

Топливо и энергетика

УДК 621.78:662.61

Сорока Б.С., докт. техн. наук, проф., **Воробьев Н.В.**, аспирант
Институт газа НАН Украины, Киев
ул. Дегтяревская, 39, 03113 Киев, Украина, e-mail: boris.soroka@gmail.com

Сравнительный анализ энергетической эффективности различных способов утилизации теплоты продуктов сгорания в топливных печах

Сопоставлена энергетическая эффективность топливных печей при использовании систем утилизации теплоты с помощью централизованных рекуператоров (CR) и с помощью горелок — утилизаторов теплоты (ГУТ): рекуперативных RB и регенеративных RegB. Выполнен анализ работы «идеальной» системы «печь — рекуператор (утилизатор теплоты)» при заданных КПД использования топлива η_f и теплоты η_H в печи для двух способов задания степени утилизации теплоты: в форме температурного критерия ε и энтальпийного критерия ε^* , предложенного нами. Анализ выполнен для степеней (глубин) утилизации теплоты ε и ε^* , соответствующих сравниваемым системам утилизации. Показано, что возможность обеспечения заданных величин КПД η_f и η_H в «идеальной» системе «печь — утилизатор теплоты» достигается при различных температурах подогрева воздуха горения t_a , зависящих от уровня технологических температур печи (температуры уходящих газов $t_{g,ex}$). По этой причине уровень t_a для случаев централизованного и рассредоточенных утилизаторов теплоты является существенно различным. Проведены расчеты необходимых температур подогрева воздуха горения при различной степени утилизации теплоты (ε , ε^*), характерной для сравниваемых типов теплоутилизующих систем: ε , ε^* (CR), равных 0,4, и ε , ε^* (RB), равных 0,6. Установлено, что для обеспечения равных КПД печей традиционных конструкций с централизованным рекуператором и печей, отапливаемых с помощью ГУТ, последние должны обеспечивать существенно более высокую температуру подогрева воздуха (дополнительный подогрев воздуха $\Delta T_a \approx 400$ К), чем централизованный рекуператор для случая противоточной печи. *Библ. 25, рис. 10, табл. 5.*

Ключевые слова: промышленная печь, регенеративные горелки, рекуперативные горелки, подогрев воздуха, система отопления — дымоудаления, утилизатор теплоты, эффективность использования топлива.

Экономия топлива за счет утилизации теплоты уходящих продуктов сгорания на выходе из топливоиспользующих агрегатов (печей, котлов) — важнейшее направление повышения эффективности использования топлива. Процесс реализуется либо предварительным нагревом технологического сырья, либо (чаще) подогревом одного (окислитель, прежде всего воздух) или обоих (окислитель и низкокалорийное топливо (НКТ)) компонентов горения перед их сжиганием в печи.

В случае подогрева компонентов горения обеспечиваются преимущества утилизации (рекуперации) теплоты продуктов сгорания в соответствии с 1-м и 2-м законами (началами) термодинамики, чем достигается сокращение общих и удельных на единицу продукции расходов топлива при тепловой обработке изделий в печах или при нагреве теплоносителя (воды, пара) в котлах и парогенераторах.

1-е начало термодинамики учитывает баланс энергии при замещении части вводимой теплоты теплосодержанием нагретых потоков окислителя и НКТ (в случае его предварительного подогрева). 2-е начало учитывает изменение потенциала топливно-окислительной смеси, сказывающееся через увеличение теоретической температуры горения T_T на повышении КПД использования топлива η_f и теплоты η_H [1]. В соответствии с подходом Карно рост верхнего температурного потенциала (источника) и снижение нижнего потенциала (приемника теплоты) являются составляющими КПД термического процесса.

При возрастании температуры горения обеспечивается рост теплоотдачи к тепловоспринимающим поверхностям в печи (топочной камере), что способствует снижению температуры газов, уходящих из камеры. Перечисленные выше механизмы воздействия подогрева воздуха на экономию топлива упомянуты в работе [2] и могут рассматриваться как качественные факторы совершенствования систем сжигания топлива в топливных печах.

До последнего времени не была проведена корректная оценка сравнительной энергетической эффективности использования топлива при сжигании газа в промышленных печах с помощью горелок — утилизаторов теплоты (ГУТ): рекуперативных RB, регенеративных RegB — в сопоставлении с утилизацией теплоты с помощью традиционного подхода — при использовании централизованных рекуператоров (регенераторов) CR. Определение эффективности использования топлива в случае ГУТ проводится на основе термодинамической оцен-

ки вклада температуры подогрева воздуха T_a . Действительно, для ГУТ как рассредоточенных теплоутилизаторов значение T_a преимущественно выше, чем для централизованных рекуператоров [3–8]. Однако этот показатель (T_a) сам по себе недостаточен при оценке потребного расхода топлива для обеспечения заданного режима работы печи.

В работах [3–6] выполнено сравнение эффективности печей, оборудованных упомянутыми утилизаторами, при учете температурных условий эксплуатации каждого из сопоставляемых типов утилизаторов: централизованного (для печи), встроенного (в радиационных трубах) и ГУТ.

Термодинамический анализ требует задания температуры уходящих газов на выходе из топливоиспользующего агрегата, определение которой, в свою очередь, возможно только при учете тепломассообменных процессов в топочной камере. На самом деле, помимо заданного потенциала (температуры) каждого из теплоносителей, значительная роль при выборе типа утилизатора принадлежит учету тепломассообменных процессов внутри печи, согласованию локализаций ввода топлива и дымоудаления с размещением приемников теплоты внутри печи, организации тепловыделения при горении, переносу теплоты с газовыми (продуктов сгорания) потоками при движении к ближайшему дымоходу.

Соответствующий комплексный количественный анализ целесообразно выполнять с помощью зонального метода расчета теплообмена как компромиссного подхода (compromise approach, settlement) между упрощенными инженерными решениями и громоздкими расчетами в рамках CFD-моделирования, требующими изменения расчетных сеток для каждой конструктивной схемы печи. Методология комплексного анализа эффективности топливоиспользования в печах совместно с исследованиями влияния конструктивных и режимных факторов, введенными до численных результатов, впервые была предложена в работах Б.С.Сороки [1, 9–11].

1. Влияние степени утилизации теплоты на энергетические КПД печи

1.1. Анализ существующего подхода к оценке степени утилизации теплоты. Температурный критерий. В работах [3–6] представлена ориентировочная оценка эффективности различных способов и устройств утилизации теплоты. Сопоставляется использо-

вание основных типов теплоутилизирующих устройств: централизованного рекуператора и ГУТ. Эффективность использования топлива (природного газа) в печи (котле) определяется в условиях наперед заданной степени (глубины) утилизации ε . На рис.1 представлена опубликованная в работах [3–6] зависимость КПД (efficiency) печи от температуры уходящих газов при разных значениях величины ε , названной относительной температурой подогрева воздуха горения t_a (°C) (relative air preheat). Приняв $\varepsilon = t_a/t_{g,ex}$ (при прямом сопоставлении t_a с температурой уходящих газов перед утилизатором теплоты $t_{g,ex}$ (°C) – см. ниже), Wunning предположил, что для централизованных рекуператоров характерная область значений $\varepsilon \leq 0,4-0,5$; для рекуперативных горелок $\varepsilon \leq 0,6-0,7$; для регенеративных горелок $\varepsilon \leq 0,8-0,9$.

На основании рассмотрения данных рис.1 авторы [3–6] полагают, что вывод об энергетических преимуществах ГУТ: рекуперативных и регенеративных горелок – по сравнению с централизованными рекуператорами является безальтернативным. Однако, при сопоставлении централизованных рекуператоров с ГУТ имеются указания, что в первом случае сосредоточенная утилизация теплоты в рекуператоре может комбинироваться с внутривидовой утилизацией теплоты, реализуемой вследствие организации неотапливаемых зон, в частности, в туннельных печах [3].

Определяющая характеристика теплообменного аппарата, используемая зарубежными [3–6, 12], а также отечественными [13] авторами, именуется «термодинамическая эффективность теплообменника». Физический смысл этого параметра может быть представлен как отношение количества теплоты, передаваемой в рассматриваемом теплообменнике, к количеству теплоты, передаваемой в теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплообмена с теми же

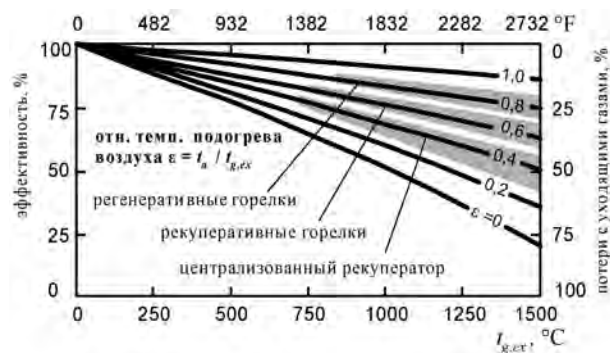


Рис.1. Зависимость эффективности использования топлива в печи от температуры уходящих газов перед утилизатором теплоты $t_{g,ex}$ (по данным [3–6]).

характеристиками на входе. Термодинамическая эффективность теплообменника для рекуперативного утилизатора теплоты в соответствии с [3, 12, 13] определяется формулой:

$$\varepsilon = (t_{a,out} - t_{a,in}) / (t_{g,ex} - t_{a,in}). \quad (1)$$

Попытаемся более детально проанализировать подход упомянутых зарубежных авторов. В качестве меры совершенства теплоутилизационных устройств, как указано выше, Wunning предложил упростить уравнение (1) и представить безразмерную температурную характеристику ε в форме отношения температур подогрева воздуха $t_{a,out} \approx t_a$ и температуры уходящих из печи газов $t_{g,ex}$ [3]:

$$\varepsilon = t_{a,out} / t_{g,ex}. \quad (2)$$

Анализируя зависимость (2) и оценку эффективности топливных печей при использовании различных теплоутилизационных устройств, следует признать, что при всей кажущейся наглядности предложенного параметра как характеристики теплоутилизационного устройства выбор и вывод его сопровождался небоснованностью, нестрогостями и просто ошибками в работе [3]. По этой причине нельзя признать подход в работе [3] с рекомендациями в форме графических зависимостей адекватным задаче сравнительной оценки централизованных и децентрализованных рекуперативных устройств.

Избыточные значения температур в исходной зависимости (1) для расчета ε не равны соответственно $t_{a,out}$ в числителе и $t_{g,ex}$ в знаменателе (выражение (2)), а сам параметр ε не равен их отношению по следующим причинам: а) значение ε зависит от размерности температуры (°C, K, °F и т.д.), которая не оговаривается в работах упомянутых авторов, вследствие чего отношение избыточных значений (разностей) температур не равно отношению самих температур; б) как характеристический параметр ε в формулах (1), (2) не может служить мерой теплоутилизационной способности рекуператора, ибо значение ε при прочих фиксированных условиях будет сильно зависеть от вида топлива, на котором работает печь.

