeom}) = \Delta P_{cm} + \Delta P_{zeom}. \tag{4}$$

T. к. трубопровод расположен вертикально, то разность уровней между сечениями 1 и 2 равна его длине L, поэтому разность геометрических давлений:

$$\Delta P_{2eoM} = \rho \cdot g \cdot L . \tag{5}$$

Используя уравнения (2) и (4), можно рассчитать коэффициент трения:

$$\lambda = \frac{\Delta P_{nom \, mp}}{P_{\partial uu}} \cdot \frac{d_z}{L} = \frac{\left(\Delta P_{cm} + \Delta P_{ceom}\right)}{P_{\partial uu}} \cdot \frac{d_z}{L} \,. \tag{6}$$

Зная расход газа V, его плотность ρ и площадь сечения канала F, получаем динамическое давление:

$$P_{\partial uH} = \frac{w^2 \rho}{2},\tag{7}$$

$$w = \frac{V}{F}, \ m/c \,. \tag{8}$$

Для определения эквивалентного коэффициента трения необходимо измерить:

- статическое давление в сечениях 1 и 2;
- расход газа через трубопровод (модель вертикальных и горизонтальных каналов);
 - среднюю температуру газа (для определения его свойств).

Обработка результатов

При укладке блоков с перевязкой каналы чередуются по высоте насадки, и в результате получаем совокупный вертикальный канал, состоящий из участков трёх типов. При этом один насадочный блок имеет 12 вертикальных каналов, из них: гладких – 1 канал, с двумя горизонтальными проходами – 10 каналов, с тремя горизонтальными проходами – 1 канал. Результирующий коэффициент трения, усредненный для всего блока, как для сети, состоящей из параллельных каналов [3]:

$$\overline{\lambda} = \left(\frac{12}{\frac{1}{\sqrt{\lambda_1}} + \frac{10}{\sqrt{\lambda_2}} + \frac{1}{\sqrt{\lambda_3}}}\right)^2,\tag{9}$$

где λ_1 , λ_2 , λ_3 — коэффициенты трения 1, 2, 3^{-го} типов вертикальных каналов, включенных параллельно.

Согласно теории подобия и размерности [4], моделируемая задача может быть представлена в виде связи Eu = f(Re):

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho w^2}; \qquad (10)$$

$$Re = \frac{wd\rho}{\eta} = \frac{wd}{v}, \qquad (11)$$

$$Re = \frac{wd\rho}{\eta} = \frac{wd}{v},\tag{11}$$

где Eu и Re – числа Эйлера и Рейнольдса; ΔP – перепад давлений на участке; w - средняя скорость движения газа в вертикальном канале; η – коэффициент динамической вязкости; ν – кинематическая вязкость; р – плотность среды; d – гидравлический диаметр канала.

На практике пользуются выражением:

$$\lambda_{mn} = A \cdot Re^n, \tag{12}$$

где A и n – эмпирические коэффициенты, определяемые графическим способом.

После логарифмирования (12) получаем:

$$lg \lambda_{mp} = lg A + n \cdot lg Re. \tag{13}$$

Выражение (12) – это уравнение прямой линии в логарифмической системе координат ($lg(\lambda_{rn})$, lg(Re)):

lgA – есть отрезок, отсчитанный от начала координат до точки пересечения указанной прямой с осью $\lg \lambda_{\rm rp}$;

$$n = tg\gamma = \frac{\Delta \lg \lambda_{mp}}{\Delta \lg Re} = \frac{\lg \lambda_{mp2} - \lg \lambda_{mp1}}{\lg Re_2 - \lg Re_1},$$
(14)

где γ – угол между упомянутой прямой и осью lgRe.

Выводы

- 1. Разработана физическая модель для исследования аэродинамической характеристики насадки с горизонтальными проходами.
- 2. Разработана методика проведения эксперимента и обработки результатов измерения.

Список литературы

- 1. Патент на полезную модель № 38746 МПК UA 3054 кл C21в 9/10, МПК 7 B32B 3/12. Насадка доменного воздухонагревателя; от 12.01.2009
- 2. М.А. Лаврентьев, Б.В. Шабат. Проблемы гидродинамики и их математические модели. М.: Наука, 1973. 416 с.
- 3. Металлургические печи. Теория и расчёты: Учебник. В 2 т. М54Т.1 / В.И. Губинский [и др.] под общ. ред. В.И. Тимошпольского, В.И. Губинского. Минск: Белорус. наука, 2007. 596 с. ISBN 978-985-08-795-3.
- 4. Л.И.Седов, Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1965. 386 с.

Рукопись поступила 02.07.2009 г.

Веселовский В.Б. – канд. техн. наук, доц., ДНУ **Берлов А.В.** – ст. препод., ДНУ

ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПОЛЯ МНОГОСЛОЙНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ПОЛЕЙ РАЗЛИЧНОЙ ФИЗИЧЕСКОЙ ПРИРОДЫ

Получено структурное решение задач нестационарной теплопроводности для многослойных элементов конструкций, основанное на использовании операционного метода. Воздействие электромагнитных полей различной физической природы учтено введением источника тепла в уравнении теплопроводности в граничных условиях. Приведены результаты параметрических исследований.

Введение

Изменение теплового состояния элементов конструкций возникает под действием внешних и внутренних влияний, учет которых необходим для построения адекватных математических моделей задач нахождения тепловых режимов в составных элементах конструкций (СЕК) под воздействием электромагнитных полей (ЭМП). Физическая природа тепловых воздействий может быть различной: результат поглощения электромагнитного излучения от внешних источников или аэродинамического нагревания, если объект находится в высокоскоростном потоке газа. В последнее время наблюдается значительная интенсификация современных технологических процессов электромагнитными методами, в которых как интенсифицирующий фактор, служит энергия ЭМП.

Определение температурных полей элементов конструкций при действии на них источников электромагнитной природы требует решения целого комплекса взаимосвязанных задач электродинамики, которые характеризуют влияние электромагнитных полей, и нелинейной теории теплопроводности. Решение задач в такой сложной постановке вызывает ряд проблем, связанных с подходом и особенностями выбранного метода решения, а также представляет трудности с математической и вычислительной точек зрения [1-3].

В данное время решение уравнений, которые учитывают влияние ЭМП на составные элементы конструкций, может быть получено с помощью численных и приближенных методов.

[©] Веселовский В.Б., Берлов А.В., 2009

Одним из подходов к решению нелинейных задач теплопроводности является метод последовательных интервалов [4 – 6]. Идея метода была применена для расчета температурных полей в задачах металлургической теплотехники при переменных граничных условиях I рода Н.Ю. Тайцем [7]. При таком подходе все время тепловой нагрузки разбивается на L последовательных интервалов, в каждом из которых вид граничных функций конкретизирован. Решение краевой задачи в такой постановке приводится к решению L краевых задач, отличных начальными условиями и видом граничных функций. Причем, начальные условия на каждом интервале принимаются постоянными – равными среднеинтегральной температуре. Последующее развитие метод последовательных интервалов получил в работах [4-6]. В них решение линейных задач нестационарной теплопроводности получено в унифицированном виде для тел простой геометрической формы и системы плоских тел. Основная особенность решений заключается в разбивке времени процесса на конечные интервалы, в каждом из которых характеристики материала, внутренние источники тепла и коэффициенты теплоотдачи - постоянные, а начальные условия на каждом интервале задаются функцией, которая определяется из решения задачи для предыдущего интервала. В такой постановке нелинейная задача теплопроводности сводится к совокупности решений линейных задач с разными начальными и граничными условиями для каждого интервала времени. Для нахождения решений линейных задач в аналитической теории теплопроводности используется операционный метод, основанный на применении интегрального преобразования Лапласа [4, 5, 8].

В данной работе предложено воздействие ЭМП на элементы конструкций учитывать в виде источников теплоты в уравнении теплопроводности и в граничных условиях.

Постановка задачи

Классификацию электромагнитных методов можно провести по различным характеристикам поля: временным, частотным, пространственным, силовым и энергетическим. В частности, взаимодействие ядерного излучения с объектом приводит к превращению энергии излучения в тепловой эффект нагревания тела по всему объему, при этом рядом с изучением влияния интенсивности и мощности поглощенной энергии, возникает необходимость учета ее экспозиционной дозы. Кроме того, источники тепловых возмущений могут находиться непосредственно в объекте. Например, создать большой тепловой поток электронов полупроводника можно посредством разогрева высокочастотным электромагнитным полем. Внутри объекта могут проис-

ходить химические реакции, что сопровождается экзо- или эндотермическим эффектом. Выделение тепла происходит также в результате циклического деформирования составной конструкции, что также приводит к превращению части энергии деформации в теплоту.

Представим воздействие объемных источников (стоков) тепла в виде функции $W_{v,j}(x,\tau)$, (j=1,2,...,N), где N- количество воздействий.

Например, $W_{v,1}(x_v,T_v,\tau)$ — может характеризовать фазовые превращения в материале; $W_{v,2}(x_v,T_v,\tau)=I^2R$ — джоулево тепловыделение, где R — сопротивление проводника электрическому току; $W_{v,3}(x_v,T_v,\tau)=I_c\cdot U\cdot tg\delta$ — тепло, выделяемое из-за диэлектрических потерь в изоляции, где I_c емкостная сила тока и $tg\delta$ — тангенс угла диэлектрических потерь; U — действующее напряжение; для радиочастотного коаксиального кабеля источники тепла определяются из выражения: $W_{v,4}=P_0e^{-2\alpha z}$, где α — коэффициент затухания; z — координата по длине кабеля [6]. Выделение тепла при сверхвысокочастотном (СВЧ) воздействии определяется по формуле: $W_{v,5}=0,287\cdot E^2f\cdot \varepsilon^*\cdot 10^{-6}$, где f — частота; E — напряженность электрического поля; ε^* — коэффициент диэлектрических потерь.

Задача теплопроводности для многослойного кусочнооднородного тела (неограниченная пластина), состоящего из m параллельных плоских слоев, учитывая, что для каждого слоя бралась своя система координат ($0_V \le x_V \le R_V$), формулируется следующим образом:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_{\nu}(T_{\nu}) \frac{\partial T_{\nu}(x_{\nu}, \tau)}{\partial x_{\nu}} \right] = c_{\nu}(T_{\nu}) \frac{\partial T_{\nu}(x_{\nu}, \tau)}{\partial \tau} + W_{\nu, j, \Sigma} (x_{\nu}, T_{\nu}, \tau); \tag{1}$$

$$T_{V}(x_{V},0) = \varphi_{V}(x), (v = 1,2,...,m),$$
 (2)

где $T_{\nu}(x_{\nu},\tau)$ — температура v-го слоя теплоизоляции, зависящая от координаты \mathbf{x}_{ν} и времени $\mathbf{\tau};\ c_{\nu}(T_{\nu})$ — коэффициент удельной объемной теплоемкости v-го слоя; $\varphi_{\nu}(x)$ — некоторые функции, которые характеризуют неравномерное распределение температуры в начальный момент времени.

Мощность внутренних источников (стоков) тепла представляет собой суперпозицию мощности источников тепла, являющихся следствием воздействия на конструкцию полей различной физической природы. В зависимости от воздействия функция $W_{\nu,j,\sum}$ (x_{ν},T_{ν},τ) , равна

$$W_{v,j,\sum}(x_v, T_v, \tau) = \sum_{j=1}^{N} W_{v,j}(x_v, T_v, \tau),$$
 (3)

где N – количество воздействий.

Граничные функции, обусловленные наличием внешних поверхностных источников (стоков) тепла, записываются в виде совокупности воздействий: $f_{0,\sum}\left(R_{v},T_{v},\tau\right)=\sum_{i=1}^{N_{1}}f_{0,i}(R_{v},T_{v},\tau)\,,$ $f_{1,\sum}\left(R_{v},T_{v},\tau\right)=\sum_{i=1}^{N_{2}}f_{1,i}(R_{v},T_{v},\tau)\quad\text{или}\quad\text{на}\quad\text{границах}\quad\text{слоев}$ $f_{2,\sum}\left(F_{o}\right)=\sum_{i=1}^{N_{3}}f_{2,i}(R_{v},T_{v},\tau),\,$ где N_{1},N_{2},N_{3} — количество граничных воздействий. Внешние граничные условия:

$$\begin{cases}
\alpha_0 \frac{\partial T_1(x,\tau)}{\partial x} \Big|_{x=0} = h_0 B i_0 \Big[f_{0,\sum}(\tau) - M_0 T_1(x,\tau) \Big]_{x=0} \\
\alpha_1 \frac{\partial T_m(x,\tau)}{\partial x} \Big|_{x=1} = h_1 B i_1 \Big[f_{1,\sum}(\tau) - M_1 T_m(x,\tau) \Big]_{x=1},
\end{cases} (4)$$

где $f_0(\tau)$, $f_1(\tau)$ — граничные функции, которые в зависимости от типа граничных условий являются температурой окружающей среды, тепловым потоком; $\alpha_0^*(T,\tau)$, $\alpha_1^*(T,\tau)$ — приведенные коэффициенты теплообмена на внешних поверхностях системы, включающие в себя составляющие конвективного и лучистого теплообмена. Полагая в (4) параметры унификации α_0 , α_1 , h_0 , h_1 , M_0 , M_1 равными 0 или ± 1 , будем иметь граничные условия, соответственно, первого, второго, третьего рода и различные их сочетания.

Условия теплового контакта имеют вид:

$$\begin{cases}
\lambda_{\nu}(T_{\nu}) \frac{\partial T_{\nu}(x_{\nu}, \tau)}{\partial x_{\nu}} \Big|_{x_{\nu} = R_{\nu}} = \frac{1}{R_{\nu, \nu+1}(T, \tau)} [T_{\nu+1}(0, \tau) - T_{\nu}(R_{\nu}, \tau)] \\
\lambda_{\nu}(T_{\nu}) \frac{\partial T_{\nu}(x_{\nu}, \tau)}{\partial x_{\nu}} \Big|_{x_{\nu} = R_{\nu}} - \lambda_{\nu+1}(T_{\nu+1}) \frac{\partial T_{\nu+1}(x_{\nu}, \tau)}{\partial x_{\nu+1}} \Big|_{x_{\nu+1}} = f_{2, \sum} (R_{\nu}, T_{\nu}, \tau),
\end{cases} (5)$$

где $R_{\nu,\nu+1}$ — термическое сопротивление на контакте слоев ν и $\nu+1$.

При $f_{2,\sum}$ $(R_{\nu},T_{\nu},\tau)=0$ условия (5) соответствуют условиям идеального теплового контакта на стыках слоев; при $f_{2,\sum}$ $(R_{\nu},T_{\nu},\tau)=\omega_{\nu,\nu+1}^*(T_{\nu},\tau)=\frac{R_{\nu}}{\lambda_{\nu}}\omega_{\nu,\nu+1}(R_{\nu},T_{\nu},\tau)$ — условия (5) соответствуют условиям неидеального теплового контакта; при $f_{2,\sum}$ $(R_{\nu},T_{\nu},\tau)=A_{\nu,\nu+1}\frac{\partial T_{\nu+1}(R_{\nu},T_{\nu},\tau)}{\partial \tau}\big|_{x=0}$, $A_{\nu,\nu+1}=\frac{\delta_{\nu,\nu+1}R_{\nu}}{R_0^2}\cdot\frac{\lambda_0}{\lambda_\nu}\frac{c_{\nu,\nu+1}}{c_0}$ условия (5)

соответствуют условиям неидеального теплового контакта в виде тепловой емкости.

Решение нелинейных задач. Рассмотрим математическую постановку задачи для многослойного плоского тела (1) - (5), используя метод последовательных интервалов. От интервала к интервалу будем

изменять, ступенчатым образом, теплофизические характеристики, параметры неидеального теплового контакта, приведенный коэффициент теплообмена. Функции, зависящие от времени и координаты на каждом интервале, могут принимать любой конкретный вид из класса аналитических функций.

Разобьем временной интервал [0, Fo_k] на ряд временных интервалов ΔFo_j так, что:

$$0_{j} \leq Fo \leq \Delta Fo_{j}, \qquad j = 1, 2, 3, \dots \ell,$$

где

$$\sum_{j=1}^{\ell} \Delta F o_j = F o_k .$$

Тогда задача (1) - (5) сведется к решению линейных задач на каждом временном интервале:

$$\beta_{v,j} \frac{\partial^2 T_{v,j}(x, Fo)}{\partial x^2} = \frac{\partial T_{v,j}(x, Fo)}{\partial Fo} - \beta_{v,j}^* W_{v,j,\sum}(x, Fo), \tag{6}$$

$$T_{V,j}(x,Fo)\Big|_{F\alpha=0} = \varphi_{V,j}(x),$$
 (7)

$$\begin{cases}
\alpha_0 \frac{\partial T_{1,j}(x,Fo)}{\partial x} \Big|_{x=0} = h_0 B i_{0,j} \left[f_{0,j,\sum} \left(Fo \right) - M_0 T_{1,j}(x,Fo) \right]_{x=0} \\
\alpha_1 \frac{\partial T_{m,j}(x,Fo)}{\partial x} \Big|_{x=1} = h_1 B i_{1,j} \left[f_{1,j,\sum} \left(Fo \right) - M_1 T_{m,j}(x,Fo) \right]_{x=1}
\end{cases} \tag{8}$$

$$\begin{cases}
\alpha_{2} \frac{\partial T_{\nu,j}(x,Fo)}{\partial x} \Big|_{x=1} = R_{\nu,\nu+1}^{j} \left[T_{\nu-1,j}(0,Fo) - T_{\nu,j}(1,Fo) \right] \\
\frac{\partial T_{\nu,j}(x,Fo)}{\partial x} \Big|_{x=1} - \mu_{\nu-1,\nu}^{j} \frac{\partial T_{\nu+1,j}(x,Fo)}{\partial x} \Big|_{x=0} = f_{2,j,\sum} (Fo)
\end{cases}$$
(9)

При этом в условии (2)

$$T_{V,1}(x,Fo)\Big|_{F_0=0} = \varphi_{V,1}(x), \qquad \varphi_{V,1}(x) = \varphi(x),$$

$$T_{V,j}(x,Fo)\Big|_{F_0=0} = \varphi_{V,j}(x), \qquad \varphi_{V,j}(x) = T_{V,j-1}(x,\Delta F_{0,j-1}).$$
(10)

В условии (5) при $\alpha_2 = 1$, $f_{2,j}(Fo) = w_{v,v+1}^{*j}(Fo)$;

при
$$\alpha_2 = 0$$
, $f_{2,j}(Fo) = A_{\nu,\nu+1}^j \frac{\partial T_{\nu+1,j}(x,Fo)}{\partial Fo} \bigg|_{x=0}$.

Используя структурную форму решения [4], покажем, что общая структура решения задачи (6) - (10) отличается от полученных ранее

решений линейных задач теплопроводности для составных тел [5, 6] только содержанием простых структур.

Общая структура решения задачи (6) - (10) для j-го интервала имеет вид:

$$T_{v,j}(x,Fo) = \sum_{r=1}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{n,j} \left[\mu_{n,r}^{v}(x), \varphi_{n} \right] \cdot g_{r,j,\sum}^{(n)} (Fo) + \sum_{k=1}^{\infty} E_{r,j}(x,p_{k}) \exp\left(-\gamma_{k}^{2} Fo\right) \right\} + z_{v,j}^{k}(x,Fo),$$
(11)

где

$$E_{r,1}(x, p_k) = \frac{\overline{g}_{r,1}(p_k)}{\Psi_1'(\varphi_n, p_k)} Q_1 \Big[\mu_{n,r}^{V}(x), p_k \Big],$$

$$E_{r,j}(x, p_k) = E_{r,j-1}(x, p_k) \exp\left(-\gamma_k^2 \Delta F_{0j-1}\right) + \frac{\overline{g}_{r,j}(p_k)}{\Psi_j'(\varphi_n, p_k)} Q_j \Big[\mu_{n,r}^{V}(x), p_k \Big], \qquad (12)$$

$$Z_{\nu,1}^{*}(x,Fo) = \sum_{n=0}^{\infty} \beta_{\nu,1}^{n} \frac{Fo^{n}}{n!} \varphi_{\nu,1}^{(2n)}(x) + W_{\nu,1,\sum}(x,Fo),$$

$$Z_{\nu,j}^{*}(x,Fo) = \sum_{n=0}^{\infty} \beta_{\nu,j}^{n} \frac{Fo^{n}}{n!} \varphi_{\nu,j}^{(2n)}(x) + W_{\nu,j,\sum}(x,Fo).$$
(13)

Здесь

$$\varphi_{V,1}(x) = \varphi_{V}(x),$$

$$\varphi_{V,j}(x) = Z_{V,j-1,\sum}^{*} (x, \Delta Fo_{j-1}) + \sum_{r=1}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{n,j-1} \left[\mu_{n,r}^{V}(x), \varphi_{n} \right] g_{r,j-1,\sum}^{(n)} \Big|_{Fo = \Delta Fo_{j-1}} \right\}.$$

Компоненты воздействия $g_{r,j}(Fo)$ вычисляются с учетом (10), (13) и

$$\varphi_{V,j}(x) \equiv T_{V,j-1}(x, \Delta Fo_{j-1}).$$

Из математической постановки задачи (6) - (10) следует, что она отличается от постановки линейной [5,6] только начальным условием (10) и, соответственно, компонентами воздействия. Следовательно, общая структура решения данной задачи имеет вид (11).

Решение (11) отличается от структурного решения линейной задачи только индексами j, характеризующими причастность к временным интервалам. Сращивание решений в (11) происходит через функции $\varphi_{V,j}(x)$, входящие в начальное условие (10).

Из (11) следует, что для первого интервала:

$$T_{\nu,1}(x,Fo) = \sum_{r=0}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{n,1} \left[\mu_{n,r}^{\nu}(x), \varphi_n \right] \cdot g_{r,1,\sum}^{(n)} (Fo) + \right. \\ \left. + \sum_{k=1}^{\infty} E_{r,1}(x,p_k) \exp(-\gamma_k^2 Fo) \right\} + Z_{\nu,1,\sum}^* (x,Fo),$$
(14)

где

$$E_{r,1}(x, p_k) = \frac{\overline{g}_{r,1,\sum}(p_k)}{\Psi_1'(\varphi_n, p_k)} Q_1 \Big[\mu_{n,r}^{\nu}(x), p_k \Big],$$

$$Z_{\nu,1,\sum}^*(x, Fo) = \sum_{n=0}^{\infty} \beta_{\nu,1}^n \frac{Fo^n}{n!} \varphi_{1,\nu}^{(2n)}(x) + \overline{W}_{\nu,1,\sum}(x, Fo).$$

Функция $\varphi_{l,\nu}(x)$ в (14) характеризует распределение температуры, заданное в первоначальный момент времени, т.е. $\varphi_{l,\nu}(x) = \varphi_{\nu}(x)$. Для второго интервала в решении (11) функция $\varphi_{\nu,2}(x)$ находится из решения для первого интервала (14) при $Fo = \Delta Fo_1$. Следовательно,

$$\varphi_{V,2}(x) = T_{V,1}(x, \Delta F o_1).$$
 (15)

Подставляя (15) в решение (11) при j = 2, после соответствующих преобразований, получим:

$$T_{\nu,2}(x,Fo) = \sum_{r=0}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{n,2} \left[\mu_{n,2}^{\nu}(x), \varphi_n \right] \cdot g_{r,2,\sum}^{(n)} (Fo) + \right. \\ \left. + \sum_{k=1}^{\infty} E_{r,2}(x,p_k) \exp\left(-\gamma_k^2 Fo\right) \right\} + Z_{\nu,2,\sum}^* (x,Fo),$$
(16)

где

$$E_{r,2}(x, p_k) = E_{r,1}(x, p_k) \exp(-\gamma_k^2 \Delta F o_1) + \frac{\overline{g}_{r,2,\sum}(p_k)}{\Psi_2'(\varphi_n, p_k)} Q_2[\mu_{n,r}^v(x), p_k]$$

$$Z_{v,2}^*(x, F o) = \sum_{n=0}^{\infty} \beta_{v,2}^n \frac{F o^n}{n!} \varphi_{2,v}^{(2n)}(x) + \overline{W}_{v,2,\sum}(x, F o).$$

Здесь $\varphi_{2,\nu}(x)$ имеет вид:

$$\varphi_{2,\nu}(x) = Z_{\nu,1,\sum}^* (x, \Delta Fo_1) + \sum_{r=0}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{n,1} \left[\mu_{n,r}^{\nu}(x), \varphi_n \right] g_{r,1,\sum}^{(n)} (Fo) \right\}.$$

Компоненты воздействия $g_{r,2,\sum}$ (Fo) определяются через функции $\varphi_{v,2}(x)$ (10) и $Z_{v,2,\sum}^*$ (x, Fo) (13).

Повторяя эту процедуру для j-го интервала, получим (14) - (16), что и требовалось доказать.

Теплофизические характеристики, параметры неидеального теплового контакта, приведенный коэффициент теплообмена, изменяющиеся от интервала к интервалу ступенчатым образом, выбираются по значению некоторой определяющей температуры. Как показано в работе [2], определяющую температуру следует выбирать в зависимости от конкретных законов изменения нелинейных параметров и цели исследования.

Численные параметрические исследования

Сварка металлов токами высокой частоты получила широкое распространение из-за возможности высокой концентрации энергии в единицу времени на свариваемых поверхностях, что дает преимущество перед другими видами электрической сварки.

Рассмотрена задача нахождения тепловых режимов при изготовлении сварных труб (непрерывная сварка при индукционном нагреве) [11]. При протекании тока поверхности кромок нагреваются. Наи-

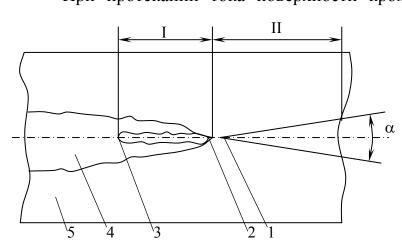


Рис. 1. Схема участка высокочастотной сварки трубы: I — участок нагрева кромок трубной заготовки; II — участок оплавления; 1 — точка охлаждения; 2 — перемычка; 3 — точка соединения; 4 — грат; 5 — труба; α — угол схождения кромок трубной заготовки

большая температура будет в точке встречи кромок. Эти явления используются при высокочастотной сварке труб, оболочек кабелей и др. Сварка при нагреве токами высочастоты нашла свое применение при производстве сварных труб из-за своей экономичности. Повышение надежности сварного соединения непосредственно связано с совершенствованием технологии сварочнопроцесса прямошовных труб спосо-

бом высокочастотной сварки на стане.

Технологический процесс высокочастотной сварки труб (рис. 1) заключается в прохождении четырех последовательных этапов (участков): І – участок нагрева трубной заготовки; ІІ – участок оплавления кромок трубной заготовки; ІІІ – участок остывания (кристаллизации) сварного шва; ІV – участок охлаждения сварного шва и трубы.

Трубная заготовка представляет собой систему двух неограниченных пластин с щелью V-образной формы. Таким образом, имеем двухслойную систему пластин с неидеальным тепловым контактом. Термическое контактное сопротивление обусловлено искривлением линий тока в значительном объеме металла, прилегающем к свариваемым кромкам, и изменяется в широких пределах. По мере продвижения трубы и нагрева свариваемых кромок приконтактные участки

трубы быстро нагреваются и пластически деформируются, а ток от более нагретых участков оттесняется к менее нагретым, что при отсутствии сильного окисления способствует выравниванию нагрева. Контактное сопротивление R_k при протекании через него тока является концентратором нагрева. При высокочастотной сварке контактное сопротивление существенно больше сопротивления металла трубы. Влияние высокочастотного электромагнитного поля на трубную заготовку выражено через интенсивность мгновенных точечных источников тепла, равную при нагреве тела током:

$$W_{\nu,6}(x,\tau) = \frac{I^2 * \rho}{c * \gamma}; \tag{17}$$

где Т-температура; x — координата; a — коэффициент температуропроводности; c — теплоемкость; ρ — плотность материала трубы; γ — удельная теплопроводность.

Рассмотрена следующая модель температурных полей элементов свариваемых конструкций при высокочастотной сварке.

Свариваемые элементы конструкций представлены в виде двухслойной системы, на стыке слоев которой имеется неидеальный тепловой контакт. Контактное сопротивление связано с искривлением линий тока в значительном объеме металла, прилегающем к свариваемым кромкам, и изменяется в широких пределах.

По мере продвижения трубы и нагрева свариваемых кромок, приконтактные участки трубы быстро нагреваются и пластически деформируются, а ток от более нагретых участков оттесняется к менее нагретым, что при отсутствии сильного окисления способствует выравниванию нагрева.

Технологический процесс высокочастотной сварки труб заключается в прохождении четырех последовательных этапов.

Первый этап-процесс формирования трубной заготовки, образование угла схождения и прогрев в высокочастотном индукторе до температуры плавления в точке схождения.

Второй этап-процесс плавления и осадки кромок трубной заготовки. Процесс плавления кромок происходит также в индукторе.

Третий этап-процесс охлаждения трубы и кристаллизации оплавленной части шва.

Четвертый этап-процесс охлаждения трубы и снятие внутренних термических напряжений путем равномерного охлаждения трубы водой.

Все четыре этапа происходят, соответственно, на последовательных этапах стана: S_1 , S_2 , S_3 , S_4 за время τ_1 , τ_2 , τ_3 , τ_4 . Скорости движения трубы на на участках V_1 , V_2 , V_3 , V_4 . Так как технологический

процесс высокочастотной сварки труб непрерывен, скорости движения трубы на каждом из участков равны:

$$V_1 = V_2 = V_3 = V_4 = V$$
,

где V – скорость движения трубы на стане.

На участке нагрева трубной заготовки происходит образование угла схождения и прогрев в высокочастотном индукторе до температуры плавления кромок в точке схождения.

Разрезав трубную заготовку по линии, диаметрально противоположной свариваемому шву, получим систему двух неограниченных пластин с щелью V-образной формы. Таким образом, имеем двух-слойную систему пластин с неидеальным тепловым контактом.

Влияние высокочастотного электромагнитного поля на трубную заготовку можно выразить через интенсивность мгновенных точечных источников тепла, равную при нагреве тела током $F(x,\tau)$.

Математическая формулировка задачи нестационарной теплопроводности имеет вид:

$$\frac{\partial T_{\gamma}(x,\tau)}{\partial \tau} = a_{\nu} \frac{\partial^{2} T_{\nu}(x,\tau)}{\partial x^{2}} + F_{\nu}(x,\tau); \qquad (18)$$

$$T_{\nu}(x,0) = \varphi_{\nu}(x), \ \nu = 1,2;$$
 (19)

$$\frac{\partial T_{\nu}(x,\tau)}{\partial x^2} \bigg|_{\substack{X=O_1\\X=L_2}} = 0; \tag{20}$$

$$\begin{cases}
\lambda_{1} \frac{\partial T_{1}(x,\tau)}{\partial x} \Big|_{X=L_{1}} = \frac{1}{R_{1,2}} \left[T_{2}(0,\tau) - T_{1}(L_{1},\tau) \right] \\
\lambda_{1} \frac{\partial T_{1}(x,\tau)}{\partial x} \Big|_{X=L_{1}} - \lambda_{2} \frac{\partial T(x,\tau)}{\partial x} \Big|_{X=O_{2}} = \omega
\end{cases},$$
(21)

где T_v – температура; x_v – координата; τ – время; a_v – коэффициент температуропроводности; $F_v(x,\tau)$ – мощность внутренних источников тепла (джоулево тепловыделение):

$$F_{\nu}(x,\tau) = I_{\nu}^2 \rho_{\nu} \left(\frac{1}{V_{\nu} X_{\nu}}\right), \tag{22}$$

где I_{ν} — ток; ρ_{ν} — удельное электрическое сопротивление; V_{ν} — объем погонного метра трубной заготовки; λ_{ν} — коэффициент теплопроводности материала пластин; $R_{1,2}$ — контактное термическое сопротивление на стыке слоев [4]; ω — интенсивность источников тепла на ширине слоя, равной глубине проникновения:

$$\omega = \frac{I^2 \rho_v}{S},$$

где S – площадь поперечного сечения трубной заготовки; $\phi_{\nu}(x)$ – некоторые функции, характеризующие неравномерное распределение температуры в начальный момент времени.

Для расчета температурных полей при высокочастотной сварке труб использовались исходные данные, характерные для труб среднего диаметра Новомосковского трубного завода. Материал трубы — сталь, толщина трубной заготовки $\delta=6$ мм, коэффициент температуропроводности $a=6\cdot10^{-6}$ м²/с, коэффициент теплопроводности $\lambda=28.7$ $\frac{Bm}{m^*K}$, степень черноты $\epsilon=0.8$, объемная теплоемкость $C=4.78\cdot10^6$ $\frac{\mathcal{J}\mathcal{H}}{m^3*K}$, температура плавления $T_{\Pi\Pi}=1490$ °C, температура исчезновения твердой фазы $T_{\text{ИС}}=1440$ °C.

Механические характеристики: предел текучести $\sigma_T = 3000 \text{ кг/см}^2$, модуль упругости $E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$, удельное электрическое сопротивление $\rho = 0.18 \cdot 10^{-6} \text{ Ом·м}$, величина тока I = 1300 A.

Результаты расчета температурных полей трубной заготовки на участках — 4 представлены в таблице.

Длительность нагрева трубной заготовки до температуры плавления кромки трубы $\Delta \tau_1 = 1,2$ с. Анализ результатов показывает, что при высокочастотном нагреве, в основном, нагревается поверхностный слой кромки трубы.

Длительность оплавления кромки трубы $\Delta \varepsilon_2 = 0,15$ с. Изменения температуры по координате практически не происходит. Используя данные экспериментальных исследований по определению длины зоны оплавления $l_{3.O\Pi.}$ [9], получим скорость трубы на участке оплавления $\theta_2 = \frac{l_{3.O\Pi.}}{\Delta \tau_2}$, при $l_{3.O\Pi.} = 0,113$ м $-\upsilon_2 = 0,753$ м/с.

Зная длину зоны оплавления и длину индуктора, определим длину зоны прогрева $l_{\Pi P}$ и скорость трубной заготовки на I-ом участке υ_1

$$l_{\Pi P} = l_{\text{ИНД}} - l_{3.\text{ОП.}}, \ \mathcal{G}_1 = \frac{l_{\Pi P}}{\Delta \tau_1}.$$

Таблица 1 Изменение температуры трубной заготовки в процессе сварки

Расстояние от кромки трубы	Температура на участках технологического процесса			
	1	2	3	4
L	1450	1500	1280	92
1-∆	120	125	220	75
1-2Δ	81	83	87	53

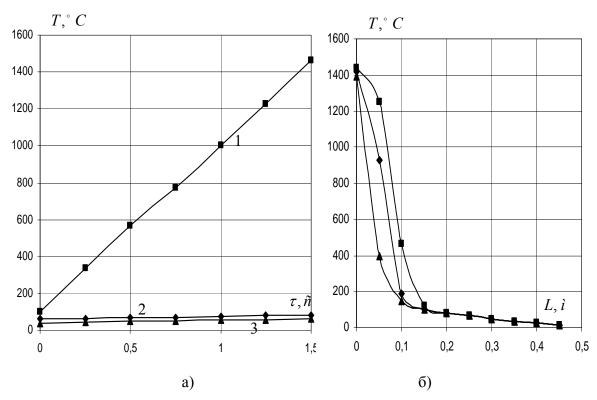


Рис. 2. Температурное поле двухслойной системы пластин на участке нагрева

Выводы

В результате анализа экспериментальных данных и результатов численных параметрических исследований установлена связь между температурными полями и скоростью трубы при высокочастотной сварке.

Список литературы

- 1. Тайц Н.Ю. Определение теплофизических свойств сталей и других веществ // Теплофизические свойства твердых тел. М.: Нау-ка, 1987. С. 67 73.
- 2. Самарский А.А. Вычислительная теплопередача / А.А. Самарский, П.Н. Вабищевич. М.: Эдиториал, 2003. 784 с.
- 3. Кудинов В.А. Аналитические решения задач тепломассопереноса и термоупругости для многослойных конструкций / В.А. Кудинов, Э.М. Карташов, В.В. Калашников. М.: Высш. шк., 2005. 430 с.
- 4. Подстригач Я.С. Обобщенная термомеханика / Я.С. Подстригач, Ю.М. Коляно. Киев: Наук. думка, 1976. 312 с.

- 5. Веселовский В.Б. Решение задач нестационарной теплопроводности для многослойных плоских тел с неидеальным тепловым контактом / В.Б. Веселовский // Прикладные вопросы аэродинамики летательных аппаратов. Киев: Наук. думка, 1984. С. 140 144.
- 6. Веселовский В.Б. Метод последовательных интервалов в исследовании теплофизических процессов / В.Б. Веселовский // Днепропетровск, "Металлургическая теплотехника". 2004. С. 255 265.
- 7. Берлов А.В. Решение структурным методом задач теплопроводности для составных элементов конструкций при воздействии электромагнитных полей / А.В. Берлов // Диференціальні рівняння та їх застосування: Зб. наук. пр. ДНУ.— Д., 2006.— С. 70—79.
- 8. Берлов О.В. Нелінійні задачі теплопровідності для складених елементів конструкцій за дії електромагнітних полів / О.В. Берлов, В.Б. Веселовський // Конференція молодих учених із сучасних проблем механіки і математики імені академіка Я.С. Підстригала. Тези доповідей.— Львів., 2009. 242 с.
- 9. Веселовский В.Б. Математическое моделирование и расчет температурных полей трубы при высокочастотной сварке / В.Б. Веселовский // Вісник Дніпропетр. ун-ту. Механіка.— 2000. Вип.3, т. 1. С. 102 112.

Рукопись поступила 01.07.2009 г.

УДК 536.2:539.3

Веселовский В.Б. –канд. техн. наук, доц., ДНУ Веселовский В.В. – аспирант, ДНУ Грибанова А.В. – магистр, ДНУ

КОНТАКТНЫЕ ТЕРМИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ В УСЛОВИЯХ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

Выявлена структура формирования температурного поля в системе двух теплоизолированных с боковой поверхности полубесконечных стержней, свободные торцы которых приведены в соприкосновение. Установлено, что при идеальном тепловом контакте при временах, равных временам релаксации теплового потока на стыках стержней, возникает контактное термическое сопротивление.

Введение

На основе обзора и анализа отечественной и зарубежной литературы установлено, что в настоящее время получены теоретические и экспериментальные результаты по контактному термическому сопротивлению (КТС) только для конкретных соединений и условий теплообмена.

Основной проблемой при расчёте температурных полей элементов конструкции, с учётом КТС, является определение его физических параметров. Характерной особенностью КТС является изменение его в широких пределах в зависимости от таких факторов, как нагрузка, сжимающая контакт, геометрические характеристики поверхности, теплофизические и механические свойства материалов контактирующих тел, свойства среды, заполняющей пространство между неровностями поверхностей. К настоящему времени выполнено значительное количество теоретических и экспериментальных работ, в которых изучалось влияние всех основных факторов на КТС.

В связи с тем, что контактный теплообмен характеризуется граничными условиями (ГУ) IV рода, их идентификация в случае не идеального контакта состоит в определении температуры контактирующих поверхностей $T_{n1} = T_{n2}$ и теплового потока q_k через зону контакта по имеющимся данным теплофизического эксперимента, например, по температурам T контактирующих тел. В случае идеального контакта

[©] Веселовский В.Б., Веселовский В.В., Грибанова А.В., 2009

задача сводится к идентификации КТС, которое может быть определено по формуле: $R_k = \frac{T_{n1} - T_{n2}}{q_k}$.

Обратная задача по определению ГУ IV рода может быть решена в двух постановках: неэкстремальной и экстремальной (вариационной). В первом случае, полученные в эксперименте температуры подставляются непосредственно в обращённое решение прямой задачи. Во втором случае температура входит в целевой функционал, характеризующий степень соответствия моделируемого поля данным эксперимента. В процессе решения отыскивается минимум этого функционала. В настоящее время унифицированные математические модели, [8] методы определения КТС отсутствуют. В работах [1 – 3] предложены унифицированные математические модели контактного теплообмена в зависимости от условий тепловых воздействий. Модели построены на основе рассмотрения контактного теплообмена для двухслойной системы неограниченных пластин. Для реализации моделей требуются решения соответствующих задач нестационарной теплопроводности для составных тел. Анализ литературы показал, что эффективным методом решения таких задач является операционный метод, основанный на интегральном преобразовании Лапласа. В работе [2] структурным методом получены решения задач контактного теплообмена. Целью данной работы является определение КТС в условиях экстремальных воздействий.

Постановка задачи

Выявим структуру формирования температурного поля в системе двух, теплоизолированных с боковой поверхности, полубесконечных стержней, имеющих разные температуры, свободные торцы которых в определённый момент времени приводим в соприкосновение. Теплофизические свойства стержней разные. Начало координат поместим на поверхности стыковки стержней.

Математическая формулировка задачи имеет вид:

$$\tau_r^{\nu} \frac{\partial^2 T_{\nu}(x,\tau)}{\partial \tau^2} + \frac{\partial T_{\nu}(x,\tau)}{\partial \tau} = a_{\nu} \frac{\partial^2 T_{\nu}(x,\tau)}{\partial x^2}, \ \nu = 1,2, \ \tau > 0, \ x > 0;$$
 (1)

$$T_{\nu}(x,0) = T_{\nu,0};$$
 (2)

$$\left. \frac{\partial T_{\nu}(x,\tau)}{\partial \tau} \right|_{\tau=0} = 0; \tag{3}$$

$$\frac{\partial T_V(0 \pm \infty, \tau)}{\partial x} = 0 ; (4)$$

$$T_1(0,\tau) = T_2(0,\tau);$$
 (5)

$$\frac{\lambda_1}{\tau_r^1} \int_0^t \frac{\partial T_1(0,\eta)}{\partial x} e^{\frac{\eta - \tau}{\tau_r^1}} d\eta = -\frac{\lambda_2}{\tau_r^2} \int_0^t \frac{\partial T_2(0,\eta)}{\partial x} e^{\frac{\eta - \tau}{\tau_r^2}} d\eta , \qquad (6)$$

где T — температура, τ — время, x — координата, a, λ — коэффициенты температуропроводности и теплопроводности, τ_r — время релаксации теплового потока.

Метод решения. Решение в изображениях краевой задачи (1) – (6) имеет вид:

$$\overline{T_{\nu}}(x,p) = \frac{T_{1,0} - T_{2,0}}{p} \left(\frac{T_{\nu,0}}{T_{1,0} - T_{2,0}} + \frac{b_{\nu} \sqrt{\tau_{\nu}^{\nu} p + 1}}{b_{2} \sqrt{\tau_{\nu}^{1} p + 1} + b_{1} \sqrt{\tau_{\nu}^{2} p + 1}} e^{-\frac{|x|}{\sqrt{a_{\nu}}} \sqrt{p} \sqrt{\tau_{\nu}^{\nu} p + 1}} \right), \quad (7)$$

где
$$b_1 = \frac{\lambda_1}{\lambda_2}, b_2 = \frac{a_2}{a_1}.$$

Используя свойство δ -функции, $\delta^{\scriptscriptstyle (n)}(\tau)\!\to p^{\scriptscriptstyle n}$, получим оригинал в виде:

$$T_{V}(x,\tau) = T_{1,0} + (-1)^{V} \cdot (T_{1,0} - T_{2,0}) \cdot b_{2} + \frac{\left(B_{0,v}^{*}\right)^{2} + \frac{c^{V}}{A_{0,v}}}{A_{1,v}} \left(\frac{A_{1,v}}{A_{0,v}} - \frac{\left(B_{0,v}^{*}\right)^{2} + \tau_{r}^{V}}{2!}\right) + \frac{\left(B_{0,v}^{*}\right)^{2} \tau_{r}^{V}}{A_{1,v}} \left(e^{-\frac{A_{1,v}}{A_{0,v}}\tau} + \delta(\tau)\right) - \frac{B_{0,v}^{*}}{\sqrt{\pi\tau}} \left(\frac{1}{A_{0,v}} + \frac{\tau_{r}^{V}}{A_{1,v}}\right)$$

где
$$B_0^* = \frac{x}{\sqrt{a_{\nu}}}$$
, $A_{0,\nu} = \frac{b_1 + b_2}{b_{\nu}}$, $A_{1,\nu} = \frac{b_2 \tau_r^1 + b_1 \tau_r^2}{b_{\nu}}$.

Без учёта релаксации тепловых потоков ($\tau_r^1 = \tau_r^2 = \tau_r = 0$) полученное решение (7) переходит в классическое.

Температура поверхности стыковки стержней:

$$\overline{T_1}(0,p) = \overline{T_2}(0,p) = \frac{1}{p} \cdot \frac{T_{1,0}b_1\sqrt{\tau_r^2p+1} + T_{2,0}b_2\sqrt{\tau_r^1p+1}}{b_1\sqrt{\tau_r^2p+1} + b_2\sqrt{\tau_r^1p+1}} = \frac{\overline{T_k}(p)}{p};$$
(9)

$$T_1(0,\tau) = T_2(0,\tau) = \frac{b_1 T_{1,0} (1 + \frac{1}{2}\tau_r^2) + b_2 T_{2,0} (1 + \frac{1}{2}\tau_r^1)}{b_1 (1 + \frac{1}{2}\tau_r^2) + b_2 (1 + \frac{1}{2}\tau_r^1)}$$
(10)

изменяется после соприкосновения во времени в зависимости от соотношения времён релаксации τ_r^1, τ_r^2 и при больших временах $\tau \to \infty, (p \to 0)$ становится равной классическому значению:

$$\overline{T_{1,\kappa_{1}}}(0,p) = \overline{T_{2,\kappa_{1}}}(0,p) = \frac{1}{p} \left(\frac{b_{1}T_{1,0} + b_{2}T_{2,0}}{b_{1} + b_{2}} \right) = \frac{T_{\kappa}}{p};$$
(11)

$$T_{1,\kappa_n}(0,\tau) = T_{2,\kappa_n}(0,\tau) = \frac{b_1 T_{1,0} + b_2 T_{2,0}}{b_1 + b_2}.$$
 (12)

Если стыкуются стержни с одинаковыми временами релаксации теплового потока ($\tau_r^1 = \tau_r^2 = \tau_r$), то температура поверхности стыковки стержней устанавливается мгновенно после соприкосновения и оста- ётся постоянной в процессе теплообмена стержней. Эта температура равна классическому значению.

Если перенос тепла в одном стержне описывается параболическим, а в другом – гиперболическим уравнением теплопроводности, то решение можно представить так:

$$\overline{T_{1}}(x,p) = \frac{T_{1,0}}{p} + B_{1}e^{-\frac{x}{\sqrt{a_{1}}}\sqrt{p}\sqrt{\tau_{r}^{1}p+1}}, \quad \overline{T_{2}}(x,p) = \frac{T_{2,0}}{p} + B_{2}e^{-\frac{|x|}{\sqrt{a_{2}}}\sqrt{p}}; \tag{13}$$

$$T_{1}(x,\tau) = T_{1,0} + B_{1} \cdot \left[\delta(\tau) + \frac{1}{2!}\left(B_{0,\nu}^{*}\right)^{2} \cdot \delta^{(1)}(\tau) + \frac{1}{2!}\left(B_{0,\nu}^{*}\right)^{2}\tau_{r}^{1}\delta^{(2)}(\tau) - B_{0,\nu}^{*}\delta^{(1/2)}(\tau) - \frac{1}{2!}B_{0,\nu}^{*}\tau_{r}^{1}\delta^{(3/2)}(\tau)\right]; \tag{14}$$

$$T_{2}(x,\tau) = T_{2,0} + B_{2} \cdot \left[\delta(\tau) + \frac{1}{2!}\left(B_{0,\nu}^{*}\right)^{2} \cdot \delta^{(1)}(\tau) - B_{0,\nu}^{*}\delta^{(1/2)}(\tau)\right], \tag{14}$$

где B_1, B_2 - константы интегрирования.

