

Приборы и оборудование

УДК 662.951.2

Сорока Б.С.*Институт газа НАН Украины, Киев*

Системы сжигания и теплоутилизационные устройства технологических печей : Современное состояние и мировые тенденции развития

Проведен системный анализ современных тенденций совершенствования существующих и создания новых топочных и теплоутилизационных устройств высокотемпературных агрегатов, выполнена оценка их энергетической эффективности. Основные приемы совершенствования систем отопления направлены на экономию топлива, сокращение времени обработки черных и цветных металлов и реализуются посредством увеличения потенциала топливоокислительной смеси при высокотемпературном подогреве и (или) обогащении воздуха-окислителя кислородом. Современные тенденции заключаются в объединении в одном аппарате горелочных и теплообменных устройств и разработке на этой основе рекуперативных и регенеративных горелок, а также радиационных труб с такими устройствами. При критическом анализе современного состояния топочной техники рассмотрены рекуперативные, регенеративные и Oxy-fuel системы сжигания газового топлива в печах. Проанализирован комплекс преимуществ DFI (Direct Flame Impingement) технологии, обеспечивающий повышение эффективности Oxy-fuel систем сжигания. Широкое признание получает FLOX-метод сжигания топлив различного состава, изначально получивший распространение в связи с экологическими преимуществами, а затем и благодаря теплотехническим достоинствам метода. Проведена оценка энергетической эффективности современных нагревательных печей в металлургии. Значения КПД использования топлива η_f и теплоты η_H топливных печей следует рассматривать как синергетические характеристики совершенства конструкции печи в целом, а также сочетания отдельных систем (прежде всего отопления, утилизации теплоты, компьютерного управления тепловым режимом и т.п.) с учетом выбора режимов и параметров эксплуатации агрегатов.

Ключевые слова: высокотемпературные агрегаты, газовое топливо, DFI-технологии, нагревательные печи, Oxy-fuel отопительные системы, рекуперативные горелки, регенеративные горелки, теплоутилизационные устройства, FLOX-метод сжигания.

Проведено системний аналіз сучасних тенденцій удосконалення діючих та створення нових топкових та теплоутилізаційних пристроїв високотемпературних агрегатів, виконано оцінку їхньої енергетичної ефективності. Основні засади удосконалення систем опалення спрямовані на економію палива, скорочення часу обробки чорних та кольорових металів і реалізуються шляхом збільшення потенціалу паливоокислювальної суміші при високотемпературному підігріві та (або) збагаченні повітря-окислювача киснем. Сучасну тенденцію складає об'єднання в одному апараті пальникових та теплообмінних пристроїв і розробка на цій основі рекуперативних та регенеративних пальників, а також радіаційних труб з такими пристроями. При критичному аналізі сучасного стану топкових технологій розглянуті рекуперативні, регенеративні та Оху-fuel системи спалювання газового палива в печах. Проаналізований комплекс переваг, що забезпечує Оху-fuel спосіб спалювання газу при використанні DFI (Direct Flame Impingement) технології. Широке визнання набув FLOX-метод спалювання палив різного складу, який спочатку отримав розповсюдження у зв'язку з екологічними перевагами, а згодом і завдяки теплотехнічним перевагам методу. Проведена оцінка енергетичної ефективності сучасних нагрівальних печей в металургії. Значення ККД використання палива η_f і теплоти η_H паливних печей слід розглядати як синергетичні характеристики удосконалення конструкції печі в цілому, а також комбінації окремих систем (перш за все, опалення, утилізації теплоти, комп'ютеризованого управління тепловим режимом та ін.), з урахуванням вибору режимів та параметрів експлуатації агрегатів.

Ключові слова: високотемпературні агрегати, газове паливо, DFI-технології, нагрівальні печі, Оху-fuel опалювальні системи, рекуперативні пальники, регенеративні пальники, теплоутилізаційні пристрої, FLOX-метод спалювання.

1. Изменение тенденций в создании топочных и теплоутилизационных устройств и оценка их энергетической эффективности

Процессы промышленного сжигания, которые реализуются в технологических и котельных топках, имеют много общего, учитывая требования к организации факельного процесса и тепломассообмен в топках: необходимость устойчивого зажигания горючей смеси, стабилизации пламени, учета влияния ориентации факелов на уровень и распределение тепловых потоков в топочном пространстве, а также с целью предупреждения сверхнормативных вредных выбросов в окружающую среду.

Более 60 % всех печных установок относятся к производству стали [1]. К началу кризиса этот сектор динамически развивался. В течение нескольких лет Китай поднял годовое производство стали до 500 млн т. Подобные процессы происходили в России и Восточной Европе [1]. Данные по производству стали в мире за 2010 г. приведены в табл.1 [2].

Украина является одним из мировых лидеров металлургии с долей около 7 % (данные Int. Institute Iron&Steel, 2007), занимая 7–8-е место в мире по объему производства стали и 3-е место по экспорту металлопродукции [2]. Отечественный горно-металлургический комплекс дает стране свыше 40 % валюты и обеспечивает около 15–20 % не прямых поступлений в госбюджет. В канун кризиса (в 2007 г.) Украи-

на вплотную приблизилась к уровню показателей советских времен, производство стали поднялось до 43 млн т [3].

Таким образом, невзирая на периодические колебания производства, в частности, тренды последнего времени (2011 г.) при выборе наиболее массовых топочных и теплоутилизационных устройств технологического назначения можно ориентироваться на процессы металлургического производства как наиболее массовые.

Топочные системы и теплоутилизационное оборудование составляют консервативную отрасль теплоэнергетического оборудования. Огнетехнические устройства, которые в настоящее время предлагаются ведущими мировыми разработчиками и производителями соответствующей техники, определились еще в 1980–1990-е гг. На-

Таблица 1. Производство стали в 2010 г.

№№ п/п	Страна	Объем производства, млн т/год
1	Китай	626,6
2	Япония	109,6
3	США	80,5
4	Россия	67,9
5	Индия	66,8
6	Южная Корея	58,5
7	Германия	43,8
8	Украина	33,5
9	Бразилия	32,8
10	Турция	29,0

личие новых возможностей их нынешних модификаций по сравнению с прототипами прошлых лет предопределено прогрессом в развитии смежных знаний и технологий. Создавались и привлекались новые материалы, включая наноматериалы, увеличивалась стойкость к высоким температурам и адаптация к ним соответствующих теплофизических свойств металлических, керамических, волокнистых, металлокерамических изделий, использовались новые измерительные приборы, системы автоматического регулирования и управления, а также компьютеризировались установки в целом. Усовершенствование техники использования топлива возможно благодаря достижениям химической физики горения и возможностям CFD-моделирования.

К современным системам сжигания предъявляются одновременно высокие энергетические и экологические требования, а системы утилизации теплоты должны повышать эффективность использования топлива в печах, то есть их энергетический КПД η . В соответствии с теоремой Карно, значение КПД может быть оценено по формуле $\eta = 1 - T_2/T_1(\alpha)$ [4].

С этой целью необходимо следующее:

– увеличение верхнего потенциала (T_1) процессов использования топлива, в данном случае теоретической температуры горения ($T_1 = T_T$) топливоокислительной смеси за счет: а) подогрева воздуха сгорания; б) обогащения воздуха кислородом (Oxy-fuel burners);

– уменьшение нижнего потенциала (T_2) уходящих газов – температуры продуктов сгорания на выходе из теплового агрегата ($T_2 = T_{ex}$).

Для оценки влияния температурных факторов (T_1 и T_2), а также при определении КПД процессов использования топлива можно рассматривать либо теплотехнологический агрегат (топливную печь) отдельно – с расчетами по

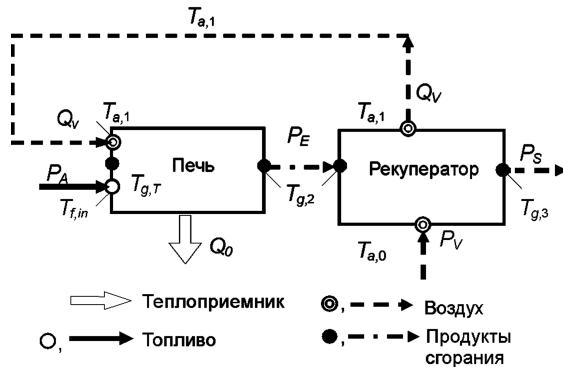


Рис.1. Схема идеальной системы «печь – рекуператор» для оценки энергетической эффективности использования топлива. При рассмотрении печи $T_{a,in} = T_{a,1}$, и системы «печь – рекуператор» $T_{a,in} = T_{a,0}$.