Для понимания принятого в работах [3–6] подхода следует учесть, что изменение температурного состояния каждого из теплоносителей в рекуператоре при отсутствии потерь теплоты ($\varepsilon^* > 1,0$, см. ниже) соответствует элементарному балансу теплоты [14], включая физическую и химическую составляющие:

$$dQ = C_a dT_a = C_g dT_g, \quad (3)$$

где C_a , C_g — соответственно «полные» теплоемкости массовых потоков теплоносителей, в рассматриваемом случае воздуха горения и продуктов сгорания (с учетом физической и химической составляющих).

Из (3) следует, что изменения температур теплоносителей обратно пропорциональны теплоемкостям их массовых расходов или водяным эквивалентам теплоносителей [14]:

$$dT_a = C_g C_a^{-1} dT_g. \quad (4)$$

В конечной форме в пределах теплообменника R получим:

$$\Delta T_a = \int_{(R)} C_g C_a^{-1} dT_g. \quad (5)$$

Для условий отопления печи фиксированной топливно-окислительной смесью с заданным соотношением массовых потоков окислитель/топливо имеем с использованием теоремы о среднем (индекс «м»):

$$C_{gm}/C_{am} \approx \text{const}; \quad (6)$$

$$\Delta T_a/\Delta T_g = C_{gm} C_{am}^{-1}. \quad (7)$$

Таким образом, для теплообменных аппаратов при оценке степени рекуперации теплоты нельзя считать приемлемым подход, предложенный упомянутыми европейскими авторами.

Исходя из изложенного, даже в рамках упрощенного подхода процедура оценки сравнительных достоинств различных утилизаторов теплоты нуждается в уточнениях. В ходе дальнейшего анализа в качестве энергетических характеристик потоков будем использовать их полные энтальпии, учитывающие теплоту физических и химических преобразований реагирующих теплоносителей, а также теплоту образования компонентов из базовых элементов: С, Н, О, N.

1.2. Энтальпийный критерий степени утилизации теплоты. Поскольку физический смысл величины ε состоит в учете эффективности утилизатора теплоты как теплообменного устройства, целесообразно использовать адекватную такой цели характеристику:

$$\varepsilon^* = \delta I_a / \Delta I_{g,ex(\Sigma)}, \quad (8)$$

где

$$\delta I_a = \delta(\Delta I_{a(\Sigma)}) = \dot{m}_a (\Delta I_{a,out} - \Delta I_{a,in}); \quad (9)$$

$$\Delta I_{g,ex} = \dot{m}_g \Delta I_{g,ex}. \quad (10)$$

При этом используются очевидные соотношения для потоков компонентов горения, рассматриваемых как идеальные газы:

$$\dot{m}_a = \alpha \Omega_{st} \dot{m}_f = \alpha L_{st} M_a M_f^{-1} \dot{m}_f; \quad (11)$$

$$\dot{m}_g = (1 + \alpha \Omega_{st}) \dot{m}_f = (1 + \alpha L_{st} M_a M_f^{-1}) \dot{m}_f, \quad (12)$$

где Ω_{st} — массовое стехиометрическое число «окислитель (воздух)/топливо»; M_f , M_a — молекулярные массы топлива (горючего) и окислителя (воздуха) соответственно; α — коэффициент избытка воздуха; \dot{m}_a , \dot{m}_g , \dot{m}_f — массовые потоки воздуха горения, продуктов сгорания, топлива для печи при использовании централизованного рекуператора или для единичного горелочного устройства в случае ГУТ; $\Delta I_{g,ex}$, $\Delta I_{g,ex(\Sigma)}$ — соответственно удельная на единицу массы (1 кг) и на весь массовый поток продуктов сгорания (\dot{m}_g) избыточная полная энтальпия продуктов сгорания на входе в утилизатор теплоты при соответствующей температуре T_{ex} ; $\Delta I_{a,in}$, $\Delta I_{a,out}$ — удельная полная избыточная энтальпия 1 кг воздуха горения на входе (при $T_{a,in}$) и выходе (при $T_{a,out}$) из рекуператора.

Здесь и далее расчеты проводятся через величины ΔI_g , ΔI_a — избыточные при текущей температуре T по отношению к значениям при стандартной температуре T_0 полные энтальпии единицы массы (1 кг) теплоносителей в утилизаторе: нагреваемого воздуха и охлаждаемых продуктов сгорания соответственно:

$$\Delta I_g = I_g(T_g) - I_g(T_0); \quad (13)$$

$$\Delta I_a = I_a(T_a) - I_a(T_0). \quad (14)$$

Если параметр ε^* можно в полной мере рассматривать как степень утилизации теплоты, то к величине ε такое определение относится в определенной степени условно. Из выражения (8) можно прийти к определению ε^* в следующем виде:

$$\varepsilon^* = [(\alpha L_{st} M_a M_f^{-1}) / (1 + \alpha L_{st} M_a M_f^{-1})] [(\Delta I_{a,out} - \Delta I_{a,in}) / \Delta I_{g,ex}] = A F(T_{a,in}; T_{a,out}; T_{g,ex}), \quad (15)$$

где A — постоянная, характеризующая состав горючей газо-воздушной смеси, используемой для отопления печи, $A = [(\alpha L_{st} M_a)^{-1} M_f + 1]^{-1}$; F — температурная функция, определяющая эффективность (КПД) использования топлива η_f .

В наших расчетах используется термодинамическая система, где для полных энтальпий в качестве нулей отсчета приняты полные энталь-

пии молекулярных O_2 , N_2 , H_2 и C (графита) при стандартной температуре $T_0 = 298$ К (или 293 К) [15, 16].

Очевидно, что для «идеальной группы печь – рекуператор» КПД использования топлива $\eta_f = 1,0$, а температура продуктов сгорания на выходе из рекуператора равна стандартной T_0 в случае, если $\varepsilon = 1,0$; $T_{a,in} = T_0$. Под «идеальной группой», как и для случая «идеальной печи» [1], понимается система, где потери теплоты могут происходить только с уходящими продуктами сгорания – соответственно на выходе из рекуператора (для системы) и рабочего пространства (для печи).

При оценках, базирующихся на теореме Карно, КПД использования топлива и теплоты для собственно печи [1]:

$$\eta_f = (I_{g,T} - I_{g,ex}) / (I_{g,T}^* - I_{g,0}^*); \quad (16)$$

$$\eta_H = (I_{g,T} - I_{g,ex}) / \Delta I_{g,T} = 1 - \Delta I_{g,ex} / \Delta I_{g,T}, \quad (17)$$

где для системы с «идеальным» (без внешних потерь) утилизатором теплоты

$$I_{g,T} = I_{g,T}(\alpha, T_a = T_0) + (\alpha L_{st} M_a M_f^{-1}) / (1 + \alpha L_{st} M_a M_f^{-1}) (I_{a,out} - I_{a,in}). \quad (18)$$

Обозначив $I_{g,T}(\alpha, T_a = T_0) = I_{g,T}^{(n/r)}$, преобразуем (18):

$$I_{g,T} - I_{g,T}^{(n/r)} = (I_{a,out} - I_{a,in}) (\alpha L_{st} M_a M_f^{-1}) / (1 + \alpha L_{st} M_a M_f^{-1}). \quad (19)$$

Если $\varepsilon^* = 1,0$, то

$$I_{g,T} - \Delta I_{g,T}^{(n/r)} = I_{g,ex} - I_{g,0} = \Delta I_{g,ex}; \quad (20)$$

$$(I_{g,ex} - I_{g,0})_{\varepsilon^*=1,0} / (I_{a,out} - I_{a,in}) = (\alpha L_{st} M_a M_f^{-1}) / (1 + \alpha L_{st} M_a M_f^{-1}) = A. \quad (21)$$

Для любых α и T_a в случае $\varepsilon^* = 1,0$:

$$\Delta I_{g,T} - \Delta I_{g,ex} = \Delta I_{g,T}^{(n/r)} \neq f(T_a); \quad (22)$$

$$\eta_f = [\Delta I_{g,T}(\alpha; T_a = T_0)] / \Delta I_{g,T}^*. \quad (23)$$

Имея в виду, что в случае $\varepsilon^* = 1,0$ при $\alpha = 1,0$ и $T_a = T_0$:

$$\Delta I_{g,T} = \Delta I_{g,T}^{(n/r)} = \Delta I_{g,T}^*, \quad (24)$$

приходим к следующему заключению: при полной утилизации всего избыточного доступного (available) теплосодержания уходящих из печи газов при сжигании стехиометрических топли-

вовоздушных смесей КПД использования топлива в печи $\eta_f = 1,0 = idem$ независимо от $T_{g,ex}$ и T_a , а также от состава топлива (см. рис.2, 3).

При $\alpha \neq 1,0$ КПД $\eta_f \neq 1,0$. Такой вывод справедлив для любых топливовоздушных смесей. В случае $\varepsilon^* = 1,0$ и $\alpha \neq 1,0$ КПД определяется формулой (23), величина η_f уменьшается по мере увеличения (уменьшения) α по отношению к стехиометрическому соотношению $\alpha = 1,0$ и не зависит от T_a : $\eta_f = idem < 1,0$. Кроме того, в этом случае η_f также не зависит от $T_{g,ex}$.

Имея в виду выражения (17), (20), (22), КПД использования теплоты в случае $\varepsilon^* = 1,0$:

$$\eta_H = \Delta I_{g,T}^{(n/r)}(\alpha) / \Delta I_{g,T}(\alpha) = \Delta I_{g,T}^{(n/r)}(\alpha) / [\Delta I_{g,T}^{(n/r)}(\alpha) + \Delta I_{g,ex}(\alpha)]. \quad (25)$$

При любых значениях коэффициента избытка окислителя α КПД $\eta_H = 1,0$ только при $T_{g,ex} = T_0$. В случае, когда $T_{g,ex} > T_0$, КПД η_H определяется формулой (17) и монотонно уменьшается по мере увеличения $T_{g,ex}$ независимо от степени утилизации теплоты в рекуператоре ε^* . Таким образом, при подогреве холодного воздуха горения в «идеальном» теплообменнике ($\varepsilon^* = 1,0$):

$$\eta_H = \{1 + A \Delta I_a [\Delta I_{g,T}^{(n/r)}(\alpha)]^{-1}\}^{-1} \leq 1,0, \quad (26)$$

а при $\varepsilon^* < 1,0$, то есть в случае неполного использования утилизируемой энергии и потенциала уходящих продуктов сгорания:

$$\eta_H = \{1 + A \Delta I_a [\varepsilon^* \Delta I_{g,T}^{(n/r)}(\alpha)]^{-1}\}^{-1}. \quad (27)$$

1.3. Количественная оценка влияния утилизации теплоты на КПД использования топлива и теплоты. На рис.2 представлены расчетные данные эффективности (КПД) использования топлива η_f и теплоты η_H для стехиометрической смеси природного газа (Russ.-Erdgas H [17]) с воздухом в зависимости от степени утилизации теплоты в рекуператоре, рассматриваемой как параметр ε^* . На рис.2,а,б кривые КПД η_f и η_H построены по описанной нами методике определения КПД печи для случая принятия параметра $\varepsilon = t_a/t_{g,ex}$, предложенного западными авторами [3]. На рис.2, в, г КПД η_f и η_H рассчитаны в соответствии с определением параметра $\varepsilon = \varepsilon^*$ (уравнение (8)), предложенным нами (уравнения (23)–(27)) для расчета КПД.