Использовав граничные условия, можно найти выражения для величин B_1, B_2 и получить решения в виде:

$$\overline{T}_{1}(x,p) = \frac{T_{1,0}}{p} \left\{ 1 - \frac{b_{2} \sqrt{\tau_{r}^{1} p + 1}}{b_{1} + b_{2} \sqrt{\tau_{r}^{1} p + 1}} \cdot e^{-\frac{x\sqrt{p}}{\sqrt{a_{1}}} \sqrt{\tau_{r}^{1} p + 1}} \right\} + \frac{T_{2,0}}{p} \cdot \frac{b_{2} \sqrt{\tau_{r}^{1} p + 1}}{b_{1} + b_{2} \sqrt{\tau_{r}^{1} p + 1}} e^{-\frac{x\sqrt{p}}{\sqrt{a_{1}}} \sqrt{\tau_{r}^{1} p + 1}};$$
(15)

$$T_{1}(x,\tau) = T_{1,0} - T_{1,0} \cdot b_{2} \begin{bmatrix} \frac{1}{A_{0,\nu}} - \frac{1}{A_{0,\nu}} \cdot e^{-\frac{A_{1,\nu}}{A_{0,\nu}}\tau} (\frac{A_{1,\nu}}{A_{0,\nu}} - \frac{\left(B_{0,\nu}^{*}\right)^{2} + \tau_{r}^{1}}{2!}) + \\ + \frac{\left(B_{0,\nu}^{*}\right)^{2} \tau_{r}^{1}}{A_{1,\nu}} \left(e^{-\frac{A_{1,\nu}}{A_{0,\nu}}\tau} + \delta(\tau)\right) - \frac{B_{0,\nu}^{*}}{\sqrt{\pi\tau}} (\frac{1}{A_{0,\nu}} + \frac{\tau_{r}^{1}}{A_{1,\nu}}) \end{bmatrix}; (16)$$

$$\overline{T}_{2}(x,p) = \frac{T_{2,0}}{p} \left\{ 1 - \frac{b_{1}}{b_{1} + b_{2}\sqrt{\tau_{r}^{1}p + 1}} \cdot e^{\frac{-|x|\sqrt{p}}{\sqrt{a_{2}}}} \right\} + \frac{T_{1,0}}{p} \cdot \frac{b_{1}}{b_{1} + b_{2}\sqrt{\tau_{r}^{1}p + 1}} e^{\frac{-|x|\sqrt{p}}{\sqrt{a_{2}}}}; \quad (17)$$

$$T_{2}(x,\tau) = T_{2,0} - \frac{T_{2,0} \cdot b_{1}}{A_{0,\nu}} \left[\left(1 - \frac{B_{0,\nu}^{*}}{\sqrt{\pi \tau}} \right) - e^{-\frac{A_{1,\nu}}{A_{0,\nu}}\tau} \left(\frac{A_{1,\nu}}{A_{0,\nu}} + \frac{\left(B_{0,\nu}^{*} \right)^{2}}{2!} \right) \right]; \quad (18)$$

$$\overline{T}(0,p) = \frac{1}{p} \left(\frac{b_1 T_{1,0} + b_2 T_{2,0} \sqrt{\tau_r^1 p + 1}}{b_1 + b_2 \sqrt{\tau_r^1 p + 1}} \right); \tag{19}$$

$$T(0,\tau) = \frac{b_1 T_{1,0} + b_2 T_{2,0} (1 + \frac{1}{2} \tau_r^1)}{b_1 + b_2 (1 + \frac{1}{2} \tau_r^1)}.$$
 (20)

Анализ решений. Изменение температуры поверхностей торца в месте соприкосновения стержней:

$$\Delta \overline{T} = \frac{1}{p} [T_{\nu,0} - \overline{T_{\kappa}}(p)] = \frac{1}{p} \cdot \frac{b_{\nu} \sqrt{\tau_{r}^{\nu} p + 1} (T_{2,0} - T_{1,0})}{b_{1} \sqrt{\tau_{r}^{2} p + 1} + b_{2} \sqrt{\tau_{r}^{1} p + 1}},$$
(21)

где

$$\overline{T_k}(p) = \overline{T}_1(0,p) = \overline{T}_2(0,p).$$

$$\Delta T = \frac{1}{A_{0,\nu}} - \frac{1}{A_{0,\nu}} e^{-\frac{A_{0,\nu}}{A_{1,\nu}}\tau} + \frac{1}{2!} \frac{\left(B_{0,\nu}^*\right)^2 + \tau_r^{\nu}}{A_{1,\nu}} e^{-\frac{A_{0,\nu}}{A_{1,\nu}}\tau} + \frac{1}{2!} \frac{\left(B_{0,\nu}^*\right)^2 + \tau_r^{\nu}}{A_{1,\nu}} e^{-\frac{A_{0,\nu}}{A_{1,\nu}}\tau} + \frac{\left(B_{0,\nu}^*\right)^2 \tau_r^{\nu}}{A_{1,\nu}} \delta(\tau) - \frac{\left(B_{0,\nu}^*\right)^2 \tau_r^{\nu}}{A_{1,\nu}^2} e^{-\frac{A_{0,\nu}}{A_{1,\nu}}\tau} - \frac{1}{2^{3/2}} \left(-\frac{1}{2} + \frac{A_{0,\nu}}{2^{3/2}} \tau\right) + \frac{1}{2^{3/2}} \left(-\frac{1}{2} + \frac{A_{0,\nu}}{2^{3/2}} \tau\right) + \frac{1}{2^{3/2}} \left(-\frac{1}{2} + \frac{A_{0,\nu}}{2^{3/2}} \tau\right) + \frac{1}{2^{3/2}} \left(-\frac{1}{2} + \frac{A_{0,\nu}}{2^{3/2}} \tau\right) - \frac{1}{2} \left(-\frac{1}{2} + \frac{A_{0,\nu}}{2^$$

где
$$L_n^{\alpha}$$
 — полином Лагерра, $\Gamma(\beta+n)$ — гамма-функция.

Полученные данные свидетельствуют о том, что причиной формирования температурного поля является разность температуру стержней, и объясняют, как именно она преобразуется в температуру контакта стержней и в температуру каждого из стержней в любом сечении x.

Тепловой поток, протекающий через поверхность соприкосновения тел, находим по формуле:

$$\begin{aligned}
\overline{q}_{1}(0,p) &= \overline{q}_{2}(0,p) = -\lambda_{2} \frac{d\overline{T}_{2}(x,p)}{dx} \Big|_{x=0} \\
&= \frac{\lambda_{1}}{\tau_{r}^{1}p+1} \frac{d\overline{T}_{1}(x,p)}{dx} \Big|_{x=0} = \frac{b_{1} \cdot b_{2} \cdot (T_{1,0} - T_{2,0})}{\sqrt{p}(b_{1} + b_{2} \sqrt{\tau_{r}^{1}p+1})}.
\end{aligned} (23)$$

Применив теорему о начальном значении, получим $q(0,0) = b_1(T_{1,0} - T_{2,0}) \cdot \frac{1}{\sqrt{\tau_r^1}} \, .$

Таким образом, тепловой поток q(0,0) имеет конечное значение $b_1(T_{1,0}-T_{2,0})\cdot \frac{1}{\sqrt{\tau_r^1}}$, тогда как в случае соприкосновения тел, перенос теп-

ла в которых описывают обычным уравнением теплопроводности, тепловой поток q(0,0) должен быть бесконечно большим. В результате:

$$\lim_{p\to\infty} p \cdot \overline{T}(0,p) = \lim_{t\to 0} T(0,t) = T_{2,0}, \ \lim_{p\to\infty} p \cdot \overline{T}(0,p) = \lim_{t\to 0} T(0,t) = \frac{b_1 T_{1,0} + b_2 T_{2,0}}{b_1 + b_2}.$$

Следовательно, температура $T(0,\tau)$ за промежуток времени, практически соизмеримый со временем релаксации τ_r , изменяется от $T_{2,0}$ до значения $\frac{b_1T_{1,0}+b_2T_{2,0}}{b_1+b_2}$, которое мгновенно устанавливается при соприкосновении стержней, в которых перенос тепла описывают уравнением Фурье.

Выявим структуру переноса тепла в полуограниченном стержне, теплоизолированном с боковой поверхности, на торец которого поступает изменяющийся во времени тепловой поток.

Математическую формулировку задачи запишем следующим образом:

$$a\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial T}{\partial \tau} + \tau_r \frac{\partial^2 T}{\partial \tau^2}; \tag{24}$$

$$T(x,0) = 0;$$
 (25)

$$\left. \frac{\partial T(x,\tau)}{\partial \tau} \right|_{\tau=0} = 0; \tag{26}$$

$$T(\infty,\tau)=0\,; (27)$$

$$-\lambda \frac{\partial T(x,\tau)}{\partial x}\bigg|_{x=0} -\tau_r \frac{\partial q}{\partial \tau} = q(0,\tau), \quad \tau \ge 0;$$
 (28)

$$\frac{\tau_r}{a} p^2 \overline{T}(x, p) + \frac{1}{a} p \overline{T}(x, p) = \frac{d^2 \overline{T}(x, p)}{dx^2};$$
 (29)

$$\overline{T}(\infty, p) = 0; (30)$$

$$-\lambda \frac{\partial \overline{T}(x,p)}{\partial x}\bigg|_{x=0} -\tau_r p \cdot \overline{q}(x,p)\bigg|_{x=0} = \overline{q}(0,p). \tag{31}$$

Решение в изображениях краевой задачи (24) – (31) имеет вид:

$$\overline{T}(x,p) = A \cdot e^{x\sqrt{\frac{\tau_r}{a}p^2 + \frac{1}{a}p}} + B \cdot e^{-x\sqrt{\frac{\tau_r}{a}p^2 + \frac{1}{a}p}}.$$

Использовав граничные условия, можно найти выражения для констант интегрирования A, B.

Получим решение в виде:

$$\overline{T}(x,p) = -\frac{\tau_r p + 1}{\lambda \sqrt{\frac{\tau_r}{a} p^2 + \frac{1}{a} p}} \overline{q}(0,p) \cdot e^{-x\sqrt{\frac{\tau_r}{a} p^2 + \frac{1}{a} p}};$$

$$\overline{q}(x,p) = \overline{q}(0,p) \cdot e^{-x\sqrt{\frac{\tau_r}{a} p^2 + \frac{1}{a} p}}.$$

Таким образом, операторы распространения температуры и теплового потока содержат в показателе экспоненты множитель $\sqrt{\frac{\tau_r}{a}\,p^2+\frac{1}{a}p}$, который учитывает влияние конечной скорости распространения тепла.

Сравнение температурных полей для составных тел, полученных структурным и численным методами приведено в [10]. Тестовые примеры для гиперболического уравнения теплопроводности выполнены для неограниченной пластины. Численные результаты решения, полученные с использованием функции Грина, согласуются со структурным решением.

Численные параметрические исследования

Как пример, рассмотрена задача о нагреве составной конструкции в виде системы двух неограниченных стержней (Ст 15 — изолятор Al_2O_3). На внешней границе (изолятор) заданы граничные условия первого рода, внутренняя граница теплоизолирована. На стыке слоев заданы условия идеального теплового контакта. Геометрические и теплофизические параметры принимаются следующие: $R_1 = R_2 = 30 \cdot 10^{-3} \, M$, $a_1 = 0.028 \cdot 10^{-3} \, M^2 / c$, $a_2 = 0.0692 \cdot 10^{-4} \, M^2 / c$.

Результаты параметрических исследований КТС приведены в таблицах 1, 2. Модель 1 соответствует системе параболических уравнений, 2 — системе гиперболических уравнений, 3 — системе интегродифференциальных уравнений.

Таблица 1 Граничные значения контактного термического сопротивления

Граничная тем-	500	1000	1500
пература, °С	300	1000	1300
Модель 1	0,43	6,32	6,49
Модель 2	0,86	12,41	12,57
Модель 3	8,28	8,66	10,80

Таблица 2 Граничные значения контактного термического сопротивления

Граничная тем- пература, ° <i>C</i>	500	1000	1500
Модель 1	2,13	4,89	6,32
Модель 2	4,28	9,90	12,52
Модель 3	4,42	13,52	24,69

В табл. 1 приведены предельные значения КТС при $\tau_{r,1}=10^{-9}c$, $\tau_{r,2}=10^{-10}c$, $\tau_{s,1}=10^{-10}c$, $\tau_{s,2}=10^{-12}c$. В табл. $2-\tau_{r,1}=10^{-8}c$, $\tau_{r,2}=10^{-10}c$, $\tau_{s,1}=10^{-9}c$, $\tau_{s,2}=10^{-12}c$.

Выводы

Полученные решения содержат постоянные $\lambda, a, \tau, \sqrt{\frac{a}{\tau_r}}$, которые характеризуют релаксирующий процесс теплопроводности в среде.

При экстремальных тепловых воздействиях тепло, подведённое к поверхности, концентрируется в тонком слое вещества вблизи поверхности, и амплитуда колебаний температуры должна неограниченно

возрастать.

Влияние конечной скорости распространения тепла на амплитуду, затухание и фазу температурных колебаний может быть использовано для экспериментального определения скорости распространения тепла или времени релаксации теплового потока.

Список литературы

- 1. Веселовский В.В. Математические модели и определение контактного термического сопротивления в элементах конструкций / В.В. Веселовский // Диференціальні рівняння та їх застосування. Д.: ДНУ, 2006. С. 88 95.
- 2. Веселовский В.В. Решение задач контактного теплообмена структурным методом / В.В. Веселовский // Металлургическая теплотехника. Д.: Пороги, 2007. С. 62 70.
- 3. Веселовский В.В. Математические модели и расчётноэкспериментальное определение контактних термических сопротивлений / В.В. Веселовский, А.В. Берлов, Т.М. Босенко // Материалы VI Минского международного форума по тепломассообмену. — Минск: ТМО НАН Беларуссии, 2008. — С. 47 — 58.
- 4. Веселовский В.Б. Визначення контактних термічних опорів в умовах екстремальних теплових дій / В.Б. Веселовський, В.В. Веселовський, А.В. Грибанова // Прикладні проблеми аерогідромеханіки та тепломасопереносу. Д.: ДНУ, 2008. С. 132 135.
- 5. Шлыков Ю.П. Контактное термическое сопротивление / Ю.П. Шлыков В.А. Ганин, С.Н. Царевский // М.: Энергия, 1977. 323 с.
- 6. Карножицкий В.Н. Контактный теплообмен в процессах литья / В. Н. Карножицкий // К.: Наук. думка., 1978. 300с.
- 7. Веселовский В. Б. Контактное термическое сопротивление в многослойных элементах конструкций / В.Б. Веселовский // Гидрога-зодинамика и процессы тепломассобмена. К.: Наук. думка, 1986. С. 120 125.
- 8. Мацевитый Ю.М. Обратные задачи теплопроводности: В 2-х т. / Ю.М. Мацевитый // К.: Наук. думка, 2003. 1. 460 с.; 2. 392 с.
- 9. Кудинов В.А., Карташов Э.М., Калашников В.В. Аналитические решения задач тепломассопереноса и термоупругости для многослойных конструкций / В.А. Кудинов, Э.М. Карташов, В.В. Калашников // М.: Высш. шк., 2005. 430 с.
- 10. Веселовский В.Б. Структурный метод решения задач теплопроводности для составных сред при экстремальных воздействиях / В.Б. Веселовский // Диференціальні рівняння та їх застосування. Д.: ДНУ, 2006. С. 55 67.
- 11. Веселовский В. Б., Веселовский В.В., Грибанова А.В. Определение контактных термических сопротивлений в условиях экстремальных тепловых воздействий / В.Б. Веселовский, В.В. Веселовский,

- А.В. Грибанова // Динаміка та міцність машин, будівель, споруд: 36. наук. пр. Полт. НТУ. Полтава, 2009. С. 182 188.
- 12. Model R. Thermal Transport Properties of Layered Materials: Identification by a new Numerical Algorithm for Transient Measurements / R. Model // Int. J. Thermophys. 2005. V. 26, No 1. P. 165 178.

Рукопись поступила 01.07.2009 г.

Гичёв Ю.А. — д-р техн. наук, проф., НМетАУ **Бевз Л.С.** — магистрант, НМетАУ **Ступак М.Ю.** — студент, НМетАУ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИССИПАЦИИ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ГАЗОВОГО ПОТОКА

Приведены результаты экспериментального исследования диссипации пульсирующего газового потока применительно к пульсационному сжиганию топлива в процессах сушки и разогрева сталеразливочных ковшей. Результаты исследований позволяют подобрать частоты пульсаций, на которых следует ожидать наиболее эффективной работы системы пульсационного сжигания топлива.

Введение

Диссипация пульсирующего газового потока касается системы пульсационного сжигания топлива.

Пульсационное сжигание является одним из наиболее перспективных направлений в экономии топлива, однако в черной металлургии оно не нашло пока достаточно широкого применения. Поэтому на данном этапе для внедрения пульсационного сжигания целесообразно выбирать объекты исследования, отличающиеся большим потреблением топлива и возможностью варьирования процессом без ущерба для конечного результата. Таким процессом является термообработка сталеразливочных ковшей [1-3].

Сушка и разогрев сталеразливочных ковшей достаточно энергоемкие технологические процессы, потребляющие значительное количество природного газа. Жесткие технологические условия процессов
сушки и разогрева, а также отсутствие возможностей кардинального
изменения технологии термообработки ковшей, ограничивают количество вариантов для выбора технического решения по экономии топлива. В таких условиях применение системы пульсационного сжигания топлива вполне оправдано, т.к. создает предпосылки для экономии без изменения основных принципов сложившейся технологии
термообработки. В основу исследований положено предположение о
возможности достижения резонансного режима пульсационного сжигания топлива, при котором частота генерируемых пульсаций совпадает с частотой собственных колебаний в рабочем объеме ковша.

[©] Гичёв Ю.А., Бевз Л.С., Ступак М.Ю., 2009

Пульсационно-резонансный режим сжигания топлива при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей является наиболее предпочтительным, так как может обеспечить при минимальных энергозатратах на возбуждение пульсаций максимальную экономию топлива.

Постановка задачи исследования

Постановка задачи исследования диссипации пульсирующего газового потока основана на результатах опытно-промышленного исследования. Схема аппаратурного обеспечения опытно-промышленной установки представлена на рисунке 1.

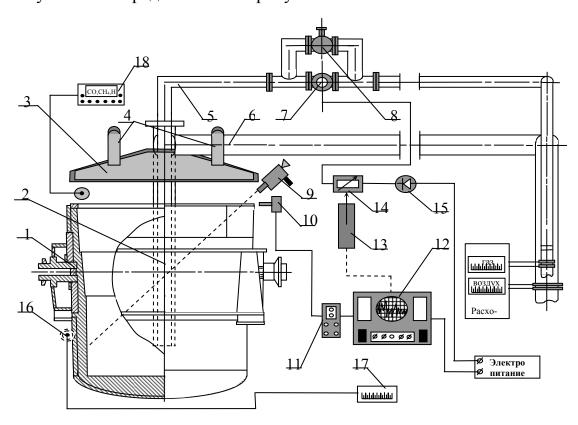


Рис. 1. Схема аппаратурного обеспечения измерений при пульсационнорезонансной термообработке сталеразливочных ковшей:

- 1 ковш; 2 горелка; 3 крышка ковша; 4 отвод продуктов сгорания; 5 подвод природного газа; 6 подвод воздуха;
 - 7 пульсатор с электродвигателем; 8 байпас с клапаном;
- 9 радиационный пирометр; 10 датчик пульсаций; 11 предусилитель;
- 12 анализатор спектра; 13 исполнительный механизм; 14 реостат;
- 15 выпрямитель; 16 термопара; 17 потенциометр; 18 хроматограф

Для выяснения частот собственных колебаний рабочего объема ковша следует проводить акустический анализ. Для сушки и разогрева сталеразливочных ковшей полноценный экспериментальный акусти-

ческий анализ затрудняется неблагоприятными промышленными условиями: высокие температуры, посторонние шумовые помехи, требования техники безопасности и прочее. В связи с этим поиск резонансных частот выполнен теоретически с использованием расчетной модели резонатора Гельмгольца. Результаты расчетного анализа представлены в таблице 1.

Таблица 1 Акустическая характеристика сталеразливочного ковша

Панманаранна параматрар	Высота щели, м	
Наименование параметров		0,15
Акустический объем системы, м ³	27,55	28,17
Площадь щели между нижним срезом крышки и верхним срезом ковша, м ²	0,91	1,71
Частота собственных колебаний, Гц	37	50

В опытно-промышленной установке пульсационный блок установлен на линии подачи природного газа. В перспективе предполагается устанавливать пульсационный блок также и на воздушной линии.

В качестве устройства для генерации пульсирующего газового потока установлен пульсатор золотникового типа, который обеспечивает возможность регулирования частоты пульсаций, что необходимо для настройки частоты пульсаций при пульсационно-резонансном сжигании.

Пульсатор состоит из вращающегося золотника с отверстием. Вращение золотника осуществляется электродвигателем. При вращении золотника проходное сечение трубопровода перекрывается с определенной частотой, обеспечивая пульсацию газового потока.

Испытания показали работоспособность пульсационного устройства. Существенное влияние на эффективность сушки оказывала точность установки ковша относительно крышки поста. Сдвиг ковша в сторону более чем на 100 мм увеличивал теплопотери, снижал термостойкость крышки и резко уменьшал эффект резонанса. Амплитуду резонанса снижают также открытые шиберные отверстия на дне ковша. Результаты исследования создали предпосылки для изменения существующей технологической инструкции сушки сталеразливочных ковшей с введением элементов пульсационно-резонансного сжигания газа.

При прохождении по трубопроводу от пульсационного блока до горелки импульс пульсации претерпевает изменения. Происходила диссипация (рассеивание) пульсации газового потока. Выяснить эти

изменения и учесть их в опытно-промышленных исследованиях при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей является целью данной работы.

Таким образом, в задачу исследований диссипации газового потока в системе пульсационного сжигания топлива входит: экспериментальное исследование диссипации пульсаций газового потока в транспортной линии и выдача практических рекомендаций, касающихся наиболее предпочтительных режимов реализации пульсационного сжигания топлива.

Методика экспериментального исследования

Экспериментальная установка для исследования диссипации пульсирующего газового потока, представлена на рисунке 2.

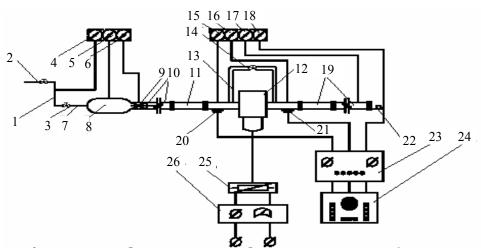


Рис. 2. Экспериментальная установка для исследования диссипации пульсирующего газового потока:

1 – подводящий воздухопровод; 2 – запорная задвижка; 3 – регулирующая задвижка; 4 – манометр для измерения располагаемого давления; 5 – манометр для измерения давления в форкамере; 6 – вакууметр; 7 – входной патрубок;

- 8 форкамера; 9 измерительная трубка Вентури; 10 соединительные патрубки;11 входной отсек; 12 пульсатор золотникового типа; 13 байпас;
 - 14 запорно-регулирующий клапан; 15 18 батарейные манометры;
 - 19 исследуемый участок трубопровода; 20 21 датчики пульсаций;
 - 22 фотокамера; 23 преобразователь; 24 осциллограф С8-14;
 - 25 регулятор напряжения; 26 преобразователь электропитания

Пульсационный блок состоит из пульсатора, соединительных отсеков и байпасной трассы с запорно-регулирующим клапаном. На соединительных отсеках, до и после пульсатора, закреплены в установочных гнездах датчики пульсаций. От соединительных отсеков отходят измерительные трассы к манометрам.

За пульсационном блоком располагается исследуемая трасса трубопровода, состоящая из набора отсеков. Набор отсеков представляет собой трубы с фланцами длиной 410 мм, 820 мм и 1640 мм и внутренним диаметром 89 мм. На выходе из трассы размещается датчик пульсаций и соединенная с манометром трубка измерения полного напора.

Методика экспериментального исследования пульсирующего газового потока заключалась в следующем.

Задвижкой устанавливается необходимый расход воздуха. Расход воздуха измеряется по перепаду давления с помощью протарированного ниппеля (трубки Вентури). Регулятором устанавливалось необходимое число оборотов электродвигателя, что обеспечивало соответствующее число оборотов золотника пульсатора и, соответственно, частоту пульсаций давления в потоке.

Экспериментальная установка позволяет определить характеристики газового потока, рассматривать процессы диссипации газового потока для условий конкретных энергетических и технологических агрегатов и, соответственно, выдавать рекомендации по размещению пульсаторов в системах пульсационного сжигания топлива.

Важным при этапом подготовке экспериментальных исследований пульсирующего газового потока являлась калибровка измериканалов датчиков тельных пульсаций. Для калибровки датчиков пульсаций в динамическом режиме и для определения переходных характеристик измерительных каналов применялась газодинамическая ударная труба, которая вместе с калибровочной аппаратурой представлена на рисунке 3. Датчики калибровались при скачкообразном спаде давления воз-

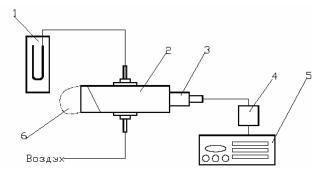


Рис. 3. Схема калибровки датчика пульсаций:

1 – U-образный манометр;

2 – газодинамическая ударная трубка;

3 – датчик пульсаций;

4 – предусилитель;

5 – осциллограф;

6 – резиновая пленка

духа от заранее установленного значения до атмосферного, что достигалось резким разрывом резиновой пленки. Установленное значение давления в трубе фиксировалось U-образным водяным манометром.

Показания датчиков пульсаций фотографировались с экрана электронно-лучевой трубки осциллографа.

После обработки фотографий чувствительность датчика определялась в следующей последовательности:

а) по изображению на фотографии определялась амплитуда сигнала, воспринимаемого датчиком пульсаций

$$A = B \cdot C \cdot \mathcal{A},\tag{1}$$

где А – искомая величина сигнала; В - число делений; С и Д – коэффициенты передачи делителя, установленного на осциллографе.

б) определялась чувствительность датчика пульсаций по амплитуде сигнала и величине давления в ударной трубе ($P_{v_{\pi}}$)

$$Y = A / P_{vo}. \tag{2}$$

в) определялось звуковое давление

$$P = A \cdot Y. \tag{3}$$

г) определялась интенсивность звука

$$I = \frac{P^2}{\rho \cdot c},\tag{4}$$

где ρ – плотность воздуха; с – скорость звука.

Результаты экспериментального исследования

На рисунке 4 результаты обработки экспериментальных данных показаны в виде графика зависимости интенсивности звука от частоты пульсаций. Интенсивность звука представлена за пульсатором (сечение 1) и на выходе из исследуемого участка трубы (сечение 2).

Рассеивание энергии пульсирующего потока (диссипация), обусловлено потерями, связанными с вязкостью среды, молекулярным рассеиванием, турбулентным завихрением и другими факторами.

Диссипация пульсаций на участке транспортной линии, длина которой была принята 5380 мм, в соответствии с конструктивными характеристиками стенда для сушки ковшей, опреде-

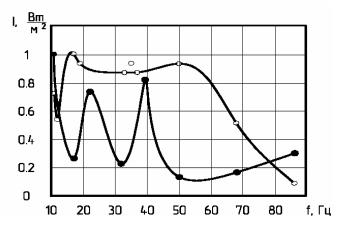


Рис. 4. Зависимость интенсивности звука (I) от частоты пульсаций (f) при давлении газа P=0.18 МПа: ○ – сечение 1; • – сечение 2

лялась изменением интенсивности пульсаций по разности значений интенсивностей звука, полученных в сечениях 1 и 2. В дальнейшем

диссипация пульсаций анализировалась в виде относительных изменений интенсивности звука.

Результаты обработки экспериментальных данных в виде относительных изменений интенсивности звука представлены на рисунках 5 и 6.

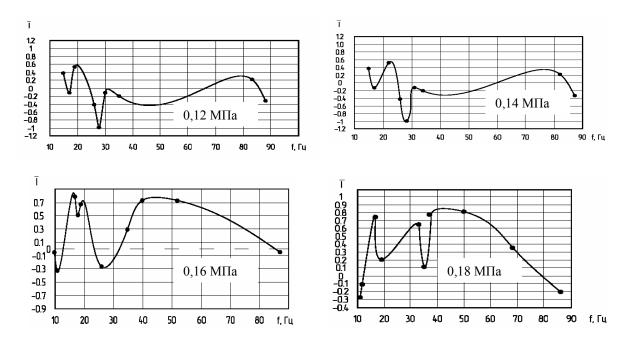


Рис. 5. Зависимость относительного изменения интенсивности звука (\overline{I}) от частоты пульсаций (без диафрагмы)

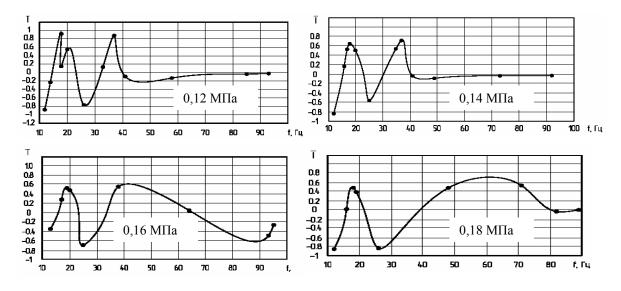


Рис. 6. Зависимость относительного изменения интенсивности звука (\overline{I}) от частоты пульсаций (с диафрагмой d = 40 мм)

Исследование проводилось при давлении воздушного потока в пределах $0,12 \div 0,18$ МПа с шагом 0,02 МПа и варьировании частоты пульсаций в диапазоне $10 \div 100$ Гц.

Дутьевая насадка (горелка) стенда моделировалась диафрагмой с диаметром отверстия 40 мм, установленной на выходном торце исследуемого участка трубы. Для сравнения исследование выполнено также без установки диафрагмы.

Давления воздушного потока выбраны с учетом давлений газа на стендах сушки и разогрева сталеразливочных ковшей.

Первая серия опытов (без диафрагмы) представлена на рисунке 5, из которых следует, что интенсивность звука при давлении 0,12 МПа и 0,14 МПа максимальна при частоте около 20 Гц. При этом величина сигнала на входе в исследуемый участок трубопровода меньше, чем величина сигнала на выходе, что возможно в результате действия ударной волны, которая является дополнительным источником энергии, увеличивающим величину сигнала на выходе. Поэтому при данной частоте влияние диссипации на пульсирующий газовый поток минимально. Однако, из-за сильной вибрации на этой частоте возможно разрушение оборудования стендов сушки и нагрева, что подтвердили промышленные испытаний.

Высокая интенсивность звука, широкий диапазон регулирования частоты, отсутствие вибраций оборудования и небольшая диссипация потока позволяют рекомендовать при давлении $0,12~\mathrm{M}\Pi a$ и $0,14~\mathrm{M}\Pi a$ в качестве рабочей частоты пульсаций диапазон $35 \div 82~\mathrm{\Gamma}$ ц.

При давлениях 0,16 МПа и 0,18МПа (рисунок 5) диапазон частот $15 \div 18$ Гц характеризуется высокой интенсивностью звука. Однако при этих частотах происходит сильная вибрация. Дальнейшее увеличение частоты до 40 Гц дает нестабильную характеристику пульсаций, а от 40 до 100 Гц происходит монотонное снижение интенсивности звука.

Результаты серии опытов с установкой диафрагмы, имитирующей горелку, представлены на рисунке 6.

При давлениях 0,12 МПа и 0,14 МПа происходила сильная вибрация оборудования в диапазоне частот от 10 до 40 Гц. При данных давлениях можно рекомендовать диапазон частоты пульсаций $40 \div 93$ Гц, где практически отсутствует влияние диссипации.

Нестабильная характеристика пульсирующего потока для давления 0,16 МПа имеет место при частоте до 40 Гц и области относительной стабильности от 40 до 64 Гц с усилением интенсивности звука по отношению к начальной величине.

При давлении 0,18 МПа кривая интенсивности звука носит аналогичный характер.

Обобщение результатов экспериментальных исследований позволяют сделать следующие выводы:

- а) в целом все пульсации носят затухающий характер, то есть диссипация проявляется при всех давлениях воздушного потока и на всех исследованных частотах пульсаций с моделированием и без моделирования горелки;
- б) влияние диссипации наиболее ощутимо при давлениях 0,12 и 0,14 МПа во всем диапазоне исследованных частот $(10 \div 100 \ \Gamma \mu)$;
- в) при давлениях 0,16 МПа и 0,18 МПа приемлемые частоты пульсаций с точки зрения минимальной диссипации и отсутствия вибрации оборудования возможны при частотах в диапазоне $40 \div 80$ Гц.

Выводы

Выполненные экспериментальные исследования создают основу для более глубокого понимания физической сущности диссипации пульсирующего газового потока и предоставляют возможность подобрать частоты пульсаций, на которых следует ожидать наиболее эффективную работу системы пульсационного сжигания топлива.

В частности, по резонансным частотам, приведенным в таблице 1 (сушка $-37~\Gamma$ ц, разогрев $-50~\Gamma$ ц), рекомендованы следующие давления пульсирующего потока:

- а) при сушке ковша $0.14 \div 0.18$ МПа, причем более стабильную эффективность обеспечивает давление 0.18 МПа;
 - б) при разогреве ковша 0,16 ÷ 0,18 МПа.

Список литературы

- 1. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С. Эффективность пульсационного сжигания топлива при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей // Металлургическая и горнорудная промышленность. 2002. №7. С. 236 240.
- 2. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С., Ткаченко ГА. Результаты исследования пульсационного сжигания топлива при сушке и разогреве сталеразливочных ковшей // Металлургическая и горнорудная промышленность. 2006. N 27. C. 161 164.
- 3. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С. Снижение энергозатрат и решение экологической проблемы путем пульсационно-акустического сжигания топлива // Компрессорное и энергетическое машиностроение.-2006. №4 (6). С. 40 42.

Рукопись поступила 02.04.2009 г.

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 околозвуковой 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-

[©] Гичёв Ю.А., Перцевой В.А., 2009

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	$0,175 \div 0,300$	
Диаметр выходного отверстия газового сопла, м	d_0	$0,06 \div 0,08$	
Угол между осью сопла и осью летки, град	φ	0 ÷ 45	
Расстояние от среза сопла до летки, м	h_{np}	≤1	
Минимальное избыточное давление газа на слой шлака в летке, МПа	Ризб	0,05	
Начальная температура шлака в летке конвертера, °С	t_{m0}	1650	
Температура газа на срезе сопла, °С	t_0	20	
Число Маха на срезе сопла	\mathbf{M}_0	1,0	

Методика расчета и результаты моделирования

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

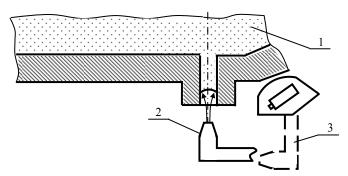


Рис. 1. Схема газодинамической отсечки шлака: 1- конвертер; 2- сопло; 3- поворотный рычаг

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]:

$$x_{\text{max}} = 1,45 \cdot d_0 \cdot (h_{\text{np}}/d_0)^{0,83}$$
 (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 $x_{max} = 0.68 \div 1.50 \, \text{м}$. 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

Источ-	Уравнение подобия Локальный к	Структура критериев подобия соэффициент те	Опреде- ляющий размер	Определяющая температура
[5]	В критической точке: $Nu_{_{\Pi}} = 0.25 \cdot Re_{_{0}}^{0.6} \cdot \left(h_{_{\Pi p}}/d_{_{0}}\right)^{-0.22}$			$t_{\rm onp} = 0.5 \cdot \left(t_0 + t_{\rm in0}\right)$
[5]	Вдоль внутренней поверхности тупикового канала: $Nu_{_{\Pi X}} = 0.49 \cdot Re_{_{X}}^{0.63}$	$Re_{x} = \frac{u \cdot x}{v_{r}}$ $Nu_{\pi x} = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda_{r}}$	х	
	Средний коэффициент теплоотдачи			
[6]	$\frac{\mathrm{B}}{\mathrm{Nu}} = 0.2 \cdot \mathrm{Re}_0^{0.65} \cdot \left(\mathrm{h}_{\mathrm{np}} / \mathrm{d}_0 \right)^{-0.22}$	$Re_0 = \frac{\mathbf{u}_0 \cdot \mathbf{d}_{\Gamma}}{\mathbf{u}_0 \cdot \mathbf{d}_{\Gamma}}$		$t_{\rm onp} = 0.5 \cdot \left(t_0 + t_{\rm m0}\right)$
[6]	Вдоль внутренней поверхности тупикового канала: $\overline{Nu} = 0.2 \cdot Re_0^{0.65} \cdot \left(h_{np}/d_0\right)^{-0.22}$	$\overline{Nu} = \frac{v_{\Gamma}}{\lambda_{\Gamma}}$	$d_{\Gamma} = 2 \cdot d_0$	$t_{\rm onp} = 0.5 \cdot \left(t_0 + t_{\rm m0}\right)$

В таблице 2: u_0 – скорость истечения струи из сопла; v_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; $t_{\text{ш0}}$ — начальная температура шлака в летке конвертера; Re_{x} — критерий Рейнольдса, определенный по параметрам газовой струи в текущем поперечном сечении тупикового канала; $h_{\text{пр}}$ — 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.

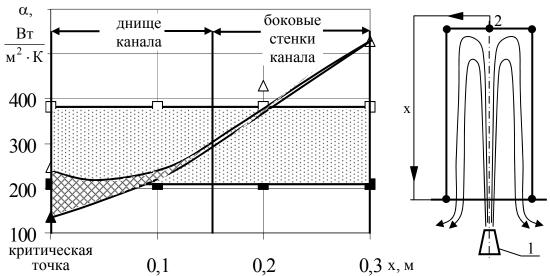


Рис. 2. Изменение коэффициента теплоотдачи по высоте тупикового канала при фронтальном натекании струи:

1- сопло; 2- критическая точка;

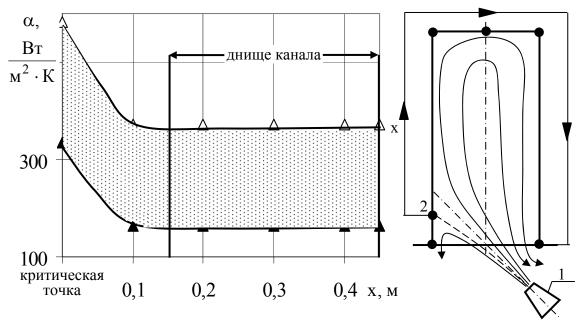
- локальный коэффициент теплоотдачи;
- средний коэффициент теплоотдачи

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	Опреде- ляющий размер	Определяющая температура
	Средний коэффициент теплоотдачи			
[6]	$\frac{\mathrm{B}}{\mathrm{Nu}} = 0.25 \cdot \mathrm{Re}_0^{0.65} \cdot \left(\mathrm{h}_{\mathrm{np}} / \mathrm{d}_0 \right)^{-0.14}$	$Re_0 = \frac{u_0 \cdot d_{\Gamma}}{v_{\Gamma}}$	d -2 d	
[8]	Вдоль внутренней поверхности тупикового канала: $\overline{Nu} = 0.97 \cdot Re_0^{0.6} \cdot \left(h_{np} \middle/ d_0\right)^{-0.6}$	$\overline{Nu} = \frac{\alpha \cdot d_{r}}{\lambda_{r}}$	$\mathbf{d}_{\Gamma} = 2 \cdot \mathbf{d}_{0}$	$t_{\rm onp} = 0.5 \cdot \left(t_0 + t_{\rm m0}\right)$



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

$$Nu_{\pi} = (3.024 \div 4.536) \cdot (Pr \cdot Gr)^{0.25}$$
 (2)

Критерии Грасгофа Gr и Прандтля Pr определяются по формулам

$$Gr = g \cdot \coprod^3 \cdot \beta \cdot (t_{\coprod 0} - t_0) / v_B^2$$
, $Pr = v_B / a_B$. (3, 4)

Определяющим размером для $\mathrm{Nu}_{\mathrm{ck}}$ является диаметр летки Д .

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

$$\begin{split} \overline{Nu} &= (1,1 \div 2,0) \cdot \frac{0,15 \cdot Pr^{0,33} \cdot Re_0^{0,88}}{0,34 \cdot \left(\frac{h_{\pi p}}{d_0}\right)^{0,7}} \cdot \frac{\mathcal{I}^2}{\left[d_0 \cdot 0,68 \cdot \left(\frac{h_{\pi p}}{\mathcal{I}}\right)^{0,7}\right]^2} \times \\ & \left[\frac{0,29 \cdot Pr^{0,12} \cdot Re_0^{0,38} + 16}{Pr^{0,17} \cdot Re_0^{0,3}} + \left(\frac{\mathcal{I}^{1,25}}{\left[d_0 \cdot 0,68 \cdot \left(\frac{h_{\pi p}}{\mathcal{I}}\right)^{0,7}\right]^{1,25}} + \frac{15,8 \cdot Pr^{0,25}}{\left[0,34 \cdot \left(\frac{h_{\pi p}}{d_0}\right)^{0,7}\right]^{\frac{5}{8}} \cdot Re_0^{\frac{3}{8}}} - 2,38}\right]^{0,8} \\ & \times \\ & - \left(\frac{15,8 \cdot Pr^{0,25}}{\left(0,34 \cdot \left(\frac{h_{\pi p}}{d_0}\right)^{0,7}\right)^{\frac{5}{8}} \cdot Re_0^{\frac{3}{8}}} \cdot Re_0^{\frac{3}{8}}}\right) \end{split}$$

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

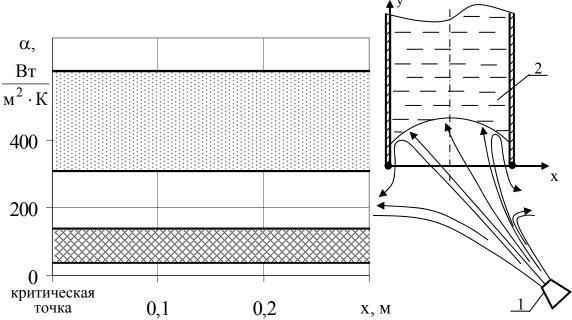


Рис. 4. Сравнение локального и среднего коэффициентов теплоотдачи на поверхности шлака при взаимодействии с ним газовой струи:

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]:

$$\overline{Nu} = \frac{\lambda}{2 \cdot r_{\Pi}} \cdot \left(\frac{2 \cdot Pe_{\Pi}}{\pi}\right)^{0.5} \cdot \frac{f(Pe_{\Pi}, Fo_{\Pi})}{\left(1 - \frac{\sqrt{Le_{\Pi}}}{Ka}\right) \cdot \sqrt{Le_{\Pi}}},$$
(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]:

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

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

$$Pe_{\Pi} = \frac{2 \cdot r_{\Pi} \cdot w}{D_{\Pi}} \cdot \frac{1 - \alpha_{V}^{\frac{5}{3}}}{\kappa_{\Pi} \cdot W_{\Pi}}, \quad Fo_{\Pi} = \frac{D_{\Pi} \cdot \tau}{r_{\Pi}^{2}}, \quad Le_{\Pi} = \frac{a}{D_{\Pi}}, \quad Ka = \frac{r_{\phi III}}{c_{\rho III} \cdot \Delta t}, \quad (8-11)$$

где $D_{_\Pi}$ – коэффициент диффузии; $\alpha_{_V}$ – объемная концентрация газовых пузырей; $r_{\phi m}$ – скрытая теплота фазового перехода для шлака; $\kappa_{_\Pi}$, $W_{_\Pi}$ – коэффициенты.

Объемная концентрация газовых пузырей в шлаке определяется как

$$\alpha_{\rm v} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \mathbf{n}_{\rm m} \cdot \mathbf{r}_{\rm m}^3, \tag{12}$$

где n_{π} – плотность числа пузырей, определяется соотношением:

$$n_{\Pi} = \frac{4 \cdot N_{\Pi}}{\pi \cdot \Pi^2 \cdot L},\tag{13}$$

здесь N_{π} – количество пузырей.

Коэффициенты $\kappa_{_\Pi}$ и $W_{_\Pi}$ рассчитываются по формулам

$$\kappa_{\Pi} = \frac{\mu}{\mu_{\Pi}}, \qquad W_{\Pi} = \frac{3 \cdot \kappa_{\Pi} + 2}{\kappa_{\Pi}} + \frac{2 \cdot \alpha_{V}^{\frac{5}{3}}}{\pi} \cdot (\kappa_{\Pi} - 1), \qquad (14, 15)$$

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

Коэффициент диффузии газа в расплав шлака в интервале температур $1550 \div 1680^{\circ}$ С для конвертеров емкостью $100 \div 300$ т составляет $D_{\Pi} = 1.5 \div 3.0 \text{ м}^2/\text{c}$ [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.

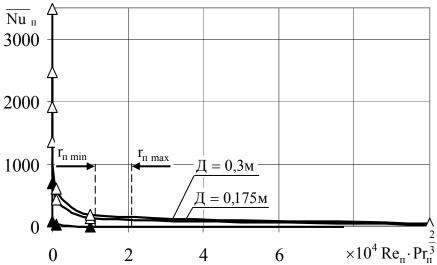


Рис. 5. Сравнение средних критериев подобия Нуссельта при теплообмене в газожидкостной среде:

→ - экспериментальные данные [15]→ - расчетные данные

Коэффициент теплоотдачи от расплава шлака к газовым пузырям:

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

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

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha + \alpha_{\Pi}. \tag{17}$$

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 $690 \div 890 \, \mathrm{BT/m^2 \cdot K}$.

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]:

$$\frac{\mathbf{t}_{\mathbf{m}0} - \mathbf{t}_{\mathbf{m}}}{\mathbf{t}_{\mathbf{m}0} - \mathbf{t}_{\mathbf{r}}} = 1 - e^{\left(\frac{\alpha_{\Sigma}^{2} \cdot \mathbf{a}_{\mathbf{m}} \cdot \tau}{\lambda_{\mathbf{m}}^{2}}\right)} \cdot \operatorname{erfc}\left(\frac{\alpha_{\Sigma} \cdot \sqrt{\mathbf{a}_{\mathbf{m}} \cdot \tau}}{\lambda_{\mathbf{m}}}\right), \tag{18}$$

где $a_{\rm m}$ – коэффициент температуропроводности шлака; τ - промежуток времени; $\lambda_{\rm m}$ – коэффициент теплопроводности шлака.

Плотность теплового потока через сталевыпускное отверстие летки [16]:

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

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 $15 \div 20$ с) происходит охлаждение поверхности шлака, взаимодействующей с охлаждающим ее газом. Снижение температуры шлака составляет $80 \div 150~^{\circ}$ C (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).

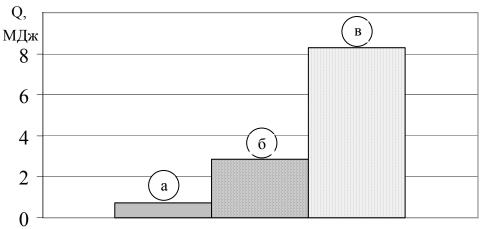


Рис. 6. Количество теплоты (Q), переданной от расплава шлака к газовой струе за период отсечки:

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

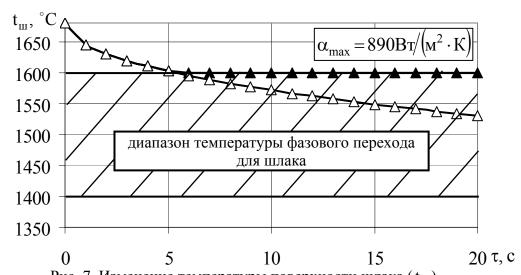


Рис. 7. Изменение температуры поверхности шлака ($t_{\rm m}$) в летке конвертера при взаимодействии с газовой струей:

- при температуре фазового перехода для шлака, равной 1400° С [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 $80 \div 150~^{\circ}$ C, 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.- № и 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.- № и 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.- № и 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.

Грес Л.П. – д-р техн. наук, проф., НMетAY

Каракаш Е.А. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Флейшман Ю.М. – канд. техн. наук, ст. научн. сотр., НМетАУ

Кривченко Ю.С. – директор, Укргипромез

Литвяк В.Г. – зам. директора, Укргипромез

Жариков А.Н. –нач. доменного отдела, Укргипромез

Гусаров А.С. – глав. спец. доменного отдела, Укргипромез

Выбиванец О.А. – глав. спец. доменного отдела, Укргипромез

НОВЫЕ ПОДХОДЫ К СОЗДАНИЮ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ДОМЕННЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

В статье представлены результаты разработки нового типа доменного воздухонагревателя с купольным отоплением, в горелке которого возможно использование стандартных огнеупоров.

Особенности эксплуатации воздухонагревателей доменных печей конструкции Я.П. Калугина

В последние годы в Украине были внедрены на ДП-2 ОАО «Запорожсталь» и ДП-5 ОАО «Енакиевский метзавод» воздухонагреватели Я.П. Калугина с купольным отоплением (ВНК). Это первый опыт использования подобных аппаратов в Украине. Особенности (преимущества) ВНК:

- блок вводится в составе трех аппаратов, что экономично;
- расположение струйно-вихревой горелки в куполе соосно с насадочной камерой, обеспечивающей высокое качество сжигания газа (до 10 мг CO/m^3 дыма на выходе из ВНК при норме ТА Lüft ФРГ, например, до 100 мг CO/m^3 дыма);
- наличие диффузорообразного купола, обеспечивающего вместе с закручиванием дымовых газов в форкамере горелки, равномерное их распределение по сечению насадки.

Недостатки ВНК:

– наличие разделительной негазоплотной горизонтальной керамической перегородки между верхним (например, газовым) и нижним (воздушным) коллекторами, что позволяет случайным образом проникать компонентам горения друг к другу, организуя нерегламентирован-

[©] Грес Л.П., Каракаш Е.А., Флейшман Ю.М., Кривченко Ю.С., Литвяк В.Г., Жариков А.Н., Гусаров А.С., Выбиванец О.А., 2009

ные встречи струй. Аналогично ввиду необжатости и негерметичности боковой кладки стен форкамеры также имеет место неорганизованная фильтрация газа и воздуха через кладку стенки в форкамеру;

- использование в куполе и горелке большого числа дорогих фасонных огнеупорных изделий;
- при остановке ВНК на замену клапана горячего дутья (ГД) для ликвидации вследствие гидравлического напора газов выбивания их после снятия клапана через штуцер ГД в атмосферу, газы из ВНК отсасывают посредством вентилятора, что усложняет процесс замены клапана;
- для замены клапана ГД и другой запорной арматуры, располагаемой на уровне купола ВНК, потребовалось установить на высоте купола кран, перемещающийся по дополнительно сооруженным металлоконструкциям (фермам и колоннам) здания, при этом вес эстакады вдвое превышает вес металлоконструкций трех ВНК;
- для продувки форкамеры горелки и участка подводящего газопровода от оставшихся горючих газов при переводе ВНК с нагрева на дутье и наоборот требуется на предприятии бесперебойная подача больших количеств азота;
 - потери дутья, заполняющего тракт подвода газа и воздуха.

На рис. 1 [1] представлены вертикальный (а) и горизонтальный (б) разрезы ВНК, распределение дыма по сечению насадочной камеры при различных углах закрутки струй воздуха (в), а также распределение дутья по сечению насадки в зависимости от расположения над насадкой штуцера $\Gamma Д$ (Γ).