характеристикам входа и выхода из топочной (технологической) камеры (в сущности, печи), либо комплекс топливоиспользующего и теплоутилизационного агрегатов, совокупность «печь – утилизатор теплоты (рекуператор, регенератор)» (рис.1). Этот вопрос анализируется в работе [5].

1.1. При рассмотрении самой печи, работающей при атмосферном давлении, входная энтальпия теплоносителя состоит из полной энтальпии массовых потоков топлива и окислителя с учетом их состава, массового соотношения компонентов горения и температуры каждого из компонентов горения на входе в печь (соответственно для воздуха горения – за рекуператором, регенератором). Исходная энтальпия $I_{g,2}$ при этом рассчитывается для потока продуктов сгорания с температурой $T_{ex} = T_{g,2}$ на выходе из печи (топочной или технологической камеры). КПД печи, оснащенной рекуператором, по использованию топлива [6] составляет при этом

$$\eta_{f,fur} = \frac{\Delta I_{g,T}(T_{a,1}) - \Delta I_{g,2}}{\Delta I_{g,T}^*} = \frac{I_{g,T}(T_{a,1}) - I_{g,2}}{\Delta I_{g,T}^*}, \quad (1)$$

где $I_{g,T}(T_{a,1})$, $\Delta I_{g,T}(T_{a,1})$ – удельная энтальпия и избыточная удельная энтальпия 1 кг продуктов сгорания при теоретической температуре горения, которая соответствует температуре подогрева воздуха $T_{a,1}$ на выходе из рекуператора.

1.2. При рассмотрении системы «печь – утилизатор теплоты» перенос энергии между печью и рекуператором (регенератором) составляет внутренний процесс и не учитывается при определении КПД. Входная энтальпия при этом рассчитывается по характеристикам топлива и окислителя снаружи печи (то есть для воздуха горения (окислителя) для условий внешней среды), а исходной энтальпией $I_{g,3}$ является энтальпия продуктов сгорания с температурой $T_{g,3}$ за рекуператором (регенератором).

В случае рассмотрения системы «печь – рекуператор» КПД системы по использованию теплоты составляет

$$\eta_{f,syst} = \frac{\Delta I_{g,T}(T_{a,0}) - \Delta I_{g,3}}{\Delta I_{g,T}^*} = \frac{I_{g,T}(T_{a,0}) - I_{g,3}}{\Delta I_{g,T}^*}, \quad (2)$$

где $I_{g,T}(T_{a,0})$, $\Delta I_{g,T}(T_{a,0})$ – удельная энтальпия и избыточная удельная энтальпия 1 кг продуктов сгорания при теоретической температуре горения $T_T(T_{a,0})$, которая соответствует условиям внешней среды для компонентов горения, то есть отсутствию подогрева воздуха (условия на входе в рекуператор).

В уравнениях (1) и (2) $\Delta I_{g,T}^*$ — удельная избыточная энтальпия 1 кг продуктов сгорания топлива с воздухом при стехиометрическом соотношении и при стандартных условиях для исходной топливоокислительной смеси. Легко показать, что

$$\eta_{\text{fur}} = \eta_{\text{syst}} \quad (3)$$

в условиях «идеального» рекуператора, то есть рекуператора без потерь теплоты $\eta_{\text{H,rec}} = 100\%$, когда расходы теплоты продуктов сгорания равняются приросту энтальпии воздушного потока, идущего на горение

$$\Delta I_{g,2} - \Delta I_{g,3} = I_{g,2} - I_{g,3} = \delta I_a, \quad (4)$$

где δI_a — прирост энтальпии массового воздушного потока, соответствующий 1 кг продуктов сгорания ($\alpha \Omega_{\text{st}} (1 + \alpha \Omega_{\text{st}})^{-1}$) при его подогреве на $\Delta T_a = T_{a,1} - T_{a,0}$. Обычно

$$\frac{\Delta I_{g,T}(T_{a,1}) - \Delta I_{g,T}(T_{a,0})}{I_{g,T}(T_{a,1}) - I_{g,T}(T_{a,0})} = \delta I_a, \quad (5)$$

что следует из основного принципа определения теоретической температуры горения: полная энтальпия исходных компонентов горения (топливо + окислитель) при своих массовых потоках и начальных условиях равняется полной энтальпии продуктов сгорания при теоретической температуре горения [7], то есть

$$\dot{m}_f I_{f,\text{in}} + \dot{m}_a I_{a,\text{in}} = \dot{m}_g I_{g,T}; \dot{m}_g = \dot{m}_f + \dot{m}_a, \quad (6)$$

где $\dot{m}_f, \dot{m}_a, \dot{m}_g$ — массовые потоки соответственно топлива, воздуха-окислителя и продуктов сгорания; $I_{f,\text{in}}, I_{a,\text{in}}, I_{g,T}$ — удельные массовые (для 1 кг) полные энтальпии топлива, воздуха-окислителя при своих начальных условиях и продуктов сгорания при теоретической температуре горения.

Действительно, заменив в (2) значение $I_{g,3}$ и $I_{g,T}(T_{a,0})$ с использованием (4) и (5), а также (1), получим

$$\eta_{f,\text{syst}} = \frac{I_{g,T}(T_{a,1}) - \delta I_a - I_{g,2} + \delta I_a}{\Delta I_{g,T}^*} = \frac{I_{g,T}(T_{a,0}) - I_{g,2}}{\Delta I_{g,T}^*} = \eta_{f,\text{fur}}.$$

С использованием (5) и (6) можно получить значение δI_a :

$$\delta I_a = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_g} (I_{a,1} - I_{a,0}) = \frac{\alpha \Omega_{\text{st}}}{1 + \alpha \Omega} \Delta I_a, \quad (7)$$

где ΔI_a — удельная избыточная энтальпия 1 кг воздуха-окислителя; Ω_{st} — массовый стехиометрический коэффициент «воздух сгорания : топливо»; α — коэффициент избытка воздуха.

Таким образом, доказано, что оценка КПД использования топлива может проводиться по расчетам для самой печи или системы «печь — рекуператор» с получением одинакового результата. Единственным условием является правильный выбор определяющих характеристик потоков теплоносителя.

При сравнении КПД использования теплоты η_{H} имеет значение, рассматривается отдельно печь или система «печь — рекуператор».

В первом случае КПД $\eta_{\text{H,fur}}$ представляется в виде

$$\eta_{\text{H,fur}} = \frac{\Delta I_{g,T}(T_{a,1}) - \Delta I_{g,2}}{\Delta I_{g,T}(T_{a,1})} = 1 - \frac{\Delta I_{g,2}}{\Delta I_{g,T}(T_{a,1})} \quad (8)$$

Для случая «печь — рекуператор»

$$\eta_{\text{H,syst}} = \frac{\Delta I_{g,T}(T_{a,0}) - \Delta I_{g,3}}{\Delta I_{g,T}(T_{a,0})} = 1 - \frac{\Delta I_{g,3}}{\Delta I_{g,T}(T_{a,0})}. \quad (9)$$

С использованием превращений с учетом выражений (4) и (5) получим

$$\eta_{\text{H,syst}} = 1 - \frac{\Delta I_{g,2} - \delta I_a}{\Delta I_{g,T}(T_{a,1}) - \delta I_a} > 1 - \frac{\Delta I_{g,2}}{\Delta I_{g,T}(T_{a,1})}, \quad (10)$$

то есть

$$\eta_{\text{H,syst}} > \eta_{\text{H,fur}}, \quad (11)$$

что означает более высокую степень использования теплоты в случае системы «печь — рекуператор».

Обычно в случае отсутствия утилизаторов теплоты (например, при сжигании топлива с кислородом (Oxy-fuel system)) в качестве полезно используемой энтальпии рассматривается разница полных энтальпий продуктов сгорания при $T_1 = T_T$ (теоретической температуре горения Oxy-fuel смеси) и при $T_2 = T_{\text{ex}}$ — температуре продуктов сгорания на выходе из топочной (технологической) камеры печи.