Представленные на рис.2,а и рассчитанные нами зависимости КПД использования топлива

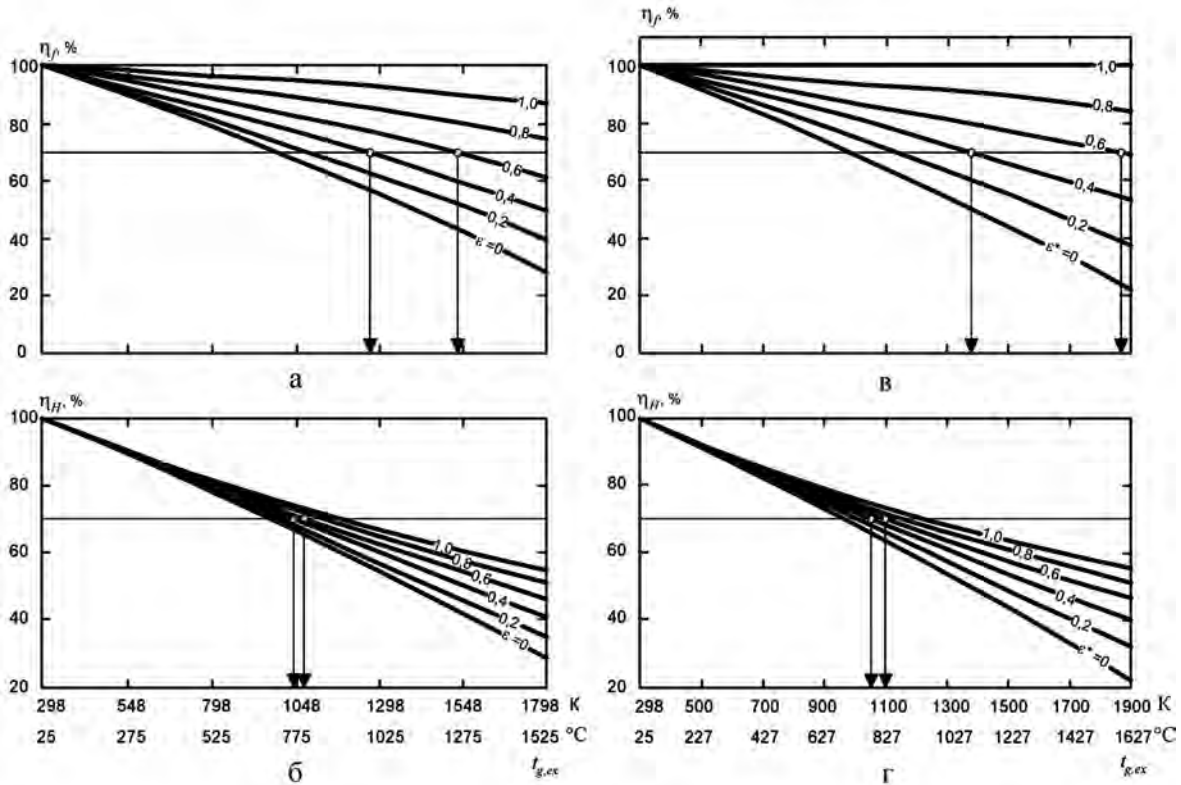


Рис.2. Зависимость эффективности использования топлива (КПД η_f — а, в) и теплоты (КПД η_H — б, г) от температуры уходящих газов на выходе из печи для стехиометрической ($\alpha = 1,0$) смеси при сжигании природного газа с воздухом: а, б — степень утилизации теплоты рассматривается в форме $\varepsilon = t_a/t_{g,ex}$ в соответствии с подходом Wunning и др. [3–6] и указана на кривых; в, г — степень утилизации теплоты ε^* принята в соответствии с нашим подходом $\varepsilon^* = \dot{m}_a(\Delta I_{a,out} - \Delta I_{a,in}) / (\dot{m}_g \Delta I_{g,ex})$ и указана на кривых

η_f от $t_{g,ex}$ в случае определения $\varepsilon = t_a/t_{g,ex}$ практически совпадают с соответствующими кривыми, заимствованными из работ [3–6] и показанными на рис.1. Отличие состоит лишь в том, что при наших расчетах и принятых нулях отсчета полных энтальпий (см. рис.2) в качестве нуля отсчета КПД $\eta_f = \eta_H = 100\%$ соответствует стандартная температура $25\text{ }^\circ\text{C}$ (298 К), а в расчетах [3–6] (см. рис.1) принята базовая температура $0\text{ }^\circ\text{C}$ (273 К). В последнем случае использование параметра ε при $t_{g,ex} \rightarrow 0\text{ }^\circ\text{C}$ приводит к неопределенности оценок. По этой причине нельзя сводить к единице при $t_{g,ex} = 0\text{ }^\circ\text{C}$ значения эффективности, относящиеся к различным характеристикам $\varepsilon = 0 - 1$.

При определении эффективности утилизации теплоты в форме, зависящей от параметра $\varepsilon^* = \dot{m}_a(\Delta I_{a,out} - \Delta I_{a,in}) / \dot{m}_g(\Delta I_{g,ex})$, установлено, что КПД использования топлива $\eta_f = 1,0$ (рис.2, в) при $\varepsilon^* = 1,0$ независимо от значений $T_{g,ex}$ и T_a . Этим численно подтверждается правильность выражений (20)–(23). Зависимость КПД использования теплоты η_H (рис.2, б, г)

от степени утилизации теплоты при расчете этого параметра в виде ε (уравнение (2)) по западным данным [3–6] и определения ε^* по подходу, предложенному нами (уравнение (8)), имеют между собой подобный характер и не противоречат аналитическому прогнозу, изложенному выше.

Рассмотрим возможность оценки тепловой эффективности печных агрегатов при использовании альтернативных газовых топлив. На рис.3 представлены расчетные кривые КПД использования топлива η_f и теплоты η_H для случая сжигания с воздухом коксодоменной смеси 50%/50% следующего состава, %: $\text{CO} = 18$; $\text{CO}_2 = 8$; $\text{N}_2 = 31$; $\text{H}_2 = 30$; $\text{CH}_4 = 13$. Здесь рассматриваются КПД η_f и η_H для стехиометрической ($\alpha = 1,0$ — рис.3, а, б) и обедненной ($\alpha = 1,2$ — рис.3, в, г) топливовоздушных смесей в зависимости от степени утилизации теплоты в рекуператоре ε^* (уравнение (8)).

Расчетные зависимости показывают, что в случае стехиометрического сжигания при $\varepsilon < 1,0$ (рис.3, а, б) рассматриваемые КПД η_f и η_H для

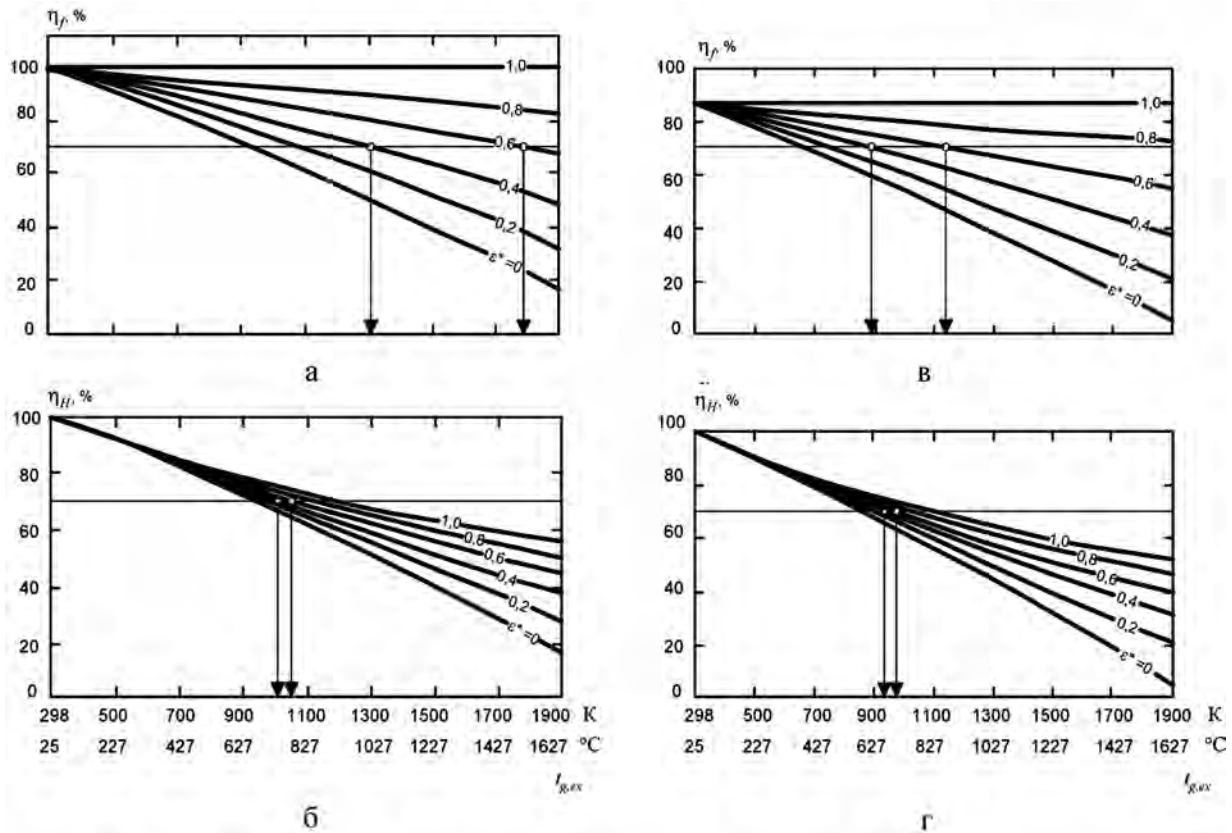


Рис.3. Зависимость эффективности использования топлива (КПД η_f – а, в) и теплоты (КПД η_H – б, г) от температуры уходящих газов на выходе из печи при сжигании коксодоменной смеси с воздухом при $\alpha = 1,0$ (а, б) и $\alpha = 1,2$ (в, г). Степень утилизации теплоты в рекуператоре $\epsilon^* = \dot{m}_a (\Delta I_{a,out} - \Delta I_{a,in}) / (\dot{m}_g \Delta I_{g,ex})$.

указанного топлива снижаются по сравнению с природным газом (рис.2, в, г). Для обедненной ($\alpha = 1,2$) топливовоздушной смеси (рис.3, в) КПД использования топлива будет $\eta_f = idem$ при $\epsilon^* = 1,0$ для любых температур $t_{g,ex}$, что полностью подтверждает полученные нами аналитические выводы.

Важнейший вывод, который следует из анализа зависимостей КПД от $t_{g,ex}$: в случае утилизации теплоты уходящих из печи газов заданные КПД η_f , η_H могут быть достигнуты при разных значениях подогрева воздуха горения t_a , зависящих от $t_{g,ex}$. Например, задавшись КПД печи η_f в идеальной системе «печь – утилизатор теплоты» и следуя данным рис.2, 3, можно выявить двоякую возможность обеспечения этого условия: либо при подогреве воздуха, соответствующем $\epsilon = 0,4$ (централизованный рекуператор), либо при $\epsilon = 0,6$ (рекуперативные горелки). Сравнение температурных условий ($t_{g,ex}$, t_a) для обеспечения равных КПД печи при $\eta_f = 70 \%$ или $\eta_H = 70 \%$ для указанных на рис.2 и рис.3 условий представлено в табл.1.