Я.П. Калугиным была усовершенствована конструкция ВНК. В ней струи газа и воздуха выходят в вертикальной плоскости под углом $15-30^{\circ}$ по отношению друг к другу, а проекции осей всех каналов на горизонтальную плоскость образуют угол $15-45^{\circ}$ к проекциям на горизонтальную плоскость радиусов форкамеры, проходящих через центры выходных сечений каналов с целью улучшения качества смешения газа и воздуха.

Способы реконструкции существующих доменных воздухонагревателей

Укргипромезом и НМетАУ разработаны также различные способы и устройства ВН для купольного отопления. На рис. 2 представлена реализация нового способа нагрева доменного дутья в бесшахтном воздухонагревателе [2], у которого горелка выкладывается из стандартных огнеупоров. Газ и воздух горения в верхней половине горелки подаются из газового и воздушного коллекторов, вынесенных за

пределы горелки, в форкамеру взаимно встречными радиальными струями, что улучшает их перемешивание. Газ и воздух, поступающие из нижних коллекторов в форкамеру в виде закрученных струй, вызывают всасывание газов из верхнего яруса горелки, затем их совместный подъем к куполу форкамеры, интенсивное горение смеси.

Благодаря излучению насадки и заходу горячего дутья в период «дутья» в форкамеру, температура ее стенок поддерживается на уровне, превышающем температуру воспламенения доменного газа, и зажигание газа в форкамере обеспечивается. Струи газа и воздуха в нижней части форкамеры закручиваются под углом 12 – 85° к радиусам, проведенным в горизонтальной плоскости из вертикальной оси форкамеры в центры выходных отверстий каналов подачи газа и воздуха.

Струи газа и воздуха в нижней части форкамеры закручиваются. В форкамере по высоте образуется две зоны горения: верхняя и нижняя. В верхнюю зону подают $30-70\,\%$ газа и воздуха от их общего количества.

Авторами для ликвидации недостатков ВН с внутренней камерой горения предложен ряд решений [3-6], которые позволяют при модернизации ВН и наличии свободных площадей сохранить стены, купол, кожух и поднасадочное устройство и подвести дымовые газы от керамической струйно-вихревой горелки, располагаемой в нижней части вынесенной камеры горения вертикально (рис. 3). При этом камера горения сопрягается с куполом ВН посредством горизонтального патрубка с компенсатором. Шибер ГД располагается на штуцере ГД, и усложнения конструкции, а также продувки азотом не требуется. При модернизации ВН поднасадочное устройство дополняется новыми плитами и колоннами, перекрывающими на одном уровне со старыми бывшую до демонтажа внутреннюю (встроенную) камеру горения и это пространство заполняется новой насадкой. Это позволяет получить дополнительную поверхность нагрева и обойтись тремя аппаратами вместо четырех. Для варианта четырех модернизируемых ВН при остановке одного из них на капремонт появляется возможность сохранить или повысить температуру ГД, по сравнению с вариантом до модернизации.

Существенным недостатком современной эксплуатации воздухонагревателей является отсутствие автоматического контроля и регулирования качества горения топлива, что не позволяет использовать возможности даже лучших горелок: при колебаниях теплоты сгорания доменного газа на $20\,\%$ в пределах $750-950\,\mathrm{ккал/m}^3$ ($3140-3980\,\mathrm{кДж/m}^3$), на подавляющем большинстве ВН не производится автоматическая коррекция горения.

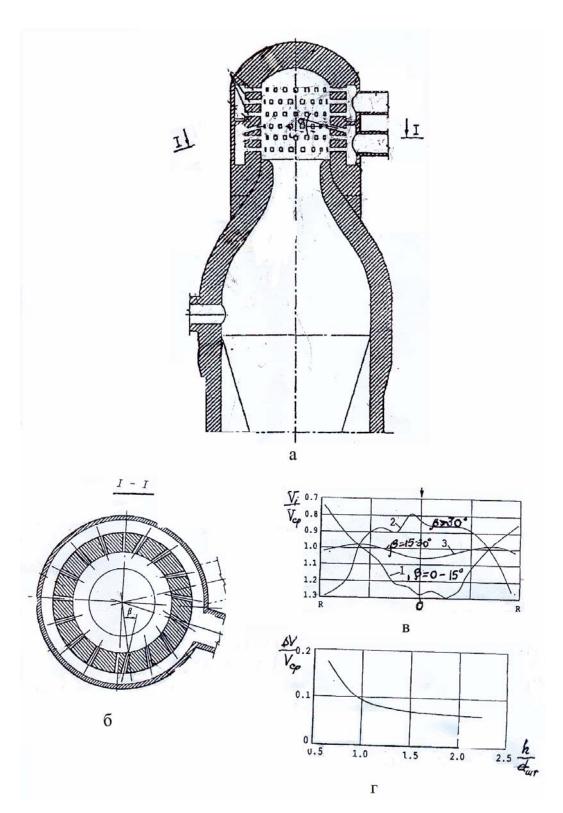
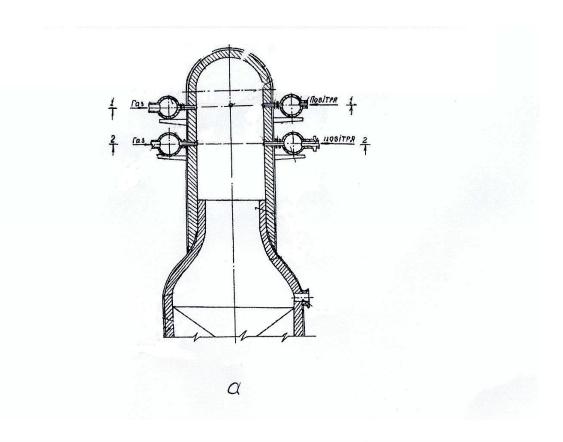


Рис. 1. Воздухонагреватель Калугина Я.П. ВНК и его газодинамические характеристики: а — вертикальный разрез; б — горизонтальный разрез; в — распределение дыма по сечению насадки (R — радиус насадочной камеры; V и V_{cp} — расходы текущий и средний по радиусу; г — неравномерность распределения дутья ΔV по насадке в функции безразмерного расстояния h штуцера горячего дутья от «зеркала» насадки)



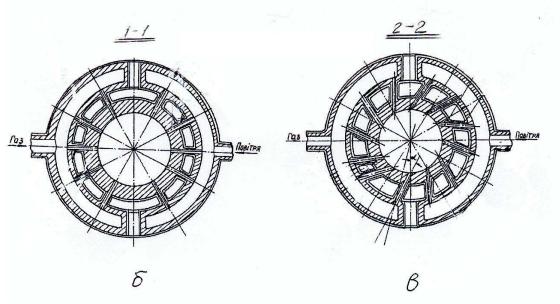


Рис. 2. Реализация способа купольного отопления воздухонагревателя с использованием струйно-факельной горелки разработки Укргипромеза и НМетАУ: а — вертикальный разрез верхней части воздухонагревателя; б, в — соответственно горизонтальные разрезы 1-1 и 2-2

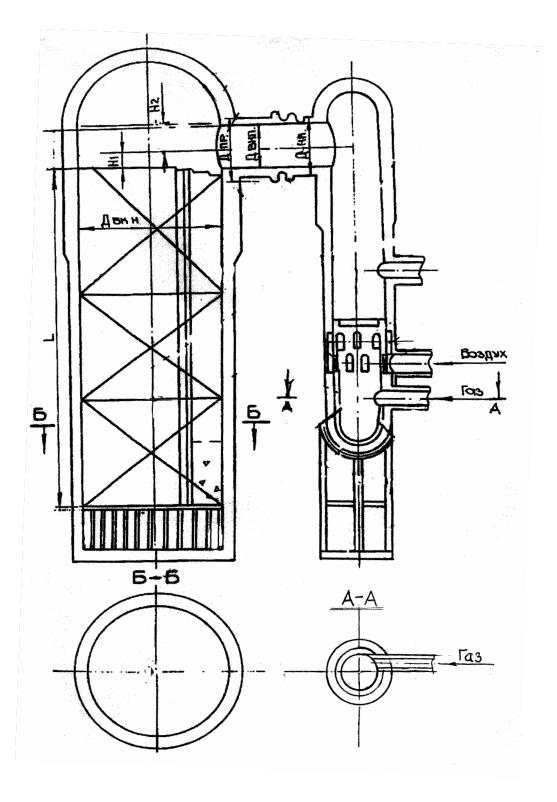


Рис. 3. Реконструкция воздухонагревателя с внутренней камерой горения на воздухонагреватель для отопления его керамической струйно-факельной горелкой, располагаемой вертикально в нижней части вынесенной камеры горения

Имеется, однако, например, на ВН ДП-2 ОАО «Азовсталь» опыт автоматической коррекции горения по O_2 и СО в отходящих продуктах горения с воздействием на дополнительный дроссель на подводе доменного газа к каждому ВН. При относительно плотной разделительной стене ВН с внутренней камерой горения наличие автоматической коррекции горения при переменной теплоте сгорания доменного газа приводит к уменьшению содержания СО в отходящем дыме ВН на порядок.

Выводы

Предлагается ряд конструкций воздухонагревателей (ВН) с купольным отоплением, отличающихся встречной подачей газа и воздуха на первой стадии сжигания и закруткой их струй на второй стадии. Для ликвидации недостатков ВН с внутренней камерой горения предложен ряд решений, которые позволяют при модернизации ВН и наличии свободных площадей сохранить стены, купол, кожух и поднасадочное устройство и подвести дымовые газы от керамической струйно-вихревой горелки, располагаемой в нижней части вынесенной камеры горения вертикально.

Список литературы

- 1. Патент № 2145637. Российская федерация Я.П. Калугин С 1 Кл. С21В 9/02. Бюл. № 5, 20.02.2000.
- 2. Патент на корисну модель № 35641. Спосіб нагріву доменного дуття у безшахтному повітронагрівачі. Ю.С. Крівченко, С.В. Бичков, В.Г. Литвяк, А.М. Жаріков, О.С. Гусаров, О.О. Вибиванець, Л.П. Грес, Ю.М. Флейшман. Бюл. № 18, 25.09.2008.
- 3. Л.П. Грес. Высокоэффективный нагрев доменного дутья. Днвск, Пороги, 2008. 492 с.
- 4. Патент Украины № 54088, Воздухонагреватель доменной печи. Л.П. Грес, О.В. Дубина, А.В. Сокуренко и др., МКІ С21В 9/00. Бюл. № 2, 17.02.2003.
- 5. Патент Украины № 54089, Воздухонагреватель доменной печи. Л.П. Грес, О.В. Дубина, А.В. Сокуренко и др. МКІ С21В 9/00. Бюл. № 2, 17.02.2003.
- 6. Патент Украины № 54090, Способ реконструкции воздухонагревателей. Л.П. Грес, О.В. Дубина, А.В. Сокуренко и др. Кл. С21В 9/00. Бюл. № 2 от 17.02.2003.

Рукопись поступила 01.07.2009 г.

Грес Л.П. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ **Миленина А.Е.** – мл. научн. сотр., НМетАУ

РАСЧЕТЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ БЛОКА ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ ДОМЕННОЙ ПЕЧИ С СИСТЕМОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ПРИ ИХ ДВИЖЕНИИ В ДЫМОВОЙ ТРУБЕ

Рассмотрены вопросы охлаждения дымовых газов после систем утилизации теплоты при их движении в дымовой трубе блоков воздухонагревателей, с целью обеспечения работы систем утилизации в условиях минимума низкотемпературной сернокислотной коррозии.

Введение

В конце 2004 г. на доменной печи № 2 ОАО «Запорожсталь» впервые в Украине была введена в работу система утилизации теплоты отходящих дымовых газов, что позволило при исключении природного газа из отопления воздухонагревателей обеспечить температуру горячего дутья 1200 °C.

Так как при отсутствии утилизации теплоты отходящих дымовых газов воздухонагревателей последние имеют среднюю температуру $250-270\,^{\circ}\mathrm{C}$ (что значительно выше точки росы промышленных кислот), вопросам присутствия серосодержащих соединений в компонентах горения и продуктах горения доменного газа уделяется мало внимания.

При сжигании доменного газа в воздухонагревателях образуются оксиды серы SO_2 и SO_3 , а также оксиды азота и пары воды. При строительстве комплекса ДП – 2 ОАО «Запорожсталь» установлена дымовая труба для отвода отработанных дымовых газов из воздухонагревателей и рекуператоров системы утилизации теплоты в атмосферу. При общей высоте дымовой трубы 53,35 метров, верхняя часть дымовой трубы высотой 27 м не имеет ни футеровки, ни теплоизоляции. Труба имеет наружный диаметр 3 м, толщиной стенки 0,01 м.

При определении минимальных, с точки зрения низкотемпературной коррозии, температур дымовых газов после систем утилизации, которые определяют КПД рекуператоров, температуры подогрева компонентов горения, площади рекуператоров, необходимо учитывать снижение температуры дымовых газов, в результате их движения в дымопроводах и в дымовой трубе. При регулировании тепловой работой систем.

[©] Грес Л.П., Миленина А.Е., 2009

темы утилизации температуры отходящих из нее дымовых газов и температура стенки дымовой трубы должны быть выше точки росы кислот.

Постановка задачи

Рассмотрим процесс охлаждения газообразной или жидкой среды, имеющей заданные состав, температуру, давление, при ее движении в результате теплообмена с окружающей средой. Труба может иметь внутреннюю футеровку, либо быть теплоизолирована снаружи, либо не иметь ни того, ни другого. Разделим трубу по длине на участки высотой x_n метров. В пределах каждого участка значения диаметров и толщин конструкций (футеровка, изоляция, толщина стенки трубы) принимаем средними для участка. Температуры наружного воздуха и дымовых газов и их скорости считаем постоянными для каждого участка. Для п-го участка имеем одномерную задачу теплопроводности через цилиндрическую стенку при отсутствии внутренних источников теплоты с граничными условиями 3-его рода:

$$\frac{\mathrm{d}^2 t}{\mathrm{d}r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}r} = 0, \quad r_{\mathrm{HAP}} \le r \le r_{\mathrm{BHYTP}}; \tag{1}$$

$$-\lambda \cdot \left(\frac{dt}{dr}\right)\Big|_{r = r_{\text{HAP}}} = \alpha_1 \cdot \left(t_{S_1} - t_{\text{HAP}}\right); \tag{2}$$

$$-\lambda \cdot \left(\frac{dt}{dr}\right)\Big|_{r = r_{HAP}} = \alpha_1 \cdot \left(t_{S_1} - t_{HAP}\right); \qquad (2)$$

$$-\lambda \cdot \left(\frac{dt}{dr}\right)\Big|_{r = r_{BH}} = \alpha_2 \cdot \left(t_{S_2} - t_{\mathcal{I}}\right), \qquad (3)$$

где r_{HAP} и r_{BHYTP} – соответственно, наружный и внутренний радиусы трубы с учетом толщины тепловой изоляции и (или) футеровки.

Тепловой поток через единицу длины цилиндрической трубы при теплообмене ее внутренней поверхности с дымовыми газами, а наружной – с атмосферным воздухом, можно определить по формуле:

$$q_{l_n} = k_{l_n} \cdot \pi \cdot (t_{\mathcal{I}_{l_n}} - t_{B_n}) \cdot x_n, B_T$$
 (4)

где

$$\frac{1}{k_{l_n}} = \frac{1}{\alpha_{l_n} \cdot d_{l_n}} + \sum_{i=1}^{m} \frac{1}{2 \cdot \lambda_{i_n}} \cdot \ln \frac{d_{i+l_n}}{d_{i_n}} + \frac{1}{\alpha_{2_n} \cdot d_{m+l_n}}.$$
 (5)

Приходящий тепловой поток для каждого участка:

$$Q_{1n} = V_{\mathcal{I}} \cdot t_{\mathcal{I}_{1n}} \cdot c_0^{t_{\mathcal{I}_{1n}}} . \tag{6}$$

Далее вычисляются потери теплоты на участке q_1 . После чего из баланса теплоты для участка методом последовательных приближений определяется конечная температура $t_{{\rm I\!I}_{2n}}$ дыма на участке:

$$Q_{1_n} - q_{1_n} = V_{\mathcal{I}} \cdot t_{\mathcal{I}_{2n}} \cdot c_0^{t_{\mathcal{I}_{2n}}} . \tag{7}$$

Для расчета коэффициента теплоотдачи конвекцией при турбулентном вынужденном режиме течения в гладких трубах использовано критериальное уравнение работы [1].

Если дымовая труба имеют футеровку из строительных шероховатых материалов для расчета конвективного теплообмена в трубе с шероховатыми стенками, может быть использовано уравнение [2]:

$$Nu = 0.032 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr_{II}^{0.3} \cdot \overline{\epsilon}_{l}^{0.054}.$$
 (8)

Коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки трубы к наружному воздуху определяли, как сумму коэффициента теплоотдачи конвекцией $\alpha_{2\kappa}$ и коэффициента теплоотдачи излучением $\alpha_{2\pi}$. Коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_{2\kappa}$ при поперечном обтекании одиночной трубы при $\mathrm{Re} > 1000$ рассчитывался либо по критериальному уравнению работы [1], либо согласно расчетной схеме, полученной в [3] из обобщения разнообразных опытных данных, в которой выражения для средней по окружности цилиндра теплоотдачи разбиты на зоны по числам Re , где показатель степени р для нагревания набегающего потока принимают равным 0,25, а для охлаждения набегающего потока — 0,2.

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{2\pi}$ определялся по известным формулам [4].

Результаты исследований

Выполнены расчеты охлаждения дымовых газов в дымовой трубе блока воздухонагревателей доменной печи с системой утилизации теплоты. По эксплуатационным данным расход дымовых газов составляет $31-40 \text{ m}^3/\text{c}$ (режим движения — турбулентный), температура дымовых газов— 116-155 °C. Принимали изменение температуры окружающего воздуха -20-+30 °C, скорости ветра 1-10 m/c.

Установлено, что температура стенки рассматриваемого участка дымовой трубы зависит как от температуры окружающего воздуха, так и от его скорости, при равных значениях параметров среды внутри дымовой трубы. Существует область значений температур атмосферного воздуха и скоростей ветра, при которой температура стенки дымовой трубы ниже точки росы водяных паров в дымовых газах. При этом идет конденсация водяных паров на стенке дымовой трубы. На рис. 1-2 приведены некоторые результаты численных исследований.

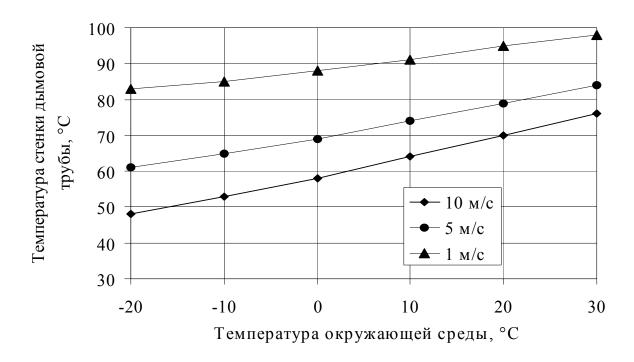


Рис. 1. Зависимость температуры стенки дымовой трубы от температуры окружающей среды и скорости ветра для температуры дыма 155 °C и расхода дыма 31 м 3 /с

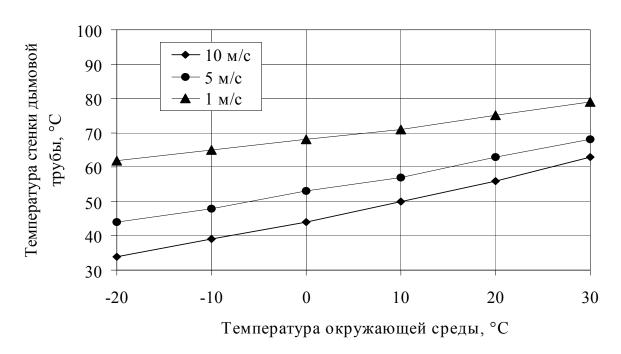


Рис. 2. Зависимость температуры стенки дымовой трубы от температуры окружающей среды и скорости ветра для температуры дыма $116\,^{\circ}\mathrm{C}$ и расхода дыма $31\,\mathrm{m}^3/\mathrm{c}$

Согласно [2] скорость коррозии металла ствола дымовой трубы зависит от разности температур газа и внутренней поверхности металлической стенки. При разности 2 °C скорость коррозии металла достигает 0,1 мм в год, а при разности 5 °C скорость коррозии будет около 2 мм в год. Следовательно, для уменьшения коррозии внутренней поверхности дымовой трубы наружную поверхность дымовой трубы следует покрывать слоем тепловой изоляции такого типа и такой толщины, чтобы разность температур между стенкой ствола и газом не превышала 2 – 3 °C. Выполнены численные исследования по определению зависимости температуры внутренней поверхности дымовой трубы от толщины тепловой изоляции, наложенной снаружи. Принимали следующие исходные данные: температура дыма – 116 °C, его расход 31 м³/с, температура атмосферного воздуха – 20 °C, скорость ветра – 10 м/с. Труба снаружи покрыта тепловой изоляцией типа: минераловатные прошивные маты марки 150.

Получено (рис. 3), что при наличии слоя тепловой изоляции толщиной 0.18-0.20 м. и более разница температур между дымовыми газами и внутренней стенкой дымовой трубы меньше 1 °C. Разницу в 2 °C дает слой изоляции 0.17 м, в 3 °C -0.15 м.

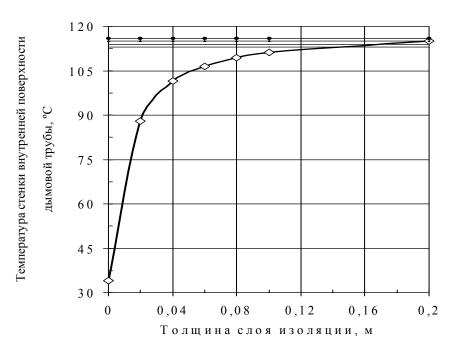


Рис. 3. Зависимость температуры внутренней поверхности дымовой трубы от толщины слоя изоляции при температура дымовых газов 116 °C

Выполнены численные исследования снижения температуры дымовых газов при их движении в дымовой трубе в случаях отсутствия теплоизоляции на наружной стороне и при наличии теплоизоляции. Исходные данные аналогичны, что и при изучении температуры стенки дымовой трубы.

Получено, что при отсутствии теплоизоляции охлаждение дымовых газов составляет 2,2-6,2 °C. Большее влияние оказывает изменение скорости набегающего ветра и температура окружающей среды. С увеличением расхода дымовых газов охлаждение уменьшается, несмотря на рост коэффициента теплоотдачи. На рис. 4-5 приведены некоторые результаты численных исследований.

С изменением температуры дыма коэффициент теплоотдачи от дыма к внутренней стенке дымовой трубы меняется незначительно. Так, при расходе дыма $31 \text{ m}^3/\text{c}$ коэффициент теплоотдачи составлял $10,1-10,2 \text{ Bt/(m}^2 \cdot \text{град})$ при начальной температуре дыма $160 \, ^{\circ}\text{C}$, и $10-10,1 \text{ Bt/(m}^2 \cdot \text{град})$ при начальной температуре дыма $120 \, ^{\circ}\text{C}$. Большее влияние оказывает изменение расхода дыма. Так, при начальной температуре дыма $120 \, ^{\circ}\text{C}$ коэффициент теплоотдачи составлял $10-10,1 \text{ Bt/(m}^2 \cdot \text{град})$ при расходе $31 \, \text{m}^3/\text{c}$ и $12,3-12,4 \, \text{Bt/(m}^2 \cdot \text{град})$ при расходе $40 \, \text{m}^3/\text{c}$.

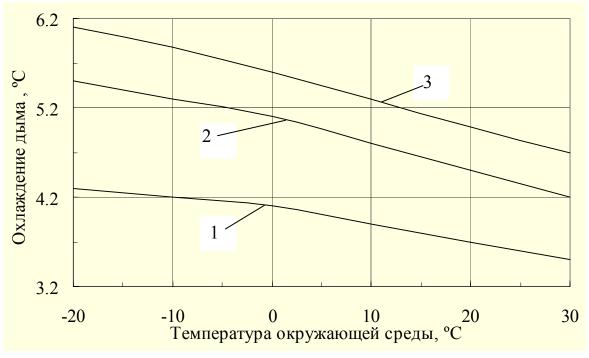


Рис. 4. Зависимость охлаждения дымовых газов от температуры окружающего воздуха и его скорости для температуры входящего дыма 160 °C, расхода 31 м 3 /с. Цифрами у кривых обозначена скорость ветра: 1-1 м/с, 2-5 м/с, 3-10 м/с

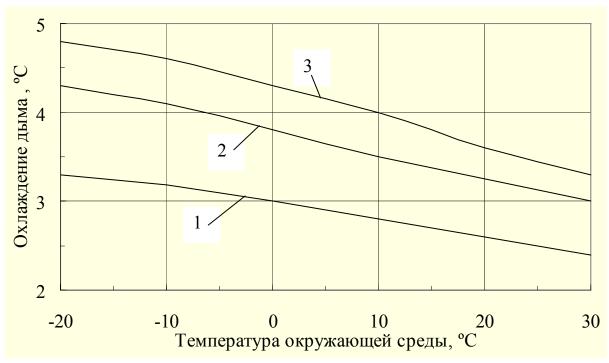


Рис. 5. Зависимость охлаждения дымовых газов от температуры окружающего воздуха и его скорости для температуры входящего дыма 120 °C, расхода 31 м³/с. Цифрами у кривых обозначена скорость ветра:

$$1 - 1 \text{ m/c}, 2 - 5 \text{ m/c}, 3 - 10 \text{ m/c}$$

При использовании тепловой изоляции слоем 0.15 - 0.2 м охлаждение составляет 0.2 - 0.7 °C, что согласуется с данными работы [5].

Выводы

- 1. При определении минимальной температуры дымовых газов после рекуператоров необходимо учитывать их охлаждение в дымовой трубе. При этом необходимо выполнять теплотехнические расчеты, так как охлаждение будет зависеть от конструкции дымовой трубы.
- 2. Предложена математическая модель охлаждения газов при их движении в трубе. Установлена зависимость степени охлаждения отходящих продуктов сгорания воздухонагревателей в дымовой трубе от их переменных расходов и температуры. При отсутствии теплоизоляции в верхней части дымовой трубы охлаждение дымовых газов составляет 2,2 6,2 °C. Большее влияние оказывает изменение скорости набегающего ветра и температура окружающей среды. С увеличением расхода дымовых газов охлаждение уменьшается, несмотря на рост коэффициента теплоотдачи.

3. Для уменьшения скорости коррозии неизолированного участка дымовой трубы возможно использование тепловой изоляции на наружной поверхности дымовой трубы. При наличии слоя тепловой изоляции толщиной $0.18-0.20\,\mathrm{m}$ и более разница температур между дымовыми газами и внутренней стенкой дымовой трубы меньше $1\,^{\circ}\mathrm{C}$. Разницу в $2\,^{\circ}\mathrm{C}$ дает слой изоляции $0.17\,\mathrm{m}$, в $3\,^{\circ}\mathrm{C}-0.15\,\mathrm{m}$.

Список литературы

- 1. Волков Э.П. Газоотводящие трубы ТЭС и АЭС / Э.П. Волков, Е.И. Гаврилов, Ф.П. Дужих. М.: Энергоатомиздат, 1987. 280 с.
- 2. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, М.И. Михеева. М.: Энергия, 1973.
- 3. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас. М.: Наука, 1982. 472 с.
- 4. Расчеты нагревательных печей / [Аверин С.И., Гольдфарб Э.М., Кравцов А.Ф. и др.]. К.: Техніка, 1967. 540 с.
- 5. Жидович О.В. Охлаждение газов в дымовых трубах / О.В. Жидович, В.Н. Альшевский, Ф.П. Дужих // Теплоэнергетика. 1977. №3. С. 41 47.

Рукопись поступила 01.07.2009 г.

Губинский В.И. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ **Воробьева Л.А.** – мл. научн. сотр., НМетАУ

БАЛАНСОВЫЙ СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЛОКАЛЬНОЙ СКОРОСТИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ИМПУЛЬСНОЙ ТРУБКЕ МНОГОТРУБНОГО ПУЧКА

В результате испытания минирегенератора с насадкой из металлических трубок предложен балансовый способ определения локальной скорости теплоносителей внутри и снаружи импульсной трубки, т.е. в месте измерения их температур. Корректировочные коэффициенты для определения локальной скорости находят путем сопоставления двух значений расхода газа на единицу массы труб: среднего по сечению насадки и локального, который вычисляют с использованием тепловых балансов в системах «дымовые газы — насадка» и «насадка — воздух».

Постановка задачи

Кафедрой теплотехники и экологии металлургических печей НМетАУ в рамках госбюджетной научно-исследовательской работы проведено экспериментальное исследование работы трубчатого минирегенератора [1, 2]. По результатам экспериментального исследования теплообмена и аэродинамического сопротивления в насадке из жаропрочных металлических трубок был составлен тепловой баланс работы регенератора по следующему уравнению:

 $V_{\mathcal{A}} \cdot \left(\overline{c}_{\mathcal{A}}^{\overline{t}_{\mathcal{A}BX}} \cdot \overline{t}_{\mathcal{A}BX} - \overline{c}_{\mathcal{A}}^{\overline{t}_{\mathcal{A}BMX}^{CM}} \cdot \overline{t}_{\mathcal{A}BMX}^{CM} \right) \cdot \tau_{\mathcal{A}} = V_{\mathcal{B}} \cdot \left(\overline{c}_{\mathcal{B}}^{\overline{t}_{\mathcal{B}BMX}^{CM}} \cdot \overline{t}_{\mathcal{B}BMX}^{CM} - \overline{c}_{\mathcal{B}}^{\overline{t}_{\mathcal{B}BX}} \cdot \overline{t}_{\mathcal{B}BX} \right) \cdot \tau_{\mathcal{B}} \ (1)$ где $V_{\mathcal{A}}$, $V_{\mathcal{B}}$ — общий расход дыма и воздуха при н.у., м³/с; $\overline{c}_{\mathcal{A}}^{\overline{t}_{\mathcal{A}BMX}}$ и $\overline{c}_{\mathcal{B}}^{\overline{t}_{\mathcal{B}BX}}$, $\overline{c}_{\mathcal{B}}^{\overline{t}_{\mathcal{B}BMX}^{CM}}$ — средние удельные теплоемкости дыма и воздуха в интервале температур от 0 °C до $\overline{t}_{\mathcal{A}BX}$, $\overline{t}_{\mathcal{A}BMX}^{CM}$ и $\overline{t}_{\mathcal{B}BX}^{CM}$, к \mathcal{A} ж/ $\left(\mathbf{M}^{3} \cdot \mathbf{K} \right) [3]$; $\overline{t}_{\mathcal{A}BX}$ и $\overline{t}_{\mathcal{B}BX}$ — средние, за период, температуры дыма и воздуха на входе в насадку, °C; $\overline{t}_{\mathcal{A}BMX}^{CM}$ и $\overline{t}_{\mathcal{B}BMX}^{CM}$ — средние, за период, температуры дыма и воздуха на выходе из насадки, которые соответствуют температурам смеси потоков дыма и воздуха,

[©] Губинский В.И., Воробьева Л.А., 2009

исходящих из каналов внутри и снаружи трубок, °C; $\tau_{\rm д}$, $\tau_{\rm B}$ – длительность дымового и воздушного периодов, с.

Балансовое уравнение (1) показало, что количество теплоты, воспринимаемое воздухом, оказалось на 29,7 % больше, чем количество теплоты, отдаваемое дымовыми газами. Источником ошибки служит неравномерное распределение потоков теплоносителей по сечению насадки.

Достоинством проведенного испытания является достаточно точное определение общего расхода теплоносителей, а также их температур внутри и в межтрубном пространстве импульсной трубки (трубка, в которой были установлены термопары). Недостатком эксперимента можно считать измерение температур в одной из 143^х трубок насадки, при этом локальные расходы воздуха и дыма в месте расположения импульсной трубки не измерялись.

Для достоверного исследования процесса теплообмена в трубной насадке и оценки равномерности распределения потоков теплоносителей необходимо определить локальную скорость дыма и воздуха в импульсной трубке по измеренному общему расходу теплоносителя и его температурам.

Решение поставленной задачи

Введем понятие удельного расхода теплоносителя на 1 кг трубной насадки. Средний удельный расход теплоносителя, при равномерном распределении потока по сечению насадки $V_{cp.hac}$, м³/(кг·с), определяется по измеренному общему расходу теплоносителя $V_{\rm T}$, м³/с при н.у. и по известной массе трубной насадки G, кг:

$$V_{\text{cp.Hac}} = \left(\frac{V_{\text{T}}}{G}\right)_{\text{Hac}}.$$
 (2)

Запишем уравнения теплового баланса для системы «теплоноситель – насадка» за период:

- для дымовых газов:

$$V_{\mathcal{I}} \cdot \left(\overline{c}_{\mathcal{I}}^{\overline{t}_{\mathcal{I},BX}} \cdot \overline{t}_{\mathcal{I},BX} - \overline{c}_{\mathcal{I}}^{\overline{t}_{\mathcal{I},BLX}^{CM}} \cdot \overline{t}_{\mathcal{I},BLX}^{CM} \right) \cdot \tau_{\mathcal{I}} = G \cdot \overline{c}_{Hac}^{t} \cdot \Delta \overline{t}_{cp,Hac}, \tag{3}$$

где $\bar{c}_{\text{нас}}^{t}$ – средняя по высоте удельная теплоемкость трубной насадки, кДж/(кг·К); $\Delta t_{\text{ср.нас}}$ – средняя по высоте разность температур стенки трубки в конце дымового и в конце воздушного периодов, °C;

– для воздуха:

$$V_{B} \cdot \left(\overline{c}_{B}^{\overline{t}_{B,BbIX}^{CM}} \cdot \overline{t}_{B,BbIX}^{CM} - \overline{c}_{B}^{\overline{t}_{B,BX}} \cdot \overline{t}_{B,BX} \right) \cdot \tau_{B} = G \cdot \overline{c}_{Hac}^{t} \cdot \Delta \overline{t}_{cp,Hac}. \tag{4}$$

Из уравнений (3) и (4) определим фактический локальный удельный расход теплоносителя в месте расположения импульсной трубки:

- для дымовых газов:

$$\left(\frac{V_{\Lambda}}{G}\right)_{\text{трубка}} = \frac{\bar{c}_{\text{Hac}}^{t} \cdot \Delta \bar{t}_{\text{cp.Hac}}}{\left(\bar{c}_{\Lambda}^{\bar{t}_{\Lambda,BX}} \cdot \bar{t}_{\Lambda,BX} - \bar{c}_{\Lambda}^{\bar{t}_{\Lambda,BMX}} \cdot \bar{t}_{\Lambda,BMX}^{cM}\right) \cdot \tau_{\Lambda}}, \quad \frac{M^{3}}{\kappa \Gamma \cdot c} \tag{5}$$

- для воздуха:

$$\left(\frac{\mathbf{V}_{\mathbf{B}}}{\mathbf{G}}\right)_{\mathbf{TPY}\mathbf{K}\mathbf{a}} = \frac{\bar{\mathbf{c}}_{\mathbf{Hac}}^{\mathbf{t}} \cdot \Delta \bar{\mathbf{t}}_{\mathbf{cp.Hac}}}{\left(\bar{\mathbf{c}}_{\mathbf{B}}^{\bar{\mathbf{t}}_{\mathbf{B.BMX}}} \cdot \bar{\mathbf{t}}_{\mathbf{B.BMX}}^{\mathbf{cM}} - \bar{\mathbf{c}}_{\mathbf{B}}^{\bar{\mathbf{t}}_{\mathbf{B.BX}}} \cdot \bar{\mathbf{t}}_{\mathbf{B.BX}}\right) \cdot \tau_{\mathbf{B}}}, \quad \frac{\mathbf{M}^{3}}{\kappa \Gamma \cdot \mathbf{c}} \tag{6}$$

При этом средние, за период, температуры дыма и воздуха на выходе из насадки рассчитываются по следующим формулам:

$$\bar{t}_{\mathcal{L},\text{Bbix}}^{\text{cM}} = \frac{V_{\mathcal{A}}^{\text{BH}} \cdot \bar{c}_{\mathcal{A}}^{\bar{\text{BH}}} \cdot \bar{t}_{\mathcal{A}}^{\bar{\text{BH}}} + V_{\mathcal{A}}^{\text{Hap}} \cdot \bar{c}_{\mathcal{A}}^{\bar{\text{t}}_{\mathcal{A}}^{\bar{\text{Hap}}}} \cdot \bar{t}_{\mathcal{A}}^{\bar{\text{Hap}}}}{V_{\mathcal{A}} \cdot \bar{c}_{\mathcal{A}}^{\bar{\text{t}}_{\mathcal{A},\text{Bbix}}^{\bar{\text{CM}}}}},$$
(7)

И

$$\bar{t}_{B.BbIX}^{CM} = \frac{V_B^{BH} \cdot c_B^{\bar{t}_B^{BH}} \cdot \bar{t}_B^{BH} + V_B^{Hap} \cdot c_B^{\bar{t}_B^{Hap}} \cdot \bar{t}_B^{Hap}}{V_B \cdot c_B^{\bar{t}_{B.BbIX}^{CM}}}, \tag{8}$$

где $V_{\rm J}^{\rm BH}$, $V_{\rm J}^{\rm Hap}$ и $V_{\rm B}^{\rm BH}$, $V_{\rm B}^{\rm Hap}$ — расход дыма и воздуха внутри и снаружи труб, м³/с при н.у.; $\bar{t}_{\rm J}^{\rm BH}$, $\bar{t}_{\rm J}^{\rm Hap}$ и $\bar{t}_{\rm B}^{\rm BH}$, $\bar{t}_{\rm B}^{\rm Hap}$ — средние, за период, температуры охлажденного дыма и нагретого воздуха внутри и снаружи труб на выходе из насадки, °C; $c_{\rm J}^{\bar{t}_{\rm J}^{\rm BH}}$, $c_{\rm J}^{\bar{t}_{\rm J}^{\rm Hap}}$ и $c_{\rm B}^{\bar{t}_{\rm B}^{\rm Hap}}$ — средние удельные теплоемкости дыма и воздуха в интервале температур от 0 °C до $\bar{t}_{\rm J}^{\rm BH}$, $\bar{t}_{\rm J}^{\rm Hap}$ и $\bar{t}_{\rm B}^{\rm BH}$, $\bar{t}_{\rm J}^{\rm Hap}$, кДж/(м³-К).

Распределение потока теплоносителя по каналам внутри и снаружи труб происходит в зависимости от аэродинамического сопротивления этих каналов [2]. При этом эквивалентный диаметр каналов принимался равным гидравлическому: $d_{\text{гидр}} = 4 \cdot S_{\text{ж.с.}} / \Pi$, м; где $S_{\text{ж.с.}} - 1$ площадь живого сечения, м²; Π — смоченный периметр поперечного сечения, м.

При равномерном распределении потоков дымовых газов и воздуха по сечению насадки величина фактического локального расхода теплоносителя будет сопоставима с величиной среднего удельного расхода, а температуры, измеренные в месте расположения импульсной трубки, будут справедливы для всех трубок насадки. В случае же неравномерного распределения потоков дыма и воздуха по сечению насадки, удельный локальный и удельный средний расходы теплоносителей будут отличаться друг от друга.

Для оценки равномерности распределения потоков дыма и воздуха по сечению трубной насадки сравниваем средний удельный расход теплоносителя, равномерно распределяемого по сечению насадки, с локальным, в месте расположения импульсной трубки, определив корректировочные коэффициенты ($k_{\rm I}$, $k_{\rm B}$):

- для дымовых газов:

$$k_{\mathcal{A}} = \left(\frac{V_{\mathcal{A}}}{G}\right)_{\text{трубка}} / \left(\frac{V_{\mathcal{A}}}{G}\right)_{\text{Hac}}.$$
 (9)

- для воздуха:

$$k_B = \left(\frac{V_B}{G}\right)_{TPY\delta\kappa a} / \left(\frac{V_B}{G}\right)_{Hac}$$
 (10)

С учетом корректировки локальной скорости дымовых газов в импульсной трубке определим теплоту, отдаваемую дымовыми газами за период:

- внутри труб

$$Q_{\mathcal{I}} = W_{\mathcal{I}0}^{BH} \cdot s_{BH} \cdot k_{\mathcal{I}} \cdot \left(\bar{c}_{\mathcal{I}}^{\bar{t}_{\mathcal{I},BX}^{BH}} \cdot \bar{t}_{\mathcal{I},BX}^{BH} - \bar{c}_{\mathcal{I}}^{\bar{t}_{\mathcal{I},BMX}^{BH}} \cdot \bar{t}_{\mathcal{I},BMX}^{BH} \right) \cdot \tau_{\mathcal{I}}; \tag{11}$$

- в межтрубном пространстве

$$Q_{\mathcal{A}} = W_{\mathcal{A}0}^{\text{Hap}} \cdot s_{\text{Hap}} \cdot k_{\mathcal{A}} \cdot \left(\bar{c}_{\mathcal{A}}^{\bar{t}_{\mathcal{A},BX}^{\text{Hap}}} \cdot \bar{t}_{\mathcal{A},BX}^{\text{Hap}} - \bar{c}_{\mathcal{A}}^{\bar{t}_{\mathcal{A},BXX}^{\text{Hap}}} \cdot \bar{t}_{\mathcal{A},BXX}^{\text{Hap}} \right) \cdot \tau_{\mathcal{A}}, \tag{12}$$

где $W_{д0}^{BH}$, $W_{д0}^{Hap}$ – скорость дыма внутри и снаружи труб при н.у., м/с; s_{BH} , s_{Hap} – площадь поперечного сечения внутри одной трубки и одного канала межтрубного пространства, м²; $k_{д}$ – корректировочный коэффициент для определения локальной скорости дымовых газов; $\bar{t}_{J,BX}^{BH}$, $\bar{t}_{J,BMX}^{BH}$ и $\bar{t}_{J,BX}^{Hap}$, $\bar{t}_{J,BMX}^{Hap}$ – средние, за период, температуры дыма на входе и выходе из внутренних и наружных каналов в месте расположения импульсной трубки, °C.

Теплота, воспринимаемая холодным воздухом за период, с учетом корректировки локальной скорости воздуха, рассчитывается аналогичным образом.

Обработка результатов эксперимента

Исходные данные:

- Топливо: природный газ. При горении природного газа с теплотой сгорания $Q_H^p=35,4$ МДж/м³ получен следующий расчетный состав продуктов горения: $CO_2=3,84$ %; $H_2O=7,62$ %; $O_2=12,54$ %; $N_2=76,0$ %.
- ullet Общий расход дыма и воздуха $V_{\rm д} = 0.05634 \ {
 m m}^3/{
 m c}$, $V_{\rm B} = 0.05417 \ {
 m m}^3/{
 m c}$.
- Macca насадки G = 71,41 кг.
- Длительность периодов нагрева и охлаждения $\tau_{\rm I} = \tau_{\rm B} = 60 \, {\rm c}$.
- Средняя, за период, температура дымовых газов в верхней части насадки внутри трубок получена, равной $\bar{t}_{\text{д,вх}}^{\text{вн}} = 800$ °C, снаружи $\bar{t}_{\text{д,вх}}^{\text{нар}} = 770$ °C.
- Средняя, за период, температура дымовых газов в нижней части насадки внутри трубок получена, равной $\bar{t}_{\text{д.вых}}^{\text{вн}} = 554$ °C, снаружи $-\bar{t}_{\text{д.вых}}^{\text{нар}} = 382$ °C.
- Средняя по высоте разность температур стенки импульсной трубки в конце дымового и в конце воздушного периодов $\Delta t_{\rm cp. Hac} = 33.3$ °C.
- Средняя, за период, температура воздуха в верхней части насадки внутри трубок получена, равной $\bar{t}_{\text{в.вых}}^{\text{вн}} = 570$ °C, снаружи – $\bar{t}_{\text{в.вых}}^{\text{нар}} = 730$ °C.
- Средняя, за период, температура воздуха в нижней части насадки внутри трубок получена, равной $\bar{t}_{B,BX}^{BH}$ =228 °C, снаружи – $\bar{t}_{B,BX}^{Hap}$ =326 °C.

Результаты расчета

• Средние, за период, температуры смеси потоков дыма и воздуха на выходе из насадки определяли по формулам (7) и (8) и составили: $\bar{t}_{\text{д.вых}}^{\text{cM}}$ =549 °C и $\bar{t}_{\text{в.вых}}^{\text{cM}}$ =573 °C.

- Средний удельный расход дыма при равномерном распределении потока по сечению насадки рассчитывали по выражению (2), который составил 0,00079 м³/(кг·с).
- Локальный удельный расход дыма в месте расположения импульсной трубки определялся из уравнения (5) и получен, равным $0.00087 \text{ м}^3/(\text{kr}\cdot\text{c})$.
- Корректировочный коэффициент для определения локальной скорости дымовых газов согласно выражению (9) составил $k_{\rm д}$ =1,097 (т.е. локальная скорость дымовых газов в месте расположения импульсной трубки на 9,7 % больше, чем в среднем по сечению насадки).
- Локальная скорость дымовых газов при н.у. с учетом корректировочного коэффициента внутри труб составила 4,43 м/с, снаружи 0,197 м/с.
- Средний удельный расход воздуха по сечению насадки из выражения (2) получен, равным $0{,}00076$ м³/(кг·с).
- Локальный удельный расход воздуха, в месте расположения импульсной трубки составил $0.00069 \text{ м}^3/(\text{kr}\cdot\text{c})$.
- Корректировочный коэффициент для определения локальной скорости воздуха согласно выражению (10) получен равным, $k_B = 0.91$ (т.е. локальная скорость воздуха в месте расположения импульсной трубки на 9 % меньше, чем в среднем по насадке).
- Локальная скорость воздуха при н.у. с учетом корректировочного коэффициента внутри труб составила 3,57 м/с, снаружи труб -0,1 м/с.

В результате определения локальных скоростей и расходов теплоносителей в импульсной трубке тепловой баланс для нагревающего и нагреваемого теплоносителей по уравнению (1) соблюдается с невязкой 0,15 %.

Выводы

Предложен балансовый способ определения локальной скорости теплоносителя в месте расположения импульсной трубки. Корректировочные коэффициенты для определения локальной скорости находят путем сопоставления двух значений удельного расхода газа на единицу массы труб: среднего по сечению насадки и локального, в месте измерения температур теплоносителей и стенки труб, который

вычисляют с использованием тепловых балансов в системах «дымовые газы – насадка» и «насадка – воздух».

Список литературы

- 1. Воробьева Л.А., Затопляев Г.М., Губинский В.И. и др. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в металлическом трубчатом регенераторе // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. Национальной металлургической академии Украины. Днепропетровск: НМетАУ, 2007. С. 71 77.
- 2. Воробьева Л.А., Губинский В.И. Сравнительные характеристики минирегенераторов с шариковой и трубной насадкой // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. Национальной металлургической академии Украины. Днепропетровск: НМетАУ, 2008. С. 55 68.
- 3. Е.И. Казанцев Промышленные печи / Е.И. Казанцев // М.: «Металлургия», 1975.-368 с.

Рукопись поступила 02.07.2009 г.

Губинский В.И. — д-р техн. наук, проф., НМетАУ **Еремин А.О.** — канд. техн. наук, доц., НМетАУ **Воробьева Л.А.** — мл. научн. сотр., НМетАУ

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА РЕГЕНЕРАТИВНОЙ ГОРЕЛКИ

В работе представлен алгоритм расчета трубчатого теплообменника при заданной тепловой мощности регенеративной горелки. Алгоритм расчета предусматривает конструирование трубчатого теплообменника с минимальной массой при обеспечении заданных параметров нагрева воздуха. По результатам математического моделирования теплообмена в трубной регенеративной насадке получена регрессионная зависимость колебания температур нагрева воздуха за период дутья от соотношения теплоемкостей расхода воздуха за период и массы насадки.

Введение

По адаптированной методике расчета регенератора с насадкой из жаропрочных трубок проведен анализ влияния конструктивных и режимных параметров насадки на эффективность работы трубчатого теплообменника [1]. Результаты расчетов показали, что основное влияние на эффективность работы минирегенератора оказывают диаметр труб, высота насадки и скорость теплоносителя, а длительность периодов нагрева и охлаждения влияет на перепад температуры подогрева воздуха на выходе из насадки.

Постановка задачи

Представляет интерес определение минимально необходимой массы трубной насадки для обеспечения заданного перепада температур подогрева воздуха. Допустимая величина перепада температур подогрева воздуха $\Delta t_{\rm B}$, который используется для сжигания топлива, должна рассматриваться в связи с влиянием его на работу термической печи. Этот вопрос требует специального исследования.

Процесс колебания температуры подогрева воздуха в доменных регенеративных воздухонагревателях был предметом исследования в работах [2-4], а применительно к регенеративным подогревателям с

[©] Губинский В.И., Еремин А.О., Воробьева Л.А., 2009

шариковой насадкой в работе [5]. В работе [5] получена безразмерная зависимость амплитуды колебания температуры воздуха от ряда конструктивных и технологических параметров. Однако влияние колебания температуры подогрева воздуха $\Delta t_{\rm B}$ на работу печи изучено не было.

В данной статье рассматривается алгоритм расчета трубного теплообменника регенеративной горелки, обеспечивающего максимально возможный перепад температур подогрева воздуха с использованием регрессионной зависимости $\Delta t_{\rm B}$ от параметров регенератора.