2. Способы увеличения потенциала топливоокислительной смеси

Современные системы сжигания газа в высокотемпературных топливных печах отличаются использованием новых конструктивных и теплоизоляционных материалов, стойких к действию температур до 1000 °С и выше, компьютеризованных систем подачи потоков компонен-

тов горения в условиях регулирования соотношения «окислитель : топливо», а также конструкций камер сжигания (горелочных тоннелей), которые обеспечивают высокую устойчивость горения в условиях варьирования тепловой мощности в широком диапазоне. Понятно, что обеспечение эксплуатационных требований, легкости монтажа автоматизированных горелок является существенной характеристикой соответствующих универсальных и специализированных топочных систем (например, таких, назначением которых может быть отопление многих типов печей для разнообразных производств или печей и сушильных агрегатов) [8].

В последние годы требования охраны окружающей среды и сохранения климата планеты (предупреждение глобального потепления), по-видимому, являются наиболее динамично растущими. Выполнение соответствующих национальных и международных нормативов приводит к созданию все более сложных горелочных устройств, реализующих новые способы горения и влияния на технологический процесс, привлечение нетрадиционных топлив, в частности, растительного происхождения.

При этом типы (классы) горелок, которые продвигаются на рынок, устоялись. Отметим, не прибегая к системной классификации устройств по отдельным признакам, что на международной выставке THERMPROCESS 2011, Дюссельдорф, Германия, были представлены традиционные типы горелок: 1) плоскопламенные; 2) импульсные и высокоскоростные; 3) регенеративные; 4) Low NO_x (< 70 млн⁻¹), а также горелки агломерационного производства, специального назначения: поджигающие устройства и поддерживающие (дежурные) горелки [9].

Отличительной чертой нынешнего периода является соединение в одной горелке черт (характеристик), которые относятся к определенным классам горелок. Прежде всего это относится к регенеративным или регенеративным низкоэмиссионным горелкам или даже такой комбинации, как плоскопламенные и регенеративные устройства (на первый взгляд, мало совместимые по своим определяющим чертам) [10].

2.1. Использование печей с утилизаторами теплоты

Разработаны разнообразные типы утилизаторов теплоты, которые отличаются уровнем температур предварительного подогрева воздуха горения и (или) топлива: централизованные рекуператоры, общие для всех горелок печи или отдельных зон; централизованные регене-

раторы, общие для всех горелок печи или отдельных зон; индивидуальные рекуператоры для горелок (рекуперативные горелки); индивидуальные регенераторы для горелок (парные регенеративные горелочные системы). Примером последних может служить серия типоразмеров регенеративных горелок фирмы «Bloom Engineering» мощностью от 100 до 10000 кВт, включая горелки с супернизкими вредными выбросами: «ultra low NO_x™» и «1150 ultra NO_x™» regenerative Brenner [11].

2.1.1. Представляет интерес сравнение энергетических характеристик печей с использованием перечисленных теплоутилизационных устройств. На рис.2 [12] представлены зависимости КПД печи от температуры уходящих газов для горелок (теплоутилизационного оборудования) перечисленных типов, а на рис.3 [10] соответствующее сравнение представлено в форме необходимого подвода энергии для обеспечения одинакового полезного тепловосприятия.

На рис.4 [13] сопоставлены данные относительно возможностей регенеративного подогрева воздуха в сравнении с рекуперативным. В первом случае температура подогрева воздуха-окислителя T_a является связанной с температурой в печи (уходящих газов), о чем свидетельствует отсутствие предыдущих непосредственных указаний на температуру T_a. Для случая рекуперативного подогрева приведены данные при условии T_a = 723 К (450 °С) = const.

Понятно, что при использовании регенеративных горелок в печах уровень температур T_a зависит от температуры в рабочем пространстве печи [10], то есть от расположения горелок (зон печи – для печей непрерывного действия: толкательных, с шагающим подом, с вращающимся подом) или во времени (в ходе цикла

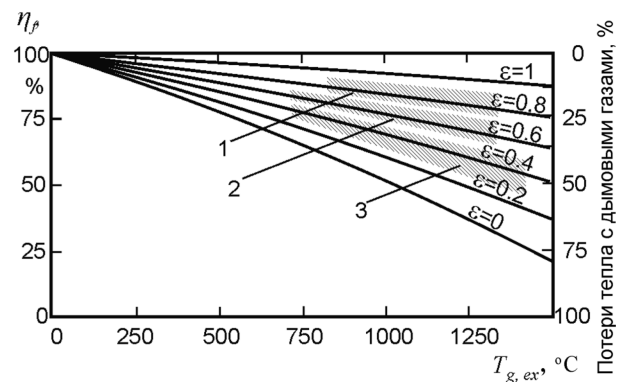


Рис.2. Зависимость КПД использования топлива (η_f) от температуры уходящих газов перед утилизатором теплоты $T_{g,ex}$ (по данным J.G.Wuening, A.Milani, 2007) [12]. Заштрихованные области: 1 – регенеративная горелка; 2 – рекуперативная горелка; 3 – центральный встроенный теплообменник, $\varepsilon = T_a/T_{g,ex}$.

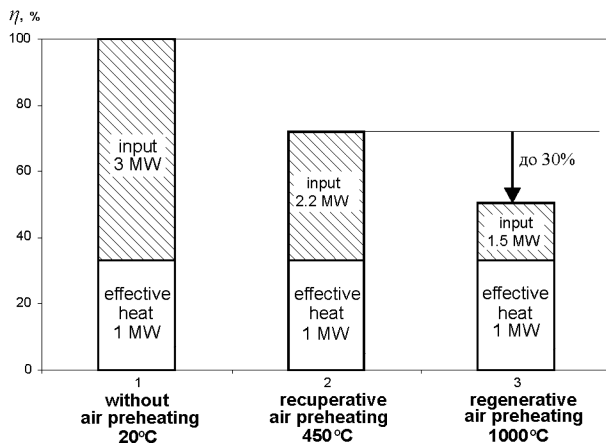


Рис.3. Потенциал сокращения расходов энергии и топлива (заштрихованная область) в условиях сжигания природного газа в нагревательной печи с уровнем температур 1200 °С для удельного полезного тепловосприятия 1 МВт (заштрихованная область): 1 – при отсутствии подогрева воздуха-окислителя; 2 – при использовании рекуператора с температурой подогрева воздуха 450 °С; 3 – при использовании регенератора с температурой подогрева воздуха 1000 °С.

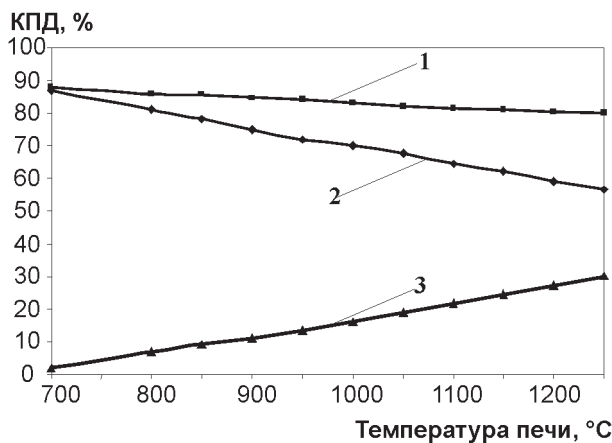


Рис.4. Сравнительная оценка зависимости КПД печей (топочных камер) от температуры печи с разной системой утилизации теплоты уходящих газов [13, 14]: 1 – с регенеративными горелками; 2 – с рекуперативными горелками; 3 – экономия энергии для системы (1) по сравнению с системой (2).

тепловой обработки — для печей периодического действия, например, камерных, нагревательных или термических).

При этом в печах непрерывного действия T_a соответствует практически полностью местному значению температуры, поскольку перетекание газов (продуктов сгорания) из зоны в зону обычно составляет лишь 10 % общих выбросов газов из рассматриваемой зоны [13].

Для случая централизованных рекуператоров расчетное значение T_a зависит от температуры на выходе из печи T_{ex} .

2.1.2. Компания «Bloom Engineering (Europe) GmbH, Dusseldorf, Germany» приобрела значительный опыт использования регене-

ративных горелочных систем на печах разного назначения и уровня рабочих температур в условиях современного строительства и реконструкции агрегатов [13]. Во всех случаях зафиксировано сокращение расхода топлива в системах с регенеративным подогревом окислителя по сравнению с использованием холодного воздуха, а также воздуха, подогретого в рекуператоре. Отмечается, что в будущем существенно сократится срок окупаемости благодаря экономии до 25 % топлива по сравнению со случаем общего центрального рекуператора и до 45 % по сравнению с эксплуатацией горелок на холодном воздухе. Уменьшение расхода топлива сопровождается соответствующим сокращением выбросов CO_2 .