Энергетические КПД печи тем выше, чем ниже $t_{g,ex}$ и чем выше t_a . Для высокотемпературных печей (зон печи) возможность эффективного использования топлива и теплоты всегда более ограничена, чем в низкотемпературных печах (зонах). Для обеспечения высоких КПД в первом случае необходимо обеспечить повышенный подогрев воздуха горения. Отсюда следует, что рекуперативные горелки, устанавливаемые, в том числе в высокотемпературных зонах печей, для обеспечения требуемых КПД η_f и η_H должны гарантировать существенно более высокий подогрев воздуха, чем в случае централизованных рекуператоров.

Из табл.1 следует, что при сжигании стехиометрической смеси природного газа с воздухом одинаковая эффективность использования топлива в печи $\eta_f \geq 70 \%$ может быть обеспечена при использовании централизованного рекуператора и подогреве воздуха $t_a \geq 390 \text{ }^\circ\text{C}$ в случае, если температура продуктов сгорания перед рекуператором $t_{g,ex}$ будет не выше $975 \text{ }^\circ\text{C}$, а для рекуперативной горелки такой же КПД печи $\eta_f \geq 70 \%$ обеспечивается при подогреве воздуха $\geq 750 \text{ }^\circ\text{C}$, если при этом температура

продуктов сгорания на входе в горелку $Rb \leq 1250$ °С.

Такие сравнительные температурные условия для утилизаторов теплоты относятся к случаю, когда оценка подогрева воздуха ведется по критерию утилизации ε (относительная температура). Если в качестве критерия утилизации используется относительная энтальпия ε^* , сравниваемые критические температуры существенно сдвигаются. Для печи с централизованным рекуператором для обеспечения КПД $\eta_f \geq 70$ % требуется подогрев воздуха $t_a \geq 550$ °С при $t_{g,ex} \leq 1087$ °С в то время, как для рекуперативной горелки необходима температура подогрева воздуха

несопоставимо выше: $t_a \geq 1187$ °С при $t_{g,ex} \leq 1592$ °С. Последние условия с точки зрения обеспечения столь высокой температуры подогрева воздуха трудно реализовать, что указывает на малую вероятность достижения высокого ($\eta_f = 70$ %) КПД печи при использовании рекуперативных горелок в высокотемпературной печи. В то же время эффективное использование теплоты (по значению η_H) достигается при достаточно близких между собой условиях при подогреве воздуха с помощью централизованного рекуператора и в случае рекуперативных горелок.

1.4. Учет теплообменных процессов в рекуператоре при определении температурного диапазона его эксплуатации

1.4.1. Следующим шагом при энергетическом анализе системы утилизации теплоты может служить оценка эксергетического КПД теплообменника [18]:

$$\eta_{eff}^{rec} = \Delta E_a / \Delta E_{g,ex} = (\Delta I_a - T_0 \Delta S_a) / (\Delta I_{g,ex} - T_0 \Delta S_{g,ex}), \quad (28)$$

где T_0 — стандартная температура, принимается $T_0 = 298$ К (25 °С); ΔE_a , ΔI_a , ΔS_a , $\Delta E_{g,ex}$, $\Delta I_{g,ex}$, $\Delta S_{g,ex}$ — изменение удельной энтальпии, энтропии и эксергии для воздуха (индекс «а») и продуктов сгорания (индекс «g,ex») соответственно.

Потеря эксергии (работоспособности) горячего агента (продуктов сгорания) при передаче единицы теплоты Q к холодному агенту (нагреваемому воздуху) в соответствии с [18] может быть представлена в виде:

Таблица 1. Влияние температурных условий на КПД печи η_f и η_H

Топливо	Природный газ (рис.2)/ коксодоменная смесь (рис.3)			
	1,0 1,0	1,0 1,0	1,0 1,2	1,0 1,2
Избыток окислителя α				
Критерий утилизации	$\varepsilon = 0,4$ $\varepsilon^* = 0,4$	$\varepsilon = 0,6$ $\varepsilon^* = 0,6$	$\varepsilon^* = 0,4$ $\varepsilon^* = 0,4$	$\varepsilon^* = 0,6$ $\varepsilon^* = 0,6$
$\eta_f = 70$ %				
$t_{g,ex}$, °С (К)	975 (1248) 1032 (1305)	1250 (1523) 1510 (1783)	1087 (1360) 617 (890)	1592 (1865) 877 (1150)
t_a , °С (К)	390 (663) 609 (882)	750 (1023) 934 (1207)	550 (823) 319 (592)	1187 (1460) 705 (978)
η_{eff}^{rec} , %	78,93 89,04	90,4 92,02	85,7 83,14	95,56 95,44
$\eta_H = 70$ %				
$t_{g,ex}$, °С (К)	765 (1038) 740 (1013)	805 (1078) 787 (1060)	787 (1060) 662 (935)	837 (1110) 702 (975)
t_a , °С (К)	306 (579) 351 (624)	483 (756) 613 (886)	337 (610) 339 (612)	502 (775) 563 (836)
η_{eff}^{rec} , %	77,24 81,66	88,22 94,47	79,26 83,17	88,39 94,9

$$\Pi = T_0 \Sigma \Delta S = T_0 (Q/T_a - Q/T_{g,ex}). \quad (29)$$

Имея в виду выражение (29) для эксергетических потерь в рекуператоре и значение полезно воспринятой в нем теплоты, эксергетический КПД теплообменника примет такой вид:

$$\eta_{eff}^{rec} = 1 - \Pi/Q = 1 - T_0 (1/T_a - 1/T_{g,ex}). \quad (30)$$

Значения эксергетических КПД η_{eff}^{rec} для утилизаторов теплоты разных типов при обеспечении равных КПД печи $\eta_f = 70$ % или $\eta_H = 70$ % представлено в табл.1. Расчетные данные показывают, что для рекуперативных горелок — утилизаторов теплоты — эксергетический КПД выше, чем в случае использования централизованного рекуператора. Так, например, при сжигании стехиометрической смеси природного газа с воздухом при КПД использования топлива в печи $\eta_f = 70$ % эксергетический КПД рекуперативной горелки ($\varepsilon^* = 0,6$) составляет $\eta_{eff}^{rec} = 95,56$ %, а для случая централизованного рекуператора ($\varepsilon^* = 0,4$) значение $\eta_{eff}^{rec} = 85,7$ % (см. табл.1).

1.4.2. Для обеспечения достаточной термической стойкости рекуператора обычно предусматривается использование системы автоматического поддержания температуры продуктов сгорания на входе в рекуператор на уровне 950–1050 °С. При превышении наперед заданного значения температуры продуктов сгорания на входе в рекуператор $t_{g,in}^{rec} \rightarrow t_{g,ex}$ часть воздуха горения подается на разбавление потока продуктов сгорания и понижение их температуры до допустимого уровня.

Установлено, что в случае интенсификации теплоотдачи на воздушной стороне рекуператора существенно возрастает допустимая температура продуктов сгорания t_g при поддержании заданной разности температур «стенка трубы – воздушный поток» $t_w - t_a$, то есть в условиях недопущения существенного перегрева труб по отношению к температуре нагреваемого воздуха [19]. Поэтому можно утверждать, что современные высокоэффективные рекуператоры (с развитыми поверхностями и при больших коэффициентах теплоотдачи от теплообменных поверхностей к воздушному потоку) могут работать и при более высоких, чем указано выше, температурах уходящих газов на входе в рекуператор $t_{g,ex}$ без опасения относительно снижения стойкости теплообменников. Еще в большей степени сказанное относится к современным рекуперативным горелкам, где коэффициенты теплоотдачи (условно отнесенные к неизменной теплообменной поверхности между воздухом и продуктами сгорания) увеличиваются практически на порядок (в 9,8 раз) за счет установки множества полукруглых каб радиусом 8 мм из проволоки диаметром 1 мм с общей поверхностью $0,568 \text{ м}^2/\text{м}^2$ теплообменной поверхности [6]. Указанные элементы установлены и интенсифицируют теплообмен по обе стороны от теплообменной поверхности: во внутреннем воздушном кольцевом канале рекуперативной горелки и в периферийном кольцевом канале продуктов сгорания.

1.4.3. При апробации, предложенной в разделах 1.2 и 1.3 методики расчета энергетической эффективности печи, целесообразно определить достоверность методики учета вклада утилизации теплоты при использовании рекуператора как теплообменного аппарата. В рамках научно-технического сотрудничества между Институтом газа НАН Украины и Литовским энергетическим институтом (LEI) нами был спроектирован рекуперативный воздухоподогреватель (рис.4), предназначенный для нагрева воздуха, подаваемого в опытный газогенератор для газификации древесной щепы. Рекуперативный воздухоподогреватель был рассчитан на следующие характеристики: расход воздуха $\dot{V}_a = 60 \text{ нм}^3/\text{ч}$, расход продуктов газификации

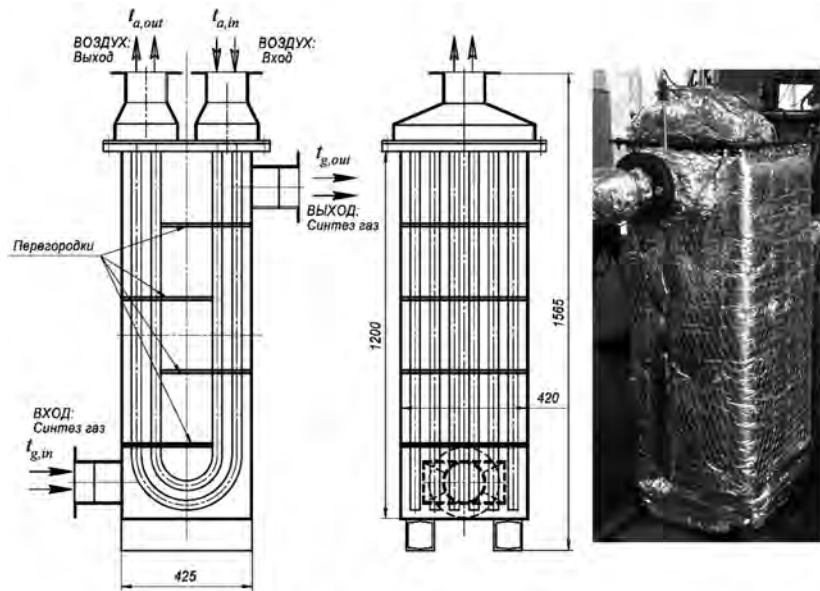


Рис. 4. Рекуперативный воздухоподогреватель опытного газогенератора LEI.

$\dot{V}_g = 90 \text{ нм}^3/\text{ч}$, температура воздуха на входе $t_{a,in} = 25 \text{ °C}$ и выходе $t_{a,out} = 305 \text{ °C}$, температура продуктов газификации на входе $t_{g,in} = 700 \text{ °C}$ и выходе из аппарата $t_{g,out} = 520 \text{ °C}$. Состав продуктов газификации, % (об.): $\text{H}_2 = 15$; $\text{CO} = 22$; $\text{CO}_2 = 11$; $\text{CH}_4 = 2$; $\text{N}_2 = 50$.