Решение поставленной задачи

По результатам математического моделирования теплообмена в трубной регенеративной насадке [1] нами получена регрессионная зависимость Δt_B от одного, на наш взгляд, основного безразмерного критерия σ — отношения теплоемкости воздуха, прошедшего через регенератор в течение периода к теплоемкости насадки $\Delta t_B = f\left(\frac{V_B \cdot c_B \cdot \tau_B}{G \cdot c_{\text{Hac}}}\right) = f(\sigma)$, где V_B — общий расход воздуха при н.у., м³/с; c_B — удельная теплоемкость воздуха в интервале температур от 0 °C до $t_{\text{В.Вых}}$, кДж/(м³·К); $c_{\text{нас}}$ — удельная теплоемкость трубной насадки, кДж/(кг·К); G — масса трубной насадки, кг; τ_B — длительность воздушного периода, c.

На основании статистической обработки результатов расчета была определена зависимость $\Delta t_{\rm B}$ от безразмерного критерия σ (рис. 1), полученная при температуре дыма и воздуха на входе в регенератор $1000~{\rm ^{\circ}C}$ и $20~{\rm ^{\circ}C}$ соответственно.

В таблице 1 представлена сравнительная характеристика регрессионных моделей, описывающих зависимость $\Delta t_B = f(\sigma)$.

Таблица 1 Сравнительная характеристика регрессионных моделей

Регрессионная модель	Коэффициент детерминации R^2 [6]	Уравнение
Линейная	0,967	$\Delta t_{\rm B} = 596, 5 \cdot \sigma + 12, 54$
Степенная	0,989	$\Delta t_{\rm B} = 587, 4 \cdot \sigma^{0.895}$
Полиномиальная	0,986	$\Delta t_{\rm B} = -898, 8 \cdot \sigma^2 + 865, 9 \cdot \sigma + 0,0068$

Наибольший коэффициент детерминации $R^2 = 0,989$ среди представленных видов связей имеет степенная модель. Уравнение, описывающее регрессионную зависимость, имеет вид:

$$\Delta t_{\rm B} = 587.4 \cdot \sigma^{0.895}$$
 (1)

Высокий коэффициент детерминации свидетельствует о том, что на перепад температуры подогрева воздуха оказывают существенное влияние масса насадки, расход теплоносителя, а также длительность дымового и воздушного периодов.

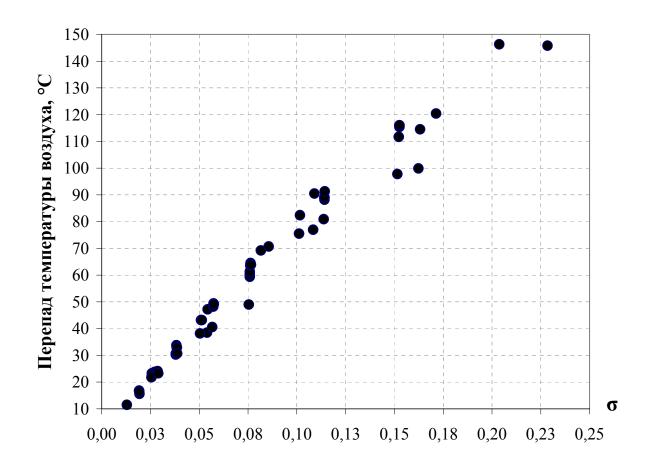


Рис. 1 Зависимость перепада температуры воздуха от безразмерного критерия σ

Масса трубной насадки, обеспечивающая перепад температур воздуха $\Delta t_{\rm B}$ при заданных значениях расхода воздуха и длительности периода, из выражения (1) будет равна:

$$G = \frac{V_B \cdot c_B \cdot \tau_B}{c_{\text{Hac}}} \cdot \left(\frac{\Delta t_B}{587,4}\right)^{-1,117}.$$
 (2)

Алгоритм и пример расчета трубчатого теплообменника

По методике, изложенной в [7] рассчитывался трубчатый теплообменник со следующими исходными данными:

- тепловая мощность горелки 70 кВт;
- теплота сгорания топлива $Q_H^p=35,4\,$ МДж/м³;
- состав дымовых газов $CO_2 = 4,15 \%$; $H_2O = 8,22 \%$; $O_2 = 11,87 \%$; $N_2 = 75,76 \%$;
 - расход теплоносителей $V_{\rm II} = V_{\rm B} = 72 \ {\rm M}^3/{\rm H};$
- из теплового баланса системы «дымовые газы воздух» определяется расход дымовых газов, который необходимо пропустить через регенератор, чтобы получить температуру дыма на выходе из насадки $\bar{t}_{\pi,\mathrm{Bыx}}^{\mathrm{cm}}$ =150÷200 °C.
- температура дымовых газов и воздуха на входе в регенератор равна $\bar{t}_{\text{д.в.x}}$ =1000 °C и $\bar{t}_{\text{в.в.x}}$ =20 °C соответственно;
- температура воздуха, в среднем за период, на выходе из насадки принимается на 150 °C ниже температуры дыма на входе в насадку, т.е. $\bar{t}_{\text{в вых}}$ =850 °C;
 - начальная температура трубной насадки 20 °C;
- характеристика трубок насадки: наружный диаметр $d_{\text{нар}} = 6$ мм, толщина стенки $\delta = 1$ мм, материал X18H10T. Трубки располагаются в регенеративной камере вертикально, рядами с шагом, равным наружному диаметру труб;
 - длительность дымового и воздушного периодов τ_{nep} =60c.

Ограничения:

- максимально возможный перепад температуры подогрева воздуха на выходе из насадки на протяжении периода $\Delta t_B = 60$ °C;
- потери давления при движении теплоносителя через насадку $\Delta P \leq 1000~\Pi a$;
- длина (высота) трубной насадки при проектировании регенеративной горелки из конструктивных соображений не должна превышать 0,5 м.

Порядок выполнения расчета:

1. Исходя из ограничения на $\Delta t_{\rm B}$, согласно выражению (2), определяем минимально необходимую массу трубок, которая составит G_{min} =31 кг.

2. Рассчитываем длину (высоту) насадки из условия получения необходимой, средней за период, температуры подогрева воздуха на выходе из насадки при различной скорости теплоносителя и определяем массу трубной насадки и ее аэродинамическое сопротивление. Скорость теплоносителя изменялась в соответствии с изменением размеров поперечного сечения камеры минирегенератора. На рис. 2 представлена зависимость массы и аэродинамического сопротивления насадки от скорости теплоносителя. Нанесем на график линию 2, указывающую минимально необходимую массу насадки. Так, минимальной массе насадки из труб с d_{нар}=6 мм при δ=1 мм и заданным температурным параметрам подогрева воздуха соответствует скорость теплоносителя в свободном сечении камеры, равная 0,84 м/с. Аэродинамическое сопротивление насадки составило 205 Па.

На рис. 3 представлена зависимость длины труб и площади поперечного сечения насадки от скорости теплоносителя.

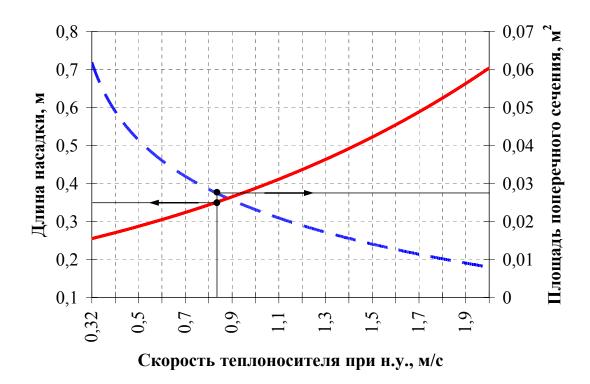


Рис. 2 Зависимость массы и аэродинамического сопротивления насадки от скорости теплоносителя

1, 3 — масса и аэродинамическое сопротивление насадки из труб d_{нар} = 6 мм; 2 — необходимая масса насадки

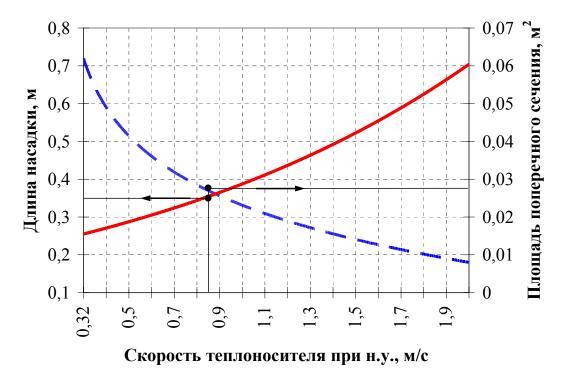


Рис. 3 Зависимость длины труб и площади поперечного сечения насадки от скорости теплоносителя 1 – длина трубок; 2 – площадь поперечного сечения

Выбранной скорости теплоносителя 0,84 м/с в свободном сечении регенеративной камеры соответствует длина труб равная 0,35 м, и площадь поперечного сечения камеры 0,027 м².

Если потери давления при движении теплоносителя через насадку или длина трубок превышают принятые ограничения, то следует уменьшить скорость теплоносителя.

Выводы

В статье на конкретном примере рассмотрен порядок расчета трубчатого теплообменника при заданной тепловой мощности регенеративной горелки, имеющего минимальную материалоемкость при обеспечении заданных температурных параметров нагрева воздуха.

Список литературы

- 1. Губинский В.И. Анализ эффективности работы минирегенератора с трубной насадкой / Губинский В.И., Воробьева Л.А. // Металлургическая и горнорудная промышленность. 2007. № 6. С. 109 112.
- 2. Э.М. Гольдфарб Теплотехника металлургических процессов / Э.М. Гольдфарб // М.: "Металлургия", 1967. 440 с.

- 3. Кроне Т. Современная конструкция блока воздухонагревателей // Кроне Т., Патейски Б. // М.: «Металлургия», труды международной конференции «Черная металлургия России и стран СНГ в XXI веке», $1994. \text{т.}\ 2 \text{C.}\ 113 124.$
- 4. Л.П. Грес Энергосбережение при нагреве доменного дутья / Л.П. Грес // Днепропетровск, «Пороги», 2004. 209 с.
- 5. Губинский М.В., Федоров С.С., Шевченко Г.Л. Влияние режимных и конструктивных параметров на тепловую работу компактных регенераторов // Металургійна теплотехніка: Зб. наук. пр. НМетАУ. Книга перша. Дніпропетровськ: Пороги, 2005. С. 157 166.
- 6. Кукушкин О.Н. Статистика в Excel: Учеб. пособие / Кукушкин О.Н., Бейцун С.В., Жаданос А.В. // Днепропетровск: НМетАУ, 2002. 64 с.
- 7. Воробьева Л.А., Губинский В.И. Сравнительные характеристики минирегенераторов с шариковой и трубной насадкой // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. Национальной металлургической академии Украины. Днепропетровск: НМетАУ, 2008. С. 55 68.

Рукопись поступила 02.07.2009 г.

Гупало Е.В. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ **Гупало В.И.** – канд. техн. наук, НМетАУ **Пономоренко Д.С.** – студент, НМетАУ

ЭКОНОМИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА ПРИ НАГРЕВЕ МЕТАЛЛА В МЕТОДИЧЕСКИХ ПЕЧАХ В УСЛОВИЯХ НЕРИТМИЧНОЙ РАБОТЫ ПРОКАТНОГО СТАНА

В статье приведены результаты исследования тепловой работы методической печи сортопрокатного стана, отапливаемой смесями высококалорийного и низкокалорийного топлив, при двух способах отопления: с постоянной теплотой сгорания смешенного газа и с изменяющейся теплотой сгорания в зависимости от производительности. Показано изменение расходов топливных смесей, составляющих их газов и общих затрат на топливо в зависимости от производительности и способа отопления печи.

Введение

Одной из важнейших задач, стоящих перед черной металлургией Украины, является повышение эффективности использования топливно-энергетических ресурсов путем снижения энергоемкости производства и более полного использования вторичных энергоресурсов.

В сорто- и листопрокатных цехах металлургических предприятий нагрев металла перед обработкой давлением осуществляется, как правило, в методических печах, которые отапливаются природным, коксовым газами и их смесями с доменным газом. При постоянном росте цен на природный газ (ПГ), одним из перспективных мероприятий, обеспечивающих снижение затрат на нагрев металла, является полная или частичная замена природного газа более дешевыми вторичными видами топлива (коксовым (КГ) и доменным (ДГ) газами, а также их смесями) [1].

Для предприятий с полным металлургическим циклом характерна неритмичность работы, как производителей вторичных энергоресурсов (доменные печи, коксовые батареи), так и потребителей этих ресурсов (воздухонагреватели доменных печей, коксовые батареи, котлы ТЭЦ, нагревательные устройства прокатных цехов и др.), в результате чего возникают временные излишки доменного и коксового газов, которые при отсутствии газонакопителей сжигаются на свечах.

[©] Гупало Е.В., Гупало В.И., Пономоренко Д.С., 2009

Управляя процессом распределения вторичных видов топлива между потребителями, можно полностью израсходовать доменный и коксовый газы при минимальном расходе дорогостоящего природного газа. Для этого на предприятии необходимо иметь как можно больше агрегатов, способных использовать любые виды топлива без ущерба для осуществления технологического процесса. В качестве таких агрегатов могут выступать и методические печи.

В работе [2] предложен способ управления тепловым режимом нагревательной печи, отапливаемой смешанным газом, который включает изменение теплоты сгорания топлива в зависимости от тепловой нагрузки печи. При этом теплота сгорания топливной смеси поддерживается на минимальном уровне, который определяется зоной печи, имеющей в данный момент максимальную тепловую нагрузку. Внедрение указанного способа управления тепловым режимом методической печи сортопрокатного цеха позволило обеспечить экономию природного газа в размере 10 %.

Способ отопления с переменной калорийностью топлива с успехом реализован в нагревательных колодцах, отапливаемых природнодоменной смесью [3]. При нагреве слитков контрольная температура в ячейке во втором периоде нагрева поддерживается постоянной за счет снижения калорийности природно-доменной смеси с 8,4 до 3,8 МДж/м³. Изменение калорийности топлива, также как и в предыдущем случае, осуществляется за счет уменьшения доли природного газа в топливной смеси. Внедрение этого способа отопления обеспечивает экономию природного газа в размере 25 %.

Однако, следует отметить, что нагрев металла с переменной калорийностью топлива возможен при условии реализации технологии раздельной подачи топлив. Согласно этой технологии печь оборудуется собственной смесительной станцией, к которой топливо подводится по двум газопроводам: по одному газопроводу подается низкокалорийное топливо; по другому — высококалорийное топливо — природный газ. Экономическая эффективность применения способа отопления с переменной калорийностью топлива зависит от цен на природный, доменный и коксовый газы, которые могут существенно отличаться на различных предприятиях, а также от затрат на модернизацию системы АСУ ТП печи. Поэтому внедрение этого способа отопления на конкретном тепловом агрегате требует не только разработки новых технических решений по его реализации, но и обязательного экономического обоснования.

Постановка задачи

Задачей данной работы является определение эффективности применения способа отопления методической печи с переменной ка-

лорийностью топлива в условиях неритмичной работы прокатного стана по сравнению с традиционным способом отопления печи топливом постоянной калорийности.

Характеристика объекта исследования

В качестве объекта исследования выбрана толкательная методическая печь со сплошным наклонным монолитным подом, боковым посадом и боковой выдачей заготовок, предназначенная для нагрева металла перед прокаткой на мелкосорнтном стане. Основные размеры печи: ширина — 12 м; длина активного пода — 18 м.

В печи нагреваются заготовки углеродистой стали квадратного сечения 80×80 мм, длиной 11,6 м до конечных температуры поверхности 1220 °C и перепада температур по сечению заготовок 50 °C. Максимальная производительность печи при холодном посаде заготовок составляет 100 т/ч.

Рабочее пространство печи разделено на три технологические зоны: неотапливаемую методическую и две отапливаемые зоны — сварочную и томильную. Длина активного пода томильной зоны составляет 5.8 м; длина методической и сварочной зон — 12.2 м. Высота рабочего пространства печи: в начале методической зоны — 1.26 м; в конце первой сварочной зоны — 3 м; в конце томильной зоны — 1.75 м.

Каждая отапливаемая зона печи оборудована 9 двухпроводными горелочными устройствами. Воздух, идущий на горение топлива, подогревается до температуры $350-370\,^{\circ}\text{C}$ в петлевом трубчатом металлическом рекуператоре, установленном в дымовом борове печи.

При максимальной производительности печь работает по двухзонному температурному режиму. При снижении производительности ниже максимальной, печь переходит на 3-х зонный режим нагрева, при этом температура дымовых газов в сварочной зоне снижается.

Методика выполнения исследований

Исследования выполнены с использованием математической модели тепловой работы методической печи, включающей: расчет горения топлива и определение параметров внешнего теплообмена; расчеты нагрева металла, выполненные на основе метода тепловой диаграммы; определение потерь теплоты рабочим пространством печи, расхода топлива и температуры подогрева воздуха в рекуператоре [4].

При выполнении исследований предполагалось, что на печи реализована технология раздельной подачи топлив, т.е. по отдельным трубопроводам подводятся низкокалорийное топливо — коксодоменная смесь (КДС) с теплотой сгорания $6,07~\rm MДж/м^3$ и высококалорийное топливо — природный газ с теплотой сгорания $33,9~\rm MДж/m^3$, а их

смешивание производится непосредственно перед печью.

При существующем способе отопления (в дальнейшем называемом способом 1) печь отапливается природно-коксодоменной смесью (ПКДС) с постоянной теплотой сгорания 13,4 МДж/м³.

При способе отопления 2 с уменьшением производительности печи снижение теплоты сгорания топлива достигается путем сокращения расхода природного газа. При этом расход КДС остается постоянным и равным расходу КДС при максимальной производительности. При достижении минимально возможного значения теплоты сгорания топлива и дальнейшем уменьшении производительности печи нагрев металла осуществляется при этой теплоте сгорания топлива, а регулирование расхода ПКДС осуществляется путем одновременного сокращения расходов природного газа и коксодоменной смеси пропорционально их долям в составе ПКДС минимально возможной калорийности.

Минимально возможная величина теплоты сгорания ПКДС определяется, исходя из условия обеспечения требуемой температуры дымовых газов в рабочем пространстве печи:

$$t_{\text{д max}} < t_{\text{действ}},$$
 (1)

где $t_{\text{действ}} = \eta \cdot t_{\text{кал}}$ — действительная температура дымовых газов [5]; $\eta = 0.6 - 0.8$ — пирометрический коэффициент; $t_{\text{кал}}$ — калориметрическая температура горения топлива, °C.

Как показали расчеты, при пирометрическом коэффициенте $\eta = 0.7$ и температуре подогрева воздуха $340-370\,^{\circ}\mathrm{C}$, которую обеспечивает петлевой металлический рекуператор, установленный в дымовом борове печи, условие (1) может выполняться при теплоте сгорания топлива не ниже $9.2\,\mathrm{MДж/m^3}$. Поэтому эта величина принята в дальнейшем в качестве минимально возможной теплоты сгорания ПКДС.

Замена одного топлива другим для одной и той же производительности печи осуществляется при соблюдении условия:

$$\mathbf{B}_{\Pi K \mathcal{J} \mathbf{C}_{1}} \cdot \mathbf{Q}_{\mathbf{H} \Pi K \mathcal{J} \mathbf{C}_{1}}^{p} \cdot \eta_{\Pi K \mathcal{J} \mathbf{C}_{1}} = \mathbf{B}_{\Pi K \mathcal{J} \mathbf{C}_{2}} \cdot \mathbf{Q}_{\mathbf{H} \Pi K \mathcal{J} \mathbf{C}_{2}}^{p} \cdot \eta_{\Pi K \mathcal{J} \mathbf{C}_{2}}, \tag{2}$$

где $B_{\Pi K Д C_1} \cdot Q_{H \Pi K Д C_1}^p \cdot \eta_{\Pi K Д C_1}$ – расход ПКДС, теплота сгорания ПКДС и коэффициент использования теплоты топлива (КИТ) при способе отопления печи с постоянной калорийностью топлива; $B_{\Pi K Д C_2} \cdot Q_{H \Pi K Д C_2}^p \cdot \eta_{\Pi K Д C_2}$ – расход ПКДС, теплота сгорания ПКДС и КИТ при способе отопления печи с переменной калорийностью топлива.

Множители левой части уравнения (2) можно представить в виде:

$$B_{\Pi K \mathcal{I} C_2} = B_{K \mathcal{I} C_2} + B_{\Pi \Gamma_2}; \tag{3}$$

$$\eta_{\Pi K \mathcal{I} C_{2}} = \frac{Q_{H \Pi K \mathcal{I} C_{2}}^{p} + L_{n2}^{B} \cdot i_{B}^{t_{B}1} - \upsilon_{\mathcal{I} 2} \cdot i_{\mathcal{I} 2}^{t_{yx1}}}{Q_{H \Pi K \mathcal{I} C_{2}}^{p}}, \tag{4}$$

где $B_{K\!J\!C_2}$, $B_{\Pi\Gamma_2}$ — расходы КДС и ПГ, входящие в состав ПКДС с $Q_{H\,\Pi K\!J\!C_2}^p$, M^3/c ; $L_{n\,2}^B$, $\upsilon_{д\,2}$ — действительный расход воздуха и удельный выход дыма при сжигании ПКДС с $Q_{H\,\Pi K\!J\!C_2}^p$, M^3/M^3 ; $i_B^{t_B 1}$ — энтальпия воздуха, соответствующая температуре подогрева воздуха в рекуператоре, рассчитанной при отоплении печи по способу 1; $i_{J\!Z}^{t_{J\!X} 1}$ — энтальпия дымовых газов, рассчитанная по составу продуктов сгорания топлива с $Q_{H\,\Pi K\!J\!C_2}^p$, соответствующая температуре уходящих из печи дымовых газов при способе отопления 1.

После подстановки (3), (4) в (1) получим уравнение:

$$\begin{split} B_{\Pi K \not L C_{1}} \cdot Q_{H \ \Pi K \not L C_{1}}^{p} \cdot \eta_{\Pi K \not L C_{1}} &= \\ &= \left(B_{K \not L C_{2}} + B_{\Pi \Gamma_{2}} \right) \cdot \left(Q_{H \ \Pi K \not L C_{2}}^{p} + L_{n2}^{B} \cdot i_{B}^{t_{B1}} - \upsilon_{\chi_{2}} \cdot i_{\chi_{2}}^{t_{yx1}} \right), \end{split} \tag{5}$$

решение которого методом последовательных приближений позволяет определить расход $\Pi\Gamma$ и теплоту сгорания топлива, обеспечивающие выполнение условия (2).

В качестве показателя эффективности использования для отопления печи смешанного газа различного состава принята величина удельных затрат на топливо:

$$3_{\text{топл}} = \mathbf{b} \cdot \mathbf{U}_{\Pi \mathbf{K} \mathcal{I} \mathbf{C}} \cdot 10^{-3}, \quad \mathbf{rph/r},$$
 (6)

где $\coprod_{\Pi K J C} = \coprod_{K J C} \cdot X_{K J C} + \coprod_{\Pi \Gamma} \cdot X_{\Pi \Gamma} -$ цена $\Pi K J C$, грн/тыс.м³; b — удельный расход $\Pi K J C$, м³/т; $\coprod_{K J C} = \coprod_{K \Gamma} \cdot X_{K \Gamma} + \coprod_{J \Gamma} \cdot X_{J \Gamma} -$ цена коксодоменной смеси, грн/тыс.м³; $\coprod_{\Pi \Gamma}$, $\coprod_{K \Gamma}$, $\coprod_{J \Gamma} -$ цены на природный, коксовый и доменный газы, соответственно, грн/тыс.м³; $X_{K J C}$, $X_{\Pi \Gamma}$ — доли коксодоменной смеси и природного газа в $\Pi K J C$; $X_{K \Gamma}$, $X_{J \Gamma}$ — доли коксового и доменного газов в K J C.

Результаты исследований

Исследования тепловой работы методической печи выполнены в интервале изменения производительности $100-60\,\%$ от максимальной при существующем способе отопления с постоянной калорийностью топлива (способ 1- сплошные кривые) и способе отопления с переменной калорийностью топлива (способ 2- пунктирные кривые). Установлены зависимости изменения теплоты сгорания топлива, рас-

ходов природно-коксодоменной смеси, природного газа и коксодоменной смеси от производительности печи. Результаты расчетов приведены на рис. 1-4.

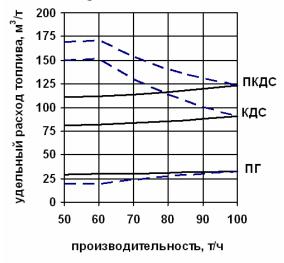


Рис. 1. Зависимость удельных расходов ПКДС, КДС и ПГ от производительности печи: сплошные кривые — способ 1; пунктирные кривые — способ 2

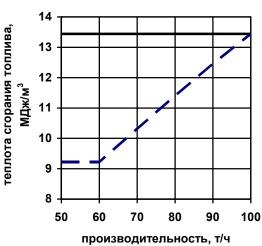


Рис. 2. Зависимость теплоты сгорания природно-коксодоменной смеси от производительности печи: сплошная кривая — способ 1; пунктирная кривая — способ 2

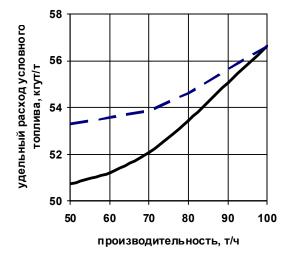


Рис. 3. Зависимость удельного расхода условного топлива от производительности печи: сплошная кривая — способ 1; пунктирная кривая — способ 2

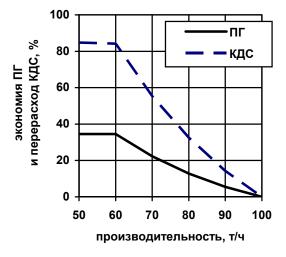


Рис. 4. Эффективность способа отопления печи с переменной калорийностью топлива

Как видно из рис. 1, снижение производительности печи от 100 до 60 т/ч при способе отопления 1 обеспечивается плавным снижением удельных расходов КДС и ПГ, в то время как при отоплении печи ПКДС с переменной калорийностью (способ 2) снижение производительности печи приводит к снижению удельного расхода ПГ

при одновременном увеличении удельного расхода КДС. Теплота сгорания топлива, как видно из рис. 2, при способе отопления 2 изменяется в указанном диапазоне изменения производительности по линейному закону с 13,4 МДж/м³ до минимально возможного значения 9,2 МДж/м³, обеспечивающего выполнение условия (1). Дальнейшее снижение производительности печи осуществляется при постоянной теплоте сгорания ПКДС, равной 9,2 МДж/м³ и одновременном сокращении расходов ПГ и КДС.

Сравнение результатов расчета удельных расходов условного топлива показано на рис. 3. Как видно из рисунка, удельный расход условного топлива при способе отопления 1 ниже, чем при способе отопления 2. Несмотря на это, способ отопления 2 можно считать более экономичным с точки зрения затрат на нагрев металла. Так, на рис. 5

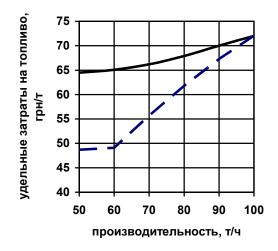


Рис. 5. Зависимость удельных затрат на топливо от производительности печи: сплошная кривая – способ 1; пунктирная кривая – способ 2

показано изменение удельных затрат на топливо, рассчитанное при следующих исходных данных:

При принятых ценах на топлива изменение теплоты сгорания ПКДС с 13.4 $9.2 \,\mathrm{MДж/m}^3$ приводит к снижению цены ПКДС с 583,1 до 278,5 грн/тыс.м³, a перевод печи на работу с переменной калорийностью топлива, обеспечивает снижение удельных

затрат на топливо, достигающих 16 грн/т при переходе печи на работу с низкой производительностью 50-60 т/ч.

Выводы

- 1. Установлено, что для методических печей, отапливаемых смесями природного газа и низкокалорийного топлива, применение способа отопления с переменной калорийностью топливной смеси в условиях неритмичной работы прокатного стана позволяет обеспечить экономию природного газа за счет увеличения доли низкокалорийного топлива в топливной смеси.
- 2. Сравнение способов отопления методической печи с постоянной и переменной калорийностью топлива показало, что при снижении производительности печи до 60 % от максимальной про-

изводительности применение способа отопления с переменной калорийностью топлива обеспечивает максимальную экономию природного газа в размере 35 % за счет увеличения расхода низкокалорийного топлива до 85 %. При существующих ценах на природный, коксовый и доменный газы максимальное снижение удельных затрат на нагрев металла составляет 16 грн/т (или 24 %) и достигается при снижении производительности печи до 60 % от максимальной.

Список литературы

- 1. Карп И.Н., Губинский М.В., Назюта Л.Ю. К вопросу об энергетическом балансе металлургического завода // Труды XV международной конференции «Теплотехника и энергетика в металлургии», НМетАУ, г. Днепропетровск, Украина, 7—9 октября 2008 г. Днепропетровск: «Новая идеология, 2008. С. 114—115.
- 2. Пат. № 2002108149 UA, МКИ 55286 A C21D1/34 C21D9/00 / Спосіб управління тепловим режимом нагрівальних печей// Дубина О.В., Сокуренко А.В., Шеремет В.О. и др. Опубл. 17.03.2003, Бюл. № 3.
- 3. Рациональное использование природного газа при производстве проката в условиях АП «Мариупольский металлургический комбинат им. Ильича» / Ольшанский В.М., Гупало В.И., Федюкин А.А., Грызлов Е.Г., Белицкий М.Г. // Металл и литье Украины.— 1997.— № 2-4.— С. 36 39.
- 4. Тайц Н.Ю., Розенгарт Ю.И. Методические нагревательные печи.— М.: Металлургиздат, 1964.— 408 с.
- 5. Семикин И.Д., Аверин С.И., Радченко И.И. Топливо и топливное хозяйство металлургических заводов.— М.: Металлургия, 1965.— 391 с.

Рукопись поступила 02.03.2009 г.

Ерёмин А.О. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВА И ВОЗДУХА В ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВАХ ПРИ ОБЪЁМНО-РЕГЕНЕРАТИВНОМ СПОСОБЕ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА В ПРОМЫШЛЕННЫХ ПЕЧАХ

Рассмотрено влияние динамических характеристик топлива и воздуха горения в горелках регенеративных промышленных печей на организацию объёмно-регенеративного сжигания топлива. Исследовано влияние температуры подогрева воздуха и теплоты сгорания топлива на режим его сжигания.

Одним из наиболее эффективных методов топливоиспользования, с точки зрения экономии топлива, экологии и достижения высокого качества нагрева металла в нагревательных топливных печах металлургии и машиностроения, является объёмно-регенеративный способ сжигания топлива [1]. Равномерно распределенное по объёму рабочего пространства печи горение топлива, отсутствие выраженных высокотемпературных очагов горения, реверсивное движение дымовых газов при объемно-регенеративном сжигании создаёт условия стандартного и равномерного нагрева садки при снижении интенсивности образования вредных выбросов в атмосферу (в первую очередь, оксидов азота). Регламентированное перемешивание реагентов горения - топлива и воздуха позволяет поддерживать в печи малоокислительную атмосферу, что снижает окалинообразование в процессе нагрева металла. Небольшой искусственный физический недожог (до 5 %) в рабочем пространстве регенеративного нагревательного устройства не ухудшает технико-экономические характеристики печи, так как дожигание топлива происходит до входа дымовых газов в регенераторы или в первых слоях насадки. Тепловой потенциал выносимого из рабочего пространства несгоревшего топлива возвращается обратно в печь в виде физической теплоты воздуха. Это подтверждается результатами математического моделирования [2] и пятилетней эксплуатацией регенеративного нагревательного колодца, в котором реализован такой принцип сжигания топлива. На сегодняшний день средняя температура нагрева воздуха в регенераторах нагревательного

[©] Ерёмин А.О., 2009

колодца составляет 800 — 1000 °C, экономия топлива достигает 5 кг.у.т./тонну годного. Максимальный расход топлива в колодце снизился с 2100 м³/час до 1500 м³/час. При этом существенно улучшилась равномерность нагрева металла, уменьшился угар, что подтверждено исследованиями теплотехнической лаборатории комбината «АрселорМиттал Кривой Рог» [3]. Регенеративный нагревательный колодец работает без остановок на холодные ремонты, связанных в типовых колодцах «Стальпроекта», в основном, с необходимостью ремонта неудовлетворительно работающих керамических рекуператоров, которые в реконструированном колодце были заменены шариковыми регенераторами.

На сегодняшний момент остаётся плохо изученным вопрос организации объёмно-регенеративного сжигания топлива для различных нагревательных устройств. Принцип выбора количества, геометрических параметров и взаимного расположения газовых сопел и каналов для подвода подогретого в регенераторах воздуха для горения описан в [1]. Не менее важным является и выбор динамических характеристик потоков топлива и воздуха в соплах и воздушных каналах горелочных узлов, при которых создаются такие условия перемешивания реагентов горения, при которых сжигание происходит во всём объёме рабочего пространства регенеративной нагревательной печи.

Настоящая работа посвящена разработке принципа выбора динамических характеристик реагентов горения для организации объёмнорегенеративного сжигания топлива. Исследовано влияние колебаний температуры подогрева воздуха в течение одного цикла нагрева воздуха в минирегенераторах на соотношение количества движения топлива и высокотемпературного воздуха, идущего на горение. Также рассмотрен вопрос режима работы горелочных устройств при разогреве насадки с холодного состояния до выхода её на квазистационарный режим.

При организации объёмно-регенеративного сжигания с искусственным разделением потоков топлива и воздуха в горелочном устройстве обеспечивается заданное качество перемешивания топлива и воздуха. Для лимитированного перемешивания реагентов горения необходимо не только физически разделить потоки топлива и подогретого воздуха, но и создать такие условия взаимодействия потоков, при которых влияние профиля струи топлива будет минимально изменять струю воздуха и наоборот. То есть, при проектировании горелочных узлов для объёмного сжигания топлива в регенеративных печах, одним из актуальных вопросов является верный расчёт формы, количества и геометрических размеров каналов для прохода воздуха и газо-

вых сопел, обеспечивающих заданные характеристики движения реагентов горения, их перемешивания и сжигания.

В большинстве случаев, в традиционных диффузионных горелочных устройствах, потоки топлива и воздуха строго параллельны или направлены под углом друг к другу. При этом топливная струя обычно находится в центре воздушного потока. Это связано со стремлением обеспечить максимально полное смешивание компонентов горения для предотвращения недожога в факеле и в печи. Изменение размеров газового сопла и общего диаметра горелки приводит к изменению длины факела и его жёсткости. Очевидно, что это объясняется изменением соотношения количества движения (импульса) топливного и воздушного потоков.

Решающее влияние соотношения количества движения этих потоков на выходе из горелки на результат взаимодействия реагентов горения показано в работе [4]. Принцип определяющей роли газовой струи по отношению к воздушному потоку лёг в основу эффективного способа управления траектории факела в нагревательных колодцах с качающейся горелкой. Доля количества движения газа в общем потоке составила около 85 %. Изменение направления газовой струи в вертикальной плоскости позволило управлять движением топливовоздушной струи, тепловыделением в рабочей камере колодца и существенно улучшить равномерность нагрева слитков в нагревательных колодцах [5].

По аналогии с механикой в гидрогазодинамике количеством движения (иначе импульсом) секундного массового расхода среды называют произведение массового расхода среды $(M, \kappa r/c)$ на скорость её движения (W, M/c).

При равномерно распределённом профиле скоростей модуль количества движения текучей среды найдётся из выражения:

$$I = M \cdot W = F \cdot \rho \cdot W^2.$$

В случае расчёта реального потока это равенство принимает вид:

$$I = M \cdot \overline{\overline{W}} = F \cdot \rho \cdot \overline{W} \cdot \overline{\overline{W}},$$

где $\overline{\overline{W}} = k_2 \cdot W_{\text{ось}}$ — скорость второго усреднения скоростей по поперечному сечению потока, м/с; \overline{W} — скорость первого усреднения, используемая при расчёте расхода газа через поперечное сечение потока, м/с; k_2 — коэффициент усреднения скоростей по поперечному сечению потока при вычислении количества движения [6]. Так как в поставленной задаче нас интересует соотношение количества движения топлива и общего количества движения топливо-воздушной смеси, можно пользоваться формулой для равномерно распределенного профиля скоростей.

Для организации объёмно-регенеративного способа сжигания топлива необходимо, чтобы импульсы топлива и воздуха были приблизительно равны. Этим исключается взаимное влияние реагентов, а длина их пути перемешивания определится геометрическими размерами и взаимным расположением сопел и воздушных каналов.

В качестве примера рассмотрим сжигание природного газа с воздухом, подогретым в малогабаритных шариковых регенераторах с высокой поверхностью теплообмена. Диапазон изменения температуры подогрева окислителя в пределах одного цикла работы минирегенераторов охватывает все случаи — от минимального его значения (в конце периода нагрева воздуха в насадке минирегенератора) до максимального (сразу после перевода потоков воздуха на нагрев в регенеративной насадке).

Исходные данные для расчёта:

расход топлива в горелке – $V_{0T} = 40 \text{ м}^3/\text{ч}$;

действительный расход воздуха, идущего на горение (при коэффициенте расхода воздуха n=1,1) – $L_{\pi}=10,37~\text{m}^3/\text{m}^3$;

плотность топлива при н.у. $\rho_{\text{от}} = 0.97 \text{ кг/м}^3$;

плотность воздуха при н.у. $\rho_{\text{ов}} = 1,2875 \text{ кг/м}^3$;

минимальная температура подогрева воздуха $t_{\scriptscriptstyle B}$ за установившийся цикл работы регенератора – 900 °C;

максимальная температура подогрева воздуха – 1000 °C;

температура природного газа — $t_{\scriptscriptstyle T}$ = 20 °C (подогрев топлива отсутствует);

диаметр газового сопла – 15 мм;

эквивалентный диаметр воздушного окна – 400 мм.

Секундное количество движения топлива:

$$I_{_{\mathrm{T}}} = \rho_{_{0\mathrm{T}}} \frac{V_{_{0\mathrm{T}}}^{2}}{3600 \cdot f_{_{\mathrm{T}}}} \left(1 + \frac{t_{_{\mathrm{T}}}}{273} \right) = 0.97 \frac{40^{2}}{3600 \cdot \pi \frac{0.015^{2}}{4}} \left(1 + \frac{20}{273} \right) = 2618.3 \text{ H}.$$

Секундное количество движения воздуха при 900 °C:

$$I_{_{B}}^{900} = \rho_{_{0B}} \frac{V_{_{0B}}^{^{2}}}{3600 \cdot f_{_{B}}} \left(1 + \frac{t_{_{B}}}{273} \right) = 1,2875 \frac{\left(40 \cdot 10,37 \right)^{2}}{3600 \cdot \pi \frac{0,4^{2}}{4}} \left(1 + \frac{800}{273} \right) = 2107 \text{ H},$$

где $V_{0B} = V_{0T} \cdot L_{\pi}$ – расход воздуха, идущего на горение.

Секундное количество движения воздуха при 1000 °C:

$$I_{_B}^{_{1000}} = \rho_{_{0_B}} \, \frac{V_{_{0_B}}^{^2}}{3600 \cdot f_{_B}} \bigg(1 + \frac{t_{_B}}{273} \bigg) = 1{,}2875 \frac{\big(40 \cdot 10{,}37\big)^2}{3600 \cdot \pi \frac{0{,}4^2}{4}} \bigg(1 + \frac{1000}{273} \bigg) = 2286 \,\, H \,\, .$$

Здесь $f_{\scriptscriptstyle B}$ и $f_{\scriptscriptstyle T}$ — соответственно, эквивалентная площадь воздушного окна и газового сопла, m^2 .

Как видим значения импульсов топлива и воздуха в данном диапазоне температуры подогрева воздуха близки друг к другу.

Судить о том, какой из реагентов в топливно-воздушном потоке является ведущим, можно по простому соотношению – отношению количества движения одного из реагентов (например, топлива) к общему импульсу топлива и воздуха $I_{_{\rm T}}/(I_{_{\rm T}}+I_{_{\rm B}})$. При равенстве этого отношения 0.5-0.6 можно считать, что струи реагентов друг на друга практически не влияют, внося в общую сумму импульса печных газов 50-60%. В случае отклонения этой величины в большую или меньшую сторону секундное количество движения одного из реагентов имеет превалирующее значение над другим. Это увеличивает конвективное перемешивание в топливо-воздушном потоке и укорачивает факел, переводя сжигание из объемно-регенеративного в факельное.

В нашем случае отношение количества движения топлива к общему импульсу реагентов будет равно: в начале периода нагрева воздуха: $I_{_{\rm T}}/(I_{_{\rm T}}+I_{_{\rm B}}^{1000})=\frac{2618,3}{2618,3+2286}=0,534$ или 53,4%; в конце этого периода: $I_{_{\rm T}}/(I_{_{\rm T}}+I_{_{\rm B}}^{900})=\frac{2618,3}{2618,3+2107}=0,554$ или 55,4%.

То есть, изменение отношения импульса топлива к общему импульсу реагентов при увеличении температуры подогрева воздуха за цикл работы регенератора на $100\,^{\circ}\text{C}$ составляет $\Delta I = \left(I_{_{\mathrm{T}}}/(I_{_{\mathrm{T}}} + I_{_{\mathrm{B}}}^{900}) - I_{_{\mathrm{T}}}/(I_{_{\mathrm{T}}} + I_{_{\mathrm{B}}}^{1000})\right) \times 100\,\% = 55,4 - 53,4 = 2\,\%,$ что практически не сказывается на условиях смешивания топлива и воздуха.

Интерес представляет, как будет изменяться эта величина при снижении теплоты сгорания топлива. В таблице 1 и на рисунке 1 представлены результаты расчётов изменения отношения количества движения топлива к общему импульсу реагентов ΔI , в зависимости от действительного расхода воздуха, идущего на горение. Действительный расход воздуха изменяли от $1 \text{ м}^3/\text{м}^3$ (для доменного газа) до $10 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Таблица 1 Изменение отношения количества движения топлива к общему импульсу реагентов при различных действительных расходах воздуха

$L_{\rm A}$, M^3/M^3	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ΔΙ, %	0,06	0,24	0,5	0,81	1,17	1,4	1,64	1,82	1,94	2,01

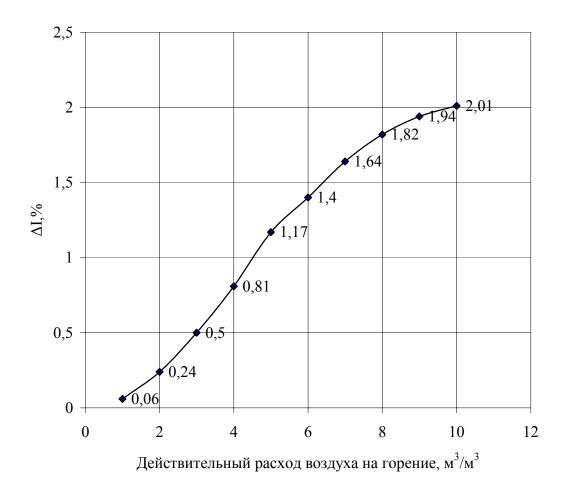


Рис. 1. Зависимость изменения отношения количества движения топлива к общему импульсу реагентов при различных действительных расходах воздуха

При оборудовании печей горелками для объёмно-регенеративного сжигания топлива представляет интерес их режим работы в процессе разогрева насадки малогабаритных регенераторов до номинальной рабочей температуры — то есть до момента выхода температуры насадки на квазистационарный режим. Решение этой задачи может дать ответ на вопрос о возможности применения объёмного сжигания топлива в термических печах с регенеративными теплообменниками, в которых используются сложные графики нагрева, предусматривающие широкий диапазон изменения температуры в печи.

Результаты расчета изменения отношения импульса топлива к суммарному импульсу реагентов горения при увеличении температуры подогрева воздуха в насадке минирегенератора от 0 °C до 1200 °C представлены в таблице 2. Исходные данные для расчёта приняты такими же, как и выше — в горелочном устройстве сжигается природный газ в количестве 40 м^3 /ч.

Таблица 2 Вид горения в зависимости от подогрева воздуха в регенераторах

t _B , C	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
$\frac{I_{\scriptscriptstyle T}}{I_{\scriptscriptstyle T}+I_{\scriptscriptstyle B}^{t_{\scriptscriptstyle B}}},H$	84,2	79,6	75,5	71,8	68,4	65,3	62,5	60,0	57,6	55,4	53,4
Горе- ние	ФК	OP	OP	OP	OP						

В таблице обозначено: ΦK – факельный способ сжигания топлива; OP – объёмно-регенеративный способ сжигания топлива.

Из таблицы видно, что без изменения газодинамических характеристик струи топлива и воздуха (в первую очередь, за счёт площади поверхности отверстий истечения) невозможно обеспечить объёмнорегенеративное сжигание топлива в широком диапазоне температурных характеристик теплоносителя.

Очевидно, что отношение количества движения топлива к суммарному импульсу реагентов горения $\frac{I_{_{\mathrm{T}}}}{I_{_{\mathrm{T}}}+I_{_{\mathrm{B}}}^{t_{_{\mathrm{B}}}}}$ при уменьшении общей

тепловой мощности (расхода топлива) от номинальной величины до нуля не изменится, так как снижение расхода топлива линейно связано с соответствующим уменьшением количества воздуха, подаваемого на горение. В случае, когда температура в печи изменяется незначительно, что соответствует режиму работы камерной нагревательной печи в режиме $t_{\text{печь}} = \text{const}$, лимитирующим звеном, ограничивающим применение объёмно-регенеративного сжигания топлива, является размер рабочего пространства нагревательного устройства. Динамическая характеристика топливовоздушной струи может не соответствовать геометрическим размерам печи. Длина пути перемешивания реагентов горения может оказаться меньше длины рабочего пространства, что приведёт к факельному способу сжигания топлива с вялым факелом.

Из результатов работы можно сделать следующие выводы.

Во-первых, для организации объёмно-регенеративного способа сжигания топлива необходимо таким образом рассчитывать площадь поперечного сечения топливного сопла и воздушного окна, чтобы при максимальной тепловой мощности и номинальной температуре подогрева воздуха в минирегенераторах иметь различие между количеством движения реагентов горения не более 10 %.

Во-вторых, диапазон изменения температуры подогрева воздуха в течение одного цикла работы минирегенераторов практически не изменяет соотношение количества движения воздуха и топлива и, следовательно, не переводит объёмно-регенеративный способ сжигания топлива в факельный.

В-третьих, при отоплении печи менее калорийным (по сравнению с природным газом) топливом изменение импульса воздуха, связанное с уменьшением температуры его подогрева в течение цикла работы минирегенератора, ещё менее существенно в силу уменьшения действительного расхода воздуха, идущего на горение.

В-четвёртых, горелочное устройство для объёмно-регенеративного сжигания топлива работает в определённом температурном интервале подогретого воздуха для номинальной мощности. При снижении температуры подогрева воздуха в минирегенераторах или при разогреве их насадки имеет место факельный способ сжигания топлива.

Список литературы

- 1. Пат. №26272 UA. Об'ємно-регенеративний спосіб спалювання палива при нагріванні металу // Єрьомін О.О., Губинський В.Й, Сибір А.В. Опубл. 10.09.2007, Бюл. №14.
- 2. Ерёмин А.О., Сибирь А.В., Губинский В.И. Разработка и применение объёмно-регенеративного способа сжигания топлива в нагревательных печах // Металлургическая и горнорудная промышленность. -2008. -№6. -C. 88-91.
- 3. Губинский В.И., Ерёмин А.О., Сибирь А.В., Волков В.Ф., Коротченков В.М., Тряпичкин М.Г. Реконструкция нагревательных устройств прокатного производства ОАО «АрселорМиттал Кривой Рог» // Труды XV международной конференции «Теплотехника и энергетика в металлургии», НМетАУ, г. Днепропетровск, Украина, 7 9 октября 2008 г. Днепропетровск: «Новая идеология», 2008. С. 73 74.
- 4. Губинский В.И., Лу-Чжун-У. Теория пламенных печей. М.: Машиностроение, 1995. 256 с.
- 5. Горелка. Патент Великобритании № 1387391 от 16 июля 1975 г.
- 6. В.Д. Румянцев. Теория тепло- и массообмена: Учебное пособие. Днепропетровск: Пороги, 2006. 532 с.

Рукопись поступила 26.06.2009 г.

Ильченко К.Д. – д-р. техн. наук, проф., НМетАУ **Ревенко М.Б.** – студентка, НМетАУ

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА УГЛЕЙ УКРАИНЫ

Приведены теплофизические свойства (энтальпия, теплоемкость и коэффициент теплопроводности) низкосортных углей украинских месторождений.

Введение

В промышленности используются различные естественные и искусственные материалы, которые подвергаются тепловой обработке в технологических процессах. От их теплофизических свойств, в первую очередь, энтальпии, теплоемкости и коэффициента теплопроводности зависит выбор технологических решений, конструкций установок и агрегатов, показатели энергопотребления, режимы эксплуатации.

Основу энергетического потенциала Украины составляет уголь. Достигнутые уровни добычи и потребления угля являются основой многих территориально-производственных комплексов, которые определяют специализацию этих комплексов по энергоемким производствам. В недрах Украины сосредоточено 300 млрд. т угля. По данным экспертов этих запасов должно хватить приблизительно на 250 – 300 лет, что дает возможность рассматривать современную угольную энергетику, как приоритетную, а уголь – как основной энергетический ресурс Украины.

Постановка задачи

Черная металлургия Украины расходует около одной трети общего потребления топлива промышленностью. Однако собственная добыча нефти и газа в Украине покрывает не более 10 % необходимой потребности в топливе. В то же время ископаемые угли Украины представлены всеми марками от бурых углей до антрацитов.