Системы регенерации теплоты с соответствующими горелками используются в печах камерного типа (периодического действия) и проходных печах (непрерывного действия). В первом случае потенциал энерго- и топливосбережения рассчитывается как средневзвешенная сумма экономии в отдельные периоды тепловой обработки.

Для печей непрерывного действия (с шагающим подом, толкательных, с вращающимся подом) должен быть рассчитан энергетический баланс каждой из зон и взаимное влияние зон. При этом следует принять во внимание, что при перестройке печной зоны на использование регенеративных горелок лишь 10 % горячих уходящих газов с температурой, близкой к технологической, направляется в дымовую трубу.

Основной объем продуктов сгорания выбрасывается из печи через индивидуальные регенераторы горелок, имея на выходе (за регенератором) температуру приблизительно ниже 300 °С [10, 13] или даже до 200 °С [13].

Учитывая эти обстоятельства, энергетическая эффективность печей с регенеративными горелками обычно остается высокой с КПД использования топлива $\eta_f \geq 80\%$ [13, 14] во всем температурном диапазоне возможных рабочих температур нагревательных и термических печей (700–1260 °С) [10]. Идет речь о том, что область применения регенеративных горелок является очень широкой, включая, кроме нагревательных печей, печи плавильные [15] и термические [16]. В среднем температура подогрева воздуха в печах с регенеративными горелками для плавления алюминия на 150 °С ниже температуры печи, которая обеспечивает свыше 22 % экономии энергии по сравнению с печью с центральным рекуператором, когда подогрев воздуха составляет 450 °С при температуре в печи 1100 °С [15]. Термические нагревательные печи вертикальных линий гальванизации полосы на заводе Saltzgitter оборудованы P- и W-образными радиационными трубами с реку-

Таблица 2. Оценка экономии энергии при работе кузнечной печи периодического действия с разными горелочными системами (топливо — природный газ)

Характеристика	Переходные режимы					
	A	B	C	D	E	F
Средняя температура печи, °С	774	935	1109	1228	1287	1300
Средний подогрев воздуха для регенеративной системы, °С	519	773	959	1078	1137	1150
Средний подогрев воздуха для рекуперативной системы, °С	266	366	428	450	450	450
КПД регенеративной системы, %	87,4	86,0	84,6	83,3	82,6	82,5
КПД рекуперативной системы, %	77,6	69,9	63,2	57,7	54,5	53,8
Экономия энергии регенеративной системы в сравнении с рекуперативной, %	11,6	18,2	23,9	27,6	29,2	29,6
Экономия энергии рекуперативной системы в сравнении с отсутствием подогрева воздуха, %	21,5	33,5	43,1	49,9	53,3	54,1
Расход топлива при отсутствии подогрева воздуха, нм ³ /ч	2000	2000	1990	1796	1150	750
Средний расход топлива для регенеративной системы, нм ³ /ч	1571	1330	1131	901	537	345
Средний расход топлива для рекуперативной системы, нм ³ /ч	1769	1636	1515	1300	814	528

перативными или регенеративными горелками. Температура нагрева полосы при термообработке составляет 720–830 °С, после чего она поддается скоростному охлаждению.

Для формулировки выводов относительно эффективности использования регенеративных и рекуперативных горелочных систем в условиях разных рабочих температур в печи (моделирование разных типов печей), воспользуемся сравнительными данными [14] (табл.2).

Рассмотрение табл.2 указывает на преимущества использования регенеративных горелочных систем, учитывая экономию энергии (топлива) перед рекуперативными системами, особенно в области высоких температур и соответствующих режимов эксплуатации печей. В условиях максимальных температур работы кузнечной камерной печи (1250 °С и выше) можно в первом случае обеспечить почти 30 %-ю экономию топлива в печи с регенеративными горелками по сравнению с печью, которая отапливается при помощи рекуперативных горелок, или более чем вдвое уменьшить расход природного газа по сравнению со случаем, когда утилизация теплоты уходящих газов вообще не предусмотрена. В области умеренных температур (до 750–800 °С) система с регенеративными горелками позволяет экономить соответственно 11 и 21 % топлива в сравнении с печью, оборудованной рекуперативными горелками, и в случае отсутствия любой утилизации теплоты. Обобщенный по циклу печной обработки эффект экономии топлива — средний между приведенными примерами высоко- и низкотемпературной обработки металла.

В качестве обобщения можно рассматривать данные, сведенные в табл.3, в которой суммированы результаты по циклу нагрева в нагревательной печи кузнечного производства с разными системами отопления [14]. В такой пе-

чи с регенеративными горелками удастся сократить расход природного газа на 23 % по сравнению с отоплением печи при помощи рекуперативных горелок и на 40 % в сравнении с печью без утилизации теплоты, где природный газ сжигается с холодным воздухом.

Указанные показатели экономии энергии топлива при подогреве воздуха горения фиксировались не жестко. Они могут в определенной мере меняться в зависимости от таких признаков: вид топлива, влияющего через максимальную (теоретическую, адиабатную) температуру горения; тип печи (непрерывного, периодического действия) и ее назначение (определяет температурный уровень процесса); коэффициент избытка воздуха (влияет на температуру горения и вклад теплосодержания (энтальпии) воздуха-окислителя в общую энергию топливо-окислительной смеси).

В качестве примера на рис.3 приведен потенциал сокращения расхода энергии при сжигании природного газа с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,1$ в условиях использования

Таблица 3. Экономия энергии при использовании регенеративной горелочной системы для отопления кузнечной печи природным газом

№№ п/п	Характеристика	Экономия
1	Полный расход природного газа при отсутствии подогрева воздуха горения, нм ³ /цикл	9686
2	Полный расход топлива в печи с регенеративными горелками, нм ³ /цикл	5815
3	То же с рекуперативными горелками, нм ³ /цикл	7562
4	Полное энергосбережение по сравнению с системой без утилизации теплоты регенеративной системы, %	40
5	То же рекуперативной системы, %	21,9
6	Полное энергосбережение регенеративной системы по сравнению с рекуперативной, %	23,1

рекуператора или регенератора для утилизации теплоты уходящих газов из печи с уровнем температур 1200 °С. На этом рисунке указанное распределение составляющих при условии поддержания полезной энергии (effective heat) — 1 МВт, или около 33 % общего расхода энергии в печи без утилизации теплоты. Этим примером демонстрируется сокращение расхода топлива в печи с регенератором приблизительно на 30 % по сравнению с печью с рекуператором и приблизительно вдвое по сравнению с печью без подогрева воздуха [10].

2.1.3. Несмотря на практически принятую позитивную оценку энергетических преимуществ, которая обеспечивает использование регенеративных горелок, на наш взгляд, эти устройства не являются абсолютно универсальными. Мы считаем, что сам по себе уровень температур за регенератором не может служить мерой эффективности использования топлива внутри технологического пространства печи, а является характеристикой системы «печь — утилизатор теплоты». Учитывая энергетическую эффективность, прямое (непосредственное) использование теплоты, сжигание при реализации технологического процесса (даже при сохранении температурных условий) всегда более эффективно, чем не прямое, например, с помощью подогрева компонентов горения для обеспечения подогрева теплоносителей. Но поскольку в последнем случае повышается теоретическая температура горения T_T (верхний потенциал в законе Карно), рассчитанный КПД печи растет. В конечном счете, оба соответствующих фактора: потенциал топливоокислительной смеси и эффективность теплообмена в печном (то-

почном) пространстве — в совокупности определяют расход топлива в печи.

Действительно, если развитие и характеристики факелов не соответствуют распределению и характеристикам теплоприемных поверхностей, не следует ожидать высокой энергетической эффективности печи, в том числе оборудованной регенеративными горелками. Низкая интенсивность теплообмена в печи даже при условии высокопотенциального теплоносителя не может обеспечить экономное использование топлива. Учитывая условия и эффективность эксплуатации, горелки регенеративного типа более приспособлены для нагревательных камерных печей или проходных с небольшим количеством зон. Например, базируясь на результатах освоения печей для нагрева заготовок под закалку и отпуск, сделан вывод, что для термических проходных печей трубного производства более целесообразно использовать традиционные горелки [17]. По мнению авторов последней работы, целесообразна внутренняя в печи утилизация теплоты (в развитой методической зоне печи). Высказывается мысль о том, что температура уходящих из печи газов не должна превышать 700–750 °С, а подогрев воздуха может осуществляться в центральном рекуператоре до 450–500 °С [17].