Во время испытаний опытного газогенератора и воздухоподогревателя были получены следующие режимные характеристики: расход воздуха $35 \text{ нм}^3/\text{ч}$, расход продуктов газификации $60 \text{ нм}^3/\text{ч}$, температура воздуха на входе $t_{a,in} = 10 \text{ °C}$ и выходе $t_{a,out} = 400 \text{ °C}$, температура продуктов газификации на входе $t_{g,in} = 620 \text{ °C}$ и выходе $t_{g,out} = 410 \text{ °C}$. Эффективность рассматриваемого теплообменного аппарата по результатам расчетов и испытаний составила $\varepsilon^*_{calc} = 0,256$ и $\varepsilon^*_{exp} = 0,278$ соответственно. Расхождение значений $\Delta\varepsilon^* = (1 - \varepsilon^*_{calc}/\varepsilon^*_{exp}) \cdot 100 \% = 7,8 \%$ свидетельствует о хорошем совпадении результатов расчета, выполненного разработчиками рекуператора (Институт газа НАН Украины), с литовскими экспериментальными данными и подтверждает возможность использования конструкции и расчетной методики при создании высокоэффективных рекуператоров.

2. Роль массообменной схемы печи, способов и систем отопления — дымоудаления в повышении эффективности использования топлива

При дальнейшем рассмотрении эффективности топливоиспользования в печах необходимо учитывать связь типов теплообменников — утилизаторов теплоты: CR, ГУТ — и конструк-

ций собственно промышленных печей, которая предопределяет процессы тепломассопереноса внутри печи и в конечном счете энергетическую эффективность системы «печь — рекуператор».

2.1. Влияние схемы процессов переноса в печном пространстве на эффективность использования топлива. В работах [1, 9–11] впервые систематически рассмотрено влияние массообменных схем печи: прямоток, противоток, прямо-противоток, рассредоточенное дымоудаление (рис.5) — на теплообменные процессы и через них на эффективность использования топлива внутри печи. Качественно такой же характер и влияние имеют массообменные процессы при рассмотрении эффективности системы «печь — утилизатор теплоты».

Анализ (табл.2, 3) выполнялся с использованием зонального метода теплового расчета применительно к схеме проходной печи косвенного радиационного нагрева (КРН) непрерывного действия. Условно рабочее пространство печи представлено кольцевым объемом между двумя коаксиальными цилиндрами — серыми поверхностями, из которых наружный соответствует поверхности обмуровки «К», а внутренний — поверхности заготовок «М». Печь отапливается с помощью плоскопламенных горелок, устанавливаемых на цилиндрической по-

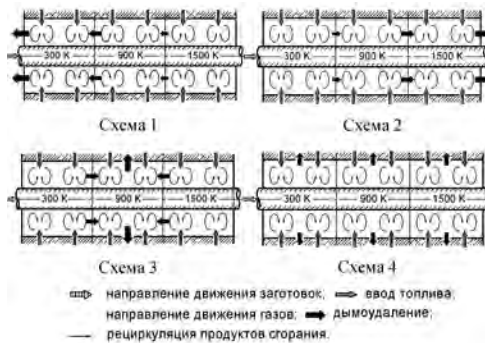


Рис.5. Расчетные схемы взаимного движения приемника (заготовок) и продуктов сгорания в печи (см. табл.2).

Таблица 2. Эффективность использования топлива в печи η_f , %/ \tilde{E} (r_m , T_{ox})

Номер схемы	Расчетная схема	$T_{ox} = 293,15 \text{ K}$		$T_{ox} = 900 \text{ K}$	
		$r_m = 0$	$r_m = 3$	$r_m = 0$	$r_m = 3$
1	Противоток	68,7	70,1	87,5	88,9
		1,0	1,02	1,274	1,29
2	Прямоток	45,3	44,8	65,0	64,5
		1,0	0,99	1,44	1,43
3	Прямо-противоток	59,8	60,8	79,0	79,8
		1,0	1,02	1,32	1,34
4	Рассредоточенное дымоудаление	56,4	58,1	75,3	77,2
		1,0	1,03	1,34	1,37

Примечание. $A = 20,95 \%$ (воздух-окислитель); $\alpha = 1,0$.

верхности обмуровки (кладки печи «К»). Кольцевое рабочее пространство печи заполнено «несерым» газом — продуктами сгорания природного газа с воздухом при стехиометрическом соотношении, причем газовый объем состоит из двух цилиндрических кольцевых объемных зон: горения «С» и теплообмена «Н» (табл.3, рис.6).

Перемещение потоков продуктов сгорания из зоны в зону и при дымоудалении осуществляется через газовые зоны Н. Заготовки (условно — цилиндрические) перемещаются вдоль оси печи слева направо, что предопределяет нарастающее в указанном направлении распределение температур заготовок — приемников теплоты по длине печи. Возможности перераспределения ввода топлива с точки зрения повышения КПД η_f оценивали по результатам анализа схемы трехсекционной ($i = 1, 2, 3$, см. табл.3) по вводу топлива печи при возрастающей по длине печи температуре приемника теплоты (заготовок) T_M , а температура продуктов сгорания на выходе из печи (зоны печи) $T_{g,ex}$ определялась температурой зоны теплообмена $T_{H,i}$, то есть для противоточной печи с сосредоточенным дымоудалением — температурой $T_{H,1}$.

Поскольку при упомянутых исследованиях роли массообменной схемы одновременно учитывался потенциал топливоокислительной смеси (удельная полная энтальпия — через состав (соотношение окислитель/газ) и температуру рабочего тела — продуктов сгорания) при разных температурах окислителя T_{ox} (воздуха; воздуха, обогащенного кислородом), максимально корректным является анализ, выполненный наложением на уравнения тепломассопереноса уравнений термодинамики. С этой целью в качестве переносимой субстанции при таком подходе рассматривается полная энтальпия теплоносителя [14].

2.2. Особенности, осложняющие использование ГУТ в печах. Безусловным достоинством ГУТ является высокая температура нагрева воздуха-окислителя (воздуха горения) в рекуперативных и регенеративных горелках. В отличие от распространенного мнения, само по себе применение ГУТ в печах не является гарантией высокой энергетической эффективности печного агрегата [20], а лишь условием, позволяющим добиться такой цели при оптимизации системы «печь — ГУТ» [21].

В работе [20] выполнено сопоставление эффективности топливоиспользования в термических печах (уровень рабочих температур печей, в том числе максимальный 850–1050 °С), отап-

ливаемых с помощью регенеративных горелок RegB (подогрев воздуха 800–900 °С), с одной стороны, с использованием различных газовых топлив в нагревательных печах, оборудованных плоскопламенными горелками и централизованными рекуператорами (уровень рабочих температур до 1350 °С при подогреве воздуха горения 400–630 °С), с другой стороны. В ней показаны преимущества традиционных систем отопления и дымоудаления по сравнению с печами с ГУТ: было обнаружено, что более высокотемпературные (нагревательные) печи, КПД которых при анализе с позиций теоремы Карно должен понижаться с ростом рабочих температур, на самом деле имели более высокий КПД и эффективность использования топлива, чем более низкотемпературные термические печи с RegB. Очевидно, что такое положение обусловлено более рациональной схемой организации системы отопления — дымоудаления (О/Д) в противоточных печах с централизованным рекуператором по сравнению с упомянутыми печами с рассредоточенным дымоудалением, оснащенными регенеративными горелками.

Оснащение печей ГУТ сопряжено с их высокой стоимостью, сложностью эксплуатации и управления тепловым режимом работы, включая необходимость синхронизации работы регенеративных горелок в различных зонах с целью предупреждения случайного одновременного

включения или выключения отдельных горелок из пары регенеративных устройств RegB [21]. Упомянутые причины вызывают ограничения типов и конструкций печей, где возможно использование ГУТ.

Рассмотрим особенности, отражающие отрицательные последствия использования схемы с ГУТ в печах, учитывая, что с энергетических позиций эффективность использования топлива в печах (энергетические КПД η_f, η_H) тем выше, чем ниже температура уходящих из печи газов $T_{g,ex}$.

2.2.1. Использование в печах ГУТ регенеративных RB, регенеративных RegB горелок по сравнению с печами, оборудованными централизованным рекуператором, однозначно связано (помимо изменения системы отопления печи и сопутствующего повышения потенциала (температуры) теплоносителя — воздуха горения) с изменением системы дымоудаления и с переходом на рассредоточенное дымоудаление — по числу и месту расположения отдельных ГУТ. Недостатки схемы рассредоточенного дымоудаления в сравнении с противоточной схемой и централизованным (сосредоточенным) дымоудалением обусловлены более высокой средне-взвешенной температурой $T_{g,ex}$. В табл.2 представлена энергетическая эффективность (топливный КПД) проходной 3-зонной нагревательной печи с условным разделением промежуточной температуры теплоприемников по длине печи на три дискретные температурные ступени: 300, 900, 1500 К. Данные таблицы свидетельствуют о преимуществах противоточной схемы с сосредоточенным дымоудалением (централизованный рекуператор) по сравнению со схемой с рассредоточенным дымоудалением при прочих равных условиях, соответствующих использованию ГУТ.

2.2.2. Система отопления — дымоудаления (О/Д) с ГУТ при равных температурах подогрева окислителя существенно уступает по эффективности системам О/Д, обеспечивающим в печи внутреннюю утилизацию теплоты. Это достигается максимальным удлинением неотапливаемого участка движения продуктов сгорания в печной камере и увеличением поверхности контакта продуктов сгорания с приемником теплоты непосредственно, а также с поверхностью обмуровки.

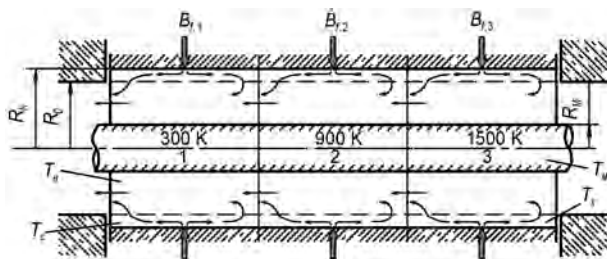


Рис.6. Схема ввода и распределения топлива: $R_K = 3,0$ м; $R_0 = 2,9$ м; $R_M = 2,5$ м; $\varepsilon_K = \varepsilon_M = 0,8$; $\alpha_{conv}^M = \alpha_{conv}^K = 23,2$ Вт/(м²·К) (см. табл.3).