Следует отметить, что добыча качественных спекающихся газовых, жирных углей и антрацита более чем в два раза превышает их долю в запасах, в то время, как добыча углей марок Б, Д, ДГ и Γ меньше их доли в балансовых запасах в 1,2-7,4 раза, т. е. структура добычи

[©] Ильченко К.Д., Ревенко М.Б., 2009

углей в Украине в настоящее время не соответствует имеющимся запасам. Такое положение отчасти объясняется тем, что низкосортные угли Украины до настоящего времени не находят широкого применения в промышленности, в первую очередь, в черной металлургии.

Одним из способов покрытия потребности металлургии в газообразном топливе является газификация угля. Для производства газа целесообразно использование углей марок Б, Д и ДГ, запасы которых имеются практически во всех регионах Украины. Газификация углей может быть реализована в различных установках, предназначенных для обработки дисперсных частиц, а тепло- и массоперенос в них существенно зависит от теплофизических свойств перерабатываемых углей.

Таким образом, уголь подлежит использованию не только как топливо для энергетических установок, но еще и как технологическое сырье для некоторых технологических процессов, а определение теплофизических свойств угля является одним из основных этапов при планировании промышленных процессов с его использованием.

Состояние угольных запасов Украины

В Украине запасы угля сосредоточены в трех угольных бассейнах: Донецком каменноугольном; Львовско-Волынском; Днепровском буроугольном.

Запасы каменного угля в Донецком бассейне составляют 98 % общих запасов, Львовсько-Волынском – 2 %, бурый уголь, в основном залегает в Днепровском бассейне.

В Донецком угольном бассейне уголь добывают в 295-и каменноугольных шахтах. Донбасс является самым большим бассейном в Украине, запасы угля составляют примерно 240 млрд. т. Тут есть почти все марки угля: коксующиеся (малая часть запасов), антрацит, газовый уголь. Донецкий уголь характеризуется относительно большой теплотой сгорания, повышенной зольностью (в среднем 25 %) и значительным содержанием серы (среднее содержание – 2,5 %). Себестоимость его сравнительно велика, что обусловлено значительной глубиной залегания пластов. Средняя глубина донецких шахт составляет до 700 м, более 15 % шахт имеют глубину более 1000 м. Около 85 % угля содержится в пластах мощностью 1,2 м и только 15 % имеют большую толщину [1].

Львовско-Волынский бассейн находится на юге Волынской и на севере Львовской областей. В этом бассейне добывают почти 14 млн. т каменного угля. Запасы угля тут невелики, поэтому предполагается, что в перспективе в бассейне будут работать только две шахты из

15-и действующих. Основную часть угольных запасов Львовско-Волынского бассейна составляет газовый уголь (высоколетучий энергетический уголь), другие запасы — переходный уголь от газового к жирному, который характеризуется высоким химическим потенциалом. Зольность угля составляет от 5 до 35 %, содержание серы — 1,5 — 9 %. Значительную часть угля этого бассейна потребляют Бурштынская и Добротворская тепловые электростанции.

Днепровский буроугольный бассейн располагается большей частью на правобережье Украины и объединяет месторождения Житомирской, Винницкой, Киевской, Кировоградской, Черкасской, Запорожской и Днепропетровской областей. Бассейн разделяют на 12 буроугольных районов, в которых насчитывается более 100 месторождений. Уголь бассейна без прессовки брикетов непригоден для транспортирования на далекие расстояния, характеризуется высокой влажностью (до 60%) и используется, в основном, на месте. Зольность угля 15 – 45% и выше, выход летучих веществ составляет 45 – 70%. Запасы угля, которые можно добывать открытым способом, расположены в 58-и месторождениях. Наибольшее число таких месторождений в Кировоградской (29), Днепропетровской (19) и Черкасской (5) областях. За последние годы его добыча находится в пределах 4,5 млн. т.

Маркировка углей

Уголь оценивают по нескольким параметрам:

- по глубине залегания;
- по марочному составу;
- по качеству;
- по размеру кусков.

Однако четкой границы между углями разных типов нет, принятое разделение является условным. Государственным стандартом предусмотрена классификация угля отдельных бассейнов и месторождений по качеству (маркировке). Также уголь разделяют на технологические группы по способности к спеканию.

Маркировка угля производится по следующим характеристикам:

- выходу летучих веществ на горючую массу;
- толщине пластического слоя или коксующей способности.

В основу такого разделения на марки и технологические группы положены параметры, которые характеризуют поведение угля в процессе термического влияния на него.

Таблица 1 Маркировка и основные характеристики угля

Марка	Обозна- чение	Выход летучих веществ V^{r} , %	содержание углерода C^{r} , %	Теплота сгорания Q^{r}_{H} , МДж/кг
бурый	Б	41 и больше	76 и меньше	28,9 – 31,4
длиннопламен- ный	Д	39 и больше	76	31,4 – 33,5
газовый	Γ	36	83	33,1 – 36,0
жирный	Ж	30	86	34,7 – 36,4
коксующийся	К	20	88	35,2 – 36,4
отощенно- спекающийся	OC	15	89	35,4 – 36,8
тощий	T	12	90	30,6 – 36,6
антрацит	A	меньше 8	91 и больше	33,4 – 36,5

Кроме указанных в табл. 1 в некоторых бассейнах выделяются промежуточные марки:

- газовые жирные (ГЖ);
- коксующиеся жирные (КЖ);
- коксующиеся вторые (К2);
- слабоспекающиеся (СС).

Для указания технологической группы, к литерному обозначению марки добавляется цифра, которая указывает нижнее значение толщины пластического слоя в данном угле, например Γ 6, Γ 17, KK14.

Классификация угля по размеру кусков приведена в табл.2.

Таблица 2 Классификация углей по размер кусков

Наименование	Обозначение	Размер кусков, мм
плитняк	П	больше 100
крупный	К	50-100
opex	0	25-50
мелкий	M	13-25
семечко	С	6-13
штыб	Ш	меньше 6
рядовой	P	не ограниченный

Результаты исследования теплофизических свойств углей и их анализ

Низкокачественные угли Украины характеризуются высокой зольностью, относятся, в основном, к среднесернистым и сернистым и характеризуются высоким выходом летучих веществ. В табл. 3 и 4 представлен технический анализ, элементарный состав горючей массы и свойства золы углей марок Б, Д и Γ , а в табл. 5 –7 – теплофизические свойства исследованных углей, которые определялись на установке ОТСМ-1 по методике, изложенной в [2].

Таблица 3 Технический анализ и элементарный состав углей, %

						,	
Уголь, марка	Технический анализ			Элементарный состав			
	зола	летучие	cepa	C^{Γ}	H^{r}	$O_{\scriptscriptstyle L}$	$\mathbf{W}^{\scriptscriptstyle\Gamma}$
бурый, Б	20-23	48-55	4,8-5,0	70,4	4,9	18,0	1,2
длиннопламен- ный, Д	17-19	42	2,8-3,5	76,0	5,5	11,7	1,6
газовый, Г	12-18	40	1,8-2,4	80,5	5,4	8,2	1,5

Таблица 4 Свойства золы углей

	CBOILET BU SOULE JIVIEN							
Марка		Плавкость золы, ${}^{0}\mathrm{C}$						
угля	Момент	Момент	Момент жидкопла-					
	размягчения, $t_{\scriptscriptstyle H}$	полусферы, t _в	вкого состояния, t _c					
Б	1180	1280	1300-1320					
Д	1100	1350	1380					
Γ	1050	1380	1340					

Таблица 5 Теплофизические свойства бурого и длиннопламенного углей: i — энтальпия [кДж/кг]; с - теплоемкость [кДж/(кг·К)]; λ - коэффициент теплопроводности [Вт/(м·К)]

_	Александ	рийский бу	рый уголь	Длиннопламенный уголь			
t, ⁰ C	Верболазовского			ОФ "Т	рудовская" ((-47,04)	
	разреза (-61,55)*						
	i	c	λ	i	С	λ	
100	840	8,397	2,947	662	6,625	2,750	
200	1317	6,588	0,793	906	4,532	1,461	
300	1173	3,910	0,450	771	2,572	1,062	
400	1070	2,676	0,318	525	1,313	0,799	
500	835	1,699	0,233	212	0,424	0,291	
600	626	1,043	0,167				
700	434	0,620	0,113				
800	250	0,313	0,066				
900	26	0,029	0,007				

 $^{^*}$ – убыль массы, %

Таблица 6 Теплофизические свойства газовых углей

	теплофизитеские своиства тазовых утлен								
	Угол	голь Доброполь- Уго		голь шахт	оль шахты		Уголь шахты № 7		
t, ⁰ C	C	ской ОФ),	•	«Пионер»	,	Львово	ско-Волы	нского
	Павло	оград (-	55,44)	Павл	юград (-54	4,03)	басс	ейна (-51	,44)
	i	С	λ	i	С	λ	i	С	λ
100	571	5,714	4,716	810	8,102	3,264	2175	21,755	3,167
200	1012	5,059	2,314	975	4,873	1,747	2231	11,154	3,165
300	1088	3,628	1,883	908	3,026	1,264	1860	6,199	2,126
400	978	2,444	1,554	706	7,766	0,861	1426	3,566	1,429
500	681	1,362	0,883	469	0,937	0,473	1034	2,069	0,995
600	530	0,884	0,560	250	0,417	0,218	665	1,109	0,613
700	35	0,051	0,034	12	0,017	0,009	373	0,533	0,326
800				_			173	0,216	0,136

Таблица 7 Теплофизические свойства углей Донецкого бассейна

	теплофизические своиства углен допецкого одессина								
	Уголь м	иарки ГД	шахты	Уголь марки ГД шахты			Антрацит		
t, ⁰ C	«Центр	альная» ((-63,76)	им. Дим	митрова	(-51,39)		(-18,1)	
	i	С	λ	i	С	λ	i	С	λ
100	1445	14,452	4,585	1075	10,748	8,403	149	1,490	3,167
200	1264	5,349	4,350	1384	6,943	6,944	272	1,360	0,411
300	1118	3,727	4,020	1289	4,298	8,374	373	1,240	0,462
400	782	1,954	2,854	1121	2,809	14,898	426	1,060	0,447
500	642	1,284	1,940	837	2,092	9,454	416	0,832	0,371
600	402	0,670	1,151	553	1,106	4,681	386	0,643	0,284
700	145	0,208	0,401	303	0,506	1,880	523	0,747	0,318
800							616	0,770	0,321
900							806	0,895	0,375
1000							1222	1,232	0,516
1100	_		_				1495	1,360	0,583

В результате выполненных исследований установлено, что газовые угли шахты «Пионер» и Добропольской обогатительной фабрики по своим теплофизическим свойствам отличаются мало. Близок к ним по свойствам длиннопламенный уголь обогатительной фабрики «Трудовская». Максимальная энтальпия этих углей составляет 900—1090 Дж/кг и приходится на температуру 200 °C у длиннопламенного и газового углей шахты «Пионер» и на 300 °C у газового угля Добропольской обогатительной фабрики.

Максимальная энтальпия бурого угля и углей марок ГД составляет 1300-1440 кДж/кг, угля марки Г шахты № 7 Львовско-Волынского бассейна — 2231 кДж/кг и приходится на температуру 200 0 C (исклю-

чение составляет уголь марки ГД шахты «Центральная», у которого максимальная энтальпия наблюдается при температуре $100^{\,0}$ C).

Степень метаморфизма углей влияет на их теплофизические свойства, в частности, на теплопроводность. По мере перехода от длинно-пламенных углей к антрацитам макромолекулы угольного вещества теряют боковые группы и конденсируются. Увеличение плотности углей с ростом степени метаморфизма отражается на их тепловых свойствах. Значение коэффициента теплопроводности увеличивается по мере перехода к газовым углям, с одной стороны, к тощим и антрацитам — с другой. Коэффициент теплопроводности исследованных углей при температуре $400\,^{\circ}$ С лежит в интервале $0.8-1.5\,$ Вт/(м·К).

Сравнение расчетной теплоемкости углей с экспериментальными данными

Теплоемкость углей может быть определена по формуле для теплоемкости твердого топлива [3]:

$$C = \frac{W^P}{100} + \frac{A^P}{100} \cdot C^A + \frac{100 - W^P - A^P}{100} \cdot C^\Gamma, \text{ кДж/(кг·К)},$$
 где
$$C^A = 4,187 \bigg(0,17 + \frac{0,12}{1000} \cdot t_T \bigg), \quad \text{кДж/(кг·К)} - \text{ теплоемкость золы;}$$

$$C_\Gamma = 4,187 \bigg(0,2 + \frac{9(13 + V_\Gamma) \cdot (130 + t_T)}{10^6} \bigg), \quad \text{кДж/(кг·К)} - \text{ теплоемкость горючей}$$

массы топлива; $t_{\scriptscriptstyle T}$ – температура топлива, 0C ; W^P – влажность топлива, 0 ; A^P – зольность топлива, 0 ; V^Γ – выход летучих на горючую массу топлива, 0 .

Результаты расчетов теплоемкости углей приведены в табл. 8.

Таблица 8 Теппоемкость углей различных марок кЛж/(кг.К)

t, ⁰ C	Длиннопламенный, Д	Газовый, Г	Бурый, Б
100	1,210	1,202	1,273
200	1,386	1,373	1,482
300	1,566	1,545	1,691
400	1,742	1,724	1,901
500	1,918	1,862	2,110
600	2,093	2,064	2,319
700	2,273	2,236	2,529
800	2,453	2,412	2,738
900	2,629	2,583	2,947

Сравним расчетную теплоемкость углей с экспериментальными данными. Расчетная теплоемкость длиннопламенного угля достаточно

хорошо совпадает с экспериментально измеренной длиннопламенного угля обогатительной фабрики (ОФ) «Трудовская» при температуре топлива $400~^{0}$ С (1,742 и 1,313 кДж/(кг·К) соответственно). При температурах ниже $400~^{0}$ С расчетная теплоемкость ниже теплоемкости, измеренной в эксперименте. При температурах выше $400~^{0}$ С расчетная теплоемкость растет, а экспериментальная уменьшается.

У газового угля расчетная теплоемкость хорошо совпадает с экспериментальной при температуре $400~^{0}$ С для газового угля шахты "Пионер" (1,721 и 1,766 кДж/(кг·К)) и при температуре $500~^{0}$ С для газового угля Добропольской ОФ (1,892 и 1,362 кДж/(кг·К) соответственно). При температурах выше $300~^{0}$ С наблюдаются значительные расхождения между значениями теплоемкости как для газового угля шахты "Пионер", так и для угля Добропольской ОФ.

Для бурого угля складывается почти такая же ситуация, как и для остальных марок, т.е. имеет место совпадение расчетной и экспериментально измеренной теплоемкостей бурого угля Верболазовского разреза при температурах 400 и 500 0 C (1,901 и 2,674 кДж/(кг·K); 2,110 и 1,699 кДж/(кг·K)).

Выводы

Газификация низкосортного топлива может частично удовлетворить потребность черной металлургии Украины в газообразном топливе. Результаты исследования теплофизических свойств могут быть использованы при конструировании агрегатов для газификации топлива.

Кроме производства генераторного газа можно наметить другие пути использования низкосортных углей в металлургии

Список литературы

- 1. Вольчин И.А. Разработка процесса пиролиза низкосортных углей в кипящем слое с целью использования генераторного газа в промышленности: Дис. ... канд. техн. наук: 05.14.04. К., 1993. 211 с.
- 2. Ильченко К.Д., Розенгарт Ю.И., Зайцев Ю.С. и др. Теплофизические свойства материалов металлургического производства: Справочник. Харьков: Основа, 1995. 196 с.
- 3. Лисиенко В.Г., Щелоков Я.М., Ладыгичев М.Г. Топливо. Рациональное сжигание, управление и технологическое использование: Справочное издание: В 3-х книгах. Книга 1 / Под. ред. В.Г. Лисиенко. М.: Теплотехник, 2004. 608 с.

Рукопись поступила 01.04.2009 г.

Ильченко К.Д. – д-р. техн. наук, проф., НМетАУ **Тарасевич Т.Ю.** – зам. начальника техотдела ОАО «Агрегатный завод»

СОВРЕМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ ДЛЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ОБЪЕКТОВ И ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ

Приведен обзор состояния отопительных котельных установок. Рассмотрены современные конструкции котельных установок и водогрейных котлов, предназначенных для отопления и горячего водоснабжения промышленных объектов и жилых зданий.

Ввеление

Котельные установки в зависимости от типа потребителя разделяются на энергетические, производственно-отопительные и отопительные. По виду вырабатываемого теплоносителя они делятся на паровые, вырабатывающие пар, и водогрейные, предназначенные для производства горячей воды для отопления и горячего водоснабжения.

Энергетические котельные установки расположены на тепловых электрических станциях (ТЭС) или теплоэлектроцентралях (ТЭЦ) и вырабатывают пар для паровых турбин и других потребителей. Они оборудованы, как правило, котлоагрегатами большой и средней мощности, которые вырабатывают пар высоких параметров.

Производственно-отопительные котельные установки (обычно паровые) вырабатывают пар для производственных нужд, а также для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Отопительные котельные установки (водогрейные или паровые) предназначены для обслуживания систем отопления, горячего водоснабжения и вентиляции производственных и жилых помещений.

В зависимости от масштаба теплоснабжения отопительные котельные делятся на местные (индивидуальные), групповые и районные.

Местные отопительные котельные обычно оборудуются водогрейными котлами с нагревом воды до температуры не более $115\,^{0}$ С или паровыми котлами с рабочим давлением до $70\,$ кПа. Такие котель-

[©] Ильченко К.Д., Тарасевич Т.Ю., 2009

ные установки предназначены для снабжения теплотой одного или нескольких зданий.

Групповые отопительные котельные обеспечивают теплотой группы зданий, жилые кварталы или микрорайоны. Такие котельные оборудуются как паровыми, так и водогрейными котлами, как правило, большей теплопроизводительности, чем котлы для местных котельных.

Постановка задачи

Задачей данной работы является анализ состояния источников теплоснабжения в промышленности и коммунальном хозяйстве и обзор новых, современных конструкций водогрейных котлов для теплоснабжения промышленных объектов и жилых зданий.

Состояние эксплуатируемых отопительных котельных установок

В черной металлургии Украины в настоящее время эксплуатируется сорок четыре котельных установки, из которых двадцать три — паровых общей производительностью 2100 тонн пара в час и двадцать одна — водогрейная.

В промышленных котельных города Днепропетровска эксплуатируется девяносто четыре котельных агрегата, из которых котлов ДКВР различных модификаций — пятьдесят восемь, ДЕ разной производительности — девятнадцать, БКЗ-75-39ГМ — четыре, ГМ-50-14ГМ — четыре, «Дукла» — четыре и Е-50-14 — один.

Коммунальное предприятие «Днепротеплосеть» эксплуатирует 156 котельных мощностью от 0,5 до 284 МВт общей установленной мощностью 2170 МВт и 267 центральных и индивидуальных тепловых пунктов, отапливая площадь в 11,8 млн.м², централизовано подавая горячую воду 400 тыс. потребителей. Выработка тепла собственными источниками «Днепротеплосети» составляет 2,78 млн.Гкал/год, покупное тепло составляет 604,4 тыс.Гкал/год. Водогрейные котлоагрегаты коммунального хозяйства представлены котлами типа ПТВМ, НИИСТУ-5 и ТВГ различных модификаций [1].

Промышленным и коммунальным котлоагрегатам и котельным в целом присущи следующие недостатки:

- все вышеперечисленные конструкции промышленных и бытовых котлов морально и физически изношены;
- многие котлы уже не выпускаются промышленностью;
- водно-химическое хозяйство котельных запущенное;
- отсутствуют современные водоочистные и газоочистные сооружения;

- мощность ремонтных служб недостаточна.

Техническое состояние источников теплоснабжения, тепловых сетей и других объектов коммунальной энергетики на сегодняшний день не отвечает современным требованиям. Необходима техническая реконструкция всей системы теплоснабжения и внедрение нового энергоэффективного и экологически чистого теплоэнергетического оборудования.

В целом по Украине состояние коммунальной энергетики также оставляет желать лучшего. На предприятиях коммунальной теплоэнергетики находится в эксплуатации 14039 единиц котельных, где установлено 35,3 тыс. водогрейных и паровых котлов. Средняя тепловая производительность котельной -5 Γ кал/ч, котла -2 Γ кал/час. Из общего количества котельных только 564 единицы (4 %) можно отнести к централизованным источникам, мощность каждой из них составляет более 20 Гкал/ч. Остальные котельные относятся к децентра-В производительность лизованным источникам. частности, 10918 единиц составляет менее 3 Гкал/ч, на них установлены мелкие, неэффективно работающие котлы, как правило, физически изношенные, коэффициент полезного действия (КПД) которых при работе на газе не превышает 75 - 80 %.

Почти 64 % коммунальных котельных используют в качестве топлива природный газ, 34 % - уголь и 2 % — жидкое топливо. Срок эксплуатации почти 60 % котельных превышает 20 лет, в 38 % — эксплуатируются устаревшие котлы с низким КПД, устаревшими горелочными устройствами и автоматикой, что приводит к значительным перерасходам топлива. Третья часть всего количества установленных котлов приходится на неэффективные, снятые с производства котлы типа НИИСТУ-5 [2], в которых средневзвешенный удельный расход топлива на отпуск тепловой энергии составляет 188 кг/Гкал (КПД = 85,1 %), тогда как этот сложившийся показатель в отрасли (168 кг/Гкал) уже считается завышенным и не должен превышать 155 кг/Гкал при КПД = 92 %. Такой показатель обеспечил бы экономию в 600 — 650 тыс. тонн условного топлива и, соответственно, сократил бы вредные выбросы в атмосферу.

Предприятиями коммунальной энергетики очень медленно внедряются существующие энергосберегающие технологии, оборудование стареет и физически изнашивается, а удельный расход топлива на отпуск тепловой энергии растет.

Необходимо продолжить работы по выведению из эксплуатации мелких нерентабельных котельных с переключением их тепловых нагрузок на тепловые сети более крупных котельных.

Опыт совместного производства тепловой и электрической энергий (когенерации)

Перспективным направлением в техническом переоснащении источников теплоснабжения является перевод действующих крупных котельных в режим комбинированного производства тепловой и электрической энергий за счет их надстройки газовыми двигателями, паротурбинными и газотурбинными установками (когенерация) с целью повышения эффективности использования топлива и повышения экологической безопасности.

В 2004 г. городское предприятие «Хмельницктеплокоммунэнерго» ввело в эксплуатацию когенерационную установку с дизельными двигателями-генераторами, стоимостью 2,1 млн. грн., которые предоставило ОАО «Первомайскдизельмаш» как товарный кредит. Предприятие обеспечивает 30 % потребности в электроэнергии за счет собственного производства. Себестоимость 1 КВт·ч электроэнергии составила 9,3 коп.

Одна из котельных предприятия «Коммунэнергия» в г. Ровно была также реконструирована путем оснащения двумя когенерационными установками. Проведена реконструкция двух паровых котлов с целью увеличения мощности от 23 до 60 Гкал/ч, установлены две турбины мощностью 2,5 МВт каждая. Затраты составили около 3 тыс. грн. на 1 кВт электрической мощности. Себестоимость 1 кВт·ч — 14,3 коп. В 2004 г. выработано 13,8 млн. кВт·ч электроэнергии и более 110 тыс. Гкал тепловой энергии, при этом экономия составила 4,6 тыс. тонн условного топлива. Уровень выбросов снизился на 685,2 т углеродного эквивалента.

В апреле 2005 г. правительством Украины принят Закон «О комбинированном производстве тепловой и электрической энергии (когенерации) и использовании сбросного энергопотенциала», целью которого является создание правовых основ для повышения эффективности использования топлива в процессах производства энергии или других технологических процессах, развития и применения технологий комбинированного производства электрической и тепловой энергий.

Переоборудование котельных в мини-ТЭЦ обеспечит, как показывает анализ их работы, сокращение суммарных расходов топлива на производство тепловой и электрической энергии не менее чем на 20%, уменьшение в 2-3 раза расхода средств на новое строительство, сокращение в 2-3 и более раз сроков окупаемости, сокращение

потерь электроэнергии, а также уменьшение выбросов токсичных веществ в атмосферу.

Новые конструкции водогрейных котлов для теплоснабжения

Одной из современных конструкций котельных установок является крышная котельная, которая относится к самой низкой форме централизованного теплоснабжения, при которой источник тепла и теплопотребители находятся в пределах одного здания или его части, а иногда нескольких зданий, размещенных поблизости.

Основным показателем при устройстве таких котельных должна быть простота обслуживания и ремонта при условии безотказности и надежности работы, которая позволяет не нарушать условий нормального функционирования основного здания.

Крышные котельные имеют то преимущество, что их обслуживание осуществляется, как правило, без постоянного пребывания обслуживающего персонала, так как крышные котельные полностью автоматизированы.

Основным поставщиком современных отопительных котлов является немецкая фирма Buderus, которая поставляет отопительные котлы серии Logano типа S825L и S825L LN с системой управления Logomatik для регулирования котлового и отопительного контуров, а также так называемые «конденсационные» котлы типа SB825L и SB825L LN со встроенным в газоход конденсационным теплообменником. Отличительной особенностью таких котлов является возможность использования теплоты конденсации водяного пара, содержащегося в продуктах сгорания топлива. Это дает возможность снизить температуру уходящих газов, уменьшить потери теплоты с уходящими газами (с 7,4 % до 2,9 %) и использовать 63,6 % теплоты конденсации водяного пара.

Котлы вышеперечисленных марок являются специальными котлами, в которых сжигание топлива происходит при избыточном давлении 0,6 МПа (или 1 МПа) в соответствии с требованиями EN 303. Отопительные котлы предназначены для производства перегретой воды низкого давления с максимальной температурой $110\,^{9}$ C ($115\,^{9}$ C для России и стран СНГ). Указанная температура является температурой срабатывания предохранительного клапана.

В табл. 1 представлены характеристики котлов Logano.

Топливом для отопительных котлов служит природный или сжиженный газ, а также мазут (дизельное топливо). Конденсационные котлы работают на природном или сжиженном газах, кратковременно

могут использоваться мазут или дизельное топливо (за один отопительный период не более четырех недель).

Таблица 1 Максимальная тепловая производительность и характеристики котлов Logano

такеннальная тепловая производительность и характеристики котлов водано								rogame_		
Тип	S8	25L	S825L LN		S825L LN SB825L		SB825L LN			
Q, кВт										
от — до	1000	19200	750	17500	1000	19200	750	17500		
Дополни-					Конденса-		Конденса-			
тельные		-		-	ционный тепло-		ционный тепло-			
устройства					обменник		обменник			
			Низкая на-				Низкая нагрузка			
Особые			грузка	на то-	1		на топочную			
характе-		-	почнун	почную каме-		-		камеру для ми-		
ристики			ру для мини-		ру для мини-				нимал	ІЬНОГО
			мально	ого зна-			значен	ия NO _x		
			чени	я NO _x						

Отопительные котлы вышеприведенных марок имеют цилиндрическую форму, обшивка котла выполнена из структурированного алюминиевого листа с изоляцией толщиной 100 мм без тепловых мостиков. Котел установлен на раму из швеллера и не нуждается в устройстве специального фундамента. Камера сгорания также имеет цилиндрическую форму, горелка установлена непосредственно в дверце котла. В конструкции котла используется трехходовой проход продуктов сгорания в противотоке. Вместе с эффективным использованием поверхности нагрева это позволяет достичь низких значений эмиссии вредных веществ. Масса котла в зависимости от типоразмера составляет от 2,5 до 41 т.

Вокруг топочной камеры симметрично расположены дополнительные поверхности нагрева. Внутренняя, полностью омываемая водой, камера поворота дымовых газов обеспечивает низкие температуры в передней части котла в месте поворота продуктов сгорания при движении из второго в третий газоход, тем самым, снижая тепловую нагрузку на дверцу топочной камеры.

Во всех отопительных и конденсационных котлах серии Logano под штуцером обратной линии встроен направляющий элемент для воды. За счет инжекции от воды, с большой скоростью поступающей в котел из обратной линии, происходит смешивание нагретой котловой воды с холодной обратной водой. Это приводит к оптимальному протеканию воды в объеме всего котла. Плавные перепады температур в котле приводят к равномерному распределению температуры воды в всего котла. Такое течение воды и распределение температуры воды в

отопительном котле обеспечивает надежный сухой режим работы с минимальной температурой воды в обратной линии 50-60 °C. На случай нарушения этого условия предусмотрен дренаж конденсата дымовых газов из топочной камеры котла.

Газовые конденсационные котлы снабжены одним или несколькими конденсационными гладкотрубными теплообменниками, выполненными из нержавеющей стали, имеющими патрубки для подключения подающей и обратной линий, а также линии для отвода конденсата. Конденсационный теплообменник встроен в сборный коллектор дымовых газов.

Для эффективного использования теплоты конденсации водяного пара, содержащегося в дымовых газах, необходимо охладить дымовые газы до температуры ниже точки росы (50 0 C). Степень использования теплоты конденсации зависит от расчетных температур сетевой воды и от времени, отработанного котлом в режиме конденсации.

Газовые конденсационные котлы могут быть установлены в любую отопительную систему, но доля используемой теплоты конденсации и коэффициент полезного действия зависят от режима эксплуатации и расчетных температур воды в обратной линии.

Отопительная система с расчетной температурой в прямой линии $40~^{\circ}\mathrm{C}$, а в обратной — $30~^{\circ}\mathrm{C}$ применяется в домах повышенной комфортности в системах низкотемпературного панельного отопления или при обогреве пола (в интервале наружных температур от $-15~\mathrm{дo}+20~^{\circ}\mathrm{C}$). В этом случае большое значение имеет действительная мощность конденсационных котлов такой отопительной системы в течение всего отопительного периода. Низкие температуры воды в обратной линии всегда ниже температуры точки росы, так что теплота конденсации выделяется постоянно. К таким системам конденсационный котел подходит идеально.

Эффективное использование теплоты конденсации возможно также при расчетных температурах в отопительном контуре $75/60~^{0}$ C в течение времени, составляющем примерно 95 % от длительности годового отопительного периода. Это относится к наружным температурам от $-7~^{0}$ C до $+20~^{0}$ C.

На установках с температурой сетевой воды 90/70 ⁰C и с режимом, при котором регулирование температуры воды в отопительном контуре происходит в зависимости от температуры наружного воздуха, время использования теплоты конденсации составляет 80 % от длительности годового отопительного периода.

Выводы

Техническое состояние источников теплоснабжения, тепловых сетей и других объектов коммунальной энергетики на сегодняшний день не отвечает современным требованиям. Необходима техническая реконструкция всей системы теплоснабжения и внедрение нового энергоэффективного и экологически чистого теплоэнергетического оборудования.

Переоборудование котельных в мини-ТЭЦ обеспечит, как показывает анализ их работы, сокращение суммарных расходов топлива на производство тепловой и электрической энергий не менее чем на 20%, уменьшение в 2-3 раза расхода средств на новое строительство, сокращение в 2-3 и более раз сроков окупаемости, сокращение потерь электроэнергии, а также уменьшение выбросов токсичных веществ в атмосферу.

Крышные котельные имеют то преимущество, что их обслуживание осуществляется, как правило, без постоянного пребывания обслуживающего персонала, встраиваются в уже имеющиеся здания и не нарушают функциональности основного здания.

Фирма Buderus поставляет отопительные котлы серии Logano типа S825L и S825L LN с системой управления Logomatik для регулирования котлового и отопительного контуров, а также конденсационные котлы типа SB825L и SB825L LN со встроенным в газоход конденсационным теплообменником. Отличительной особенностью последних является возможность использования теплоты конденсации водяного пара, содержащегося в продуктах сгорания топлива, что дает возможность снизить температуру уходящих газов, уменьшить потери теплоты с уходящими газами (с 7,4 % до 2,9 %) и использовать 63,6 % теплоты конденсации водяного пара.

Список литературы

- 1. Тихомиров К.В. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция Учебник для вузов.-3-е изд., перераб. и доп. –М.: Стройиздат, 1981. 272 с.
- 2. Справочник эксплуатационника газифицированных котельных / Л. Я. Порецкий, Р. Р. Рыбаков, Е. Б. Столпнер и др. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Недра, 1988. —224 с.

Рукопись поступила 01.04.2009 г.

Кремнева Е.В. – ассистент, НМетАУ **Губинский М.В.** – д-р. техн. наук, проф., НМетАУ **Шевченко Г.Л.** – канд. техн. наук, доц., НМетАУ **Адаменко Д.С.** – канд. техн. наук, доц., НМетАУ **Шишко Ю.В.** – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО РАЗЛОЖЕНИЯ БИОМАССЫ В РЕЖИМЕ ФИЛЬТРАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ

С использованием математической модели проведены расчетные исследования кинетики термического разложения биомассы в плотном слое. Результаты расчетов сравниваются с имеющимися экспериментальными данными.

Введение

В данной работе представлены результаты экспериментальных и расчетно-теоретических исследований кинетики термического разложения биомассы в плотном слое при окислительном пиролизе. Способ окислительного пиролиза на сегодняшний день является одним из наиболее энергоэффективных вариантов утилизации биомассы, который достаточно легко реализуется на практике. Современное положение в энергообеспечении приводит к необходимости освоения новых видов биомассы применительно к существующей технологии окислительного пиролиза. Тип используемой биомассы оказывает существенное влияние на ход и основные показатели процесса. В связи с этим необходима разработка универсального подхода к исследованию процесса окислительного пиролиза, пригодного для анализа экспериментальных данных и получения необходимой информации о влиянии различных технологических факторов на выход и характеристики продуктов переработки. Разработка такого универсального подхода возможна путем математического моделирования.

Постановка задачи

Анализ литературных источников показал, что на настоящий момент как зарубежные, так и отечественные издания содержат информацию как об экспериментальных, так и о теоретических результатах исследования термического разложения биомассы.

-

[©] Кремнева Е.В., Губинский М.В., Шевченко Г.Л., Адаменко Д.С., Шишко Ю.В., 2009

Большинство зарубежных авторов, например [1-3], приводят результаты исследований по экспериментальному определению кинетических характеристик процесса пиролиза, а именно кинетических констант реакций. Полученные значения используются при математическом моделировании процесса пиролиза биомассы.

Печатные работы отечественных авторов и стран СНГ [4-6] большей частью содержат результаты экспериментальных исследований процесса пиролиза в аппаратах лабораторного и промышленного типа и характеризуют конкретные технологии и агрегаты. Данные этих исследований невозможно использовать при математическом моделировании процесса пиролиза в других технологиях.

Результаты известных теоретических исследований кинетики термического разложения биомассы сводятся к определению количества продуктов термического разложения биомассы: углеродный остаток, конденсируемые и неконденсируемые летучие продукты (смолы, пиролизный газ) в зависимости от температуры и времени процесса [6]. Отличительной особенностью приведенных методик является различие в описании суммарной кинетики процесса термического разложения. В зависимости от необходимой точности получаемых результатов, расчеты выполняются по одно-, двух- или трехкомпонентной схеме.

В то же время большинство авторов указывает на то, что при реальном процессе термического разложения топлива количество реакций не может ограничиваться трехкомпонентной схемой расчета. Точность расчета может быть повышена за счет применения многокомпонентной схемы расчета.

Кроме того, на точность определения выхода основных компонентов в процессе термического разложения значительно влияет учет вторичных реакций пиролиза. Особенно актуальным это является при описании процесса термического разложения смол, учет времени пребывания которых в зоне реакции позволяет значительно повысить точность и качество выполняемого расчета.

Эти рекомендации использованы в работе [7], где предложено рассматривать любой вид биомассы как топливо, состоящее из универсальных компонентов: лигнина, целлюлозы и гемицеллюлозы. Такой подход позволяет применить многокомпонентную схему расчета и описать реальный процесс пиролиза биомассы с необходимой точностью.

Общепринятым является описание процесса кинетики термического разложения в соответствии с законом Аррениуса:

$$K = k_0 \cdot e^{-\frac{E}{R \cdot T}},\tag{1}$$

где K — константа скорости реакции; k_0 — предэкспоненциольный множитель (определяемый экспериментальным путем, 1/c; E — энергия активации, Дж/кмоль; R — универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль · K); T — температура биомассы, K.

Процесс термического разложения представлен, как сумма отдельных реакций разложения основных элементов биомассы (лигнина, целлюлозы и гемицеллюлозы), каждый из которых описывается уравнениями:

Исходное вещество
$$K_1$$
 — Активное вещество; (2) Активное вещество K_2 — Смола $-Q_1$; (3) K_3 — X Кокс $+$ $(1 - X)$ Γ a3 $+$ Q_2 ; (4) Γ a3 $+$ Q_3 , (5)

где $K_1...K_4$ — константы скорости реакций разложения основных элементов биомассы; X — массовый коэффициент образования кокса; Q_1 , Q_2 , Q_3 — тепловые эффекты реакций разложения основных элементов биомассы, Дж/кг.

При выполнении расчетов, сложность вызывает определение кинетических констант реакций, входящих в уравнения (2-5). Неоднозначность при определении этих констант, в первую очередь, связана с видом применяемого топлива, и конкретными условиями проведения эксперимента: температурой и скоростью нагрева топлива. Наиболее универсальными, по мнению большинства авторов, являются данные о величине кинетических констант, обобщенные Миллером [7].

Таким образом, результаты анализа существующих математических моделей процесса кинетики термического разложения биомассы показали, что их непосредственное применение для описания процесса окислительного пиролиза требует данных о температурном режиме процесса и времени пребывания биомассы и продуктов разложения в агрегате. Эти данные могут быть получены из экспериментальных исследований.

В задачу данной работы входило описание путем математического моделирования кинетики термического разложения биомассы в плотном слое с применением многокомпонентной схемы расчета, а также с учетом вторичных реакций разложения продуктов пиролиза, и анализ результатов математического моделирования с использованием экспериментальных данных.

Математическое моделирование кинетики термического разложения биомассы в плотном слое

Математическому моделированию предшествовали лабораторные и полупромышленные экспериментальные исследования процесса пиролиза биомассы в плотном слое [8].

Исследования процесса пиролиза в плотном слое проводились на опытной установке мощностью 200 кВт по исходной биомассе. Установка представляла собой вертикальный аппарат шахтного типа с внутренним диаметром корпуса 0,55 м и высотой 1 м. При выполнении исследований загрузка исходного топлива осуществлялась периодически. Розжиг слоя топлива осуществлялся сверху, а подача воздуха - снизу. Фронт горения, первоначально расположенный на поверхности слоя, смещался навстречу потоку воздуха, а за фронтом горения оставался твердый коксовый остаток. При движении фронта горения слой топлива последовательно проходит стадии нагрева, сушки и пиролиза. Выделившиеся газообразные вещества по химическому составу содержат СО2, Н2, Н2О, СН4, СО, О2, смолы и другие органические соединения, которые реагируют с кислородом воздуха, обеспечивая температуру во фронте горения 550 ÷ 800 °C. Эта температура определяется процессами горения и теплообмена между биомассой и газами, которые, в свою очередь, зависят от интенсивности поступления холодного воздуха и удаления продуктов сгорания из фронта горения.

Температура во фронте горения определяется приходом теплоты от экзотермических реакций разложения биомассы, теплоты от частичного горения продуктов пиролиза и теплопотерями с уходящими продуктами сгорания. Совместно с процессом выгорания, при прохождении смолы через слой раскаленного коксового остатка, идет процесс разложения смолы в газ.

Интенсивность вторичных реакций разложения смолы зависит от времени пребывания смолы в слое раскаленного кокса, которое определяется высотой слоя кокса и скоростью фильтрации газов через слой. Высота слоя кокса увеличивается по мере продвижения фронта горения вниз, при этом наблюдается его усадка по сравнению с исходным слоем биомассы, вызванная уменьшением его объема за счет выхода летучих продуктов.

В результате полупромышленных испытаний определены основные показатели процесса пиролиза скорлупы грецкого ореха для трех скоростей фильтрации воздуха, подаваемого в слой (табл. 1).

Показатель	Режимы			
Показатель	№ 1	№ 2	№ 3	
Расход топлива, кг		44		
P асход воздуха, $M^3/(M^2 4)$	23,0	35,7	49,1	
Скорость фильтрации, м/с	0,091	0,115	0,175	
Средняя скорость обратной тепловой волны (ОТВ), см/ч	11,4	15,2	18,2	
Средняя температура во фронте, °С	585	670	741	
Скорость оседания слоя топлива, см/ч	6,52	9,67	12,4	

Скорость фильтрации газа определялась на основании рекомендаций, приведенных в [9]:

$$\omega_{\Gamma} = \frac{V_{\Gamma}}{f \cdot \varepsilon},\tag{6}$$

где V_{Γ} – выход газа, м³/с; f – площадь поперечного сечения аппарата, м²; \mathcal{E} – порозность слоя (для скорлупы грецкого ореха определялась экспериментальным путем и составила 0,56).

Скорость оседания слоя определялась по экспериментальным данным:

$$\omega_{c\pi} = \frac{h_{C\pi}^{\prime} - h_{C\pi}^{\prime\prime}}{\tau}, \tag{7}$$

где h'_{CJ} , h''_{CJ} – высота слоя, соответственно, в начальный и конечный моменты времени, см; τ – продолжительность процесса пиролиза, ч.

Полученные результаты положены в основу при математическом моделировании: химический состав биомассы, расход воздуха, подаваемого в слой биомассы, скорость обратной тепловой волны, скорость фильтрации газов, распределение температур по высоте слоя в определенные моменты времени, скорость оседания слоя.

Результатами математического моделирования являются зависимости изменения выхода пиролизного газа, смолы и коксового остатка по мере движения фронта горения по высоте слоя биомассы.

Расчет выполняется последовательно по высоте слоя для каждого из компонентов биомассы, при этом в качестве исходного вещества в уравнении (2) выступают целлюлоза, гемицеллюлоза и лигнин. Время пребывания смолы в слое раскаленного кокса учитывается в уравнении (5).

Все реакции моделируются в соответствии с уравнением (1), при этом значение кинетических констант реакций k_0 и Е в этом уравнении

приняты в соответствии с [7]. Массовый коэффициент образования кокса (X) в уравнении (4), а также тепловые эффекты реакций Q_1 , Q_2 и Q_3 в уравнениях (3-5) приняты в соответствии с рекомендациями [7].

Для расчета образования продуктов реакций модель содержит систему балансовых уравнений, позволяющих определить массу реагирующих веществ.

В соответствии с уравнениями (2-5) вещества, которые участвуют в реакциях, были объединены в пять основных групп: исходное вещество (индекс V), активное вещество (индекс A), смола (индекс T), коксовый остаток (индекс C) и газ (индекс G):

$$\begin{cases} m_{V}^{"} = m_{V}^{'} - dm_{V} \\ m_{A}^{"} = m_{A}^{'} + dm_{V} - dm_{T} - dm_{(G2+C)} \\ m_{T}^{"} = m_{T}^{'} + dm_{T} - dm_{G1} \\ m_{(G2+C)}^{"} = m_{(G2+C)}^{'} + dm_{(G2+C)} \\ m_{G2}^{"} = m_{G2}^{'} + (1 - X) \cdot m_{(G2+C)}^{"} \\ m_{C}^{"} = m_{C}^{'} + X \cdot m_{(G2+C)}^{"} \\ m_{G1}^{"} = m_{G1}^{'} + dm_{G1} + m_{G2}^{"} \end{cases}$$

$$(8)$$

где m' и m'' — масса веществ, соответственно, в начальный и конечный момент времени.

В качестве начальных условий при математическом моделировании приняты:

- масса всех веществ, кроме (m'_V) , в начальный момент времени принимается, равной нулю $(m'_i=0)$;
 - высота слоя составляет $H_{\text{сл}} = 0,45$ м.

Расчетная схема термического разложения биомассы по высоте слоя приведена на рис. 1.

В соответствии с принятой расчетной схемой выход основных компонентов процесса пиролиза определяется послойно. Расчетные интервалы соответствуют узловым точкам. Длина и количество расчетных участков по высоте слоя биомассы определяются путем численных экспериментов, исходя из условия повышения точности математической модели. Оптимальное количество расчетных участков составило 9, при шаге по высоте слоя 0,05 м.

При расчете выхода смолы по высоте слоя учитывались следующие параметры процесса пиролиза: скорость оседания слоя топлива; время пребывания смолы в слое раскаленного кокса.

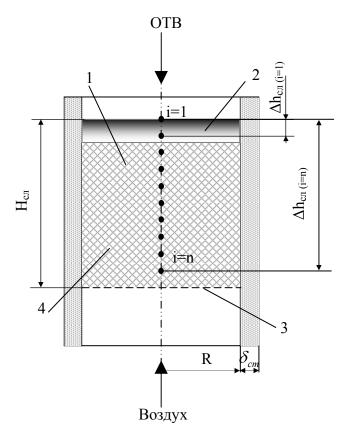


Рис. 1. Расчетная схема термического разложения биомассы по высоте слоя

1 — слой биомассы; 2 — зона розжига слоя биомассы; 3 — воздухораспределительная решетка; 4 — тепловая изоляция камеры пиролиза; h_{cn} — высота слоя биомассы; R — радиус камеры пиролиза; Δh_{cn} — расчетный шаг по высоте слоя биомассы; i — индекс узловых точек по высоте слоя биомассы; n — количество узловых точек по высоте слоя биомассы

Время пребывания смолы в слое кокса определялось из выражения:

$$\tau_{\scriptscriptstyle CM} = \frac{h_{\scriptscriptstyle Ki}}{\omega_{\scriptscriptstyle \Gamma}} \cdot \kappa \,, \tag{9}$$

где $h_{\kappa i}$ — высота слоя кокса на i-том расчетном участке, м; κ — коэффициент, учитывающий криволинейность системы каналов слоя, в расчетах принимался, равным 1,5.

Количество выгоревших во фронте горения летучих определялось исходя из теплового баланса фронта горения на основании экспериментальных данных о его температуре:

$$Q_{n CM}^{p} \cdot M_{CM i} + Q_{\Pi MP} = W \cdot [c_{B} \cdot 100 + r + c_{\Pi} \cdot (t_{\Pi MP} - 100)] + \sum_{i=1}^{n} G_{\Gamma i} \cdot c_{\Gamma i} \cdot t_{\Pi MP} + G_{CM i} \cdot c_{CM i} \cdot t_{\Pi MP} + G_{K i} \cdot c_{K i} \cdot t_{\Pi MP} + Q_{\Pi O T}$$

$$(10)$$

где $Q_{\mu CM}^p$ — теплота сгорания смолы, рассчитываемая из материального баланса процесса пиролиза, кДж/кг; $M_{\scriptscriptstyle CM}$ – количество выгоревшей в процессе пиролиза смолы, кг; $Q_{\it пир}$ – тепловой эффект реакций пиролиза, кДж; W — содержание влаги, кг; $c_{\scriptscriptstyle B}$ и $c_{\scriptscriptstyle \Pi}$ — соответственно, теплоемкости воды и водяного пара, кДж/(кг · К); r – скрытая теплота парообразования, кДж/(кг · К); $t_{\text{пир}}$ – температура процесса пиролиза, °C; G_{Γ} , $G_{\rm \scriptscriptstyle CM}$, $G_{\rm \scriptscriptstyle K}$ — соответственно, выход пиролизного газа, смолы и кокса, кг; $c_{\it \Gamma},\;c_{\it CM},\;c_{\it K}$ — соответственно, теплоемкости пиролизного газа, смолы и кокса, кДж/(кг · К); $Q_{\text{пот}}$ – потери тепла в окружающую среду, кДж.

Предполагалось, что основное количество теплоты при горении летучих связано с горением паров смолы. Тепловой эффект реакции пиролиза рассчитывался в зависимости от количества образовавшихся продуктов пиролиза.

Анализ результатов математического моделирования

Для анализа результатов математического моделирования было выполнено их сравнение с результатами полупромышленных испытаний.

Результаты сравнения материального и теплового балансов процесса пиролиза скорлупы грецкого ореха представлены в таблице 2. Балансы составлены для расхода исходной биомассы 44 кг.

Таблица 2 Адаптация результатов математического моделирования

Показат	Режимы			
Показатели		№ 1	№ 2	№ 3
	Выход газа, кг	51,8	58,0	64,0
Экспериментальные	Выход смолы, кг	4,6	3,9	3,4
	Выход кокса, кг	14,8	13,7	12,9
	Выход газа, кг	50,3	57,1	64,4
Расчетные	Выход смолы, кг	5,0	4,0	3,6
	Выход кокса, кг	15,9	14,5	12,3

Приходная часть баланса определялась в соответствии с данными о химическом составе биомассы [7]. Состав смолы рассчитывался по результатам массового баланса по остаточному принципу.

В результате расчетов тепловых балансов (10) для трех исследованных режимов определено количество выгоревшей смолы, которое составило: для режима № 1-3,2 кг, режима № 2-3,5 кг, режима № 3-3,6 кг.

На рис. 2 представлена динамика выхода смолы по высоте слоя,

полученная в результате математического моделирования. Количество образовавшейся в процессе пиролиза смолы уменьшается на каждом расчетном участке, вызвано увеличением времени пребывания смолы в раскаленного слое кокса. Стабилизация выхода смолы наблюдается на высоте слоя $0.3 \, \text{M}.$

Macca выделившейся смолы вначале процесса составила для режима № 1 – 1,85 кг, для режима № 2 – 2,0 кг, режима № 3 – 2,4 кг. Увеличение массы связано с ростом скорости изменения температуры нагрева слоя с 1,21 °C/с до 3,0 °C/c, при увеличении расхода воздуха, подаваемого в слой, с $5.3 \text{ м}^3/\text{ч}$ до $11.3 \text{ m}^3/\text{ч}.$

В результате математического моделирования также установлено, что количество образовавшегося коксового остатка остается постоянным на каждом расчетном участке и определяется температурным уровнем процесса пиролиза.