2.2. Экономия топлива, сокращение времени обработки черных и цветных металлов в условиях сжигания топлива с кислородом, в том числе при использовании системы DFI

2.2.1. Учитывая значительный рост температуры сгорания, прежде всего теоретической (адиабатной температуры горения T_T), любого топлива при использовании окислителя, обогащенного кислородом, и имея в виду приведенное в начале статьи выражение для оценки энергетического КПД η согласно теореме Карно (упрощенный аналог принятого в наших исследованиях КПД использования теплоты), очевидна возможность существенного повышения эффективности использования теплоты и топлива в условиях, когда окислитель — обогащенный кислородом воздух (Oxy-fuel система сжигания). В отдельных случаях в качестве окислителя используется чистый кислород. Именно так построены новейшие стекловаренные печи в США. На рис.5 показано последовательное увеличение КПД использования топлива η_f и теплоты η_H (в этом случае они совпадают [6]) при сжигании природного газа с воздухом, обогащенным кислородом [18]. Например, при температуре уходящих газов 1100 °С КПД печи составляет около 50 %, а при замене воздуха-окислителя на 100 % O_2 КПД увеличивается до 80 %.

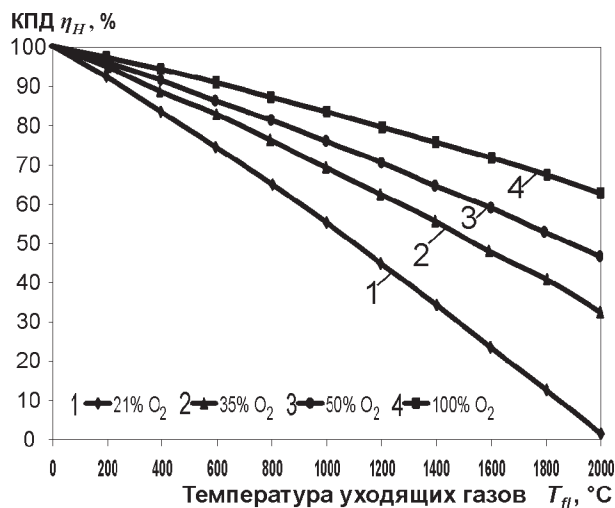


Рис.5. Зависимость КПД использования топлива (или теплоты) от температуры уходящих газов в условиях обогащения воздуха-окислителя холодным кислородом.

В условиях промышленных Oxy-fuel систем сжигания, кроме повышения температурного потенциала процесса (термодинамический анализ КПД «идеальной» печи), эффективность использования топлива повышается за счет интенсификации теплообмена — увеличения радиационного потока $q_{\text{rad}} \sim \epsilon T^4$ — благодаря повышенной излучательной способности пламени и продуктов сгорания в печи (рост доли излучающих компонент (CO₂, H₂O и неравновесной сажи)) [18].

В работе [18] отмечено, что процессы с использованием O₂ как окислителя целесообразно внедрять прежде всего в агрегатах для плавления алюминия, стекла, стали и в других технологиях плавления металлов.

2.2.2. В последнее время приобретают распространение системы отопления, где реализуется комбинация методов повышения потенциала теплоносителя (удельной полной энтальпии продуктов сгорания) посредством максимального подогрева компонентов горения или за счет использования системы Oxy-fuel (сжигание) в сочетании с методами экологически чистого и высокостабильного сжигания [19, 20]. К числу последних относится система сжигания Flameless Oxidation (FLOX). На основе концепции FLOX-сжигания был проведен значительный объем экспериментальных исследований, созданы математические модели и выполнены численные CFD-расчеты для отдельных типов горелочных систем, которые работают в условиях FLOX-mode, когда поддерживаются условия высокотемпературного (более 800 °C) сжигания в топочных камерах [21–23].

На рис.6 приведены результаты повышения производительности печи на комбинате Ovako's Hofor's Works [20]. Время нагрева заготовок при использовании обычных Oxy-fuel горелок сократилось на 30 % по сравнению с использованием системы, которая включала газо-воздушную систему отопления с рекуператором. При последующем переходе к Flameless oxidation время нагрева сократилось до половины исход-

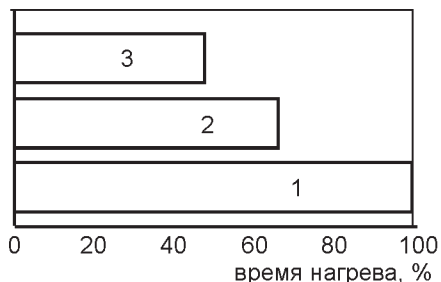


Рис.6. Время нагрева заготовок на установке Ovako's Hofor's Works при использовании разных систем сжигания: 1 — традиционная система сжигания с воздухом, подогретым в рекуператоре; 2 — обычная система Oxy-fuel; 3 — flameless Oxy-fuel.

ного. При этом тепловая мощность печи даже несколько уменьшилась. Двукратное увеличение производительности (150 против 75 т/ч) достигнуто на наибольшей в мире печи Oxy-fuel мощностью 40 МВт в Авести при отказе от топливозовоздушных горелок и рекуператоров [20].

Компания Arcelor Mittal Shelby совместно с Linde (ранее Linde Gas) реализовала 5 %-е обогащение окислителя в нагревательной печи с вращающимся подом. Такое решение обеспечило 29 % экономии топлива. В дальнейшем для увеличения производительности стана бесшовных труб увеличенных типоразмеров с сопутствующим уменьшением расходов топлива в 2007 г. Linde выполнила 4-месячный проект по внедрению Linde REBOX® Oxy-fuel разработок на печах. В результате обеспечен 25 %-й рост нагревательных мощностей с 50 %-м сокращением расхода топлива в условиях обогащения окислителя кислородом. В целом расход топлива сократился на 65 % по сравнению с использованием воздуха-окислителя. Было обеспечено 50 %-е уменьшение формирования окалины за счет равномерного нагрева, а также минимизация выбросов NO_x и CO₂. Информация, предоставленная в 2009 г., свидетельствует, что в эксплуатации находилось 120 нагревательных печей и линий отжига (annealing), оснащенных системами отопления Linde Oxy-fuel [20].

2.3. DFI (Direct Flame Impingement) технология

Компания Linde Gas указывает на реализацию Oxy-fuel направления сжигания в трех технологиях нагрева и плавления металла [24]: 1) flameless, то есть в комбинации с FLOX-методом сжигания; 2) низкотемпературные процессы, например, плавление алюминия (начиная с температур ниже 750 °C) с предупреждением локальных перегревов и уменьшением образования шлака; 3) прямой удар горящих струй (DFI) в область нагрева.

Остановимся на последней из технологий, поскольку она аккумулирует несколько направлений повышения эффективности использования топлива.

2.3.1. Процессы Oxy-fuel сжигания или обогащения воздуха-окислителя кислородом демонстрируют возможности дополнительного влияния комбинации нескольких способов интенсификации теплообмена и тепловой работы топливных установок на эффективность использования топлива [6]. В соединении с повышением потенциала топливной смеси за счет обогащения окислителя кислородом и замены

воздуха горения на O_2 испытаны и внедрены такие способы интенсификации теплообмена в печах: реализация режима прямого направленного радиационно-конвективного теплообмена [6]; использование импактных горящих струй, направленных на теплоприемную поверхность; организация процесса горения на границе раздела фаз — в пограничном слое поверхности, которая подвергается нагреву, интенсификация теплообмена и создание «ударных» (импактных, impingement) систем отопления — DFI на этой основе.

Система DFI была внедрена в 2002 г. на печах отжига полосы из нержавеющей стали на заводе «Outokumpu Stainless», Швеция. При анализе системы использованы знания, полученные при изучении процессов сжигания топливоокислительных смесей при факельной сварке стальных заготовок [24].

Испытания DFI системы в условиях нагрева движущегося металла подтвердили очень большие значения локальных тепловых потоков при использовании DFI Oxy-fuel технологии: они достигают $800\text{--}1000\text{ кВт/м}^2$.