Таблица 3. Влияние схемы ввода и распределения топлива на результирующий теплообмен в топочной камере при $T_M = 300$ К

Вариант	Номер зоны i	Расход топлива на зону, кг/(ч·м)	T_K, K	T_C, K	T_H, K	$q_{M,i}, \text{кВт/м}^2$	$Q_M = \sum q_{M,i}, \text{кВт/м}^2$	$\tilde{E} = \frac{Q_M}{Q_M^*}$
1*	1–3	100	1002	1385	1038	63,04	189,12	1,0
1	1	0	680	737	884	27,01	210,25	1,11
1	2	0	810	903	1080	46,34	210,25	1,11
1	3	300	1209	1752	1400	136,90	210,25	1,11
2*	1–3	400	1259	1840	1498	162,93	488,79	1,0
2	1	0	1039	1198	1441	105,50	523,34	1,07
2	2	0	1143	1331	1615	147,10	523,34	1,07
2	3	1200	1411	2076	1843	270,74	523,34	1,07

Отсутствие в печи внутренней зоны утилизации теплоты для печей с ГУТ понижает КПД печи по сравнению с печью, имеющей централизованное дымоудаление при наличии неотопливаемой (без горелок) зоны или ряда зон (см. табл.3).

2.2.3. Специфика рабочего процесса ГУТ и их конструктивного оформления состоит в отборе на дымоудаление продуктов сгорания из высокотемпературных зон печного пространства, в которых локализован ввод топливоокислительных смесей на сжигание. Таким образом, применение ГУТ характеризуется высокой температурой уходящих газов $T_{g,ex}$, обуславливающей низкий КПД печи.

Только за счет изменения массообменной схемы печи, обусловленной установкой рекуперативных горелок и переходом от противоточной схемы с сосредоточенным дымоудалением печи к рассредоточенному дымоудалению, расход топлива V_f при прочих равных условиях (одинаковые T_a и технологическая температура T_{fl} ($T_{g,ex}$)) возрастает на 15–25 % — в случае нагрева термически тонких тел, либо наблюдается увеличение V_f на 7–9 % — при тепловой обработке массивных тел (см. табл.2).

При постоянной температуре приемника ($T_M = 300$ K) сосредоточенный ввод топлива (горючее + окислитель) в наиболее удаленной от места дымоудаления зоне позволяет передать на 7–11 % больше тепла, чем при равномерном рассредоточенном по длине печи теплоподводе [1] (см. табл.3).

В связи с изложенным для обеспечения равных КПД печей традиционных конструкций с централизованным рекуператором и печей, отопляемых с помощью ГУТ, в последних должны предусматриваться существенно более высокие температуры подогрева воздуха, чем характерные для централизованного рекуператора печи. ГУТ как локальные системы О/Д наиболее соответствуют требованиям высокой эффективности при их использовании в условиях камерных печей периодического действия с малым числом зон и (или) без перетока продуктов сгорания из одной зоны печи в другую зону.

2.3. Анализ влияния подогрева воздуха горения на характеристики печей с различными системами утилизации теплоты. С термодинамических позиций легко показать, что относительное сокращение расхода топлива при подогреве воздуха горения ($T_a > T_0$) в «идеальной» печи в условиях поддержания соотношения окислитель/топливо ($\alpha = idem$) и, в частности, в условиях стехиометрической смеси ($\alpha = 1,0$) можно рассчитать по зависимости:

$$\delta V_f = (I_{g,T}^* - I_{g,T}) / (I_{g,T} - I_{g,ex}), \quad (31)$$

при допущении, что печь представляет печь идеального перемешивания (PSR) с единственной характерной температурой $T_{fur} = T_{fl} = T_{g,ex}$. В случае, если $\alpha = const > 1,0$, вид уравнения для δV_f не отличается от (31):

$$\delta V_f = [I_{g,T}(T_a = T_0) - I_{g,T}(T_a > T_0)] / [I_{g,T}(T_a > T_0) - I_{g,ex}]. \quad (32)$$

Сам расход топлива при подогреве воздуха горения, сохранении полезного тепловосприятия в печи и поддержании $\alpha = const$:

$$V_f \sim (I_{g,T} - I_{g,ex})^{-1}. \quad (33)$$

С учетом характера изменения V_f от T_a можно утверждать, что

$$\partial V_f / \partial T_a < 0; \partial^2 V_f / \partial T_a^2 > 0, \quad (34)$$

то есть рост подогрева воздуха горения обеспечивает сокращение расхода топлива, причем по мере повышения T_a темп последующей экономии топлива снижается (рис.7).

Что касается КПД η_f (зависимость (16), рис.7), то при анализе влияния подогрева воздуха горения для рассматриваемого процесса и используемого топлива (топливоокислительной смеси) можно прийти к следующим закономерностям, полагая, что $I_{g,ex} = const$, $I_{g,T}^* - I_{g,0}^* = const$:

$$\begin{aligned} \partial \eta_f / \partial T_a &= \partial I_{g,T} / \partial T_a \approx const; \\ \partial^2 \eta_f / \partial T_a^2 &= \partial^2 I_{g,T} / \partial T_a^2 \approx 0. \end{aligned} \quad (35)$$

Соотношения (35) указывают на практически линейное изменение КПД η_f с ростом подогрева воздуха. Если принять такое исходное положение и с этих позиций проанализировать данные табл.2, можно прийти к следующим выводам:

1) Для получения в противоточной печи с централизованным рекуператором CR КПД $\eta_f =$

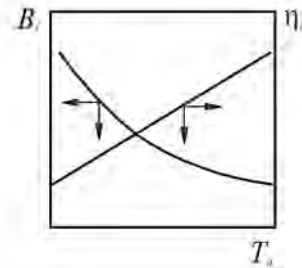


Рис.7. Зависимость требуемого расхода топлива V_f и КПД печи η_f от температуры подогрева воздуха горения T_a при поддержании $\alpha = const$.

= 75,3–77,2 %, соответствующего печи с рассредоточенным дымоудалением при $T_a = 900$ К, достаточен подогрев воздуха горения всего на 200 К, то есть необходимая $T_a \approx 500$ К. Таким образом, одинаковые КПД η_f в противоточной печи с CR и в печи с рассредоточенным отоплением (дымоудалением) можно обеспечить при T_a (CR) на 400 К ниже, чем в печи с рекуперативными горелками RB.

2) Для обеспечения в печи с рекуперативными горелками в условиях рассредоточенного отопления – дымоудаления КПД $\eta_f = 68,7–70,1$ %, соответствующих работе противоточной печи на холодном воздухе, то есть при отключенном централизованном рекуператоре (отсутствие подогрева воздуха, T_a (CR) = 300 К), необходим подогрев воздуха на 400 К, то есть следует обеспечить T_a (RB) ≈ 700 К.

В табл.4 показано влияние температуры подогрева окислителя (воздуха горения) T_a на КПД использования топлива η_f в печах с централизованным рекуператором (CR) и рассредоточенным дымоудалением (RB). Из нее можно сделать вывод о том, что равные КПД η_f сравниваемых печей требуют более высокого подогрева воздуха горения $\Delta T_a = T_a$ (RB) – T_a (CR) ≈ 400 К в случае использования рекуперативных горелок по сравнению со случаем противоточной печи с централизованным рекуператором.

Таблица 4. Влияние T_a на КПД использования топлива η_f в печах

η_f , %	T_a , К		ΔT_a , К
	CR	RB	
68,7–70,1	300	700	400
75,3–77,2	500	900	400

2.4. Оптимизация тепловых режимов и управления системами отопления с использованием ГУТ. Критический анализ проблемы с учетом современных зарубежных данных. Определяющими критериями при разработке систем отопления – дымоудаления (О/Д), включая выбор горелочных и теплоутилизационных устройств, а также системы управления тепловым режимом работы печи должны служить приемлемые КПД печи η_f , η_H . В самое последнее время стала очевидной необоснованность произвольного, обусловленного только повышенными температурами подогрева воздуха, применения ГУТ различных типов: регенеративных (рис.8, а, б) [21–24] и рекуперативных (рис.8, в) [5, 6] го-

релок. Вопросы, поднятые в настоящей работе, и соображения, которые легли в основу проведенного выше численного анализа сравнительной эффективности утилизации теплоты за счет использования различных типов устройств, являются насущными для промышленных инженеров, занятых разработкой и эксплуатацией ГУТ [21, 22].

Использование ГУТ не является универсальным решением, обеспечивающим экономию топлива в печах [23]. Во-первых, их применение относится к высокотемпературным процессам, во-вторых, эти устройства имеют ограничения по тепловой мощности, в-третьих, по областям применения. Второе замечание в большей



Рис.8. Горелки – утилизаторы теплоты: регенеративная горелка фирмы «Bloom Engineering» [24] (а); регенеративная плоскопламенная горелка, разработанная совместно с фирмой «Elster Kromschroeder» [21, 22] (б); рекуперативная горелка типа ECOMAX [5, 6] (в).

степени относится к рекуперативным горелкам (рис.8, в), поскольку регенеративные горелки фирмы «Bloom Engineering» (рис.8, а), например, имеют единичную мощность от 100 до 10 МВт [23, 24]. Последние ограничения, связанные с типами и конструкциям печных агрегатов и систем их управления в большей степени относятся к регенеративным горелкам [23].

В работах [21, 22] рассмотрены отдельные аспекты оптимизации использования регенеративных плоскопламенных горелок RegB (рис.8, б) в качестве ГУТ и их размещения в печах металлургического и кузнечно-прессового производства. Несмотря на успешное использование RegB в печах непрерывного действия, когда обеспечиваются значительная экономия топлива и снижение выбросов CO_2 , в условиях печей периодического действия, особенно на этапах выдержки, утилизация теплоты с помощью ГУТ не может быть эффективной. Высокий подогрев воздуха в последних случаях не имеет смысла как слабо влияющий на экономию топлива за конечный временной интервал, например, год.

Что касается регенеративных горелок, то к числу их недостатков относят и необходимость установки двойного количества горелок по отношению к числу работающих, и сложность обеспечения равномерного температурного поля, особенно при пониженных температурах, когда излучение перестает быть основной составляющей тепловых потоков. В этих случаях существующие преимущества обеспечиваются технологией пульсационного отопления, гарантирующей наилучшую эксплуатацию горелочной системы при любой производительности печей, причем с этой целью может использоваться система управления «включено – выключено» («proportional high – low firing control (PHL)») [25].

Исходным при разработке систем отопления – дымоудаления (О/Д), включая выбор горелочных и теплоутилизационных устройств, систему управления печью и отдельными опциями, является заданный температурный режим работы печи (зоны печи, цикла термической обработки). При использовании ГУТ намного усложняется процесс управления работой печи, что требует использования большего количества дополнительных измерительных каналов, регулирующих органов и исполнительных механизмов. Типовая схема обустройства печи регенеративными горелками представлена на рис.9.

В качестве основных предпосылок при выборе схемы О/Д печей с различными системами утилизации теплоты в работах [21, 22] при-

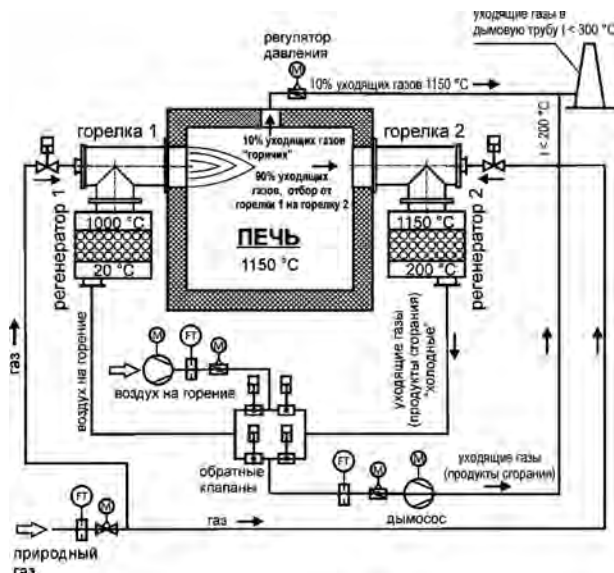


Рис.9. Принципиальная схема обустройства печи при попарном размещении регенеративных горелок.