Выход газа по высоте слоя в процессе пиролиза

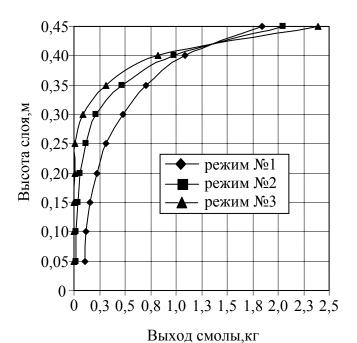


Рис. 2. Динамика выхода смолы по высоте слоя

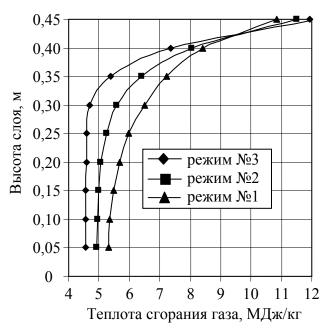


Рис. 3. Изменение теплоты сгорания пиролизного газа по высоте слоя

увеличивается эквивалентно доле разложившейся смолы. Соответственно, стабилизация выхода газа наблюдается на высоте слоя 0,3 м.

На рис. 3 показано изменение теплоты сгорания пиролизного газа по высоте слоя с учетом содержащейся в газе смолы. Теплота сгорания пиролизного газа колеблется в диапазоне 5,3 – 10,9 МДж/кг для

режима № 1, 4,9 — 11,5 МДж/кг для режима № 2 и 4,6 — 12,0 МДж/кг для режима № 3.

Таким образом, из анализа полученных результатов моделирования следует, что стабильное качество продуктов пиролиза наблюдается при реализации процесса на высоте 0,15 м от границы начала процесса, что необходимо учитывать при периодической схеме работы пиролизеров.

В целом сравнение результатов математического моделирования с результатами экспериментальных исследований показало, что математическая модель адекватно описывает процесс пиролиза биомассы, при этом относительная погрешность расчета выхода смолы, газа и кокса процесса не превышает 10 %.

Выводы

- 1. Анализ существующих математических моделей процесса кинетики термического разложения биомассы показал, что их непосредственное применение возможно при использовании экспериментальных данных с учетом процессов оседания слоя в процессе пиролиза.
- 2. Разработана и адаптирована математическая модель кинетики термического разложения биомассы в плотном слое с применением многокомпонентной схемы расчета, а также с учетом времени пребывания смол в зоне реакции. Математическая модель адекватно описывает процесс пиролиза биомассы, при этом относительная погрешность расчета выхода смолы, газа и кокса процесса не превышает 10 %.
- 3. Определена динамика выхода смолы, газа и кокса по высоте слоя. Установлено, что стабилизация выхода смолы и газа наблюдается на высоте слоя 0,15 м от границы начала процесса, при этом теплота сгорания пиролизного газа составляет 4,9 5,3 МДж/кг.

Перечень ссылок

- 1. Sinha S., Jhalani A., Ravi M.R., Ray A. Modelling of Pyrolysis in Wood: Combustion Science and Technology 7: 232-249.
- 2. Lathouwers D., Bellan J. Modeling of dense gas-solid reactive mixtures applied to biomass pyrolysis in a fluidized bed: Jet prorulsion laboratory California Institute of Technology Pasadena, 2000.- 63 p.
- 3. Alexander L. Brown, David C. Dayton, John W. Daily Biomass pyrolysis chemistry and global kinetics at high heating rates: Submitted for publication in Energy&Fuels. 2001. 15 (5), pp 1286 1294.
- 4. Козлов В.Н. Пиролиз древесины. М.: Издательство АН СССР, 1952. 279 с.

- 5. Глущенко И.М. Химическая технология горючих ископаемых. К.: Вища школа, Головное изд-во, 1985. 447 с.
- 6. Основы практической теории горения: Уч. пособие для ВУ-3ов / Под ред. В.В. Померанцева. Л.: Энергоатомиздат, 1986. 312 с.
- 7. Miller, R. S. and Bellan, J., 1997. A generalized biomass pyrolysis model based on superimposed cellulose, hemicellulose and lignin kinetics. Combust. Sci. and Tech. 126, 97 137.
- 8. Губинский М.В., Кремнева Е.В., Шишко Ю.В., Шевченко Г.Л., Усенко А.Ю. Исследование процесса термоокислительного пиролиза биомассы в плотном слое // Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов национальной металлургической академии Украины. Днепропетровск: Пороги, 2007. С. 283 291.
- 9. Аэров М.Э., Тодес О.М. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем. Л.: Химия, 1968.-510 с.

Рукопись поступила 01.07.2009 г.

УДК 662.764; 536.7

Пинчук В.А. — канд. техн. наук, доц., НМетАУ Губинский М.В. — д-р техн. наук, проф., НМетАУ Потапов Б.Б. - канд. техн. наук, проф., НМетАУ Живолуп С.Г. — магистр, НМетАУ Шарабура Т.А. —аспирант, НМетАУ

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЭНТАЛЬПИИ ОБРАЗОВАНИЯ УГЛЯ

Проведен анализ структуры ископаемых углей, рассмотрены соединения, отражающие особенности строения органического вещества и состава угля, и приведены значения их энтальпий образования. Представлена методика определения энтальпии образования органической массы угля. Показано, что энтальпия образования органической массы угля возрастает от отрицательных значений для низкометаморфизированных углей до положительных величин для углей высоких стадий метаморфизма.

В связи с отсутствием достаточных запасов нефти и природного газа в Украине основным источником энергии и химическим сырьем остаются твердые горючие ископаемые. Запасы угля являются важным национальным природным ресурсом Украины и достаточны для обеспечения ее потребностей в энергии. Согласно энергетической стратегии Украины объем потребления угля в 2015 г увеличится до 98,7 млн.т [1]. Основная масса угля, добываемого в Украине, отличается низким качеством из-за повышенного содержания минеральных примесей, влаги и серы. Однако, при целенаправленном воздействии на структуру угольного вещества возможно максимально реализовать физико-химический потенциал такого угля с учетом выполнения технологических, экологических и экономических требований потребителя к конечному продукту [2, 3].

Поэтому определение взаимосвязи между структурой, физико-химическими и технологическими свойствами углей является актуальной задачей, позволяющей определять рациональные способы добычи, переработки и использования угля с точки зрения энергетики, экономики и экологии.

Угли отличаются большим природным разнообразием (бурые,

[©] Пинчук В.А., Губинский М.В., Потапов Б.Б., Живолуп С.Г., Шарабура Т.А., 2009

длиннопламенные, газовые, жирные, коксовые, тощие, антрациты), поскольку они образовывались из продуктов биохимического и физико-химического материала в различных геологических условиях изменения органической массы угля. Органическая масса угля - сложная смесь веществ, различающихся по химическому строению, физической структуре и свойствам [3, 4]. Различия в вещественном составе и степени метаморфизма обусловили большую дифференциацию технологических свойств углей. Учитывая особенности структуры и состава угля, определяющие его технологические свойства, возможно прогнозировать показатели эффективности использования твердого топлива в различных энерготехнологических процессах.

Одним из интегральных показателей, позволяющий оценить структуру, состав, влагосодержание угля, является энтальпия образования, которая представляет собой энергию, выделяющуюся или поглощающуюся, в зависимости от вида энергетических и химических преобразований, при термической переработке угля [3, 4]. Именно она позволяет объективно оценить его энергетические возможности, необходимые для определения рационального способа переработки и воздействия на уголь.

Большинство термодинамических расчетов разнообразных химических и термических процессов с участием угля основываются на представлении состава угля, как суммы атомов основных элементов. При таком подходе не учитывается органическое строение угля, а, следовательно, потенциальная энергия, заключенная в нем. Использование энтальпии образования угля позволяет учесть указанные факторы.

Энтальпия образования угля зависит от элементов и соединений его составляющих. Все угли состоят в основном из углерода, водорода и кислорода, а также азота и серы. Доля углерода увеличивается со степенью углефикации -65% для бурых углей и более 91% для антрацитов; соответственно, снижается содержание кислорода (от 30 до 2%) и водорода (от 8 до 4% и менее). Содержание азота и серы меньше зависят от степени углефикации и составляет приблизительно 0,5-2% азота и 0,5-3% серы [5].

Соединения углерода и водорода в угле представлены различными углеводородными соединениями, энтальпия которых изменяется от -192,7 до 620,3 кДж/моль [5-7].

В органической массе углей преобладающим элементом среди гетероатомов (N, O, S) является кислород. При анализе распределения кислорода в структуре угля обычно ограничиваются идентификацией нескольких форм: $O_{\text{фен}}$ (фенольные гидроксилы), O_{COOH} (карбоксильные группы), $O_{\text{C=O}}$ (карбонильный кислород), O_{OMe} (метокси-группы –

OCH₃). Наибольшей реакционной способностью обладают карбоксильные группы [6-8]. Энтальпия образования кислородсодержащих соединений в угле составляет -2,5 до -551,23 кДж/моль, в зависимости от вида соединения [7].

Среди гетероатомов органической массы углей сера и азот занимают подчиненное положение в сравнении с кислородом, особенно на низких и средних стадиях метаморфизма. Кроме того, показатели N^{daf} и S^{daf} в сравнении с O^{daf} не проявляют столь ярко выраженной зависимости от степени углефикации и петрографического состава угля. Органическая сера углей подразделяется на тиофеновую ароматических гетероциклах S_{ar} и сульфидную в составе алифатических сульфидов S_{al} . При этом в антрацитах доля тиофеновой серы больше, чем в бурых углях. Энтальпия образования серосодержащих соединений в угле составляет от -88 до 231 кДж/моль [6-9].

Азот в углях присутствует, главным образом, в пирролоподобных (NH) и пиридиподобных структурах (N_{py}), а энтальпия образования этих соединений изменяется от -87,8 до 209 Дж/моль [6 – 9].

Кроме того, для определения экологических характеристик термических превращений и возможностей снижения вредных выбросов при переработке, важное значение имеет выявление количественного соотношения форм серы и азота в органической массе для различных марок углей.

В соответствии с рассмотренными выше свойствами структура органической массы углей различных стадий метаморфизма может быть представлена группой индивидуальных органических соединений, отражающей особенности строения органического вещества, элементный и функциональный составы, что при известных значениях энтальпии образования этих соединений позволит оценить энтальпию образования органической составляющей углей.

Для определения энтальпии образования органической массы угля предлагается ее представить в виде некоторого фрагмента, тогда энтальпия его образования $\Delta_f H_{opt}^o$ составит:

$$\Delta_{f} H_{opr}^{o} = \sum_{k=1}^{s} m_{k} \cdot \Delta_{f} H_{k}^{0} , \qquad (1)$$

где m_k — число молей k-го компонента; $\Delta_f H_k^0$ — стандартная энтальпия образования k-го компонента в твердом состоянии (при температуре 298,15 К и атмосферном давлении).

При таком подходе фрагмент органической массы, содержащий, например, 100 атомов углерода, представляется эмпирической формулой $C_{n_1}H_{n_2}O_{n_3}N_{n_4}S_{n_5}$, где n_1 = 100. Значения остальных n_2 - n_5 находят

по данным элементного состава угля для сухого беззольного состояния (% на daf).

Молекулярная масса рассматриваемого фрагмента органической массы составит:

$$M = \sum_{i=1}^{5} a_i \cdot n_i, \qquad (2)$$

где n_i — число атомов i-го химического элемента в выбранном фрагменте органической массы угля; a_i - атомные массы i-го химического элемента (a_i = 12,011; 1,008; 16; 14,007 и 32,066 соответственно).

При моделировании фрагмента органической массы угля необходимо определить, какими видами соединений будет формироваться данный фрагмент органической массы. При этом определяется соотношение между двумя основными формами органической серы угля (тиофеновой и сульфидной), двумя основными формами азота (пирролоподобной и пиридиподобной), функциональными формами кислорода и число молей каждого из этих соединений, с учетом числа атомов углерода, водорода и других элементов. Т.е. фрагмент органической массы угля формируется двумя серосодержащими соединениями, двумя азотосодержащими соединениями и от трех до семи кислородсодержащими соединениями.

Формирование фрагмента органической массы угля заключается в составлении различных молекулярных моделей выбранных соединений соответствующих групп. Молекулярная модель должна адекватно отражать особенности строения органической массы угля, а число молей m_k , с одной стороны, должно соответствовать общей молекулярной массе рассматриваемого фрагмента:

$$M = \sum_{k=1}^{s} m_k \cdot M_k , \qquad (3)$$

где M_k – молекулярная масса k-го компонента.

И, с другой стороны, подчиняется условиям атомного баланса:

$$n_i = \sum_{i=1}^{5} m_k \cdot n_{k,i}, k=1...s$$
 (4)

где $n_{k,i}$ — число атомов i-го химического элемента в k-том молекулярном компоненте, моделирующем угольную структуру.

При определении числа молей m_k различных сочетаний компонентов угля проводится перебор всех возможных вариантов молекулярной модели. Полученные данные статистически обрабатываются, и определяется среднее значение энтальпии образования для каждой из марок углей.

Как показали расчетные исследования по предложенной методике, энтальпия образования органической массы угля изменяется в пределах от — 4800 кДж/моль до 600 кДж/моль. Повышение содержания углерода в угле сопровождается сдвигом в положительную сторону значений энтальпии образования. Энтальпия образования органической массы угля возрастает от отрицательных значений для низкометаморфизированных углей до положительных величин для углей высоких стадий метаморфизма. Рост энтальпии образования органической массы угля с повышением стадий метаморфизма обусловлен снижением доли кислородсодержащих структур при соответственном увеличении доли ароматических углеводородов с положительной энтальпией образования.

Уголь, добываемый из месторождения, содержит влагу и минеральные компоненты. При термической переработке углей происходит нагрев минеральной массы до высоких температур, в результате чего вещества минеральной массы претерпевают превращения, включая процессы разложения и образования новых веществ при различных взаимодействиях. Уголь при переработке может использоваться как в рабочем состоянии, так и в подсушенном, что отражается на исходном составе топлива. Известно, что зольность и влажность имеют большое влияние на энергетические характеристики угля, и их необходимо учитывать в расчетах энергетического потенциала угля в целом [10].

Таким образом, энтальпию образования угля следует рассматривать, как сумму энтальпий образования органической части, минеральной части и влаги, с учетом доли этих составляющих в массе угля. В дальнейшем анализ полученных данных позволит оценить количественный вклад каждой группы соединений органической массы, влаги, минеральных компонентов и определить эффективные направления использования, учитывающие особенности каждой из марок углей. При этом, если в угле наблюдается повышенное содержание соединений азота, серы, кислорода или влаги, то необходимо использовать его в тех технологиях, где они будут выступать не в качестве балласта, а в качестве реагентов. Кроме того, с помощью предварительного воздействия на систему связей элементов структуры угля можно максимально реализовать его энергетический потенциал в процессе переработки.

Выводы

1. Для увеличения масштабов использования угля в энергетике и промышленности необходимо разрабатывать новые пути его рационального использования. Для определения способов воздействия на

угольную структуру необходимо знать строение органического вещества. Определение взаимосвязи между структурой и физико-химическими и технологическими свойствами углей дает возможность выбора наиболее эффективного воздействия на его структуру.

- 2. Целенаправленным воздействием на структуру угольного вещества в процессе добычи, переработки и использования, можно максимально реализовать физико-химический потенциал углей Украины.
- 3. Интегральным показателем оценки энергетических и потребительских свойств угля является его энтальпия образования.
- 4. Разработана, опробована и адаптирована методика определения энтальпии образования угля, основу которой составляют следующие положения:
- структура органической массы углей различных стадий метаморфизма представляется группой индивидуальных органических соединений, отражающих особенности строения, элементарный и функциональный составы;
- для определения энтальпии образования органической массы угля предлагается органическую массу угля представить в виде некоторого фрагмента, описываемого эмпирической формулой $C_{n_1}H_{n_2}O_{n_3}\,N_{n_4}S_{n_5}\,;$
- в рассматриваемом фрагменте органической массы угля определяется соотношение между двумя основными формами органической серы угля, двумя основными формами азота функциональными формами кислорода, от трех до семи кислородсодержащими соединениями, и определяется число молей каждого из этих соединений, с учетом числа атомов углерода, водорода и остальных элементов;
- формирование фрагмента органической массы угля включает перебор различных молекулярных моделей выбранных соединений соответствующих групп, для определения средних составов и, следовательно, средних значений энтальпии образования исследуемой марки угля.
- 5. Расчетными исследованиями установлено, что энтальпия образования органической массы угля изменяется в пределах от 4800 кДж/моль для низкометаморфизированных углей до 600 кДж/моль для углей высоких стадий метаморфизма. Рост энтальпии образования органической массы угля с повышением стадий метаморфизма обусловлен снижением доли кислородсодержащих структур при соответственном увеличении доли ароматических углеводородов с положительной энтальпией образования.
- 6. Дальнейшие исследования будут направлены на определение вкладов органической, минеральной частей и влаги в общий энергети-

ческий потенциал углей и, на основе анализа этих данных, определение рациональных методов использования и переработки углей различных стадий метаморфизма.

Список литературы

- 1. Енергетична стратегія України на період до 2030 р. (постанова Кабінету Міністрів України від 15 березня 2006 р. № 145-р).
- 2. Потапов Б.Б., Пинчук В.А. Оценка термодинамического потенциала углей Украины // Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. Днепропетровск: «ПП Грек О.С.». 2006. С. 278 284.
- 3. Саранчук В.І., Ільяшов М.О., Ошовський В.В., Білецький В.С. Основи хімії і фізики горючих копалин. Донецьк: Східний видавничий дім, 2008. с. 640.
- 4. Глущенко И.М. Химическая технология горючих ископаемых. К.: Выш. шк., 1985. 447 с.
- 5. Химические вещества из угля / Под ред. Калечица И.В. М.: Химия, 1980 г. 616 с.
- 6. Гюльмалиев А.М., Гагарин С.Г., Головин Г.С. Структура и свойства органической массы горючих ископаемых // ХТТ. 2004 г. N_2 6. С. 10–31.
- 7. Pedley J.B., Naylor R.D., Kirby S.P. Thermodynamical Data of Organic Compounds. L., N.Y.: Chapman and Hall, 1986. 792 p.
- 8. Сталл Д., Вестрам Э., Зинке Г. Химическая термодинамика органических соединений. М.: Мир, 1971. 807 с.
- 9. Гагарин С.Г. Формы серы и азота в органической массе углей (Обзор) // Кокс и химия. 2003 г. № 7. С. 31 39.
- 10. Пинчук В.А., Потапов Б.Б., Шарабура Т.А. Использование термодинамических показателей для оценки энергетической и технологической ценности различных марок углей// Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. Днепропетровск: «ПП Грек О.С.». 2008. С. 228 235.

Рукопись поступила 26.06.2009 г.

Пинчук В.А. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Шарабура Т.А. – аспирант, НМетАУ

Потапов Б.Б.- канд. техн. наук, проф., НМетАУ

Шеенко И.М. – магистр, НМетАУ

Живолуп С.Г.- магистр, НМетАУ

ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОЦЕССА ГАЗИФИКАЦИИ ВОДОУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА

Проведена экологическая оценка процесса газификации водоугольного топлива. Исследовано влияние температуры на выход серои азотосодержащих компонентов в генераторном газе при воздушной и кислородной газификациях водоугольного топлива. Представлено сопоставление количества вредных веществ, образующихся при сжигании угля, водоугольного топлива и генераторного газа.

В связи с истощением запасов нефти и газа, а также роста на них цен, как на мировом, так и на внутреннем рынке, возрастает роль твердого топлива в топливно-энергетическом балансе Украины. Обострение экологической обстановки в мире и жесткие требования по снижению уровня отрицательного воздействия на окружающую природную среду не позволяют осуществить простой возврат к углю при замещении им в энергетике нефти и газа. Необходимо предварительное воздействие на уголь, способное обеспечить его экологическую и экономическую конкурентоспособность с нефтью и природным газом.

Поиски новых решений в направлении получения из угля топлива, не только более удобного для использования, но обладающего относительно невысокой стоимостью, привели к созданию топливных дисперсных систем на основе угля, к которым можно отнести водоугольное топливо [1-3].

Для производства водоугольного топлива возможно использование различных марок углей, в том числе, и отходов углеобогащения и шламов. Водоугольное топливо имеет свойства, позволяющие заменять им твердое, жидкое и газообразное топлива в различных топливопотребляющих агрегатах, а при необходимости, возможно совместное использование водоугольного топлива и других видов топлива – газа, мазута, угля. В процессе приготовления водоугольного топлива из угля удаляется часть минеральных компонентов и серосодержащих

© Пинчук В.А., Шарабура Т.А., Потапов Б.Б., Шеенко И.М., Живолуп С.Г., 2009

соединений, кроме этого, могут быть введены специальные химические присадки для придания топливу заданных потребителем свойств.

По своим теплотехническим свойствам водоугольное топливо - новый вид топлива, характеристики термической переработки которого существенно отличаются от характеристик переработки веществ его составляющих [4, 5]. Полнота проработки водоугольного топлива составляет 98,5-99,7%, что значительно выше аналогичных показателей при пылевидном сжигании угля (85-90 %).

Одним из рациональных направлений использования водоугольного топлива является газификация. Для оценки перспектив широкого применения технологии термической переработки водоугольного топлива, важно знать не только технико-экономические, но и экологические показатели. В связи с этим проведена экологическая оценка процессов сжигания и газификации водоугольного топлива (уголь 70 %, вода 29 %, реагент-пластификатор 1 %), а также сжигания генераторного газа, полученного при газификации водоугольного топлива.

Количество образующихся серо- и азотосодержащих веществ зависит от температуры процесса, а, следовательно, на их механизм образования будет оказывать влияние и способ газификации. Кроме того, на образование различных оксидов в газе оказывает влияние концентрация и состав окислителя [6].

При исследовании экологических характеристик процесса газификации водоугольного топлива в качестве окислителя рассматривался воздух и кислород. Исследовано влияние температуры газификации на содержание серо- и азотосодержащих компонентов в газе, и результаты исследования представлены на рис. 1, на примере процесса воздушной газификации при коэффициенте расхода окислителя, равном 0,35.

Исследованиями установлено, что в области температур 1200 - 1700 K в наибольшем количестве образуется сероводород H_2S , его содержание в среднем составляет 0,295 - 0,36 %.

Образование серооксида углерода COS имеет незначительный максимум при температуре, равной 1523 К, а его содержание составляет 0,022 %.

Образование топливного радикала SH носит возрастающий характер. Выход этого радикала колеблется в пределах 0,0002 – 0,0198 %.

Содержание в продуктах газификации серы S и S_2 в газообразном состоянии в указанном диапазоне температур возрастает с относительно постоянной скоростью. Выход S в исследуемом диапазоне температур возрастает до 0,0009 %. Содержание S_2 в газе составляет 0,0001 – 0,017 %.

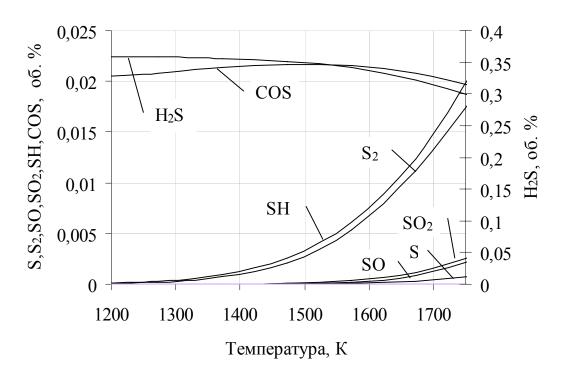


Рисунок 1 — Влияние температуры в реакторе на образование серосодержащих компонентов в газе

Выход SO и SO₂ при изменении температуры процесса носит возрастающий, с относительно стабильной скоростью, характер и составляет 0,00005 - 0,0025 % и 0,00008 - 0,0028 % соответственно.

Содержание в продуктах газификации азотосодержащих компонентов в рассматриваемом диапазоне температур незначительно и возрастает с увеличением температуры процесса. Выход оксида азота NO возрастает до 0,00001 %. Также происходит образование аммиака NH₃ в количестве 0,00018-0,0011 % и циановодорода HCN в количестве 0,00004-0,00007 %.

При температурах, ниже 1000 К, происходит образование органических серо- и азотосодержащих компонентов.

Характер образования газа многокомпонентного состава при кислородной газификации имеет аналогичный вид. Сопоставление количества серо- и азотсодержащих веществ, образующихся при воздушной и кислородной газификациях водоугольного топлива, приведены в таблице 1.

Таким образом, исследованиями установлено, что получаемый генераторный газ в наибольшем количестве содержит сероводород H_2S , очистка от которого с его конверсией в товарную серу не вызывает технологических затруднений и позволяет повысить технико-экономические показатели процесса переработки водоугольного топлива.

Таблица 1 Количество серо- и азотсодержащих веществ в газе при воздушной и кислородной газификациях водоугольного топлива

Вещество	Количество веществ в продуктах газификации, мг/м ³				
Бещество	воздушная газификация	кислородная газификация			
S	0,0000013 - 11,9	0,0000013 - 14,1			
S_2	0,048 - 565	0,049 - 509			
SO	0,000011 - 54,8	0,00001 - 36,8			
SO_2	0,00013 - 84,4	0,000099 - 31,5			
S_2O	0,00000054 - 0,72	0,00000048 - 0,43			
SH	0,063 - 324	0,088 - 445			
H_2S	4453 - 5502	9059 - 10685			
COS	516 - 518	963 - 989			
NH ₃	1,33-26,8	0,37-6,6			
HCN	0,48-1,27	0,21-0,35			

Кроме того, в генераторном газе, полученном из водоугольного топлива, могут содержаться зольные частицы размером 30-50 мкм и выше, которые легко улавливаются обычными очистными аппаратами. Степень улавливания таких зольных уносов составляет 98-99%, что резко снижает выбросы твердых частиц с отходящими газами.

Также проведена экологическая оценка и сравнение процесса сжигания газового угля, водоугольного топлива, полученного из этого угля и генераторного газа (после его предварительной очистки от сероводорода), полученного при газификации водоугольного топлива. Результаты исследований представлены в таблицах 2 и 3.

Приведенные данные показывают, что наименьшее количество вредных веществ содержится в продуктах сгорания генераторного газа. Видно, что при сжигании генераторного газа выход SO_x в 9 раз меньше, чем при сжигании водоугольного топлива и в 10 раз меньше, чем при сжигании угля, а выход NO_x в 1.5-2 раза меньше, чем при сжигании угля.

Таблица 2 Количество серо- и азотосодержащих веществ, образующихся при сжигании различных видов топлива

	Количество веществ в продуктах сгорания, мг/м ³			
Вещество угля		водоугольного топлива	генераторного газа	
S	2,52 - 8,89	0,99 - 3,95	0,25-0,85	
S_2	0,0011 - 0,0048	0,00056-0,0027	0,000019 - 0,000072	
SH	0,69-2,23	0,44 - 1,57	0,11-0,331	
H_2S	0,071 - 0,21	0,078 - 0,24	0,019_0,048	
HSO	0,013- 0,036	0,0079 - 0,024	0,0017 - 0,0045	
SOH	0,14 - 0,34	0,098 - 0,26	0,019 - 0,046	
COS	0,061 - 0,18	0,034 - 0,11	0,0086 - 0,023	

Таблица 3 Количество SO_x и NO_x в продуктах сгорания различных видов топлива

Вещество	Количество веществ в продуктах сгорания, г/м ³				
Бещество	угля водоугольного топлива		генераторного газа		
SO	2,39 - 4,62	1,47-3,02	0,24 - 0,46		
SO_2	563 - 569	569 - 572	60,6 - 61,2		
SO_3	0,25 - 0,29	0,24 - 0,28	0,023 - 0,025		
NO	389 - 519	218 - 308	239 - 343		
NO ₂	0,21-0,25	0,096 - 0,13	0,095 - 0,13		

Таким образом, использование угля в виде водоугольного топлива для технологических и энергетических целей позволяет существенным образом улучшить экологические показатели термических способов переработки угля. При специально подобранном составе топлива и соответствующей технологии его термической переработки может быть обеспечен уровень вредных выбросов с продуктами сгорания, не превышающий предельно допустимых уровней для рассматриваемой территории. Кроме того, при термической переработке водоугольного топлива возможно рациональное использование его минеральной части, путем выделения редких элементов, и для производства дорожностроительных материалов [7].

Выводы

- 1. Анализ свойств и характеристик водоугольного топлива и продуктов его переработки показал перспективность его использования в энергетике и металлургии. Использование угля в виде водоугольного топлива для технологических и энергетических целей позволяет существенным образом улучшить теплотехнические и экологические показатели процесса термической переработки.
- 2. При экологической оценке процесса газификации водоугольного топлива установлено, что при возрастании температуры происходит увеличение серосодержащих соединений в генераторном газе. В наибольших количествах образуется H_2S , содержание которого в рассматриваемом диапазоне температур составляет $4,5-10~\text{г/m}^3$, также наблюдается образование COS, SH, S_2 и других веществ. Образование азотосодержащих соединений NO, NH₃ и HCN в рассматриваемом диапазоне температур незначительно.
- 3. Проведена экологическая оценка процесса сжигания газового угля, водоугольного топлива, полученного из этого угля, и генераторного газа, полученного при газификации водоугольного топлива, показала, что при сжигании генераторного газа выход SO_x в 9 раз меньше, чем при сжигании водоугольного топлива и в 10 раз меньше чем

при сжигании угля, а выход NO_x в 1,5 – 2 раза меньше, чем при сжигании угля.

Список литературы

- 1. Ходаков Г.С. Водоугольные суспензии в энергетике // Теплоэнергетика. -2007. -№ 1. C. 35 45.
- 2. Трубецкой К.Н. Проблемы внедрения водоугольного топлива в России // Уголь. -2004. -№ 9. C. 41 46.
- 3. Морозов А.Г., Мосин С.И., Мурко В.И. ВУТ в теплоэнергетике // Энергия: экономика, техника, экология. -2007. -№ 4. - C. 29 - 33.
- 4. Сжигание высокообводненного топлива в виде водоугольных суспензий / Под ред. Б.В. Канторовича, Г.Н. Делягина. М.: Наука, 1967. 194 с.
- 5. Горение дисперсных топливных систем / Под ред. В.М. Иванова и Г.Н. Делягина. М.: Недра, 1969.
- 6. Потапов Б. Б., Пинчук В. А. Термодинамические исследования экологических характеристик процесса газификации углей Западного Донбасса (ГХП "Павлоградуголь") / Экотехнологии и ресурсосбережения. -2002. -№ 3. ℂ. 121 124.
- 7. Пинчук В. А., Потапов Б. Б., Коваленко Е. А. Технология комплексной переработки низкосортных углей и отходов углеобогащения // Інтегровані технології та енергозбереження. 2004. N 2. C. 125-129.

Рукопись поступила 26.06.2009 г.

Радченко Ю.Н. — канд. техн. наук, доц., НМетАУ **Сапов В.Ф.** — канд. техн. наук, доц., НМетАУ **Шибакинский В.И.** — канд. техн. наук, доц., НМетАУ **Иванов В.И.** — ст. препод., ЗГИА

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА В РЕКУПЕРАТИВНЫХ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ КОЛОДЦАХ С ГОРЕЛКОЙ В ЦЕНТРЕ ПОДА

Усовершенствована автоматизированная система управления тепловым режимом (ACV TP) нагревательного колодца с горелкой в центре пода, обеспечивающая требуемое качество сжигания топлива.

Введение

В обжимных цехах металлургических предприятий для нагрева слитков перед прокаткой на блюмингах или слябингах используются нагревательные колодцы различных типов. Наибольшее распространение получили рекуперативные нагревательные колодцы. Несмотря на длительную историю развития и совершенствования, колодцы этого типа имеют принципиально неустранимые недостатки, что обусловлено особенностью их конструкции.

Основным недостатком рекуперативных колодцев с отоплением из центра пода являются неконтролируемые утечки воздуха в керамических рекуператорах на дымовую сторону. В начале кампании колодца эти потери составляют около 30 %, а уже через год эксплуатации – 50-60 %.

В таких условиях достаточно остро встает вопрос качества регулирования сжигания топлива. В производственных условиях качество сжигания газа настраивается обслуживающим персоналом по некоторым признакам (вид пламени, скорость подъема температуры в ячейке) и зависит от квалификации нагревальщика металла. Обычно эта процедура осуществляется путём изменения расхода газа в ручном режиме так, чтобы обеспечить максимальный рост температуры в колодце при имеющейся подаче воздуха. Данную операцию выполняют индивидуально для каждого нагревательного колодца или даже посада слитков. Ошибки в настройке соотношения «газ-воздух» приводят к ухудшению

[©] Радченко Ю.Н., Сапов В.Ф., Шибакинский В.И., Иванов В.И., 2009

показателей тепловой работы печи, т.к. повышают удельный расхода топлива на нагрев, увеличивают потери металла в окалину.

Совершенствование АСУ ТР

В большинстве рекуперативных нагревательных колодцев с горелкой в центре пода качество сжигания газа регулируют при помощи типовой системы соотношения «газ-воздух» [1], которая обеспечивает стабилизацию коэффициента расхода воздуха на основе информации о расходе воздуха до рекуператоров.

В то же время, для повышения качества сжигания топлива следует учитывать изменение коэффициента расхода воздуха, которое связано с колебанием состава топлива, а также с изменением действительного количества воздуха из-за его утечек в керамических рекуператорах.

Применительно к рекуперативным колодцам с центральной горелкой, типовая система соотношения «газ-воздух», хорошо работающая на других теплотехнических агрегатах, не обеспечивает современные требования к организации сжигания топлива [2].

В некоторых случаях, для повышения качества сжигания газа осуществляют коррекцию соотношения «газ-воздух» по содержанию кислорода в продуктах сгорания, отбираемых в пространстве над рекуператорами. Таким образом, расход воздуха, поступающего в горелочное устройство, определяется как текущим расходом топлива, так и требуемым уровнем содержания кислорода в отходящих продуктах сгорания [2].

В системе регулирования, представленной в [3], в первом периоде нагрева слитков ($M_{\text{общ}} = \text{const}$) поддерживается заданное процентное содержание кислорода в отходящих дымовых газах путем изменения расхода газа, поступающего в горелочное устройство при стабилизированном максимальном расходе воздуха. Во втором периоде нагрева ($t_{\text{печ}} = \text{const}$) качество сжигания топлива обеспечивается типовой системой соотношения «газ-воздух». Недостатком этой схемы является необходимость установки дополнительного регулирующего органа на газопроводе.

Нами разработана автоматизированная система управления тепловым режимом (АСУ ТР), обеспечивающая высокое качество сжигания топлива в рекуперативном нагревательном колодце с центральной горелкой и не требующая усложнения газового тракта печи.

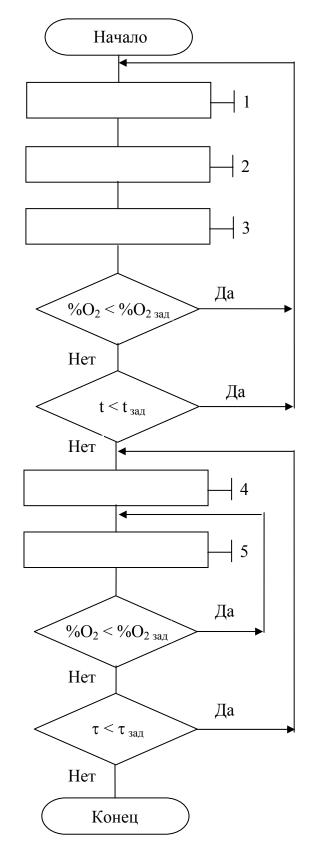


Рис. 1 .Укрупненный алгоритм функционирования АСУ ТР колодца

На рис. 1 и 2 приведены укрупненный алгоритм функционирования и упрощенная схема АСУ ТР колодца, обеспечивающая качественное сжигание топлива на протяжении всего нагрева слитков.

В алгоритме функционирования АСУ ТР колодца (см. рис. 1) обозначены подпрограммы: 1 — стабилизация максимального открытого регулирующего органа на газопроводе; 2 — стабилизация максимально открытого регулирующего органа на воздухопроводе; 3 — стабилизация процентного содержания кислорода в отходящих продуктах сгорания изменением расхода газа; % O_2 и % O_2 3 — соответственно, текущее и заданное значения процентного содержания кислорода; t^0 и t^0 3 — текущее и заданное значения температуры в колодце; t^0 4 — стабилизация температуры в колодце изменением расхода газа; t^0 6 стабилизация соотношения «газ-воздух» изменением расхода воздуха с коррекцией по содержанию кислорода в отходящих продуктах сгорания.

В начальный период работы АСУ одновременно осуществляется автоматическая стабилизация максимально открытого положения регулирующего органа, установленного в газопроводе и максимально открытого положения регулирующего органа на воздухопроводе (см. рис.1, подпрограммы 1 и 2). С этой целью исполнительный механизм 1ж отключается от регулятора температуры 1в и подключается к регулятору процентного содержания кислорода 4г в отходящих продуктах сгорания, а исполнительный механизм 3и отключается от регулятора соотношения «газ-воздух» 3г (см. рис. 2). После этого происходит переход к подпрограмме 3 стабилизации процентного содержания кислорода в отходящих продуктах сгорания путем изменения расхода топлива.

Признаком окончания этого периода работы АСУ является достижение равенства между текущей и заданной температурами печи по признаку $t^{o} = t^{o}$ 3. В этот момент (см. рис. 1) происходит переход к подпрограмме 4 стабилизации температуры в колодце путем изменения расхода газа и к подпрограмме 5 регулирования заданного соотношения «газ-воздух» с коррекцией его по содержанию кислорода в дымовых газах. Для этого (см. рис 2):

- исполнительный механизм 1ж отключается от регулятора процентного содержания кислорода 4г и подключается к регулятору температуры 1в;
- исполнительный механизм 3и подключается к регулятору соотношения «газ-воздух» 3г.

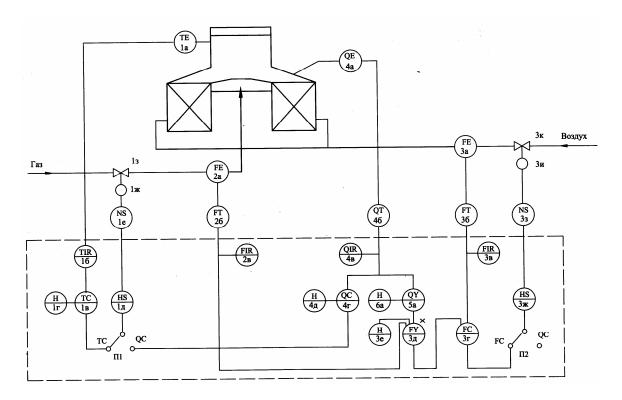


Рис. 2. Упрощенная функциональная схема АСУ ТР рекуперативного колодца

Окончанием функционирования АСУ ТР колодца является достижение заданного технологического времени томления слитков.

Элементы функциональной схемы (см. рис. 2), обведенные пунктиром, могут быть реализованы на микропроцессорном регулирующем контроллере.

Выводы

- 1. В рекуперативных нагревательных колодцах с горелкой в центре пода типовая ACP соотношения «газ-воздух» не обеспечивает высокого качества сжигания топлива в период нагрева при $M_{\text{общ}}$ = const из-за невозможности компенсировать неконтролируемые утечки воздуха в керамических рекуператорах.
- 2. Требуемое качество сжигания топлива в процессе нагрева слитков может быть обеспечено: в первый период нагрева системой автоматической стабилизации необходимого процентного содержания кислорода в отходящих дымовых газах путем воздействия на расход газа при максимальной подаче воздуха; во второй период системой соотношения «газ-воздух» с коррекцией по содержанию кислорода в отходящих дымовых газах. Реализация такого управления качеством сжигания газа не требует конструктивных изменений в газоподводящем тракте колодца.

Список литературы

- 1. Беленький А.М., Бердышев В.Ф., Блинов О.М., Каганов В.Ю. Автоматическое управление металлургическими процессами. М.: Металлургия, 1989. 384 с.
- 2. Копелович А.П. Автоматическое регулирование в черной металлургии: Краткий справочник. М.: Металлургия, 1963. 408 с.
- 3. Повышение эффективности горения топлива при непрерывном контроле содержания кислорода в дымовых газах / Обозан В.Я., Просветов И.И., Затопляева И.Б., Ткаченко В.А. // Металлургическая теплотехника: Сб. научных трудов НМетАУ. Днепропетровск: Пороги, 2005. Книга 2. С. 420 425.
- 4. Управление качеством сжигания топлива в рекуперативных колодцах с отоплением из центра пода / Радченко Ю.Н. Сапов В.Ф., Шибакинский В.И., Иванов В.И. // Металургійна теплотехніка: 3б. наукових праць НМетАУ. Дніпропетровськ: «Нова ідеологія», 2008. С. 242 246.

Рукопись поступила 26.06.2009 г.

Ревун М.П. – д-р техн. наук, проф., ЗДІА **Барішенко О.М.** – канд. техн. наук, ст. викладач, ЗДІА **Сорока А.Ю.** – студент магістр, ЗДІА **Пазюк Ю.М.** – канд. техн. наук, доц., ЗДІА

РОЗРОБКА ПРОГНОЗУЮЧОЇ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ НАГРІВОМ МЕТАЛУ В ТЕРМІЧНИХ ПЕЧАХ З МЕТОЮ ЕКОНОМІЇ ПАЛИВА

Актуальність розглянутого питання обтрунтовується сформованою економічною ситуацією на виробничому ринку країни, а саме збільшенням ціни на газоподібне паливо, що спричиняє вимушений ріст цін на метал і призводить до того, що метал стає не конкурентоспроможним на світовому ринку.

Вступ

У період кризи роль управління й організації виробництва істотно зростає. При стабільній економіці ефект енергозбереження від підвищення рівня управління, оцінений різними експертами від 5...10 до 30 %, а в цей час в умовах України, близько 75 % перебільшення витрати енергії на виробництво металу, викликано складностями управління виробництвом. Отже, з'являється необхідність в підвищенні рівня управління, а також приділенні важливого значення питанню прогнозування діяльності печей термічного цеху, що дасть можливість знизити витрати палива [1].

Прогнозування роботи ділянки камерних печей

Мета роботи полягає в розробці програми прогнозування роботи ділянки камерних печей термічного цеху в системі Matlab, яка включатиме в себе наступні можливості: доступ до різних структур усього цеху; простеження вхідних та вихідних даних цеху; автоматизація прийому замовлень; перегляд стану та характеристик кожної печі; продумування виконання замовлень; попередній розрахунок тривалості термообробки; доступ до інформації про дату та час закінчення термообробки кожної завантаженої печі; формування набору операцій адьюстажної обробки для кожної марки сталі.

Для розрахунку тривалості термообробки розроблена математична модель, яка адекватна реальному об'єкту. При аналізі існуючих ма-

© Ревун М.П., Барішенко О.М., Сорока А.Ю., Пазюк Ю.М., 2009

156

тематичних моделей для даної програми прогнозування вибраний наступний шлях при розробці програми: для відповідності результатів найкраще підійдуть графіки нагріву, які використовуються на реальному виробництві в термічному цеху заводу «Дніпроспецсталь» (ДСС), тому що вони дадуть змогу з максимальною точністю розрахувати тривалість термообробки металу в камерних печах термічного цеху. Для розрахунку витрат палива в роботі використаний розрахунок теплового балансу камерної печі [2].

Практична значимість розробки даної програми полягає в тому, що оператор у будь-який момент часу може одержати інформацію про стан печей, прийнятих замовленнях, а також виконати попередній розрахунок часу термообробки сортового металу з метою порівняння роботи печей при різних умовах.

У зв'язку із ситуацією на металургійному ринку країни, обумовленої подорожчанням газоподібного палива, одним з перших важливих завдань є заходи, які змогли б забезпечити економію палива, не порушуючи технологію виробництва. Обстеження пічного господарства металургійних заводів України показало, що питомі витрати палива виявляються більш високими в порівнянні зі світовим рівнем. Оптимізація теплової роботи печей виявляється економічно більше доцільною, ніж введення в дію додаткових потужностей.

До істотної економії палива може спричинити зниження частки теплоти, що йде на розігрів кладки в процесі підйому температури на початку нагрівання, що пов'язане з її масивністю й періодичністю роботи печі, обумовленої заданим графіком нагріву. Приміром, у загальному тепловому балансі, витрата теплоти, яка акумулюється кладкою, в камерній печі фасонно-сталеливарного цеху заводу ДСС відповідно до балансових випробувань досягає 28 % [1]. Таким чином, коефіцієнт корисної дії в камерній печі рідко досягає 25 % [3, 4].

Тому економічно доцільно завантаження печей робити безпосередньо після вивантаження садки, так, щоб температура в печі становила $300 \div 400$ °C. А тому що простої камерних печей, у зв'язку зі сформованою ситуацією на ринку металургії, становлять значну частину часу роботи печей, аж до 40-50 %, то з'являється необхідність у прогнозуванні роботи термічних печей цеху [2].

Підвищення ефективності керування виробництвом

Все більшу значимість здобувають питання підвищення ефективності керування виробництвом. У цьому зв'язку ні для кого не секрет, що недостатня увага до проблем розвитку й удосконалювання інфор-

маційно-матеріальних потоків приводить лише до неминучих додаткових витрат.

Для якісного ведення процесу нагрівання металу необхідно мати уявлення про процес, як про систему матеріальних (рис. 1) і інформаційних (рис. 2) потоків усередині цієї системи.

Вихідний матеріал, що надходить на об'єкт керування — сортовий прокат — матеріальний потік, кінцева продукція — термічно оброблений метал. На об'єкт, крім сортового прокату подаються — енергетичні потоки, газ і повітря, а видаляються димові гази.

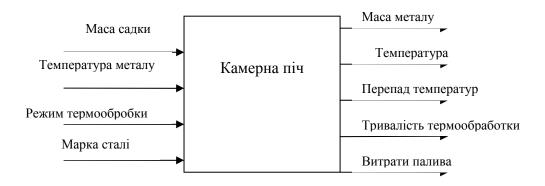


Рис. 1. Схема інформаційних потоків камерної печі

Для керування камерними печами термічного цеху використовуються взаємозалежні інформаційні потоки. Повноцінне використання цих потоків дозволяє більш ефективно організувати керування виробництвом металургійної продукції підвищеної якості.



Рис. 2. Схема матеріальних потоків камерної печі

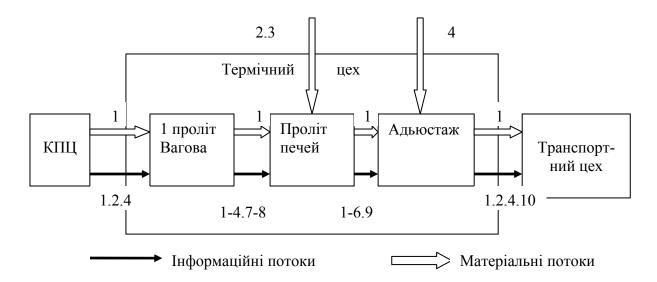


Рис. 3. Схема матеріальних і інформаційних потоків

У термічному цеху є наступні матеріальні потоки: 1 — метал; 2 — газ; 3 — повітря; 4 — лужна кислота. Інформаційні потоки: 1 — марка стали; 2 — профіль; 3 — режим термообробки; 4 — тоннаж; 5 — витрата газу; 6 — тривалість термообробки; 7 — початкова температура металу; 8 — перепад температур; 9 — кінцева температура металу; 10 — номер замовлення, його якість.

Всі матеріальні потоки супроводжує економічна або технологічна інформація: вимоги до замовлення з виробництва металопродукції; норми видаткових матеріалів на виробництво продукції; технологічні інструкції з ведення металургійних процесів; норми витрат матеріалів і вимоги до технології виробництва; марка сталі й технологічні режими виробництва; інформація про якість готової продукції, а також про виконання замовлень на виробництво продукції.

Інформаційні потоки 4-5 визначають технологію виробництва й норми витрат матеріалів. Інформаційний потік 10, що формується в службах контролю (центральна лабораторія контролю й відділ технічного контролю), містить інформацію про якість готової продукції з відібраних технологічних проб хімічного складу й зразків, по яких виконується оцінка розвитку внутрішніх і зовнішніх дефектів сталі.

Складність інформаційних потоків і їхній об'єм вимагають розробки системи програмних продуктів для їхньої обробки. У якості вихідних даних для цієї системи використовується набір показників, зібраних у ході пасивного або активного експерименту.

Для вдосконалювання існуючих технологій на будь-якому етапі переділу металургійної продукції необхідне дослідження потенціалу їх-

нього розвитку. Із цією метою в комплекс програмних продуктів включається програмне забезпечення (ПО) для оптимізації роботи цеху.

У результаті взаємодії всіх частин комплексу прогнозується продуктивність цеху. Отримана нова інформація приймається, як основа при прийнятті рішень про роботу обладнання.

Моделювання прогнозуючої системи керування

Моделювання прогнозуючої системи керування термічним цехом складається з наступних етапів: моделювання системи керування, розгляду умов роботи прогнозуючої системи й безпосередньо розробкимоделі керування термічним цехом на ЕОМ. При комп'ютерному моделюванні здійснювалось відтворення, або імітація, об'єкта на ЕОМ за допомогою програми, що містить у собі закономірності й інші вихідні дані, отримані на етапі аналізу [5].