В технологической линии гальванизации завода «Finnentrop» Thyssen Krupp Steel (TKS) использована огневая система DFI длиной 3 м, оборудованная четырьмя горелочными рампами, которые обеспечивают организацию в целом 120 кислородно-топливных факелов установленной мощностью по топливу 5 МВт. В линии производительностью 105 т/ч применение системы DFI Oxy-fuel обеспечило прямое повышение температуры стальной полосы $\Delta T = 200\text{ }^\circ\text{C}$. Термический КПД установки (очевидно, имеется в виду КПД использования топлива) достигает 80–90 %, то есть более высокий по сравнению с электроподогревом. При этом сокращается удельный расход топлива при сопоставимом 30 %-м росте производительности печи без расширения технологической линии или увеличения площади печи в целом.

2.3.2. Появлению DFI-устройств для отопления печей с использованием топливно-кислородных обогревателей предшествовало создание в России (Екатеринбург, УПИ) систем отопления с размещением горелок в сводовых печах. Были созданы системы отопления камерных и проходных печей для нагрева и термообработки стальных листовых и трубных заготовок [6].

В течение 1980–1990-х гг. созданы печи ФИСО — факельно-импульсного (сводового) отопления (в условиях расположения горелок в своде печи — В.Г.Лисиенко с сотрудниками, УПИ), а также печи СФН — струйно-факельного нагрева (Г.К.Маликов с сотрудниками, ВНИИМТ). Разработаны горелки для печей

указанных типов. В отмеченных типах печей интенсификация тепловых процессов и экономия топлива достигаются за счет организации режимов направленного теплообмена: косвенного — для печей ФИСО; прямого — для печей СФН. В первом случае сгорание топлива организуется вдоль свода, во втором — факелы из свода направлены непосредственно на нагреваемую поверхность.

Во ВНИИМТ разработаны научные основы, математические модели и конструкции секционных печей СФН со струйно-факельной системой отопления (DFI), которые обеспечивают интенсификацию теплообмена при ударе горящих струй. Печи СФН отличаются простой конструкции и представляют собой футерованные камеры, в которых размещаются много-сопловые горелки — в сущности металлические сопла, направленные на приемные поверхности. В сопла подается подготовленная в выносном смесителе газо-воздушная смесь, скорость истечения струй смеси из сопел $50\text{--}400\text{ м/с}$. В рабочем пространстве печи газо-воздушные струи прогреваются, зажигаются и сгорают; температура струи перед ударом о нагреваемую поверхность — $1400\text{--}2000\text{ К}$. Стабилизация осуществляется, по-видимому, в циркуляционных зонах при взаимодействии встречных струй или при ударе струй о препятствия. При этом основной объем печи занят продуктами заверченного сгорания.

В дальнейшем на печи DFI большой производительности были проведены детальные исследования аэродинамики и тепломассообмена в соединении с расчетно-компьютерным анализом составляющих физико-химических процессов [25]. С целью численного анализа при моделировании использована упрощенная двухмерная модель с описанием процессов турбулентного переноса (аэродинамика, тепломассообмен) и горения в факельной струе. В ходе измерений установлено, что при сжигании смесей природного газа с воздухом-окислителем высокоскоростные горелки обеспечивают скорость струи до 230 м/с с соответствующими скоростями горения. Тепловые потоки, которые определяются авторами как конвективные, оцениваются значениями до 500 кВт/м^2 в условиях сравнительно невысоких температур огнеупорной обмуровки печи ($< 1400\text{ К}$). При этом температура продуктов сгорания составляет $1500\text{--}1800\text{ К}$.

2.3.3. Интересно сравнить, как изменились за 20–25 лет типы печей, которые являются перспективными для использования систем DFI, с учетом перехода от сжигания газовоздушных смесей к Oxy-fuel системам. Предыдущие газовоздушные DFI-системы создавались

для использования в мощных печах прокатных станов, но практический опыт не был получен. Фактически были созданы и эксплуатировались секционные роликовые печи трубоэлектросварочных станов для труб диаметром 150 мм: нагрев до 1000 К перед восстановлением и до 1470–1500 К для нагрева концов рессорных листов и труб. КПД соответствующих печей СФН составлял 45–55 % [6].

Как свидетельствует почти 30-летний опыт компании Linde, системы Oxy-fuel отопления, в которых постепенно увеличивалась доля O_2 в окислителе от 23–24 до 100 % [20], имеют широкую область применения, при тепловой обработке черных и цветных металлов, в том числе многочисленные печи для нагрева заготовок в прокатном производстве [20]: толкательные, с шагающими балками, с вращающимся подом.

В то же время DFI-системы, по опытам Linde Group, ограничиваются использованием в термических печах, а также в технологических линиях для отжига полос и покрытия металла в погруженном состоянии в ваннах установках гальванизации. Таким образом, тенденции использования DFI-способа, который анализируется в условиях применения Oxy-fuel смесей, в современной Германии, например, не отличаются от рекомендованных за четверть столетия до того в СССР. Несмотря на почти двухкратное увеличение удельных тепловых потоков (до 1000 кВт/м² (Oxy-fuel) против 500 кВт/м² (для воздушно-топливных систем)) [20, 24, 25] на современном этапе развития DFI-технологии процессы и печи указанного перспективного использования ограничиваются термообработкой термически тонких тел.

2.3.4. Наша теория и результаты ее экспериментальной проверки относительно интенсификации теплообмена в условиях хода реакций горения в пограничном слое [6] получили серьезное дополнительное подтверждение при внедрении системы DFI (Direct Flame Impingement) в общих немецко-шведских разработках фирмы Linde Group. Суть процесса DFI заключается в непосредственном направлении кислородно-топливных или воздушно-топливных струй на поверхность и их сжигании при ударном контакте с нагреваемой поверхностью. При последующем радиальном растекании струй, которые постепенно выгорают, отмечается интенсификация теплообмена по сравнению с теплообменом потоков химически инертных веществ с поверхностью.

Подтверждена гипотеза Б.С.Сороки [6] об особенностях догорания топливоокислительной смеси около поверхности, при высоких темпе-

ратурах, о чем свидетельствует рис.7. Гипотеза была сформулирована следующим образом. Если температура поверхности, обтекаемой реагирующим потоком, выше температуры самовоспламенения, процесс горения происходит непосредственно у поверхности (в пределах ламинарного подслоя), где фиксируются продукты завершеного горения — термодинамически равновесного состава. Если температура поверхности ниже температуры воспламенения, состав смеси, которая обтекает поверхность, замораживается, и процесс горения останавливается. В этом случае теплообмен не отличается от обычного теплообмена при обтекании поверхности нереагирующим потоком.

На рис.7 четко определяется зона, которая ярко светится на раскаленной добела поверхности. Там, где температура поверхности ниже температуры воспламенения смеси (металл светится красным цветом), догорания не происходит.

На части полосы под горящими струями можно зафиксировать «белые» полосы наибольшей температуры металла. Для подачи горючей смеси использована REBOX HLL система (flameless) сжигания, организованная без замены топливно-воздушной системы в условиях впрыскивания высокоскоростных кислородных струй на горение (завод «Finnentrop» Thyssen Krupp Steel (TKS).

2.4. Оценка энергетической эффективности современных нагревательных печей в металлургии

2.4.1. В завершение попробуем обобщить данные относительно потенциала сокращения расхода топлива за счет использования современных горелочных (топочных) и теплоутилизационных устройств на примере печей нагрева и термообработки стали.

Уменьшение расхода топлива и увеличение КПД современных печей по сравнению с разработанными 25–35 лет назад не являются обязательными характеристиками новых разработок. В работе [28] приведен анализ структуры теплового баланса нагревательной печи с шагающими балками, оборудованной централизованным рекуператором, за которым усредненный

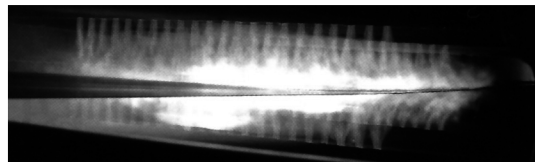


Рис.7. Нагрев стальной движущейся полосы системой Oxy-fuel пламени, направленного снизу и сверху непосредственно на полосу.