няты значения подогрева воздуха T_a и КПД использования топлива η_f (а также прироста КПД $\Delta\eta_f$) для системы с централизованным рекуператором (CR), рекуперативной горелкой (RB) и регенеративной горелкой (RegB) по отношению к печи без утилизации теплоты (B), сведенные в табл.5.

Таблица 5. Оптимизация систем утилизации теплоты на основе ГУТ [21]

№№ п/п	Система отопления	T_a , К	η_f , %	$\Delta\eta_f$, %
1	B	300	39	–
2	CR	723	55	16
3	RB	1053	66	11
4	RegB	1373	82	16

В работе [23] для рекуперативных горелок REKUMAT S200, отличающихся наличием рекуператора с щелевым течением теплоносителя («gap flow») и работающих в пульсационном режиме («pulse firing on/off mode»), КПД η_f может превышать 80 %, а температура подогрева окислителя достигать 850 °C (1123 К).

Анализ работ [21, 22] выполнен для печей с ГУТ, представляющими регенеративные устройства на базе плоскопламенных горелок (см. рис.8, б). Температура в рабочем пространстве печи – 1573 К, поступающего на подогрев воздуха – 298 К, нагрева воздуха перед горелкой – 1273 К (вернее, синусоидальное изменение T_a в пределах 1273–1350 К при полной нагрузке и 1073–1273 К при частичной нагрузке), дымовых газов (продуктов сгорания) перед горелкой – 1473 К, за горелкой – 573 К.

Фирма «Andritz Maerz GmbH» (Германия) сообщает об успешном использовании системы отопления с регенеративными плоскопламенными горелками, установленными в своде камерных печей кузнечного производства на предприятии фирмы «Bohler Edelstahl» в г. Капфенберг. Две такие печи прошли испытания при режимах, которые соответствуют работе подобных печей с центральным рекуператором на том же заводе. Получена экономия топлива более 30 % [21, 22]. Сходные сопоставительные результаты были достигнуты при испытаниях трех новых печей с выкатным подом при их оборудовании регенеративными системами. Предприятие заказало еще две печи с выкатным подом для гомогенизации стальных блоков. Такая операция термобработки предполагает длительные периоды выдержки при высоких температурах, то есть при низких расходах топлива. Система AG Regtask обеспечивает должную утилизацию энергии и при таких режимах работы печей. Уровень температур подогрева воздуха при регулировании расхода топлива — 800–950 (1000) °С. Для обеспечения экономии топлива при переменных нагрузках большое значение имеет обеспечение положительного давления на поду печи за счет согласования потоков удаляемых продуктов сгорания и воздуха, подаваемого в отдельные горелки.

Строгое обоснование преимуществ и количественное доказательство экономии топлива системы О/Д с RegB требует детального представления статей подвода и расхода тепловой энергии. Поскольку не приводится никакая информация о характеристиках печей с централизованным рекуператором и отсутствует информация о сравнении с печами, где используются другие системы отопления, нельзя исключить иные причины экономии топлива в описанных печах, включая использование прогрессивных теплоутилизационных материалов, систем управления печью и др.

Использование автоматизированной системы AG Regtask сопряжено с заменой стандартного зонирования печи и попарной эксплуатацией горелок в зависимости от регулирующих переменных (управляющих воздействий) для системы в целом. При высоких значениях регулирующих переменных печь работает при зонном управлении текущей тепловой нагрузкой на горелки. Малые печи работают при зонном управлении тепловой мощностью горелок в пределах цикла нагрева в целом. В результате обеспечивается ввод теплоты во времени, соответствующий данной термограмме нагрева в условиях включения (синхронизации работы) горелок разных зон и исключения од-

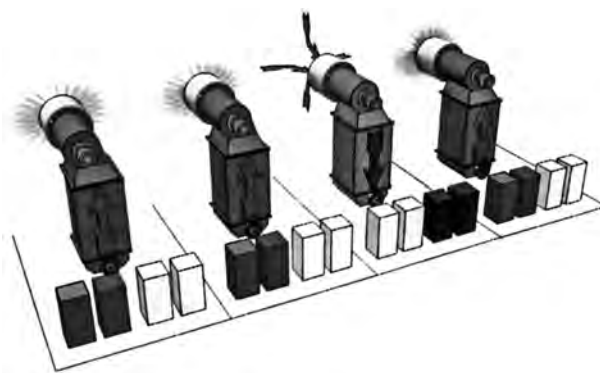


Рис.10. Схема использования системы AG Regtask.

новременного включения или отключения пары горелок. При этом горелки могут отбирать продукты сгорания, выходящие из нескольких других горелок.

Такой способ эксплуатации и управления печи (рис.10) приближает схему О/Д при использовании RegB к классической печи с централизованным рекуператором (утилизатором теплоты CR).

Проанализировав работу системы отопления печи с помощью регенеративных горелок (RegB), авторы [21, 22] делают вывод, что, хотя регенеративные горелки и обеспечивают наивысший КПД печи η_f , их использование значительно осложняет процесс регулирования теплового режима работы печи и требует применения дорогих термостойких материалов. Для регенеративной горелки RegB температура подогрева воздуха — 1373 К (1100 °С). Такие значения T_a сопоставимы с технологической температурой продуктов сгорания на выходе из печи $T_{fl} = T_{g,ex}$, поэтому решение о целесообразности использования RegB возможно только в тех случаях, когда нет возможности использовать традиционную схему отопления печи с централизованным рекуператором (CR).

Выводы

Выполнен комплекс исследований в рамках развития теоретических основ повышения энергетической эффективности топливных печей за счет утилизации теплоты уходящих продуктов сгорания.

1. Предложена методика определения температурного режима работы «идеальной» (без потерь теплоты) системы «печь — утилизатор теплоты (рекуператор)», обеспечивающая наперед заданное значение КПД использования топлива η_f и теплоты η_H в печи.

Методика реализована для двух способов задания степени (глубины) утилизации теплоты:

в форме температурного ε и энтальпийного ε^* критериев. По нашим оценкам, второй способ является более физически обоснованным и универсальным с точки зрения использования для различных топливоокислительных смесей.

На уровне термодинамического анализа показано, что заданные значения КПД печи при сжигании природного газа $\eta_f = 70\%$ в случае рекуперативных горелок могут быть обеспечены при температурах подогрева воздуха на 360–640 К выше, чем в случае установки централизованного рекуператора.

2. Показано, что возможность достижения заданных КПД η_f , η_H в идеальной системе «печь — утилизатор теплоты» обеспечивается при разных температурах подогрева воздуха горения t_a , зависящих от $t_{g,ex}$, то есть при разных для соответствующих типов теплоутилизующих систем степеней утилизации теплоты (ε , ε^*).

3. С использованием ранее выполненного нами анализа тепломассообменных процессов в печах подтверждено, что для обеспечения равных энергетических КПД печей: традиционной конструкции — противоточной с централизованным рекуператором — и печей, отапливаемых с помощью ГУТ, — в последних температура подогрева воздуха должна быть существенно выше, чем обеспечиваемая централизованным рекуператором противоточной печи. В представленных примерах дополнительный подогрев воздуха с помощью ГУТ рекуперативного типа составил $\Delta T_a \approx 400$ К.

4. В отличие от распространенного мнения, само по себе применение ГУТ в печах не является гарантией высокой энергетической эффективности печного агрегата, а лишь средством, позволяющим добиться такой цели при оптимизации системы «печь — ГУТ».

Авторы выражают глубокую благодарность Украинскому научно-технологическому центру (УНТЦ) и Национальной академии наук Украины (НАНУ) за поддержку при выполнении работы по проекту № 5722.

Условные обозначения

A	– постоянная, характеризующая состав горючей газ-воздушной смеси
B	– базовая система отопления, печь без утилизации теплоты
V_f	– расход топлива, кг/с, кг/ч
C	– изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К)
CR	– система отопления с централизованным рекуператором
\tilde{E}	– относительная эффективность использования топлива
E	– удельная эксергия, кДж/кг
F	– температурная функция

I	– удельная энтальпия, кДж/кг
$I, \Delta I$	– значение и избыточная величина удельной полной энтальпии, кДж/кг
L_{st}	– объемное стехиометрическое соотношение газ/воздух, м ³ /м ³
M	– молярная (молекулярная) масса компонента горения, г/моль
\dot{m}	– массовый поток, кг/с
PSR	– реактор идеального перемешивания
Q	– передаваемое количество теплоты, кВт
Q	– удельный результирующий тепловой поток, кВт/м ²
R	– характерный радиус проточной части проходной печи
RB	– система отопления с рекуперативными горелками
RegB	– система отопления с регенеративными горелками
S	– удельная энтропия, кДж/(кг·К)
T	– абсолютная температура, К
t	– температура, °С
\dot{V}	– объемный поток, м ³ /с
α	– коэффициент избытка окислителя в топливоокислительной горючей смеси
α_{conv}	– коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м ² ·К)
ε	– степень (глубина) утилизации теплоты (температурный критерий)
$\varepsilon_{f,cl}$	– излучательная (поглощательная) способность кладки (обмуровки) и приемника
ε_M	– степень (глубина) утилизации теплоты (энтальпийный критерий)
ε^*	– степень (глубина) утилизации теплоты (энтальпийный критерий)
η_{eff}^{rec}	– эксергетический КПД теплообменного аппарата
η_f	– КПД использования топлива в печи, %
η_H	– КПД использования теплоты в печи, %
Ω_{st}	– массовое стехиометрическое соотношение окислитель (воздух)/газ, кг/кг
ГУТ	– горелка — утилизатор теплоты
O/Д	– отопление — дымоудаление
П	– потери эксергии в теплообменном аппарате

Индексы

a — воздух окислитель (воздух горения); C — для зоны горения печи; ex — параметры продуктов сгорания на выходе из печи; f — топливо; fl — характеристическая температура продуктов сгорания в печи; fur — для технологической температуры печи; g — продукты сгорания; H — для зоны теплообмена печи; in — начальные параметры (на входе в теплообменный аппарат); K — кладка; M — приемник теплоты (садка); n/g — параметры продуктов сгорания без подогрева воздуха горения (при базовой стандартной температуре T_0); out — конечные параметры (на выходе из теплообменного аппарата); ox — окислитель; T — при теоретической температуре горения T_T ; w — стенка; 0 — для начальных значений параметров и свойств при стандартных условиях ($P_0 = 0,1013$ МПа; $T_0 = 298$ К).