Проблема термічного цеху полягає в тому, що завантаження печей відбувається не сплановано, що виключає зменшення втрат тепла й палива за рахунок завантаження металу в піч безпосередньо після вивантаження обробленого металу із цієї печі. Працівникам цеху важко постійно тримати інформацію про стан кожної печі, про замовлення, про те, через скільки та яка із печей звільняється. Процес ухвалення рішення може бути при цьому затягнутим у часі. Також важким є те, що необхідно постійно передавати цю інформацію між змінами. Тому помилки в ухваленні рішення, а також втрати тепла й палива не виключені, і ймовірність їхнього виникнення значна.

Розроблена система прогнозування роботи термічних печей дозволить значно спростити роботу термічного цеху, привести до економії ресурсів і забезпечити точне керування технологічними процесами, узгодити роботу між печами, систематизувати завантаження, технологічний режим і вивантаження обробленого металу на термічних печах цеху. На базі комп'ютерного планування виробництва можна гарантувати одержання бажаних результатів.

Переваги прогнозування роботи термічних печей наступні:

- 1) оптимізація процесу зі скороченням витрат на паливо;
- 2) скорочення втрат тепла;
- 3) максимізація прибутків;
- 4) забезпечення точної інформації, необхідної для прийняття кращих рішень.

Саме планування завантажень печей у сформованій ситуації на металургійному ринку країни дозволить зекономити паливо та не потребує реконструкції печей і обладнання, що є скрутним для підприємства.

Термічний цех являє собою осередок металургійного виробництва, тому що термічна обробка в сучасному машинобудуванні й виробництві напівфабрикатів на металургійних заводах має досить важливе значення, це невід'ємна ланка технологічного циклу виробництва металопрокату. Термічний цех на пряму пов'язаний з кувальнопресовим цехом, тому що саме із цього цеху надходить метал на термообробку, а також з транспортним цехом, у який надходить оброблений метал. У самому термічному цеху є три ділянки, які також безпосередньо зв'язані між собою. За допомогою програми з'являється можливість бачити цех у загальній схемі ланцюга металургійного виробництва (рис. 4).



Рис. 4. Термічний цех – як осередок виробництва

Дана частина програми дозволить звернутися до різних структур усього цеху й простежити вхідні й вихідні дані цехи.

На вагову ділянку — вхід термічного цеху, надходить інформація про замовлення на метал, а саме номер замовлення, марка сталі, профіль, тоннаж і дата виконання замовлення. Цю інформацію можна увести за допомогою зручного інтерфейсу у вікні вагової ділянки, що представлено на рис. 5.

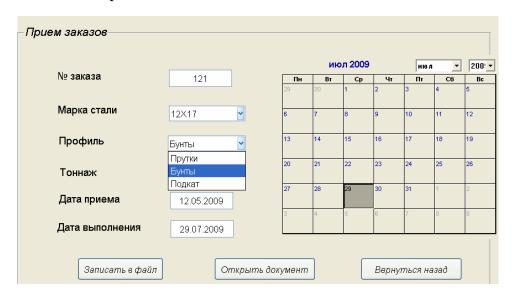


Рис. 5. Прийом замовлень

Введена інформація зберігається в документі. При виконанні певного замовлення необхідно поставити мітку в документі, щоб виключити плутанину. Також необхідно відзначати, коли замовлення на виконанні (рис. 6).

1	<u>Ф</u> айл <u>П</u> равка <u>В</u> ид	, Вст <u>а</u> вка Фор <u>м</u> ат	Сервис Дан	ные <u>О</u> кно <u>С</u> г	правка		i i	Введит
	ı 📂 🖫 💪 🔒 l 🗃	A A B + *) - 🦺 Σ -	A↓ 4 0	Arial Cyr	- 10 - Ж <i>К</i> <u>Ч</u>]		9 %
	G4 ▼	🏂 на выполнени	1	e 20				
	A	В	С	D	E	F	G	
1	№ заказа	Марка стали	Профиль	Тоннаж	Дата приема	Дата выполнения	Состояние	
2	-1	P12Φ3	Бунты	12	05.04.2009	21.04.2009	выполнен	
3	2	20X	Прутки	25	06.04.2009	19.05.2009	-	
4	3	P12Ф3	Подкат	20	07.04.2009	12.06.2009	на выполнении	-
5	4	08X18H10T	Бүнты	22	08.04.2009	04.06.2009		
6	15	08X18H10T	Бунты	26	26.04.2009	23.07.2009	на выполнении	
	1	P18	Прутки	26	26.04.2009	23.07.2009	выполнен	

Рис. 6. Документ замовлень

Самою головною складовою термічного цеху є проліт печей (рис. 7), що складається із двох рядів по 13 печей у кожному. За допомогою програми можна звернутися до будь-якої печі прольоту, переглянути її характеристики й параметри, змінити стан та інше. Формування садки відбувається згідно документу про замовлення.

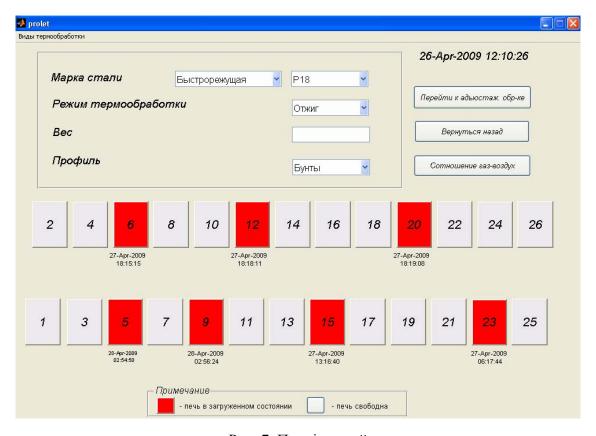


Рис. 7. Проліт печей

Аналіз отриманих результатів досліджень

Головною функцією програми є прогнозування роботи печей, тобто можливість заздалегідь продумувати виконання замовлень із метою економії палива й зменшення втрат тепла за рахунок завантаження металу в гарячу піч. Це відбувається шляхом попереднього розрахунку часу знаходження металу в печі при термообробці. Програма дозволяє виконати цей розрахунок, виводячи час, максимально близький до реального часу термообробки в печі термічного цеху (рис. 8). Прийнявши рішення, у яку піч раціонально зробити завантаження, а також розрахувавши тривалість термообробки, відбувається завантаження печі по натисканню на кнопку «Завантажити». У головному вікні можна побачити, що осередок завантаженої печі змінить колір на червоний, що говорить про те, що піч перебуває в завантаженому стані. Під осередком виводиться дата й час закінчення термообробки, що і сприяє виконанню головної функції програми, тому що побачивши, приміром, що піч звільняється через годину, економічно доцільніше почекати цю годину й завантажити в неї чергову садку металу, ніж завантажити цю садку в холодну піч, при цьому втративши значну частку тепла, що йде на розігрів кладки.

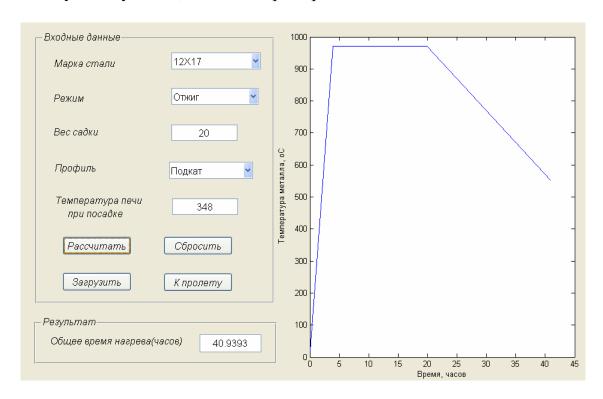


Рис. 8. Розрахунок тривалості відпалу 12X17 при початковій температурі печі 348 °С в печі № 16

Завдяки завантаженню металу в піч, безпосередньо після вивантаження з неї попередньої садки, зменшується тривалість термообробки.

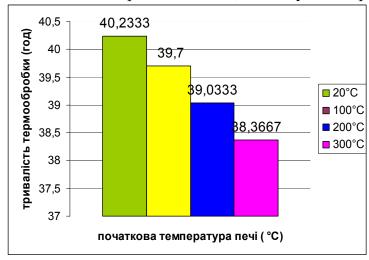


Рис. 9. Тривалість термообробки при різній початковій температурі печі

Згідно діаграми, представленої на рис. 9, можна наочно оцінити ефективність при завантаженні металу в гарячу піч. Різниця в часі між загрузкою в піч при температуpax 300 °C i 20 °C становить 1,87 годин. Економія при цьому становить до $600 \text{ м}^3/\text{год}$ палива.

Вуглецеві сталі вважається доцільніше піддавати нормалізації, тому що цей режим являється значно менш тривалим. Але при цьому тривалість часу досягнення температури початку витримки трохи більша, тому що температура початку витримки для нормалізації для кожної сталі становить на $20-30\,^{\circ}\mathrm{C}$ більше, ніж для відпалу. При початковій температурі $20\,^{\circ}\mathrm{C}$ ця різниця становить $20\,\mathrm{x}$ хвилин.

Уже при термообробці сталі Ст 3ПС при початковій температурі печі 300 °С різниця в часі досягнення температури витримки становить 8 хвилин.

Висновки

Переваги впровадження програми прогнозування роботи камерних печей у термічному цеху: економія палива; підвищення продуктивності термічного цеху; збільшення ККД печей; зниження часу технологічного процесу й підвищення коефіцієнту використання печей; зниження втрат тепла; легкість і доступність у використанні; можливість здійснювати прогноз роботи печей; автоматизація прийому замовлень; здійснення доступу до будь-якого осередку цеху; координація роботи цеху; узгодження роботи термічних камерних печей між собою й з іншим технологічним устаткуванням; можливість ухвалення рішення про завантаження печей.

Результати теоретичних досліджень показали, що скорочення часу витримки на 8-120 хвилин без змін якості термообробки, дозволяє отримати реальну економію палива до $600 \text{ м}^3/\text{год}$.

Розроблене програмне забезпечення для прогнозування керуванням ділянки камерних печей планується до використання в термічному цеху заводу ДСС.

Список літератури

- 1. http://www.cnews.ru/reviews/free/metal/in-line/ Інформаційні технології в металургії 2001.
- 2. Печи черной металлургии: Учебное пособие для вузов. Днепропетровск: Пороги, 2004. 154 с.
- 3. Аптерман В.Н. Комплексные программы энергосбережения при термической обработке / В.Н. Аптерман, А.П. Шадрин, М.В. Зуев // Сталь. -1995. № 11. С. 49 50.
- 4. Парсункин Б.Н. Обоснование требований при реализации энергосберегающих режимов нагрева металла / Б.Н. Парсункин, С.М. Андреев // Сталь. -2002. -№ 2. -C. 47 51.
- 5. http://www.steeltorg.com.ua/mp/mp_27.php Металлургические предприятия Украины.

Рукопись поступила 02.03.2009 г.

УДК 621.746: 669.18

Романько Я.В. – ассистент, НМетАУ **Решетняк С.И.** – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

МОДЕЛИРОВАНИЕ СУШКИ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОВША С МОНОЛИТНОЙ ФУТЕРОВКОЙ

Приведены результаты исследования сушки промежуточного ковша с монолитной футеровкой с помощью математической модели. Получены зависимости изменения температуры, влагосодержания и давления в порах бетона в процессе тепловой обработки.

Введение

Комплексная модель сушки промежуточных ковшей была рассмотрена в работе [1]. Она использует допущение, что водяной пар и неиспарившаяся вода внутри бетонной стенки находятся в равновесном состоянии [2, 3]. Известным недостатком такой модели является возможность появления в решении нефизических осцилляций при перемещении влаги, что является характерным для классического уравнения Ричардсона для ненасыщенного течения [4]. С целью устранения этой проблемы будем использовать представление уравнения переноса влаги в смешанной форме, аналогично задачам фильтрации, но для неизотермических условий. Такой подход позволит применить комплексную математическую модель для широкого диапазона режимов сушки промежуточных ковшей.

Модель сушки

Уравнения процессов переноса массы и тепла по толщине стенки можно записать в следующей смешанной форме:

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial S} \left(\frac{a}{g} \frac{\partial P}{\partial S} \right) + \hat{W}_d \frac{\partial T}{\partial \tau},\tag{1}$$

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial S} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial S} \right) + C_a \frac{\partial W}{\partial \tau} - C_w \frac{a}{g} \frac{\partial P}{\partial S} \frac{\partial T}{\partial S}, \tag{2}$$

где W- содержание свободной воды в единице объема; $\hat{W_d} = \partial W_d / \partial T$ — изменение удельного содержание воды, освобождаемой дегидратацией; a — относительная проницаемость бетона; g — ускорение свободного падения; P — давление в порах бетона; T — тем-

[©] Романько Я.В., Решетняк С.И., 2009

пература; τ – время; S – координата, направленная по нормали к стенке; ρ , C и λ – плотность, теплоемкость и теплопроводность бетона; $C_{\rm a}$ – тепло испарения свободной воды; $C_{\rm w}$ – теплоемкость воды.

Эти два уравнения содержат три неизвестных величины — W, P и T, поэтому для замыкания системы должна использоваться зависимость W = W(P,T) [3]. Для их решения применяем метод контрольного объема [5, 6]. В результате на каждом временном слое n+1 необходимо решать систему нелинейных уравнений относительно неизвестных температур T_i^{n+1} , влажности W_i^{n+1} и давлений P_i^{n+1} в узлах сетки $(i=1,2,\ldots,N_c)$. Для внутренних узлов сетки эта система принимает следующий вид:

$$\left(W_{i}^{n+1,\kappa+1} - W_{i}^{n}\right) \Delta S = \left(\frac{a_{i+1/2}^{n+1,\kappa}}{g} \frac{P_{i+1}^{n+1,\kappa+1} - P_{i}^{n+1,\kappa+1}}{\Delta S} - \frac{a_{i-1/2}^{n+1,k}}{g} \frac{P_{i}^{n+1,\kappa+1} - P_{i-1}^{n+1,\kappa+1}}{\Delta S}\right) \Delta \tau + \frac{\hat{W}_{di}^{n} \left(T_{i}^{n+1,\kappa} - T_{i}^{n}\right) \Delta S}{\Delta S}$$

$$+ \hat{W}_{di}^{n} \left(T_{i}^{n+1,\kappa} - T_{i}^{n}\right) \Delta S$$

$$\rho C \left(T_{i}^{n+1,\kappa+1/2} - T_{i}^{n}\right) \Delta S = \left[\lambda \frac{T_{i+1}^{n+1,\kappa+1/2} - T_{i}^{n+1,\kappa+1/2}}{\Delta S} - \lambda \frac{T_{i}^{n+1,\kappa+1/2} - T_{i-1}^{n+1,\kappa+1/2}}{\Delta S}\right] \Delta \tau + C_{ai}^{n} \left(W_{i}^{n+1,\kappa} - W_{i}^{n}\right) \Delta S - \left[C_{w} \frac{a_{i}^{n+1,\kappa}}{4\Delta S} \left(P_{i+1}^{n+1,\kappa} - P_{i-1}^{n+1,\kappa}\right) \left(T_{i+1}^{n+1,\kappa+1/2} - T_{i-1}^{n+1,\kappa+1/2}\right)\right] \Delta \tau$$

$$(4)$$

где ΔS — шаг по координате, $\Delta \tau$ — шаг по времени, κ — номер текущей итерации, $\kappa+1/2$ — промежуточная итерация для расчета текущих значений температур.

Для решения полученной системы уравнений применяем итерационный метод Пикарда [4], согласно которому все величины, рассчитываемые на новой итерации $\kappa+1$, разлагаются в усеченный ряд Тейлора:

$$W_i^{n+1,k+1} = W_i^{n+1,k} + \left(\frac{\partial W}{\partial P}\right)^{n+1,k} \Delta P_i^k; \tag{5}$$

$$P_i^{n+1,k+1} = P_i^{n+1,k} + \Delta P_i^k \,. \tag{6}$$

Получаемые уравнения решаются методом прогонки относительно поправок ΔP_i^{κ} после чего с помощью (5) и (6) находятся содержание влаги и давление в узлах на итерации $\kappa+1$. Затем прогонкой решаются уравнения (4) относительно температур в узлах. Итерационный процесс продолжается, пока значение поправок не станет меньше заданного малого числа ε . После этого происходит переход на новый временной слой n+1, и расчет продолжается далее аналогичным образом.

Моделирование сушки промежуточного ковша

При помощи математической модели проводились исследования сушки шести- и семиручьевого промежуточных ковшей [1,7]. Рабочий слой промковша и его крышка имеют толщину 150 мм и изготавливаются из низкоцементной алюмосиликатной массы, содержащей $Al_2O_3 > 70\%$, $SiO_2 < 25\%$, $Fe_2O_3 < 3\%$.

На рис. 1 показана схема расположения на поверхности футеровки промковша точек контроля давления в порах бетона в процессе его сушки. Точки 1, 2 и 3 располагаются на поду на линии расположения горелок, начиная от оси крайней горелки с шагом $\delta = \Delta/4$. Точки 4, 5 и 6 размещены аналогично, но на широкой боковой стенке.

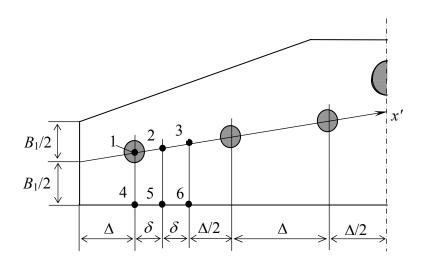


Рис. 1. Схема расположения точек контроля давления в порах бетона

Так как скорость разогрева различна в разных участках футеровки, то для общности вначале выполнено моделирование этого процесса при постоянном расходе топлива $B_m = 10 \text{ м}^3/\text{ч}$ и коэффициенте расхода воздуха n = 4. На рис. 2 приведено изменение давления пара в процессе сушки на различной глубине стенки в точке 1, расположенной под крайней горелкой.

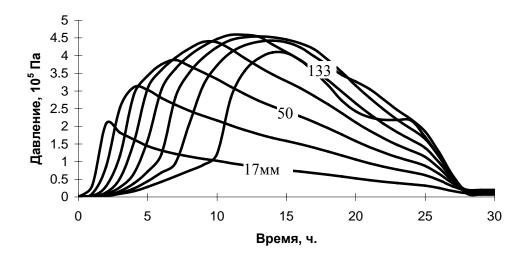


Рис. 2. Изменение давления в процессе сушки на различной глубине стенки пода под крайней горелкой (точка 1)

Очевидно, что после начала работы стенда сушки давление вначале заметно повышается в точках ближе к внутренней поверхности стенки, а затем по мере продвижения фронта сушки увеличивается и в точках, расположенных ближе к наружному краю. Для рассматриваемого случая наибольшее давление 0,45 МПа достигается на глубине 84 – 100 мм от внутренней поверхности между 11 и 13 часами сушки. Эта величина еще не превышает опасного значения, способного вызвать взрывное растрескивание бетона в процессе его сушки [2].

Изменение общего влагосодержания стенки в точке 1, расположенной под горелкой, показано на рис. 3.

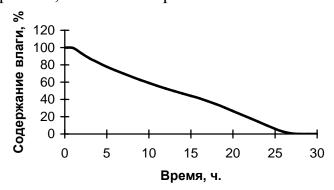
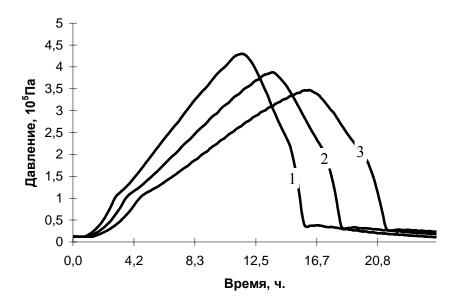


Рис. 3. Изменение общего влагосодержания стенки под горелкой (точка 1), в процессе сушки

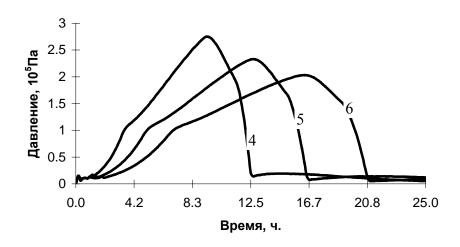
В первые полтора часа удаление влаги протекает очень медленно. За это время удаляется всего 0,5 % общего количества воды, в то время как в последующие 3,5 часа удаляется 23 % влаги из бетона.

Изменение максимального давления пара внутри футеровки в процессе сушки для точек 1-6 показано на рис. 4-5.



1,2,3 – номера контрольных точек (рис.1)

Рис. 4. Изменение максимального давления пара внутри футеровки днища в процессе сушки



4,5,6 – номера контрольных точек (рис.1)

Рис. 5. Изменение максимального давления пара внутри футеровки задней стенки в процессе сушки

Из приведенных зависимостей видно, что наибольшее давление в футеровке в процессе сушки развивается в точке, расположенной под горелкой, и составляет 0,45 МПа. Поэтому в дальнейшем при выборе температурного режима сушки в качестве контрольной принимается точка 1.

Исследование влияния числа горелочных устройств на равномерность сушки

При сушке промежуточного ковша важно обеспечить однородность температурного поля наливной футеровки, чтобы избежать чрезмерных усадочных и термических напряжений в бетоне. С этой целью регламентируется абсолютная или относительная величина максимального отклонения температуры на нагреваемой поверхности от ее среднего значения. Обычным является требование, чтобы неравномерность нагрева не превышала 10 %. Одним из способов обеспечения такого условия является увеличение числа горелочных устройств, устанавливаемых на крышке стенда. Для оценки этого фактора с помощью математической модели выполнялись расчеты процесса сушки для случаев, когда число горелок изменялось в диапазоне от 3 до 10. Горелки размещались через одинаковые расстояния вдоль оси x (рис. 1), расход природного газа составлял $B_m = 10 \text{ м}^3/\text{ч}$, коэффициент расхода воздуха принят равным n = 4.

Из полученных результатов следует, что во всех рассмотренных случаях на поверхности промковша имеет место неравномерное распределение температуры. Для наглядности на рис. 6 приведены распределения температуры на поверхности пода вдоль линии расположения горелок в различные моменты времени. На протяжении первых трех часов разность температур по линии горелок на поверхности увеличивается до 70 °C, а общий перепад — до 95 °C. В процессе сушки температурное поле стремится несколько выровняться, однако общий перепад температур даже на 30-ом часе составляет 73 °C.

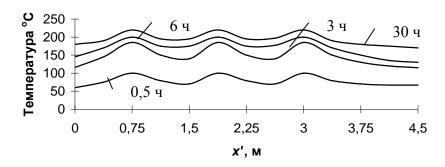


Рис. 6. Изменение температуры поверхности пода вдоль линии расположения горелок в различные моменты времени $6^{\text{и}}$ горелок, $B_m = 10 \text{ м}^3/\text{ч}$, n = 4

На рис. 7 приведена зависимость общего перепада температур по поверхности пода промковша от числа горелок. Из этого графика видно, что при увеличении количества горелок общий перепад температур снижается от 120 °C при трех горелках до 36 °C при десяти. При

переходе от пяти к шести горелкам происходит резкое снижение неравномерности температурного поля для данного ковша. Во всех случаях наибольшие значения температур наблюдаются под горелочными устройствами, а наименьшие — между ними. При этом самые низкие значения температуры получаются в центральной части промковша в районе дымоотводящего канала.

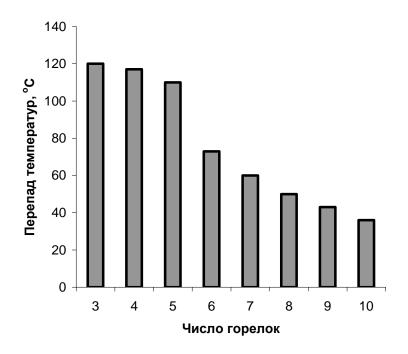


Рис. 7. Зависимость максимального перепада температур на поверхности пода промковша от числа установленных горелок

Выводы

Применение смешанной формулировки задачи высокотемпературной сушки бетона позволило получить математическую модель тепловой обработки промежуточного ковша, пригодную для различных температурных и теплофизических условий. Из результатов моделирования следует, что для обеспечения равномерного конвективного разогрева промежуточного ковша необходимо выбирать количество и месторасположение горелок таким образом, чтобы весь под был покрыт температурными «пятнами» как можно плотнее. Это приводит к более качественной и безопасной сушке монолитной футеровки.

Список литературы

- 1. Романько Я.В., Решетняк С.И. Исследование сушки наливной футеровки промежуточного ковша // Металлургическая теплотехника. – Днепропетровск: Новая идеология, 2008. – С. 246 – 254.
- 2. Zhen-Xiang Gong and Arun S. Mujumdar. Development of Drying Schedules for One-Side-Heating Drying of Refractory Concrete Slab Based on Finite Element Model // Journal of the American Ceramic Society, Vol. 79, № 6, 1996. pp. 1649 –1658.
- 3. Z. P. Bazant and W. Thonguthai. Pore Pressure and Drying of Concrete at High Temperature. // Proceedings ASCE, Vol. 104, № EM5, 1979. pp. 1059–1079.
- 4. Celia M.A. and Bouloutas E.T. A General Mass-Conservative Numerical Solution for the Unsaturated Flow Equation. // Water Resources Research, American Geophysical Union, Vol. 26, No 7, 1990. pp. 1483 1496.
- 5. Goangseup Zi and Zdenek P. Bazant. Decontamination of Radionuclides from Concrete by Microwave Heating. II: Computations. // Journal of Engineering Mechanics, ASCE, July 2003. pp. 785–792.
- 6. Richard K. K. Yuen, W. K. Kwok, S. M. Lo, and J. Liang. Heat and Mass Transfer in Concrete at Evaluated Temperature. // Numerical Heat Transfer, Taylor & Francis, Part A, 51, 2007. pp. 469–494.
- 7. Смирнов А.Н., Пилюшенко В.Л., Минаев А.А. Процессы непрерывной разливки. Донецк: ДНТУ, 2002. 536 с.

Рукопись поступила 30.06.2009 г.

УДК 621.746: 669.18

Романько Я.В. – ассистент, НМетАУ **Решетняк С.И.** – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ СУШКИ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОВША С МОНОЛИТНОЙ ФУТЕРОВКОЙ

Используя комплексную математическую модель сушки промежуточного ковша проводился сравнительный анализ различных режимов сушки. В результате предложен более быстрый и безопасный режим. Приведены сравнительные графики изменения влагосодержания и давления в порах бетона в процессе тепловой обработки.

Введение

Для повышения производительности и снижения энергозатрат процесс сушки должен протекать как можно быстрее, но при этом испаряющаяся влага может не успевать проходить сквозь чрезвычайно мелкие поры цементного камня. В результате внутри огнеупорного слоя футеровки резко возрастает давление, что может привести к ее взрывному растрескиванию. Во избежание такого явления режимы сушки состоят из сочетания периодов подъема температуры с заданной постоянной скоростью и выдержки при постоянной температуре. Производители огнеупорных бетонных масс обычно рекомендуют режимы со значительно завышенной продолжительностью [1]. Это вызвано тем, что регламентируемый режим представляет собой график изменения температуры поверхности бетона вне зависимости его толщины, условий теплообмена, формы и других факторов. Поэтому основными критериями качества режима является конечное влагосодержание и максимальное давление в порах бетона в процессе сушки, которые рассчитываются с помощью математических моделей для конкретных условий [1, 2].

Температурные режимы сушки

При помощи разработанной математической модели проводились исследования сушки шести- и семиручьевого промежуточных ковшей [3,4]. Рабочий слой промковша и его крышка имеют толщину 150 мм и изготавливаются из низкоцементной алюмосиликатной массы. Исходный температурный режим сушки, представляющий график изме-

[©] Романько Я.В., Решетняк С.И., 2009

нения температуры поверхности футеровки во времени, приведен на рис. 1. Из него видно, что сушка длится 72 часа и состоит из трех пар периодов подъема температуры и выдержки и заканчивается при температуре $600\,^{\rm o}{\rm C}$.

График изменения максимального давления показан на рис. 2 и имеет ярко выраженный всплеск. Так, на $24^{\text{ом}}$ часе давление составляет всего 0,11 МПа, а его максимальное значение достигается на $36^{\text{ом}}$ часе и составляет 0,59 МПа. Причиной такого резкого роста внутреннего давления пара является нагрев со скоростью $15^{\text{ o}}$ С/ч между 24^{g} и $36^{\text{ю}}$ часами.

Из рис. 3 видно, что влага удаляется из футеровки при исходном режиме за 45 часов.

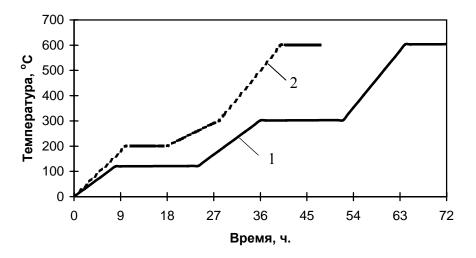


Рис. 1. Температурные графики сушки промковша: 1 – исходный, 2 – новый

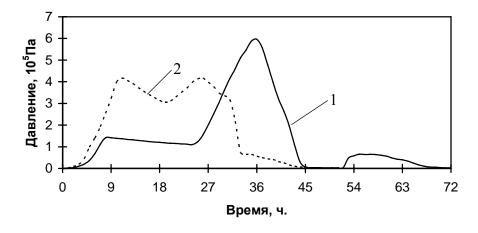


Рис. 2. Изменение максимального давления в стенках промковша в процессе сушки по исходному и новому режимах: 1 – исходный, 2 – новый

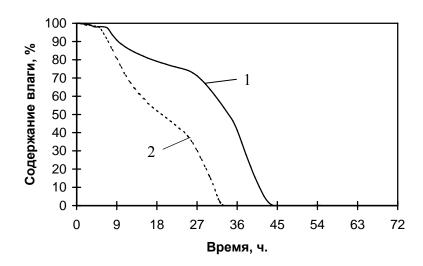


Рис. 3. Изменение полного содержания влаги в стенках промковша в процессе сушки по исходному и новому режимах: 1 – исходный, 2 – новый

На рис. 1 также представлен новый температурный график сушки. Продолжительность процесса 49 часов, что на 23 часа меньше, чем существующий. Сушка также завершается восьмичасовой выдержкой при температуре $600\,^{\circ}$ С, что позволяет выровнять температурное поле промковша.

За счет более ускоренного разогрева в начале процесса до 200 °C на $10^{\circ M}$ часе давление водяного пара внутри стенки составляет 0,42 МПа, однако это на 0,18 МПа ниже, чем максимальное давления при исходном режиме. К тому же это позволяет ускорить процесс сушки. При последующей выдержке давление начинает несколько снижаться до 0,3 МПа, после чего для поддержания давления внутри футеровки идет медленный разогрев поверхности со скоростью 10 °C/ч. Однако после незначительного роста давление начинает снижаться, что свидетельствует о приближении фронта сушки к наружному краю стенки и завершению удаления влаги. Из рис. З видно, что влага при новом режиме удаляется за 34 часа, что на 11 часов меньше, чем при исходном режиме сушки.

Применение огнеупорных масс с другими физико-химическими свойствами может существенно изменить параметры процесса сушки. Для иллюстрации этого был исследован процесс сушки наливной футеровки с проницаемостью 1×10^{-13} м/с по тем же температурным режимам, которые приведены на рис. 1.

На рис. 5 видно, что при исходном режиме влага удаляется через 50 часов, а при новом режиме за 36 часов. Таким образом, за счет уменьшения проницаемости бетона процесс удаления влаги при исходном режиме увеличился на пять часов, а при новом режиме — на два.

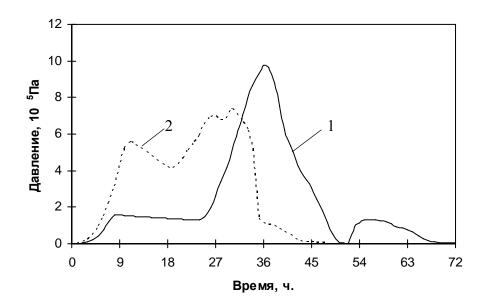


Рис. 4. Изменение максимального давления в стенках промковша в процессе сушки при проницаемости 1×10^{-13} м/с по исходному и новому режимах: 1 – исходный, 2 – новый

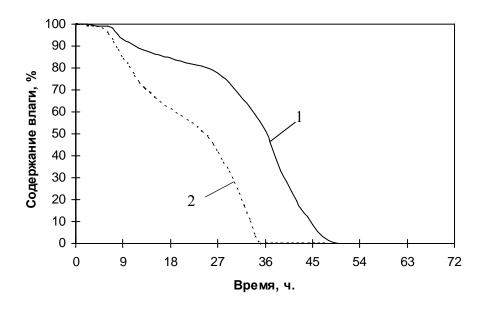


Рис. 5. Изменение полного содержания влаги в стенках промковша в процессе сушки при проницаемости 1×10^{-13} м/с по исходному и новому режимах: 1 – исходный, 2 – новый

Сравнительные характеристики исходного и нового режимов приведены в таблице 1. Как видно из таблицы, уменьшение проницаемости привело к росту максимального давления, поскольку уменьшился диаметр капилляров, по которым удаляется влага к поверхности футеровки. При исходном режиме максимальное давление

достигает $0.98~\text{M}\Pi a$, а при новом режиме $-0.74~\text{M}\Pi a$, что снижает опасность взрывного растрескивания.

Таблица 1 Режимы сушки и достигаемые максимальные давления

N	҈ периода	Исходный режим		Новый режим	
		<i>Сн</i> , °С/ч	τ, ч	<i>Сн</i> , °С/ч	τ, ч
	1	15	8	20	10
	2	0	16	0	8
	3	15	12	10	10
4		0	16	25	12
5		25	12	0	8
6		0	8	_	_
$ au_{ m oбiц}$, Ч		72		49	
P _{max} ,			59	0,	42
MΠa $a = 1 \times 10^{-13} \text{ M/c}$		0,98		0,74	

Выводы

Исходя из полученных характеристик процесса можно сделать вывод, что для огнеупорных масс с рассмотренными характеристиками новый режим сушки является более выгодным, чем существующий. При новом режиме создаются такие температурные условия, при которых снижается давление внутри футеровки и достигается более высокая скорость удаления влаги.

Список литературы

- 1. Zhen-Xiang Gong and Arun S. Mujumdar. Development of Drying Schedules for One-Side-Heating Drying of Refractory Concrete Slab Based on Finite Element Model. Journal of the American Ceramic Society, Vol. 79, № 6, 1996. pp. 1649–1658.
- 2. D.A. Bell and H.M. Winkelbauer, Development of a Computer Program to Model Drying of Castable Blocks and Linings. Refractories Applications and News, Vol. 10, N 2, 2005. pp. 18–22.
- 3. Романько Я.В., Решетняк С.И. Исследование сушки наливной футеровки промежуточного ковша. Металлургическая теплотехника. Сб. научн. трудов НМетАУ. Днепропетровск: Новая идеология, 2008. с. 246–254.
- 4. Смирнов А.Н. / Процессы непрерывной разливки // А.Н. Смирнов, В.Л. Пилюшенко, А.А. Минаев. Донецк: ДНТУ, 2002. 536 с.

Рукопись поступила 30.06.2009 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Бирюков А.Б., Кравцов В.В.</i> Влияние конвективного теплообмена на эффективность работы печей для нагрева и термообработки металлов	3
Бойко В.Н., Салтыкова Е.А. Производство мелкодисперсной извести с использованием твердого топлива	10
Быстров А.Е., Флейшман Ю.М., Волкова М.М., Щурова Н.И. Особенности физического моделирования аэрогазодинамического сопротивления насадки с горизонтальными проходами доменного воздухонагревателя	15
Веселовский В.Б., Берлов А.В. Температурные поля многослойных элементов конструкций при воздействии полей различной физической природы	21
Веселовский В.Б., Веселовский В.В., Грибанова А.В. Контактные термические сопротивления в условиях экстремальных тепловых воздействий	34
Гичёв Ю.А., Бевз Л.С., Ступак М.Ю. Экспериментальное исследование диссипации пульсирующего газового потока	44
Гичёв Ю.А., Перцевой В.А. Тепловое взаимодействие газовой струи и шлака в системе газодинамической отсечки	53
Грес Л.П., Каракаш Е.А., Флейшман Ю.М., Кривченко Ю.С., Литвяк В.Г., Жариков А.Н., Гусаров А.С., Выбиванец О.А. Новые подходы к созданию высокоэффективных доменных воздухонагревателей.	65
Грес Л.П., Миленина А.Е. Расчеты охлаждения дымовых газов блока воздухонагревателей доменной печи с системой утилизации теплоты при их движении в дымовой трубе	72
Губинский В.И., Воробьева Л.А. Балансовый способ определения локальной скорости теплоносителя в импульсной трубке многотрубного пучка.	80
<i>Губинский В.И., Еремин А.О., Воробьева Л.А.</i> Алгоритм расчета трубчатого теплообменника регенеративной горелки	87

Гупало Е.В., Гупало В.И., Пономоренко Д.С. Экономия природного газа при нагреве металла в методических печах в условиях неритмичной работы прокатного стана	94
<i>Ерёмин А.О.</i> Динамические характеристики топлива и воздуха в горелочных устройствах при объёмно-регенеративном способе сжигания топлива в промышленных печах	102
<i>Ильченко К.Д., Ревенко М.Б.</i> Теплофизические свойства углей Украины	110
<i>Ильченко К.Д., Тарасевич Т.Ю.</i> Современные конструкции водогрейных котлов для теплоснабжения промышленных объектов и жилых зданий.	118
Кремнева Е.В., Губинский М.В., Шевченко Г.Л., Адаменко Д.С., Шишко Ю.В. Исследование термического разложения биомассы в режиме фильтрационного горения	126
Пинчук В.А., Губинский М.В., Потапов Б.Б., Живолуп С.Г., Шарабура Т.А. Методологический подход к определению энтальпии образования угля	137
Пинчук В.А., Шарабура Т.А., Потапов Б.Б., Шеенко И.М., Живолуп С.Г. Экологическая характеристика процесса газификации водоугольного топлива.	144
Радченко Ю.Н., Сапов В.Ф., Шибакинский В.И., Иванов В.И. Совершенствование системы управления качеством сжигания топлива в рекуперативных нагревательных колодцах с горелкой в центре пода	150
Ревун М.П., Барішенко О.М., Сорока А.Ю., Пазюк Ю.М. Розробка прогнозуючої системи управління нагрівом металу в термічних печах з метою економії палива	156
Романько Я.В., Решетняк С.И. Моделирование сушки промежуточного ковша с монолитной футеровкой	166
Романько Я.В., Решетняк С.И. Исследование режимов сушки промежуточного ковша с монолитной футеровкой	174



УДК 662.9(083)

Бирюков А.Б., Кравцов В.В.

Влияние конвективного теплообмена на эффективность работы печей для нагрева и термообработки металлов.

C. 3-9.

Pvc.

Библ.- 3 назв.

В работе выполнено исследование влияния доли конвективного теплообмена на теплотехнические характеристики работы высокотем-пературных печей. Получены зависимости плотностей лучистого, конвективного и суммарного тепловых потоков для различных значений коэффициентов конвективной теплоотдачи, охватывающих диапазон возможных на практике значений. Установлено, что повышение доли конвективного теплообмена при нагреве заготовок под прокатку с сохранением заданной скорости нагрева обеспечивает экономию топлива до 4 %.

Ключевые слова: теплообмен, печь, нагрев, расход топлива.

Бірюков А.Б., Кравцов В.В.

Вплив конвективного теплообміну на ефективність роботи печей для нагріву і термообробки металів.

В роботі виконано дослідження впливу частки конвективного теплообміну на теплотехнічні характеристики роботи високотемпературних печей. Отримані залежності щільності променистого, конвективного і сумарного теплових потоків для різних значень коефіцієнтів конвективної тепловіддачі, що охоплюють діапазон можливих на практиці значень. Встановлено, що підвищення частки конвективного теплообміну при нагріві заготовок під прокатку із збереженням заданої швидкості нагріву забезпечує економію палива до 4 %.

Ключові слова: теплообмін, піч, нагрів, витрата палива.

Birukov A.B., Kravtzov V.V.

Impact of convectional heat exchange on the furnace operation efficiency for heating and thermal treatment of metals.

The research into the effect of convective heat exchange on the thermal and technological characteristics of high-temperature furnaces operation has been undertaken. Equations of the radiant, convective and accumulative heat flow densities for different convective heat reflection coefficients, within the feasible value range, have been presented. It has been stated that increase of the convective heat exchange rate during the billet heating to further rolling under the given heating rate will ensure the fuel economy up to 4 %.

Key words: heat exchange, furnace, heating, fuel consumption.

УДК 66.041:666.92

Бойко В.Н., Салтыкова Е.А.

Производство мелкодисперсной извести с использованием твердого топлива.

C. 10-14.

Pyc.

Библ.- 10 назв.

Рассмотрены различные варианты технологических схем сжигания твердого топлива в циклонной печи для производства мелкодисперсной извести: схема с прямой подачей пылевидного топлива в декарбонизатор; схема с форкамерным сжиганием топлива в камерной топке, схема с форкамерным сжиганием топлива в камерной топке. Качественный анализ предложенных схем позволил определить преимущества и недостатки каждой из них. Для первой схемы характерны значительные потери с химическим и механическим недожогами и, как следствие, низкое качество получаемой извести. Принимая во внимание недостатки форкамерного сжигания топлива в слоевой топке, в качестве основного варианта выбрана схема форкамерного сжигания твердого топлива в камерной топке циклонного типа с жидким шлакоудалением.

Ключевые слова: циклонная печь, твердое топливо, слоевая топка, камерная топка.

Бойко В.М., Салтикова О.О.

Виробництво дрібнодисперсного вапняку з використанням твердого палива.

Розглянуті різні варіанти технологічних схем спалювання твердого палива в циклонній печі для виробництва дрібнодисперсного вапняку: схема з прямою подачею пилоподібного палива в декарбонізатор; схема з форкамерним спалюванням палива в шаровій топці; схема з форкамерним спалюванням палива в камерній топці. Якісний аналіз запропонованих схем дозволив визначити переваги і недоліки кожної з них. Для першої схеми характерні значні втрати з хімічним і механічним недопалами і, як наслідок, низька якість вапняку, що отримується. Зважаючи на недоліки форкамерного спалювання палива в шаровій топці, як основний варіант, вибрана схема форкамерного спалювання твердого палива в камерній топці циклонного типу з рідким шлаковидаленням.

Ключові слова: циклонна піч, тверде паливо, шарова топка, камерна топка.

Boyko V.N., Saltikova E.A.

The production of finely-dispersed lime with the use of solid fuel.

Different variants of technological schemata of solid fuel burning in the cyclonic furnace for the finely-dispersed lime production are considered: the scheme with direct feeding of the pulverous fuel to the decarbonizer; the scheme with the precombustion incineration of fuel in the laminar furnace; the scheme with precombustion incineration of fuel in the chamber furnace. The qualitative analysis of the offered schemata has allowed to define advantages and disadvantages of each scheme. The first scheme is characterized by the considerable losses with chemical and mechanical underburning, and, consequently, poor quality of the produced lime. Taking into consideration the disadvantages of precombustion incineration of fuel in the laminar furnace, the scheme of precombustion incineration of solid fuel in the chamber furnace of the cyclonic type with a liquid slag-disposal was chosen as the primary variant.

Key words: cyclonic furnace, solid fuel, laminar furnace, chamber furnace.

УДК 629.162.2

Быстров А.Е., Флейшман Ю.М., Волкова М.М., Щурова Н.И. Особенности физического моделирования аэрогазодинамического сопротивления насадки с горизонтальными проходами доменного воздухонагревателя.

C. 15-20.

Pyc.

Библ.- 4 назв.

В работе рассмотрены аэрогазодинамические процессы в насадке доменного воздухонагревателя с горизонтальными проходами. Разработана приближенная физическая модель для экспериментального определения аэрогазодинамического сопротивления каналов трех типов: гладкого, с двойными и тройными горизонтальными проходами, расположенными с равным шагом по высоте. Спроектирована экспериментальная установка, позволяющая выдержать требуемые режимы течения газа: ламинарный, переходной и турбулентный. Представлена методика проведения эксперимента. Предложен способ обработки результатов исследований с учетом чередования типов каналов. Окончательно результаты могут быть представлены в критериальном виде Eu = f(Re), что позволяет применять их для подобных процессов.

Ключевые слова: насадка, горизонтальные проходы, моделирование, коэффициент трения.

Бистров А.С., Флейшман Ю.М., Волкова М.М., Щурова Н.І.

Особливості фізичного моделювання аерогазодинамічного опору насадки з горизонтальними проходами доменного повітронагрівача.

В роботі розглянуті аерогазодинамічні процеси в насадці доменного повітронагрівача з горизонтальними проходами. Розроблена наближена фізична модель для експериментального визначення аерога-

зодинамічного опору каналів трьох типів: гладкого, з подвійними і потрійними горизонтальними проходами, розташованими з однаковим кроком по висоті. Спроектована експериментальна установка, що дозволяє витримати необхідні режими витікання газу: ламінарний, перехідний і турбулентний. Представлена методика проведення експерименту. Запропонований спосіб обробки результатів досліджень з урахуванням чергування типів каналів. Остаточно результати можуть бути представлені в критеріальному вигляді Eu = f(Re), що дозволяє застосовувати їх для подібних процесів.

Ключові слова: насадка, горизонтальні проходи, моделювання, коефіцієнт тертя.

Bystrov A.E., Fleishman Y.M., Volkova M.M., Shchyrova N.I.

Peculiarities of physical modeling of air-gas dynamic resistance of checker work with horizontal vents of blast stove.

The paper deals with air-gas dynamic processes in the checker work of the blast stove with horizontal vents. The approximate physical model for experimental indication of air-gas dynamic resistance for 3 types of channels has been developed: smooth channel, channel with double and triple horizontal vents, with uniform sectioning along its height. An experimental unit allowing to provide the necessary gas flow regimes - laminar, intermediary, turbulent - has been designed. The method of research result processing for the alternating channel type has been proposed. Eventually, the results can be presented in the criteria formula Eu=f(Re), which allows to apply it for the study of the similar processes.

Key words: checker work, horizontal vents, modeling, friction coefficient.

УДК 536.2:539.3

Веселовский В.Б., Берлов А.В.

Температурные поля многослойных элементов конструкций при воздействии полей различной физической природы.

C. 21-33.

Pvc.

Библ.- 9 назв.

Получено структурное решение задач нестационарной теплопроводности для многослойных элементов конструкций, основанное на использовании операционного метода. Воздействие электромагнитных полей различной физической природы учтено введением источника тепла в уравнение теплопроводности и в граничные условия. Для решения нелинейных задач нестационарной теплопроводности (с общей нелинейностью) применен метод последовательных интервалов, основанный на структурных решениях линейных задач. В результате

анализа экспериментальных данных, известных из литературы, и результатов числовых параметрических исследований установлена связь между температурными полями и скоростью трубы в теплотехнологическом процессе при непрерывной высокочастотной сварке.

Ключевые слова: температурные поля, теплопроводность, многослойные элементы конструкций, операционный метод, поля различной физической природы.

Веселовський В.Б., Берлов О.В.

Температурні поля багатошарових елементів конструкцій при дії полів різної фізичної природи.

Отримано структурне рішення задач нестаціонарної теплопровідності для багатошарових елементів конструкцій, основане на використанні операційного методу. Дія електромагнітних полів різної фізичної природи врахована введенням джерела тепла в рівняння теплопровідності і в граничні умови. Для вирішення нелінійних завдань нестаціонарної теплопровідності (із загальною нелінійністю) застосований метод послідовних інтервалів, заснований на структурних рішеннях лінійних задач. В результаті аналізу експериментальних даних, відомих з літератури, і результатів числових параметричних досліджень, встановлений зв'язок між температурними полями і швидкістю труби в теплотехнологічному процесі при безперервному високочастотному зварюванні.

Ключові слова: температурні поля, теплопровідність, багатошарові елементи конструкцій, операційний метод, поля різної фізичної природи.

Veselovskiy V.B., Berlov A.V.

Temperature fields of multi-layered elements of constructions under the influence of fields of various physical nature.

The structural solution for the problems of nonstationary heat conductivity has been obtained for the multi-layered elements of constructions on the basis of the operational method. The influence of electromagnetic fields of various physical nature is taken into account by introduction of the heat source in the equation of heat conductivity under boundary conditions. For the solution of non-linear equation of nonstationary heat conduction (with general non-linearity) the method of successive intervals on the basis of structural solutions of linear equations has been applied. Resulting from the analysis of experimental data available in literature and parametrical research, the relation between the temperature fields and pipe velocity in the heat technological process during continuous high frequency welding has been established.

Key words: temperature fields, heat conductivity, multi-layered construction elements, operational method, fields of various physical nature.

УДК 536.2:539.3

Веселовский В.Б., Веселовский В.В., Грибанова А.В.

Контактные термические сопротивления в условиях экстремальных тепловых воздействий.

C. 34-43.

Pyc.

Библ.- 12 назв.

Выявлена структура формирования температурного поля в системе двух теплоизолированных с боковой поверхности полубесконечных стержней, свободные торцы которых приведены в соприкосновение. Математическая постановка задачи основана на системе гиперболических уравнений теплопроводности с учетом релаксации теплового потока. Операционным методом, основанном на интегральном преобразовании Лапласа, получены изменения температур поверхностей и теплового потока в месте соприкосновения стержней. Установлено, что при идеальном тепловом контакте при временах, равных временам релаксации теплового потока на стыках стержней, возникает контактное термическое сопротивление. Полученные решения содержат постоянные, характеризующие релаксирующий процесс теплопроводности в среде.

Ключевые слова: контактное термическое сопротивление, операционный метод, время релаксации теплового потока, температура.

Веселовський В.Б., Веселовський В.В., Грибанова А.В.