Таблица 4. Основные характеристики печей

Характеристика	Печь № 1	Печь № 2
Тепловая мощность, кВт	35606	26020
Тип горелок, фирма «Elster Hauck»	low NO _x TriO _x burners, боковые — в зонах нагрева, торцевые — в зоне выдержки	сводовые плоскопламенные горелки и импульсные длиннопламенные, торцевые — в разных зонах
Тип утилизатора теплоты	централизованный рекуператор	централизованный металлический рекуператор
Длина, м	19	30
Ширина, м	13	6,7
Температура в печи, °С	1127	1350 (max)
Тип топлива; теплота сгорания, кВт·ч/м ³	ПГ; 11,3	ПГ; 9,8
Продуктивность печи, т/ч	140	75
Потребление газа, нм ³ /ч	3160	2634
Температура подогрева воздуха, °С	442	398
Концентрация выбросов NO _x , млн ⁻¹ (при подогреве воздуха, °С)	34 (427)	45 (400)
Температура нагрева стали на выходе, °С	1100	1200
Тип заготовок	слябы	блюда
Температура уходящих газов, °С	785 (перед рекуператором)	443 (за рекуператором)

Таблица 5. Тепловой баланс по введенной энергии и с пересчетом через энергию топлива (100 %)*

Номер печи	Теплота сгорания топлива (химическая)		Теплота подогрева воздуха		Всего		Источник
	кВт	%	кВт	%	кВт	%	
1	35606	87,8	4948	12,2	40554	100	[26]
1*	35606	100	4948	13,9	40554	113,9	наши расчеты
2	26020	85,8	4330	14,2	30350	100	[27]
2*	26020	100	4330	16,6	30350	116,6	наши расчеты
3	—	82,6	—	17,4	—	100	наши расчеты
3*	—	100	—	21	—	121	[28]

Таблица 6. Составляющие расходов тепловой энергии в печах

Номер печи	Полезная энергия η_H/η_f (*)		Потери тепла						всего, %
			с уходящими газами		с водоохлаждаемой конструкцией		через обмуровку		
	кВт	%	кВт	%	кВт	%	кВт	%	
1	26704	65,8	11712	28,9	323	0,8	1815	4,5	100
1*	26704	75,0	11712	32,9	323	0,9	1815	5,1	113,9
2	17680	58,5	9100	30	1720	5,5	1850	6	100
2*	17680	68,2	9100	35	1720	7	1850	6,4	116,6
3	—	48	—	33	—	29	—	9,1	100
3*	—	58	—	19 + 21 = 40	—	12	—	11	121

КПД использования топлива η_f составляет 58 %, а дополнительный вклад подогрева воздуха оценивается в 21 %. В нашем обобщении характеристик нагревательных печей, разработанных в 1970-е гг. фирмой Italmimpianti (Италия), эксплуатируемых на европейских заводах (Италия, ФРГ, Бельгия), было обнаружено, что полезная теплота составляла до 61,2 % (толкая

тельная печь) и даже 65 % (печь с шагающими балками). Дополнительно (кроме теплоты сжигания) подогрев воздуха горения при утилизации теплоты уходящих газов вносит в печь 24,7 и 22 % подогрева соответственно [6].

Понятно, что системы сжигания Oxy-fuel с высокотемпературными регенераторами (регенеративными горелками) могут обеспечить очень

высокий энергетический КПД (эффективность использования топлива печей), но в реальных условиях эксплуатации указанных систем в тепловых агрегатах их потенциальные преимущества могут быть не реализованы.

2.4.2. Для углубленного анализа эффективности современных нагревательных печей рассмотрим результаты исследований и испытаний трех нагревательных печей: двух — толкательного типа [26, 27], одной — с шагающими балками [28] — на разных предприятиях Германии (печи 1 и 3 [26, 28]), а также в Румынии, Arcelor Mittal S.a. (печь 2 [27]). Основные характеристики печей представлены в табл.4–6.

Тепловой баланс может быть отнесен к печи или к системе «печь — рекуператор». В последнем случае в отличие от первого приходная часть теплоты ограничивается теплотой сгорания топлива, а при более строгом рассмотрении — с учетом незначительной составляющей теплосодержания холодных (до подачи в систему) потоков компонентов горения — топлива (газа) и воздуха (или другого окислителя). В случае составления теплового баланса собственно печи к этой составляющей добавляется составляющая физической теплоты — теплосодержание горячего воздуха горения.

Именно для системы «печь — рекуператор» представлен тепловой баланс (диаграмма Сенкея) в работе [28]. Поэтому при составлении баланса 3* печи 3 (см. табл.6) и переводе этих данных в баланс самой печи по теплоте сгорания мы прибавили в представленное значение теплосодержания уходящих газов, теплосодержание горячего воздуха-окислителя, подогретого в рекуператоре (21 %).

В табл.5, 6 статьи ввода и использования энергии в каждом из трех примеров представлены как составляющие суммарного теплоподвода (с теплотой сгорания и с теплотой подогрева воздуха — варианты 1–3) и через теплоту сгорания топлива, принимаемую за 100 % (варианты 1*–3*).

Относительно печей 1 и 2 соответственно в работах [26] и [27] представлены тепловые балансы по сумме двух составляющих подвода энергии. Вследствие этого при пересчете составляющих через теплоту сгорания и с целью определения КПД печи η_f мы разделили значение составляющих расхода теплоты на долю теплоты сгорания в общем подводе энергии (теплоты) (см. табл.6), а для печи 3 предприняли расчет η_H .

Сравнение КПД использования топлива η_f для печей 1–3 показывает, что наибольший из них (около 75 %) соответствует печи 1 с относительно невысоким уровнем температур нагрева

слябов (1100 °С). Печь отапливается горелками Trioх сложной конструкции (фирма «Elster HAUCK») с системой трехстадийного ввода воздуха, которая перестраивается в зависимости от температуры печи. При температуре в печи ниже 870 °С печь и горелки работают по схеме «Heating mode», которая соответствует режиму (mode) добавления теплоты — нагрева; при температуре выше 870 °С режим работы напоминает FLOX (flameless) процесс и называется «invisiflame®» mode (невидимое пламя) [26].

В основном конструктивные усложнения горелок должны быть направлены на решение экологических задач, обеспечивая минимум выбросов NO_x и СО. При этом высокая эффективность печей обеспечивается за счет организации факельного процесса при использовании упомянутых горелок большой единичной мощности: в нижней зоне — 3500 кВт × 6, в верхней зоне — 2800 кВт × 6 [26].

Выводы

1. Согласно основным термодинамическим принципам (цикл Карно), КПД тепловых топливных агрегатов должен повышаться с уменьшением рабочей температуры печи и температуры уходящих газов и увеличиваться с увеличением теоретической температуры горения (соответственно температуры подогрева воздуха горения или его обогащения кислородом).

Современные тенденции заключаются в объединении в одном аппарате горелочных и теплообменных устройств и создании на этой основе рекуперативных и регенеративных горелок. При таких обстоятельствах основное внимание при критическом анализе современного состояния горелочных систем печей уделено рассмотрению рекуперативных, регенеративных и Оxy-fuel систем сжигания газового топлива в печах.

2. В подтверждение отсутствия непосредственной связи высокотемпературного подогрева воздуха горения (например, в регенеративных горелках) и температуры уходящих газов за утилизаторами теплоты обратились к систематизированным исследованиям на предприятиях России термических печей с максимальной температурой закалки 1000–1050 °С и отпуска 850–1050 °С. В результате проведенного специалистами ДП «Научно-исследовательский трубный институт», Днепропетровск, освоения упомянутых печей для термической обработки труб, отапливаемых с помощью регенеративных горелок, установлено, что КПД печей составляет 49–51 % (η_H — по использованию теплоты)

и 64–65 % (η_f — по использованию топлива) [17] — в соответствии с нашей терминологией [6]. При этом температура подогрева воздуха в печах составляла 800 и 900 °С, а температура уходящих газов за регенераторами всего 180 и 200 °С соответственно.

Однако приведенные данные относительно печи 1 (с рабочей температурой печи 1127–1200 °С и температурой подогрева воздуха 427–450 °С), с одной стороны, и печей термообработки труб с регенеративными горелками, с другой стороны, указывают на неоднозначность влияния определяющих температур (печи, компонентов горения на входе в печь) на КПД и значимость согласования возможностей теплоподвода и тепловосприятия термообрабатываемых поверхностей (изделий, материалов). Действительно, в приведенном сравнении $\eta_f = 75$ % (печь 1), а для термических печей с регенеративными горелками $\eta_f = 64$ –65 %.