Контактні термічні опори в умовах екстремальних теплових дій. Виявлена структура формування температурного поля в системі двох теплоізольованих з бічної поверхні напівнескінченних стрижнів, вільні торці яких приведені в стик. Математична постановка задачі основана на системі гіперболічних рівнянь теплопровідності з урахуванням релаксації теплового потоку. Операційним методом, який оснований на інтегральному перетворенні Лапласа, отримані зміни температур поверхонь і теплового потоку в місці стикання стрижнів. Встановлено, що при ідеальному тепловому контакті при часах, які дорівнюють часам релаксації теплового потоку на стиках стрижнів, виникає контактний термічний опір. Отримані рішення містять постійні, які характеризують релаксуючий процес теплопровідності в середовищі.

Ключові слова: контактний термічний опір, операційний метод, час релаксації теплового потоку, температура.

Veselovsky V.B., Veselovsky V.V., Gribanova A.V.

Contact thermal resistance under conditions of extreme thermal effects.

The paper has revealed the structure of the temperature field in the system of two semi-infinite rods heat-insulated from the lateral surface, their free ends being in contact. The mathematical formulation of the prob-

lem is based on the system of hyperbolic equations of heat conductivity, taking into account the reaction of heat flow. The operational method is based on the integral Laplace transformation obtained by the surface temperature and heat flow at the interface of the rods. It is established that for the ideal thermal contact at times equal to relaxation times of the heat flow at the rods interface, there is a contact thermal resistance. The solutions obtained contain the constants, characterizing the relaxing process of conductivity in the medium.

Key words: contact thermal resistance, operational method, relaxation times of the heat flow, temperature.

УДК 669.046:532

Гичёв Ю.А., Бевз Л.С., Ступак М.Ю.

Экспериментальное исследование диссипации пульсирующего газового потока.

C. 44- 52.

Pyc.

Библ.- 3 назв.

Приведены результаты экспериментального исследования диссипации пульсирующего газового потока применительно к пульсационному сжиганию топлива в процессах сушки и разогрева сталеразливочных ковшей. Результаты исследований позволяют подобрать частоты пульсаций, на которых следует ожидать наиболее эффективной работы системы пульсационного сжигания топлива.

Ключевые слова: пульсация, газовый поток, диссипация, частота, сила звука, моделирование.

 Γ ічьов Ю.О., Бевз Л.С., Ступак М.Ю.

Експериментальне дослідження дисипації пульсуючого газового потоку.

Приведені результати експериментального дослідження дисипації пульсуючого газового потоку стосовно пульсаційного спалювання палива в процесах сушки і розігрівання сталерозливних ковшів. Результати досліджень дозволяють підібрати частоти пульсацій, на яких слід чекати найбільш ефективної роботи системи пульсаційного спалювання палива.

Ключові слова: пульсація, газовий потік, дисипація, частота, сила звуку, моделювання.

Gichov U.A., Bevz L.S., Stupak M.Y.

Experimental research into dissipation of pulsating gas flow.

The paper presents results of experimental research into dissipation of pulsating gas flow in terms of pulsating fuel combustion during drying and heating of steel pouring laddles. The results of the research allow to find

the pulsation frequency, at which the pulsating fuel combustion system works most efficiently.

Key words: pulsation, gas flow, dissipation, frequency, sound force, modeling.

УДК 669.053

Гичёв Ю.А., Перцевой В.А.

Тепловое взаимодействие газовой струи и иглака в системе газодинамической отсечки.

C. 53-64.

Pyc.

Библ.- 16 назв.

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

Ключевые слова: теплообмен, сопло, летка, конвертер, шлак, запирающий газ, газодинамическая отсечка шлака.

Гічьов Ю.О., Перцевий В.О.

Теплова взаємодія газового струменя і шлаку в системі газодинамічного відсічення.

Дослідження пов'язані з розробкою системи газодинамічного відсічення шлаку при випуску плавки із сталеплавильних конвертерів. Приведена оцінка коефіцієнта тепловіддачі від розплаву шлаку до навколозвукового імпактного газового струменя при її фронтальному і бічному натіканні на льотку конвертера. Виконано дослідження охолоджуючої дії замикаючого газового струменя на шлак.

Ключові слова: теплообмін, сопло, льотка, конвертер, шлак, замикаючий газ, газодинамічне відсічення шлаку.

Gichov U.A., Pertsevoy V.A.

Heat interaction of gas jet and slag in the system of gas dynamic cut-off.

The paper focuses on the development of slag gas dynamic cut-off during the exit of melting from steel casting converters.

The coefficient of heat reflection from the molten slag to transonic impact gas jet during its frontal and side overlapping the converter tap-hole has been estimated. The chilling effect of the locking gas jet on slag has been analyzed.

Key words: heat exchange, nozzle, tap-hole, converter, slag, locking gas, gas dynamic cut-off of slag.

УДК 669.162.2

Грес Л.П., Каракаш Е.А., Флейшман Ю.М., Кривченко Ю.С., Литвяк В.Г., Жариков А.Н., Гусаров А.С., Выбиванец О.А.

Новые подходы к созданию высокоэффективных доменных воздухонагревателей.

C. 65-71.

Pyc.

Библ.- 6 назв.

В статье рассмотрены особенности эксплуатации воздухонагревателей доменных печей конструкции Я.П. Калугина. Предложен ряд решений, которые позволяют при модернизации воздухонагревателей и наличии свободных площадей сохранить стены, купол, кожух и поднасадочное устройство и подвести дымовые газы от керамической струйно-вихревой горелки, располагаемой в нижней части вынесенной камеры горения вертикально. Предложенные технические решения позволяют существенно снизить стоимость реконструкции воздухонагревателей с внутренней камерой горения.

Ключевые слова: воздухонагреватель, огнеупоры; струйновихревая горелка.

Грес Л.П., Каракаш Є.О., Флейшман Ю.М., Крівченко Ю.С., Литвяк В.Г., Жаріков А.Н., Гусаров О.С., Вибиванець О.А.

Нові підходи до створення високоефективних доменних повітронагрівачів.

В статті розглянуті особливості експлуатації повітронагрівачів доменних печей конструкції Я.П. Калугіна. Запропонований ряд рішень, які дозволяють при модернізації повітронагрівачів і наявності вільних площ зберегти стіни, купол, кожух і піднасадковий пристрій і підвести димові гази від керамічного струменево-вихрового пальника, що розташовується в нижній частині винесеної камери горіння вертикально. Запропоновані технічні рішення дозволяють істотно знизити вартість реконструкції повітронагрівачів з внутрішньою камерою горіння.

Ключові слова: повітронагрівач, вогнетриви; струменевовихровий пальник.

Gres L.P., Karakash E.A., Fleishman Y.M., Krivchenko Y.S., Litviak V.G., Zharikov A.N., Gusarov A.S., Vibivanets O.A.

New approaches to the design of the high-performance blast stoves.

The paper deals with the operational features of blast stoves in Kalugin furnaces. A number of solutions allowing to preserve walls, the cupola, the jacket and the under checker, as well as to let in flue gases from the ceramic whirl-jet burner vertically set in the lower part of the outside fire chamber, have been suggested in terms of stove modernization and availability of extra space. The suggested technical solutions allow to sig-

nificantly reduce the cost of reconstruction of stoves with inside firechamber.

Key words: blast stove, refractories, whirl-jet burner.

УДК 669.162.231

Грес Л.П., Миленина А.Е.

Расчеты охлаждения дымовых газов блока воздухонагревателей доменной печи с системой утилизации теплоты при их движении в дымовой трубе.

C. 72-79.

Pyc.

Библ.- 5 назв.

Предложена математическая модель расчета потерь теплоты при движении газообразной среды в дымовой трубе блока воздухонагревателей доменной печи с системой утилизации теплоты. Для дымовой трубы, в верхней части которой по проекту отсутствуют футеровка и наружная теплоизоляция, рассчитана величина охлаждения дымовых газов при их движении в ней, которая составила 2,2 – 6,2 °C для различных скоростей движения, начальных температур дымовых газов и параметров окружающей среды. Установлено, что существует область значений параметров окружающей среды, при которых температура стенки рассматриваемого участка дымовой трубы ниже температуры точки росы дымовых газов. Использование наружной тепловой изоляции с теплопроводностью порядка 0,051 Вт/(м·°С) толщиной 18 – 0,20 м обеспечивает разницу температур дымовых газов и внутренней поверхности дымовой трубы менее 1 °С, что позволяет эксплуатировать дымовую трубу в условиях минимума низкотемпературной коррозии.

Ключевые слова: охлаждение дымовых газов, низкотемпературная сернокислотная коррозия.

Грес Л.П., Міленіна О.Є.

Розрахунки охолодження димових газів блоку повітронагрівачів доменної печі з системою утилізації теплоти при їх русі у димовій трубі.

Запропонована математична модель розрахунку втрат теплоти при русі газоподібного середовища у димовій трубі блоку повітронагрівачів доменної печі з системою утилізації теплоти. Для димової труби, у верхній частині якої, за проектом, відсутні футерування і зовнішня теплоізоляція, розрахована величина охолодження димових газів при їх русі в ній, яка склала 2,2 – 6,2 °С для різних швидкостей руху, початкових температур димових газів і параметрів навколишнього середовища. Встановлено, що існує область значень параметрів навколишнього середовища, при яких температура стінки даної ділян-

ки димової труби нижча за температуру точки роси димових газів. Використання зовнішньої теплової ізоляції з теплопровідністю порядку $0,051~\mathrm{Bt/(m\cdot °C)}$ завтовшки $18-0,20~\mathrm{m}$ забезпечує різницю температур димових газів і внутрішньої поверхні димової труби менше $1~\mathrm{^{\circ}C}$, що дозволяє експлуатувати димову трубу в умовах мінімуму низькотемпературної корозії.

Ключові слова: охолодження димових газів, низькотемпературна сірчанокислотна корозія.

Gres L.P., Milenina A.E.

Calculations of the flue gas cooling in the stoves of the blast furnace with heat recovery system during their movement in the chimney.

The paper presents the mathematical model for calculating heat losses during the motion of the gaseous medium in the chimney of the air-heating section of the blast furnace with heat recovery system. The value of flue gases cooling in their moving through the chimney without external insulation and lining in the upper part has been calculated and comprised $2.2-6.2\,^{\circ}\text{C}$ for different motion velocities, initial temperatures of flue gases and the environment parameters. It is established that there is a range of environment parameters, within which the temperature on the wall of the analyzed chimney zone is lower than flue gas dew point. Outer heat insulation with heat conductivity of $\approx 0.051\,\text{Wt/(m}\cdot{}^{\circ}\text{C})$ and $18-20\,\text{cm}$ thickness ensures that the temperature difference between flue gases and the inner surface of the chimney is less than $1\,^{\circ}\text{C}$ which allows to use the chimney in conditions of minimum low-temperature corrosion.

Key words: flue gas cooling, low-temperature sulfuric acid corrosion.

УДК 621.1.016.4:66.042.88

Губинский В.И., Воробьева Л.А.

Балансовый способ определения локальной скорости теплоносителя в импульсной трубке многотрубного пучка.

C. 80-86.

Pyc.

Библ.- 3 назв.

В результате экспериментального испытания минирегенератора с насадкой, состоящей из металлического многотрубного пучка, предложен балансовый способ определения фактической локальной скорости теплоносителя (дыма или воздуха) внутри и снаружи импульсной трубки, т.е. в месте измерения его температур. Для достоверного исследования процесса теплообмена в трубной насадке и оценки равномерности распределения потоков дыма и воздуха по сечению насадки определяют корректировочные коэффициенты для нахождения фактической локальной скорости дыма и воздуха. Корректировочные ко-

эффициенты находят путем сопоставления двух значений расхода теплоносителя на единицу массы труб: среднего по сечению насадки и локального, который вычисляют с использованием тепловых балансов в системах «дымовые газы — насадка» и «насадка — воздух».

Ключевые слова: регенератор, теплообменная насадка, многотрубный пучок, балансовый способ, скорость.

Губинський В.Й., Воробйова Л.О.

Балансовий спосіб визначення локальної швидкості теплоносія в імпульсній трубці багатотрубного пучка.

В результаті експериментального випробування мінірегенератора з насадкою, що складається з металевого багатотрубного пучка, запропонований балансовий спосіб визначення фактичної локальної швидкості теплоносія (диму або повітря) усередині і зовні імпульсної трубки, тобто в місці вимірювання його температур. Для достовірного дослідження процесу теплообміну в трубній насадці і оцінки рівномірності розподілу потоків диму і повітря по перетину насадки визначають коефіцієнти коректувань для знаходження фактичної локальної швидкості диму і повітря. Коефіцієнти коректувань знаходять шляхом зіставлення двох значень витрати теплоносія на одиницю маси труб: середнього по перетину насадки і локального, який обчислюють з використанням теплових балансів в системах «димові гази — насадка» і «насадка — повітря».

Ключові слова: регенератор, теплообмінна насадка, багатотрубний пучок, балансовий спосіб, швидкість.

Gubinskyy V.I., Vorobyova L.A.

Balance solution for determining the local velocity of a heat carrier in the impulse tube of the multi-tube bunch.

Resulting from the experimental testing of miniregenerator with the multi-tube checker, a balance solution for determining the actual local velocity of the heat carrier (smoke or air) inside and outside the impulse tube, i.e. at the temperature measurement point, has been proposed. For veritable research into the heat exchange process in the tube checker an evaluation of uniformity of smoke and air distribution along the checker cross-section, the corrective coefficients for finding the actual local smoke and air velocity have been indicated. These coefficients are defined by juxtapositioning the two values of heat carrier consumption per tube mass unit - average value along the checker section and the local value, which is calculated by heat balance computation in the systems "flue gases-checker" and "checker-air".

Key words: regenerator, heat-exchange checker, multi-tube bunch, balance solution, velocity.

УДК 66.042.88:669.187.242

Губинский В.И., Еремин А.О., Воробьева Л.А.

Алгоритм расчета трубчатого теплообменника регенеративной горелки.

C. 87-93.

Pvc.

Библ.- 7 назв.

В работе представлен алгоритм расчета теплообменника с насадкой, состоящей из металлического многотрубного пучка при заданной тепловой мощности регенеративной горелки, обеспечивающего максимально возможный перепад температур подогрева воздуха с использованием регрессионной зависимости колебания температуры воздуха от параметров регенератора. Алгоритм расчета предусматривает конструирование трубчатого минирегенератора с наименьшей массой и габаритами насадки при обеспечении заданных параметров нагрева воздуха. По результатам математического моделирования теплообмена в трубной регенеративной насадке получена регрессионная зависимость колебания температур подогрева воздуха за период дутья от отношения теплоемкостей расхода воздуха, прошедшего через регенератор в течение периода, и массы насадки.

Ключевые слова: алгоритм, регенеративная горелка, насадка регенератора, многотрубный пучок.

Губинський В.Й., Єрьомін О.О., Воробйова Л.О.

Алгоритм розрахунку трубчастого теплообмінника регенеративного пальника.

В роботі представлений алгоритм розрахунку теплообмінника з насадкою, що складається з металевого багатотрубного пучка при заданій тепловій потужності регенеративного пальника, що забезпечує максимально можливий перепад температур підігріву повітря з використанням регресійної залежності коливання температури повітря від параметрів регенератора. Алгоритм розрахунку передбачає конструювання трубчастого мінірегенератора з найменшою масою і габаритами насадки при забезпеченні заданих параметрів нагріву повітря. За результатами математичного моделювання теплообміну в трубній регенеративній насадці отримана регресійна залежність коливання температур підігріву повітря за період дуття від відношення теплоємностей витрати повітря, що пройшло через регенератор протягом періоду, і маси насадки.

Ключові слова: алгоритм, регенеративний пальник, насадка регенератора, багатотрубний пучок.

Gubinskyy V.I., Yeriomin A.O., Vorobjova L.A.

Computational algorithm for assessing the tubular heat exchanger of the regenerative burner.

The paper presents the algorithm for computing the heat exchanger with checker work, consisting of metal multi-tube bunch under the given heat capacity of the regenerative burner, ensuring the maximum possible air temperature flux. The computation is based on the regressive relation of the air temperature fluctuation to regenerator parameters. The algorithm presupposes designing of a tubular mini-regenerator with the minimum mass and checker work dimensions while ensuring the given air heating parameters. Mathematic modeling of heat exchange in the tubular regenerative checker work allows to get the regressive relation of the air heating temperatures during the blowing period to the ratio of the heat capacity of the consumed air, which passed through the regenerator during this period, and the checker work mass.

Key words: algorithm, regenerative burner, regenerator checker work, multi-tube bunch.

УДК 669.1

Гупало Е.В., Гупало В.И., Пономоренко Д.С.

Экономия природного газа при нагреве металла в методических печах в условиях неритмичной работы прокатного стана.

C. 94-101.

Pvc.

Библ.- 5 назв.

В статье приведены результаты исследования тепловой работы методической печи сортопрокатного стана, отапливаемой смесями высококалорийного топлива (природного газа) и низкокалорийного топлива (коксодоменной смеси), при двух способах отопления: с постоянной теплотой сгорания смешенного газа (природно-коксодоменной смеси) и с изменяющейся теплотой сгорания смешенного газа в зависимости от производительности печи. Сравнение рассмотренных способов отопления показало, что при снижении производительности печи до 60 % от максимальной производительности применение способа отопления с переменной калорийностью топлива обеспечивает максимальную экономию природного газа (до 35 %) за счет увеличения расхода низкокалорийного топлива. Внедрение способа отопления с переменной калорийностью топлива позволяет снизить удельные затраты на нагрев металла до 24 %.

Ключевые слова: топливо, природный газ, коксодоменная смесь, методическая печь, способ отопления.

Гупало О.В., Гупало В.І., Пономоренко Д.С.

Економія природного газу при нагріві металу в методичних печах в умовах неритмічної роботи прокатного стану.

В статті приведені результати дослідження теплової роботи методичної печі сортопрокатного стану, опалювальної сумішами висококалорійного палива (природного газу) і низькокалорійного палива (коксодоменної суміші), при двох способах опалювання: з постійною теплотою згоряння змішаного газу (природно-коксодоменної суміші) і зі змінною теплотою згоряння змішаного газу залежно від продуктивності печі. Порівняння розглянутих способів опалення показало, що при зниженні продуктивності печі до 60 % від максимальної продуктивності застосування способу опалення із змінною калорійністю палива забезпечує максимальну економію природного газу (до 35 %) за рахунок збільшення витрати низькокалорійного палива. Впровадження способу опалення із змінною калорійністю палива дозволяє знизити питомі витрати на нагрів металу до 24 %.

Ключові слова: паливо, природний газ, коксодоменна суміш, методична піч, спосіб опалення.

Gupalo O.V., Gupalo V.I., Ponomorenko D.S.

Natural gas saving during metal heating in methodical furnaces in the conditions of irregular operation of the rolling plant.

The paper presents the results of research into the thermal work of the rolling plant methodical furnace, fed by the mixture of high-calorific fuel (natural gas) and low-calorific (blast coke mixture) in 2 heating modes: with the constant combustion heat of the mixed gas (natural gas + coke) and with the alternating heat of the mixed gas combustion related to the furnace efficiency. The comparison of these heating modes demonstrated that in conditions of reduction of the furnace efficiency to 60 % from the maximum efficiency value, the alternating mode ensures maximum saving of natural gas (to 35 %) at the expense of increase in low-calorific fuel consumption. Implementation of the alternating heating model allows to reduce specific metal heating loss to 24 %.

Key words: fuel, natural gas, blast coke mixture, methodical furnace, heating mode.

УДК 662.661.25

Ерёмин А.О.

Динамические характеристики топлива и воздуха в горелочных устройствах при объёмно-регенеративном способе сжигания топлива в промышленных печах.

C. 102-109.

Pvc.

Библ.- 6 назв.

Показаны преимущества регламентированного перемешивания топлива с воздухом в нагревательных устройствах с регенеративными

теплоутилизаторами. Приведены результаты пятилетней эксплуатации первого в СНГ регенеративного нагревательного колодца, работающего с регламентированным перемешиванием реагентов горения.

Разработан принцип выбора динамических характеристик потоков топлива и воздуха в соплах и каналах горелочных узлов для реализации объёмно-регенеративного сжигания.

Рассмотрено влияние динамических характеристик топлива и воздуха горения в горелках регенеративных промышленных печей на организацию объёмно-регенеративного сжигания топлива. Исследовано влияние температуры подогрева воздуха и теплоты сгорания топлива на режим его сжигания.

Ключевые слова: горелочные устройства, способ сжигания топлива, промышленная печь.

Срьомін О.О.

Динамічні характеристики палива і повітря в пальникових пристроях при об'ємно-регенеративному способі спалювання палива в промислових печах.

Показані переваги регламентованого перемішування палива з повітрям в нагрівальних пристроях з регенеративними теплоутилізаторами. Приведені результати п'ятирічної експлуатації першого в СНД регенеративного нагрівального колодязя, що працює з регламентованим перемішуванням реагентів горіння.

Розроблений принцип вибору динамічних характеристик потоків палива і повітря в соплах і каналах пальникових вузлів для реалізації об'ємно-регенеративного спалювання.

Розглянутий вплив динамічних характеристик палива і повітря горіння в пальниках регенеративних промислових печей на організацію об'ємно-регенеративного спалювання палива. Досліджений вплив температури підігріву повітря і теплоти згоряння палива на режим його спалювання.

Ключові слова: пальникові пристрої, спосіб спалювання палива, промислова піч.

Yeriomin A.O.

Dynamic characteristics of fuel and air in burners under volumeregenerative mode of fuel combustion in industrial furnaces.

The advantages of mandatory mixing of fuel with air in heating units with regenerative heat utilizers have been analyzed. The results of 5 year-operation of the first in NIS regenerative stove whose work is based on the mandatory fuel mixing, has been presented. The principle of choosing dynamic characteristics of fuel and air flows in nozzles and channels of burners for realization of volume-regenerative combustion has been developed.

The effect of burning fuel and air dynamic characteristics in regenerative industrial furnaces burners on the organization of volume-regenerative

fuel combustion has been studied. The impact of air heating temperature and fuel combustion heat on the combustion regime has been analyzed.

Key words: burners, fuel combustion mode, industrial furnace.

УДК 662.642

Ильченко К.Д., Ревенко М.Б.

Теплофизические свойства углей Украины.

C. 110-117.

Pvc.

Библ.- 3 назв.

Ископаемые угли Украины представлены всеми марками от бурых углей до антрацитов. Одним из способов покрытия потребности черной металлургии в газообразном топливе является газификация бурых (Б), длиннопламенных (Д) и длиннопламенных газовых (ДГ) углей, запасы которых имеются практически во всех регионах Украины. Таким образом, уголь будет использован не только как топливо для энергетических установок, но и как технологическое топливо для некоторых металлургических процессов. Определение теплофизических свойств угля является одним из основных этапов при планировании и разработке промышленных процессов с его использованием. В статье приведены результаты исследования теплофизических свойств (энтальпии, теплоемкости и коэффициента теплопроводности) низкосортных углей Украины марок Б, Д и ДГ и выполнено сопоставление результатов определения теплоемкости с расчетными данными.

Ключевые слова: уголь, энтальпия, теплоемкость, коэффициент теплопроводности.

Ільченко К.Д., Ревенко М.Б.

Теплофізичні властивості вугілля України.

Копалини вугілля України представлені всіма марками від бурого вугілля до антрацитів. Одним із способів покриття потреби чорної металургії в газоподібному паливі є газифікація бурого (Б), довгополуменевого (ДГ) вугілля, запаси якого є практично у всіх регіонах України. Таким чином, вугілля буде використано не тільки як паливо для енергетичних установок, але і як технологічне паливо для деяких металургійних процесів. Визначення теплофізичних властивостей вугілля є одним з основних етапів при плануванні і розробці промислових процесів з його використанням. В статті приведені результати дослідження теплофізичних властивостей (ентальпії, теплоємності і коефіцієнта теплопровідності) низькосортного вугілля України марок Б, Д і ДГ і виконано зіставлення результатів визначення теплоємності з розрахунковими даними.

Ключові слова: вугілля, ентальпія, теплоємність, коефіцієнт теплопровідності.

Ilchenko K.D., Revenko M.B.

Thermal and physical properties of Ukrainian coals.

The thermal and physical properties (enthalpy, heat capacity and heat conductivity coefficient) of low-grade coals of Ukrainian deposits have been studied.

Key words: coal, enthalpy, heat capacity, heat conductivity coefficient.

УДК 621.18

Ильченко К.Д., Тарасевич Т.Ю.

Современные конструкции водогрейных котлов для теплоснабжения промышленных объектов и жилых зданий.

C. 118-125.

Pyc.

Библ.- 2 назв.

Выполнен анализ состояния источников теплоснабжения в промышленности и коммунальном хозяйстве, который показал, что работающие конструкции промышленных и бытовых котлов морально и физически изношены, многие из них уже не выпускаются промышленностью, водно-химическое хозяйство котельных запущено и отсутствуют современные водо- и газоочистные сооружения. Предприятия коммунальной энергетики очень медленно внедряют энергосберегающие технологии, удельный расход топлива на отпуск тепловой энергии возрастает. Рассмотрен опыт совместного производства тепловой и электрической энергии (когенерация) на примере предприятия «Хмельницктеплокоммунэнерго», а также современные конструкции котельных установок и водогрейных котлов, предназначенных для отопления и горячего водоснабжения промышленных объектов и жилых зданий. Сделаны выводы о необходимости перехода на полностью автоматизированные крышные котельные, а также применение котлов со встроенными конденсационными теплообменниками.

Ключевые слова: водогрейные котлы, отопление, горячее водоснабжение.

Ільченко К.Д., Тарасевич Т.Ю.

Сучасні конструкції водогрійних котлів для теплопостачання промислових об'єктів і житлових будівель.

Виконаний аналіз стану джерел теплопостачання в промисловості і комунальному господарстві, який показав, що працюючі конструкції промислових і побутових котлів морально і фізично зношені, багато хто з них вже не випускається промисловістю, водно-хімічне госпо-

дарство котельних запущене і відсутні сучасні водо- і газоочисні споруди. Підприємства комунальної енергетики дуже поволі впроваджують енергозберегаючі технології, питома витрата палива на відпуск теплової енергії зростає. Розглянутий досвід спільного виробництва теплової і електричної енергії (когенерація) на прикладі підприємства «Хмельницьктеплокомуненерго», а також сучасні конструкції котельних установок і водогрійних котлів, призначених для опалювання і гарячого водопостачання промислових об'єктів і житлових будівель. Зроблені виводи про необхідність переходу на повністю автоматизовані кришкові котельні, а також застосування котлів з вбудованими конденсаційними теплообмінниками.

Ключові слова: водогрійні котли, опалювання, гаряче водопостачання.

Ilchenko K.D., Tarasevich T.Y.

Modern design of water-heating boilers for supplying heat to industrial facilities and residential buildings.

The review of the present state of boiler facilities has been done. Modern design of boiler facilities and water-heating boilers for heating and supplying hot water to industrial units and residential buildings has been analyzed.

Key words: water-heating boilers, heating, hot-water supply.

УДК 621.314

Кремнева Е.В., Губинский М.В., Шевченко Г.Л., Адаменко Д.С., Шишко Ю.В.

Исследование термического разложения биомассы в режиме фильтрационного горения.

C. 126-136.

Pvc.

Библ.- 9 назв.

Представлены результаты экспериментальных и расчетных исследований кинетики термического разложения биомассы в плотном слое при окислительном пиролизе. Экспериментальные исследования проводились на опытной установке мощностью 200 кВт по исходной биомассе. Расчетные исследования выполнены путем математического моделирования кинетики термического разложения биомассы в плотном слое с применением многокомпонентной схемы расчета, а также с учетом времени пребывания смол в зоне реакции. Относительная погрешность расчета выхода смолы, газа и кокса процесса менее 10 %. С использованием модели определена динамика выхода смолы, газа и кокса по высоте слоя. Установлено, что стабилизация выхода смолы и газа наблюдается на высоте слоя 0,15 м от границы

начала процесса, при этом теплота сгорания пиролизного газа составляет $4.9 - 5.3 \ \mathrm{MДж/кг}$.

Ключевые слова: пиролиз, биомасса, фильтрационное горение, моделирование.

Кремньова К.В., Губинський М.В., Шевченко Г.Л., Адаменко Д.С., Шишко Ю.В.

Дослідження термічного розкладання біомаси в режимі фільтраційного горіння.

Представлені результати експериментальних і розрахункових досліджень кінетики термічного розкладання біомаси в щільному шарі при окислювальному піролізі. Експериментальні дослідження проводилися на дослідній установці потужністю 200 кВт по початковій біомасі. Розрахункові дослідження виконані шляхом математичного моделювання кінетики термічного розкладання біомаси в щільному шарі із застосуванням багатокомпонентної схеми розрахунку, а також з урахуванням часу перебування смол в зоні реакції. Відносна погрішність розрахунку виходу смоли, газу і коксу процесу менше 10 %. З використанням моделі визначена динаміка виходу смоли, газу і коксу по висоті шару. Встановлено, що стабілізація виходу смоли і газу спостерігається на висоті шару 0,15 м від межі початку процесу, при цьому теплота згоряння піролізного газу складає 4,9 – 5,3 МДж/кг.

Ключові слова: піроліз, біомаса, фільтраційне горіння, моделювання.

Kremniova Y.V., Gubinskyy M.V., Shevchenko G.L., Adamenko D.S., Shishko Y.V.

Research into biomass thermal decomposition in filtration burning regime.

The results of experimental and computational research into kinetics of biomass thermal decomposition in dense bed during oxidative pyrolysis are presented. Experimental investigation was conducted on the pilot unit of 200 kW capacity regarding biomass input. Computational research has been done by way of mathematical modeling of biomass thermal decomposition kinetics in the dense bed with the help of multi-componential computational scheme, considering the time of char presence in the reaction zone. The relative assessment error of the char, gas and coke output in the process is less than 10 %. The model also allowed to define the dynamics of char, gas and coke output across the bed height. It is stated that stabilization of the char and gas output is observed at 0.15 m from the line of the process start, the pyrolysis gas combustion heat comprising 4.9 – 5.3 MJ/kg.

Key words: pyrolysis, biomass, filtration burning, modeling.

УДК 662.764; 536.7

Пинчук В.А., Губинский М.В., Потапов Б.Б., Живолуп С.Г., Шарабура Т.А.

Методологический подход к определению энтальпии образования угля.

C. 137-143.

Pyc.

Библ.- 10 назв.

Проведен анализ структуры ископаемых углей, рассмотрены соединения, отражающие особенности строения органического вещества и состава угля, и приведены значения их энтальпий образования. Представлена методика определения энтальпии образования органической массы угля. Показано, что энтальпия образования органической массы угля возрастает от отрицательных значений для низкометаморфизированных углей до положительных величин для углей высоких стадий метаморфизма.

Ключевые слова: энтальпия образования, органическая структура, уголь.

Пінчук В.О., Губинський М.В., Потапов Б.Б., Живолуп С.Г., Шарабура Т.А.

Методологічний підхід до визначення ентальпії утворення вугілля.

Проведений аналіз структури викопного вугілля, розглянуті з'єднання, що відображають особливості будови органічної речовини і складу вугілля, і приведені значення їх ентальпій утворення. Представлена методика визначення ентальпії утворення органічної маси вугілля. Показано, що ентальпія утворення органічної маси вугілля зростає від негативних значень для низькометаморфізованого вугілля до позитивних величин для вугілля високих стадій метаморфізму.

Ключові слова: ентальпія утворення, органічна структура, вугілля. $Pinchuk\ V.A.$, $Gubinskyy\ M.V.$, $Potapov\ B.B.$, $Zhivolup\ S.G.$, $Sharabura\ T.A.$

Methodological approach to coal formation enthalpy definition.

The structure of fossil coals has been analyzed; the compounds reflecting the organic substance composition and coal content peculiarities have been tackled and the values for their enthalpy formation have been studied. The method of indicating the enthalpy of coal organic mass formation has been presented. The paper states that the enthalpy of coal organic mass formation grows from the negative values of low-metamorphosized coals to the positive values for the coals of high metamorphism stages.

Key words: formation enthalpy, organic structure, coal.

УДК 662.764

Пинчук В.А., Шарабура Т.А., Потапов Б.Б., Шеенко И.М., Живолуп С.Г.

Экологическая характеристика процесса газификации водоугольного топлива.

C. 144- 149.

Pyc.

Библ.- 7 назв.

Проведена экологическая оценка процесса газификации водоугольного топлива. Исследовано влияние температуры на выход серои азотосодержащих компонентов в генераторном газе при воздушной и кислородной газификациях водоугольного топлива. Представлено сопоставление количества вредных веществ, образующихся при сжигании угля, водоугольного топлива и генераторного газа.

Ключевые слова: водоугольное топливо, газификация, генераторный газ.

Пінчук В.О., Шарабура Т.А., Потапов Б.Б., Шеєнко І.М., Живолуп С.Г. Екологічна характеристика процесу газифікації водовугільного палива.

Проведена екологічна оцінка процесу газифікації водовугільного палива. Досліджений вплив температури на вихід сірчано- і азотовмісних компонентів в генераторному газі при повітряній і кисневій газифікації водовугільного палива. Представлено зіставлення кількості шкідливих речовин, що утворюються при спалюванні вугілля, водовугільного палива і генераторного газу.

Ключові слова: водовугільне паливо, газифікація, генераторний газ. *Pinchuk V.A., Sharabura T.A., Potapov B.B., Sheienko I.M., Zhivolup S.G. Ecological characteristics of water-coal fuel gasification process.*

Ecological evaluation of water-coal fuel gasification process has been made. The temperature influence on the sulfur- and nitrogen-rich components output in the generator gas has been studied for air and oxygen gasification of water-coal fuel. The correlative analysis of harmful substances amount, which are produced during coal combustion of water-coal fuel and generator gas has been made.

Key words: water-coal fuel, generator gas.

УДК 621.793.224:681.536.5

Радченко Ю.Н., Сапов В.Ф., Шибакинский В.И., Иванов В.И. Совершенствование системы управления качеством сжигания топлива в рекуперативных нагревательных колодцах с горелкой в центре пода.

C. 150-155.

Pyc.

Библ.- 4 назв.

Для устранения влияния неконтролируемых утечек воздуха в керамических рекуператорах на качество сжигания топлива, усовершенствована автоматизированная система управления тепловым режимом нагревательного колодца с горелкой в центре пода. В отличие от систем, в которых необходимое содержание кислорода в дымовых газах поддерживается путем изменения расхода топлива с помощью дополнительного клапана на газопроводе, разработанная система не требует конструктивных изменений в газоподводящем тракте колодца. В разработанной системе качество сжигания топлива обеспечивается: в первом периоде нагрева — системой автоматической стабилизации процентного содержания кислорода в отходящих дымовых газах путем воздействия на расход газа — при максимальной подаче воздуха; во втором периоде — системой соотношения «газ-воздух» с коррекцией по содержанию кислорода в отходящих дымовых газах.

Ключевые слова: автоматизированная система управления, рекуперативный нагревательный колодец, качество сжигания топлива.

Радченко Ю.М., Сапов В.Ф., Шибакінський В.І., Іванов В.І.

Вдосконалення системи управління якістю спалювання палива в рекуперативних нагрівальних колодязях з пальником в центрі поду.

Для усунення впливу неконтрольованих витоків повітря в керамічних рекуператорах на якість спалювання палива, вдосконалена автоматизована система управління тепловим режимом нагрівального колодязя з пальником в центрі поду. На відміну від систем, в яких необхідний вміст кисню в димових газах підтримується шляхом зміни витрати палива за допомогою додаткового клапана на газопроводі, розроблена система не вимагає конструктивних змін в тракті колодязя, що підводить газ. У розробленій системі якість спалювання палива забезпечується: у першому періоді нагріву — системою автоматичної стабілізації процентного вмісту кисню у відхідних димових газах шляхом дії на витрату газу — при максимальній подачі повітря; у другому періоді — системою співвідношення «газ-повітря» з корекцією за вмістом кисню у відхідних димових газах.

Ключові слова: автоматизована система управління, рекуперативний нагрівальний колодязь, якість спалювання палива.

Radchenko Y.N., Sapov V.F., Shibakinsky V.I., Ivanov V.I.

Improvement of the quality of fuel combustion control system in recuperative stove with a burner in the hearth centre.

The automate control system of the stove thermal regime with a burner in the hearth centre has been improved with the view of neutralizing the impact of uncontrollable air leakage in ceramic recuperators on the fuel combustion quality. The developed system doesn't require design changes in the gas-feeding tract of the well by contrast to the system where the necessary oxygen content in fuel gases is sustained by changing fuel consumption with the help of a supplementary valve on the gas pipeline. The developed system ensures the high quality of fuel combustion by: during the first heating period – the system of automated stabilization of the percent oxygen content in exiting flue gases by manipulating gas consumption under the maximum air supply; during the second period – by the system of "gasair" equation corrected as to the oxygen content of exiting flue gases.

Key words: automated control system, recuperative heating well, quality of fuel combustion.

УДК 662.957

Ревун М.П., Баришенко О.М., Сорока А.Ю. Пазюк Ю.М.

Розробка прогнозуючої системи управління нагрівом металу в термічних печах з метою економії палива.

C. 156-165.

Укр.

Библ.- 5 назв.

Розроблено прогнозуючу систему управління нагріванням металу в камерних печах термічного цеху. Математичне моделювання системи базується на фізичному експерименті та математичному обґрунтуванні даних з реального виробництва. Розроблене програмне забезпечення системи містить в собі можливості: доступ до різних структур цеху; простежування вхідних та вихідних даних цеху; автоматизації прийому замовлень; перегляду стану та характеристик кожної печі; попереднього розрахунку тривалості термообробки; доступу до інформації про дату та час закінчення термообробки кожної завантаженої печі. Впровадження розробленої системи у термічному цеху дозволить забезпечити: економію палива; підвищення продуктивності цеху; збільшення ККД печей; зниження тривалості технологічного процесу та підвищення коефіцієнту використання печей.

Ключові слова: система управління, нагрівання металу, термічна піч, економія палива.

Ревун М.П., Баришенко Е.Н., Сорока А.Ю. Пазюк Ю.М.

Разработка прогнозирующей системы управления нагревом металла в термических печах с целью экономии топлива.

Разработана прогнозирующая система управления нагревом металла в камерных печах термического цеха. Математическое моделирование системы базируется на физическом эксперименте и математическом обосновании данных реального производства. Разработанное программное обеспечение системы включает в себя возможности: доступа к разным структурам цеха; прослеживания входных и выход-

ных данных цеха; автоматизации приема заказов; пересмотра состояния и характеристик каждой печи; предварительного расчета длительности термообработки; доступа к информации по дате и времени окончания термообработки каждой загруженной печи. Внедрение разработанной системы в термическом цехе позволит обеспечить: экономию топлива; повышение производительности цеха; увеличение КПД печей; снижение длительности технологического процесса и повышение коэффициента использования печей.

Ключевые слова: система управления, нагрев металла, термическая печь, экономия топлива.

Revun M.P., Baryshenko O.M., Soroka A.Y., Paziuk Y.M.

Developing the prognostic system of metal heating control system in thermal furnaces for the purpose of energy saving.

The prognostic system of metal heating control system in chamber furnaces of the thermal workshop has been developed. The mathematical modeling of the system is based upon the physical experiment and mathematical analysis of the data obtained from real production sites. The software behind the system allows to: gain access to different workshop structures, trace the input and output data of the workshop, automate the order receipt, check the state and characteristics of each furnace, pre-evaluate the time of thermal treatment; ensure access to the information about the date and time of thermal treatment for each loaded furnace. Implementation of the developed system in the thermal workshop will allow to: save fuel, increase the workshop productivity, enhance the furnace efficiency, reduce the technological process duration, and increase the coefficient of furnace utilization.

Key words: control system, metal heating, thermal furnaces, fuel saving.

УДК 621.746: 669.18

Романько Я.В., Решетняк С.И.

Моделирование сушки промежуточного ковша с монолитной футеровкой.

C. 166-173.

Pvc.

Библ.- 7 назв.

С помощью комплексной математической модели выполнены исследования сушки монолитной футеровки промежуточного ковша машины непрерывного литья заготовок. Модель использует допущение, что водяной пар и неиспарившаяся вода внутри бетонной стенки находятся в равновесном состоянии. С целью устранения нефизических осцилляций решения использовалось представление уравнения

влагопереноса в смешанной форме для неизотермических условий. Для решения полученной системы уравнений применялся итерационный метод Пикарда. Рассмотрено влияние числа и расположения горелочных устройств на равномерность разогрева и сушки монолитной футеровки промежуточного ковша. Получены зависимости изменения температуры, влагосодержания и давления в порах бетона в процессе его тепловой обработки.

Ключевые слова: промежуточный ковш, монолитная футеровка, сушка, давление, математическая модель.

Романько Я.В., Решетняк С.І.

Моделювання сушки проміжного ковша з монолітним футеруванням.

За допомогою комплексної математичної моделі виконані дослідження сушки монолітного футерування проміжного ковша машини безперервного лиття заготовок. Модель використовує припущення, що водяна пара і вода, що не випарувалися, усередині бетонної стінки знаходяться в рівноважному стані. З метою усунення нефізичних осциляцій рішення використовувалося представлення рівняння вологопереносу в змішаній формі для неізотермічних умов. Для вирішення отриманої системи рівнянь застосовувався ітераційний метод Пікарда. Розглянутий вплив числа і розташування пальникових пристроїв на рівномірність розігрівання і сушки монолітного футерування проміжного ковша. Отримані залежності зміни температури, вологовмісту і тиску в порах бетону в процесі його теплової обробки.

Ключові слова: проміжний ківш, монолітне футерування, сушка, тиск, математична модель.

Romanko Y.V., Reshetniak S.I.

Research into drying regimes of intermediary ladle with monolithic lining.

It is conventional to use multi-step regimes of long-term heating processing for drying up monolithic constructions of non-kilned refractory concrete. Usually they include periods of slow temperature growth and following-up exposure. This phenomenon is explained by the explosive cracking of concrete under the effect of emitting steam pressure. By means of complex mathematical modeling of the heat processing of the intermediary ladle we have conducted calculations and comparative analysis of different drying regimes applied to monolithic lining made of aluminium-silicon mass. Comparative plots of humidity content and pressure in concrete pores against values of permeability in thermal processing have been presented. Eventually, a more rapid and safe drying regime has been offered.

Key words: intermediary ladle, monolithic lining, drying, mathematic model, regime.

УДК 621.746: 669.18

Романько Я.В., Решетняк С.И.

Исследование режимов сушки промежуточного ковша с монолитной футеровкой.

C. 174-178.

Pyc.

Библ.- 4 назв.

Для сушки монолитных конструкций из безобжигового огнеупорного бетона применяют многоступенчатые режимы тепловой обработки значительной продолжительности. Обычно они включают периоды медленного подъема температуры и последующей выдержки. Это вызвано опасностью явления взрывного растрескивания бетона под воздействием давления выделяющегося пара. Используя комплексную математическую модель тепловой обработки промежуточного ковша, были проведены расчеты и выполнен сравнительный анализ различных режимов сушки монолитной футеровки из алюмосиликатной массы. Приведены сравнительные графики изменения влагосодержания и давления в порах бетона с различными значениями проницаемости в процессе тепловой обработки. В результате предложен более быстрый и безопасный режим сушки.

Ключевые слова: промежуточный ковш, монолитная футеровка, сушка, математическая модель, режим.

Романько Я.В., Решетняк С.І.

Дослідження режимів сушки проміжного ковша з монолітним футеруванням.

Для сушки монолітних конструкцій з безвипалювального вогнетривкого бетону застосовують багатоступеневі режими теплової обробки значної тривалості. Зазвичай вони включають періоди повільного підйому температури і подальшої витримки. Це викликано небезпекою явища вибухового розтріскування бетону під впливом тиску пари, що виділяється. Використовуючи комплексну математичну модель теплової обробки проміжного ковша, були проведені розрахунки і виконаний порівняльний аналіз різних режимів сушки монолітного футерування з алюмосилікатної маси. Приведені порівняльні графіки зміни вологовмісту і тиску в порах бетону з різними значеннями проникності в процесі теплової обробки. В результаті запропонований більш швидкий і безпечний режим сушки.

Ключові слова: проміжний ківш, монолітне футерування, сушка, математична модель, режим.

Romanko Y.V., Reshetniak S.I.

Modeling of intermediary ladle drying with monolithic lining.

Research into drying of monolithic lining of intermediary continuous casting ladle has been done. The model is based on the assumption that wa-

ter vapor and non-evaporated water inside the concrete wall are in equilibrium. To eliminate the non-physical oscillations of solution we used the mixed form of humidity transfer equation for non-isothermal conditions. To solve the obtained equation system, iterational Pikard method has been used. The effect of number and location of burners on the regularity of heating and drying of intermediary scoopful monolithic lining was analyzed. The relationships of temperature change, humidity and pressure in concrete pores in the process of its heating have been presented.

Key words: intermediary ladle, monolithic lining, drying, pressure, mathematic model.



«ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АЛЬЯНС»

общественная независимая организация

49000, г. Днепропетровск, ул. Глинки 2, Бизнес Центр «МОСТ-СИТИ», офис 907. Тел./факс: 8 (0562) 31-33-72; 370-37-90.

Сайт: www.e-a.org.ua E-mail: info@e-a.org.ua

Экономический и энергетический кризис поставил перед каждым сознательным гражданином Украины вопрос о его роли и вкладе в выходе нашей страны из этой кризисной ситуации. В настоящий момент именно энергетическая безопасность Украины является залогом национальной безопасности, гарантией её политической и экономической независимости. Понимая это, группа специалистов в области энергоэффективности и энергосбережения выступила с инициативой создания общественной неприбыльной организации «Энергетический альянс».

Идею создания такой организации уже поддержал целый ряд ведущих учёных и специалистов-энергетиков, энергоаудиторских компаний, общественных организаций, финансовых и банковских структур, промышленных предприятий, предприятий малого и среднего бизнеса, работающих в разных отраслях народного хозяйства.

Главная цель Энергетического Альянса – всеми силами и средствами содействовать выходу Украины из энергетического кризиса путём внедрения эффективных достижений отечественной и мировой науки и техники в области минимизации потребления энергоресурсов и энергосбережения.

Главной задачей Энергетического Альянса является объединение потребителей энергоресурсов и тех, кто генерирует энергоресурсы, производителей энергосберегающего оборудования и техники, учёных и специалистов, работающих в области энергосбережения для оперативного решения своих задач в области энергосбережения, исключив любые посреднические структуры.

Мы считаем, что Энергетический Альянс позволит каждому из его членов создавать и пользоваться общим объединённым знанием и опытом, быстро и эффективно, общими усилиями разрабатывать и внедрять новейшие разработки, находить эффективных партнёров и необходимые ресурсы, в том числе и финансовые, для реализации своих проектов в области повышения энергоэффективности производства и сбережения энергоресурсов.

ЧТО ДАЁТ УЧАСТИЕ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМ АЛЬЯНСЕ?

Для промышленных предприятий:

- прямой выход на высокопрофессиональные энергоаудиторские компании для проведения аналитического и инструментального энергоаудита;
- привлечение первоклассных специалистов и организаций для разработки программ повышения энергоэффективности и энергосбережения, разработки ТЭО энергосберегающих проектов и их реализации;
- проведение независимой высокопрофессиональной экспертизы программ и проектов по энергосбережению, технологий и оборудования;
- доступ к базе данных Альянса новейших отечественных и зарубежных технологий, оборудования, специалистов в области энергосбережения;
- привлечение отечественных и зарубежных финансовых ресурсов на льготных условиях;
- лоббирование своих интересов в местных и центральных органах власти.

Для банков и инвестиционных компаний:

- доступ к базе данных Альянса по разрабатываемым и перспективным проектам в области энергосбережения;
- привлечение лучших специалистов для технологической экспертизы проектов по энергосбережению и оценки их эффективности и реализуемости;
- расширение рынка услуг за счёт информационных ресурсов Альянса.

Для энергосервисных компаний:

- включение энергосервисной компании в базу данных Альянса;
- доступ к базе данных Альянса по промышленным предприятиям, нуждающихся в услугах по энергоаудиту, разработке и внедрению энергосберегающих программ и проектов;
- доступ к базе данных новейших отечественных и зарубежных технологий, оборудования, специалистов в области энергосбережения;
- приоритетное включение компании в местные и государственные программы по энергосбережению.

Для компаний разработчиков и производителей энергосберегающего оборудования и технологий:

- включение компании в базу данных Альянса;
- доступ к базе данных Альянса промышленных предприятий, нуждающихся во внедрении новейших энергосберегающих технологий и оборудования.

Для всех членов Альянса:

- включение в общую базу данных Альянса и бесплатное пользование ею;
- бесплатное участие во всех мероприятиях, организуемых Альянсом: семинары, конференции, круглые столы и т.д.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

Збірник наукових праць Міністерство освіти і науки України Національна металургійна академія України

МЕТАЛУРГІЙНА ТЕПЛОТЕХНІКА

Російською та українською мовами

Технічний редактор **Т.М. Шемет** Коректор **В.О. Гореленко**

Здано на складання 03.07.09. Рекомендовано до друку Вченою радою Національної металургійної академії України (протокол № 5 від 03.07.2009 р.) Підписано до друку 10.08.09. Формат 84х108/32 Папір офсетний. Умовн. друк. арк. 10,82. Тираж 300 прим. Замов. №

Віддруковано у видавництві «Нова ідеологія». 49044, м. Дніпропетровськ, вул. Гоголя, 15-а. Свідоцтво ДК № 191 від 20.09.2000 р.

Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць Національної металургійної академії України. — Випуск 1 (16) — Дніпропетровськ: «Нова ідеологія», 2009.— 184 с.

ISSN 2075-0714

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

УДК 574:621.1 ББК 31.3