3. Сравнение эффективности печей 1–3 и ранее созданных наиболее прогрессивных конструкций нагревательных печей [6] предопределяет вывод о бесспорных экологических преимуществах современных печей, в основном за счет совершенства современных горелочных систем, и ограниченном прогрессе в обеспечении энергетической эффективности (КПД использования топлива и теплоты) современных печей. Значение КПД η_f и η_H следует рассматривать как синергетические характеристики совершенства конструкции печи, отдельных ее систем (отопления, утилизации теплоты, транспорта заготовок, контрольно-измерительной, управления и компьютеризации отдельных систем), а также выбора режимов и параметров эксплуатации.

В условиях совершенства конструкции печей и отдельных систем печи повышение потенциала топливоокислительной смеси (подогрев воздуха и (или) его обогащение кислородом в случае сжигания природного газа, подогрев обоих компонентов горения для низкокалорийных газов) однозначно повышает КПД печей.

Список литературы

1. Stumpp H. A globally unique opportunity of obtaining a comprehensive overview of the industry // *Heat Proc.* — 2011. — Vol. 9. — Iss. 2. — P. 125–127.
2. Лукашин Ю. Цены на сталь падают — не уронят ли они экономику? // «2000». — 2011. — 9–15 дек. — С. В4.
3. Денисенко В. Течение стали // «2000». — 2011. — 9 авг. — С. В4.
4. Пригожин И., Кондепуди Д. Современная термодинамика. От тепловых двигателей до диссипативных структур. — М.: Мир, 2002. — 461 с.
5. Сорока Б.С., Кудрявцев В.С., Карабчиевская Р.С. Энергоэкологический анализ эффективности использования топлива и энергии с применением математического и компьютерного моделирования. 1. Методика расчета энергетической эффективности и ее теплофизическое обоснование // *Энерготехнологии и ресурсосбережение.* — 2010. — № 1. — С. 11–21.
6. Сорока Б.С. Интенсификация тепловых процессов в топливных печах. — Киев: Наук. думка, 1993. — 416 с.
7. Карп И.Н., Сорока Б.С., Дашевский Л.Н., Семернина С.Д. Продукты сгорания природного газа при высоких температурах (состав и термодинамические свойства). — Киев: Техника, 1967. — 380 с.
8. Sueger P., Bloer H. Industrial burners with compact burner management system on industrial applications // *Heat Proc.* — Vol. 6. — Iss. 4. — P. 296–301.
9. *Gas Waerme Intern.* — 2011. — Bd. 60, № 4. — S. 287.
10. Gersum S.V., Adler W., Bender W. Energy-efficient furnace heating — Regenerative heat recovery with flat flame burners // *Heat Proc.* — 2011. — Vol. 9. — Iss. 2. — P. 170–173.
11. Bloom Engineering. Fuer eine saubere Zukunft // *Gas Waerme Intern.* — 2011. — № 4. — S. 271.
12. Trimis D., Uhlig V. et al. New ceramic heat exchangers with enhanced heat transfer properties for recuperative gas burners // *Heat Proc.* — 2011. — Vol. 9. — Iss. 2. — P. 183–187.
13. Teufert J., Baur S. Regenerative burners for reduction of energy consumption and emissions // *Ibid.* — P. 179–182.
14. Teufert J., Domagala J. Regenerative burner systems for batch furnaces in the steel industry // *Heat Proc.* — 2010. — Vol. 8. — Iss. 1. — P. 57–60.
15. Whipple D.F., Teufert J., Domagala J. High efficiency burner systems for aluminium melting furnaces // *Ibid.* — Iss. 2. — P. 139–144.
16. Georgiew A., Wuenning J.G., Bonne U. Regenerative burners for double P radiant tubes in vertical galvanizing lines // *Heat Proc.* — 2008. — Vol. 6. — Iss. 1. — P. 43–46.
17. Згура А.А., Руликов В.В., Васильев Е.Л. Освоение печей для термической обработки труб с отоплением регенеративными горелками // Тр. XV Междунар. конф. «Теплотехника и энергетика в металлургии», г. Днепропетровск, Укр., 7–9 окт. 2008 г. — С. 99–100.
18. Atreya A., Everest D. Highly Preheated Combustion Air Furnace with Oxygen Enrichment for Metal Processing to Significantly Improve Energy Efficiency and Reduce Emissions / 2003 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry.

- Hilton R yetown Rye Brook, NY July 29 – Aug. 1., 2003. – P. 4-13-4-21.
19. Lantz M., Primary M. et al. 25 % Increased Reheating Throughput and 50 % Reduced Fuel Consumption by Flameless Oxyfuel at Arcelor Mittal Shelby – Tubular Products, Ohio // *Iron&Steel Technol.* – 2009. – Vol. 6, № 9. – P. 29–36.
 20. von Scheele J. Results from 120 oxy-fuel installations in reheating and annealing // *Heat Proc.* – 2009. – Vol. 7. – Iss. 4. – P. 339–342.
 21. Al-Halbouni A. The flameless oxidation combustion principle // *Ibid.* – 2008. – Vol. 6. – Iss. 1. – P. 65–67.
 22. Al-Halbouni A., Giese A. Comparison of CFD reaction models for simulation of flameless oxidation combustion // *Ibid.* – 2008. – Vol. 6. – Iss. 3. – P. 222–224.
 23. Wunning J.G. Reliable and fast CFD-modelling flameless oxidation // *Ibid.* – 2010. – Vol. 8. – Iss. 4. – P. 353–355.
 24. Vesterberg P., Neihoff T., Paul R. Solutions for growth – Oxy-fuel melts new melting and heating demands // *Ibid.* – 2007. – Vol. 5. – Iss. 2. – P. 152–155.
 25. Malikov G.K., Lobanov D.I., Malikov K.Y. et al. Direct flame impingement heating for rapid thermal materials processing // *Int. J. Heat & Mass Transfer.* – 2001. – Vol. 44. – Iss. 9. – P. 1751–1758.
 26. Feese J., Lisin F. Pusher Reheat Furnace Combines Increased Production with a Reduction in Emissions // *Heat Proc.* – 2009. – Vol. 7. – Iss. 4. – P. 343–346.
 27. Voicu A., Mohonea A., Velichi G. et al. Modernization of Heating Furnaces for Rolling Mills // *Ibid.* – 2011. – Vol. 9. – Iss. 4. – P. 351–354.
 28. Springer V., Huegel F. Verringerung der Waermeverluste am Tragrohrsystem von Waermeoefen in der Stahlindustrie // *Gas Waerme Intern.* – 2011. – Bd. 60, № 4. – S. 285–290.

Поступила в редакцию 01.03.12

Soroka B.S.

The Gas Institute of NASU, Kiev

Combustion Systems and Heat Recovery Facilities of Process Furnaces : Up-To-Date State and World Development Trends

The systematic analysis of up-to-date trends of improvement the existing furnace and heat recovery plants being in force and of development the novel plants has been carried out in application to the high temperature units. An estimation of the power advantages of the plants has been performed. Main techniques of advancement the heating systems are directed for fuel saving, reduction of heat treatment duration of the iron and non-ferrous metals. These techniques are realized by means of fuel-oxidant temperature potential due to combustion air preheating or enrichment by oxygen. Modern trends consist in combination of the burner and heat-exchange facilities in the single unit as well as in development of suitable recuperative and regenerative burners basing on mentioned concept including implementation of the radiative tubes with the developed burners. The recuperative, regenerative and Oxy-fuel combustion systems for the gas fuel combustion in the furnaces have been considered in frame of estimation the up-to-date state of the furnace equipment. The complex of advantages of DFI (Direct Flame Impingement) – technology, providing enhancement of Oxy-fuel combustion systems' efficiency has been critical reviewed. FLOX-technique of combustion the fuels of various compositions took a wide abundance firstly recommended as low-emission facilities while afterwards the heat engineering advancements have been ascertained. An evaluation of power efficiency of the modern reheating furnaces in metallurgy. Values of efficiency of fuel η_f and heat η_H utilization one ought to consider as synergetic characteristics of the furnace advancement on the whole and of the furnace assemblies combination (firstly of heating, of heat recovery, of computer control by thermal operating etc.) with account of operation conditions the process parameters of the plants.

Key words: DFI-technologies, FLOX-combustion technique, gas fuel, heat recovery facilities, high-temperature plants, Oxy-fuel heating, recuperative burners, regenerative burners, reheating furnaces..

Received March 1, 2012