Список литературы

1. Сорока Б.С. Интенсификация тепловых процессов в топливных печах. — Киев : Наук. думка, 1993. — 416 с.
2. 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 теплофи-

- зическое обоснование // Энерготехнологии и ресурсосбережение. — 2010. — № 1. — С. 11–21.
3. Wunning J.G. Energy-saving possibilities for gas-fired industrial furnaces // Heat Treating Progress. — Sept./Oct. 2007. — P. 37–43.
 4. Handbook of Burner Technology for Industrial Furnaces / Ed. A. Milani, J. Wunning. — Essen : Vulkan-Verlag GmbH, 2009. — 249 p.
 5. Trimis D., Uhlig V., Ortona A., et al. New ceramic heat exchangers with enhanced heat transfer properties for recuperative gas burners // Heat Processing. — 2011. — № 9, iss. 2. — P. 183–187.
 6. Trimis D., Uhlig V., Eder R., et al. Neuartige keramische warme-ubertrager fur Rekuperatorgasbrenner // Gas Warme Intern. — 2011. — № 5. — S. 381–386.
 7. Reusch G., Domagala J. Effiziente Brennersysteme fur Ofen in der Aluminium-Industrie // Gas Warme Intern. — 2012. — № 4. — S. 57–62.
 8. Kelly B., Feese J. What Can Your Combustion System Do For You? // Heat Treating Progress. — Aug. 2007. — P. 25–27.
 9. Сорока Б.С. Процессы переноса в печах косвенного радиационного нагрева. — Киев : О-во «Знание» УССР, 1978. — 28 с.
 10. Сорока Б.С. Анализ эффективности режимов теплообмена в топливных печах. — Киев : О-во «Знание» УССР, 1978. — 27 с.
 11. Валь Л.И., Сорока Б.С., Еринов А.Е. Анализ эффективности сложного теплообмена в замкнутой системе сферических поверхностей, разделенных несерым газом // Процессы направленного теплообмена. — Киев : Наук. думка, 1979. — С. 48–60.
 12. Эккерт Э.Р., Дрейк Р.М. Теория тепло- и массообмена. — М.; Л. : Госэнергоиздат, 1961. — 681 с.
 13. Долинский А.А., Чалаев Д.М., Грабов Л.Н. Разработка и исследование рекуперативного теплообменника на базе парожидкостного термосифона // XIV Минский международный форум по тепло- и массообмену : Тез. докл. (Минск, 10–13 сент. 2012 г.). — Минск, 2012. — Т. 2, ч. 1. — С. 57–60.
 14. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. — М. : Энергия, 1969. — 440 с.
 15. Варнац Ю., Маас У., Дибба Р. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ : Пер. с англ. — М. : Физматгиз, 2003. — 352 с.
 16. Термодинамические свойства индивидуальных веществ / Под ред. В. П. Глушко. — М. : Наука, 1979–1981. — Т. 1–4.
 17. Erdgas-Datenblatt. Erdgas — Durchschnittswerte 2011 (E.ON — Ruhrgas) // Gas Warme Intern. — 2012. — № 5. — S. 110.
 18. Гохштейн Д. П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. — М. : Энергия, 1969. — 368 с.
 19. Soroka B.S., Vorobyov N.V., Zgurskiy V.A., Karabchievskaya R.S. Advanced heat recovery equipment for high temperature combustion plants // Proceedings: 15th International Symposium Materials, Methods and Technologies, Sunny Beach, Bulgaria, 10–14 June, 2013. — 14 p.
 20. Сорока Б.С. Системы сжигания и теплоутилизационные устройства технологических печей : Современное состояние и мировые тенденции развития // Энерготехнологии и ресурсосбережение. — 2012. — № 2. — С. 54–69.
 21. Tschapowetz E., Krammer H., Geidies J. Use of regenerative burner systems in batch-wise furnace operation // Heat Processing. — 2013. — Vol. 2. — P. 61–66.
 22. Tschapowetz E., Krammer H., Geidies J. Einsatz von regenerativen Brennersystemen im satzweisen Ofenbetrieb // GasWaerme Intern. — 2013. — № 3. — S. 69–75.
 23. Wunning J.G. Gap flow burners in industrial applications // Heat Processing. — 2013. — Vol. 2. — P. 101–103.
 24. Whipple D., Teufert J., Domagala J. High efficiency burner systems for aluminium melting furnaces // Heat Processing. — 2010. — № 8, iss. 2. — P. 139–144.
 25. Scimone S., Carrara G. Modern reheating practices focus on combustion technology // Heat Processing. — 2011. — № 9, iss. 2. — P. 163–168.

Поступила в редакцию 21.06.13

Сорока Б.С., докт. техн. наук, проф., **Воробйов М.В.,** аспірант
Інститут газу НАН України, Київ
 вул. Дегтярівська 39, 03113 Київ, Україна, e-mail: boris.soroka@gmail.com

Порівняльний аналіз енергетичної ефективності різних способів утилізації теплоти продуктів згоряння у паливних печах

Порівняно енергетичну ефективність паливних печей при використанні систем утилізації теплоти за допомогою централізованих рекуператорів (CR) та за допомогою пальників – утилізаторів теплоти (ПУТ): рекуперативних RB та регенеративних RegB. Проведено аналіз роботи «ідеальної» системи «піч – рекуператор (утилізатор теплоти)» при заданих ККД використання палива η_f та теплоти η_H у печі для двох способів завдання ступеня утилізації теплоти: у формі температурного критерію ε та ентальпійного критерію ε^* , запропонованого нами. Аналіз виконано для ступенів (глибин) утилізації теплоти ε та ε^* , що відповідають порівнюваним системам утилізації. Показано, що можливість забезпечення бажаних ККД η_f та η_H в «ідеальній» системі «піч – утилізатор теплоти» досягається при різних температурах підігріву повітря горіння t_a , що залежить від рівня технологічних температур печі (температури вихідних газів $t_{g,ex}$). З цієї причини рівень t_a для випадків централізованого та розосереджених утилізаторів теплоти є суттєво різним. Проведено розрахунки необхідних температур підігріву повітря горіння при різних ступенях утилізації теплоти (ε , ε^*), характерної для порівнюваних типів теплоутилізаційних систем: ε , ε^* (CR), що дорівнює 0,4, та ε , ε^* (RB), що дорівнює 0,6. Встановлено, що для забезпечення однакових ККД печей традиційних конструкцій з централізованим рекуператором та печей, опалювальних за допомогою ГУТ, останні мають забезпечувати істотно вищу температуру підігріву повітря (додатковий підігрів повітря $\Delta T_a \approx 400$ К), ніж централізований рекуператор для випадку протитоккової печі. *Бібл. 25, рис. 10, табл. 5.*
Ключові слова: промислова піч, регенеративні пальники, рекуперативні пальники, підігрів повітря, система опалення – димовидалення, утилізатор теплоти, ефективність використання палива.

Soroka B.S., Doctor of Technical Science, Professor,
Vorobyov N.V., PhD Student

The Gas Institute of National Academy of Science of Ukraine, Kiev
 39, Degtjarivska St., 03113 Kiev, Ukraine, e-mail: boris.soroka@gmail.com

Comparative Analysis of Power Efficiency of Various Trands of Combustion Products Heat Recovery in Fuel Furnaces

The scientific and engineering fundamentals of heat recovery processes in fuel furnaces have been advanced in the paper under consideration. The modern European state of development the heat recovery equipment for the fuel furnaces is presented from the standpoint of combustion air preheating and of proper conditions. Efficiency of the furnaces equipped with the various types of heat recovery plants is estimated by means of fuel η_f and heat η_H utilization efficiency for the furnaces of different purpose. The furnaces with central recuperator and joint burner and heat recovery appliances: recuperative burners RB and regenerative burners RegB – are considered. The last two types of facilities rep-

ities representing the decentralized heat recovery plants are characterized by greatly enhanced combustion air preheating in comparison with the preheated air temperature in central recuperators. The power efficiencies of fuel furnaces have been compared under application of two various heat recovery systems: by means of centralized recuperators (CR) and the burners – heat recovery facilities (BHRF): RB and RegB. An analysis of operation process of «ideal» system «furnace – recuperator (heat recovery plant)» has been carried out by two methods of assignment the heat recovery degree: in form of temperature criterion ε and enthalpy criterion ε^* – under given efficiencies of fuel η_f and heat η_H utilization. The last original criterion (ε^*) has been proposed by authors. The analysis was performed for degree (depth) of heat recovery ε (ε^*) equal to 0.4 and to 0.6 those meet CR and RB heat recovery systems – correspondingly. It has been found that condition of equal values of power efficiency for the traditional furnace design with CR and for the furnace equipped with BHRF is provided if the last design would be supplied with combustion air of highly enhanced preheating temperature (supplementary value of $\Delta T_a \approx 400$ K) in comparison with centralized recuperator of counter current flow furnace. Contrary to wide – spread opinion, an application of BHRF in the furnaces in itself does not mean a presence of guarantee of the furnace plant's high power efficiency but only satisfies a condition of attainment the purpose of high power (fuel) efficiency by optimization the complex of «furnace – heat recovery plant». *Bibl. 25, Fig. 10, Table 5.*

Key words: air preheating, fuel efficiency, heat recovery plant, heating – smoke exhaust system, industrial furnace, recuperative burners, regenerative burners.

References

1. Soroka B.S. Intensification of thermal processes in the fuel furnaces. Kiev, Naukova Dumka Publ., 1993, 416 p. (Rus.)
2. Soroka B.S., Kudryavtsev V.S., Karabchievskaya R.S. Energy and ecological analysis of fuel efficiency and energy with application of mathematical and computer modeling. 1. Method of calculating the energy efficiency and its thermophysical study. *Energotehnologii i Resurcosberezhenie [Energy Technologies and Resource Saving]*, 2010, (1), pp. 11–19. (Rus.)
3. Wunning J.G. Energy-saving possibilities for gas-fired industrial furnaces. *Heat Treating Progress*, Sept./Oct. 2007, pp. 37–43.
4. Handbook of Burner Technology for Industrial Furnaces. (Ed. by A. Milani, J. Wunning). Essen : Vulkan-Verlag GmbH, 2009, 249 p.
5. Trimis D., Uhlig V., Ortona A., et al. New ceramic heat exchangers with enhanced heat transfer properties for recuperative gas burners. *Heat Processing*, 2011, (9), iss. 2, pp. 183–187.
6. Trimis D., Uhlig V., Eder R., et al. Neuartige keramische warme-ubertrager fur Rekuperatorgasbrenner. *Gas-Warme Intern.*, 2011, (5), pp. 381–386. (Germ.)
7. Reusch G., Domagala J. Effiziente Brennersysteme fur Ofen in der Aluminium-Industrie. *GasWarme Intern.*, 2012, (4), pp. 57–62. (Germ.)
8. Kelly B., Feese J. What Can Your Combustion System Do For You? *Heat Treating Progress*, Aug. 2007, pp. 25–27.
9. Soroka B.S. Transport processes in furnaces of indirect radiant heating. Kiev, Znaniye of the USSR Publ., 1978, 28 p. (Rus.)
10. Soroka B.S. Effectiveness analysis of heat transfer modes in fuel furnaces. Kiev, Znaniye of the USSR Publ., 1978, 27 p. (Rus.)
11. Wahl L.I., Soroka B.S., Erinov A.E. Analysis of effectiveness of complicated heat transfer in closed system of spherical surfaces separated by non-grey gas. Digest : Processes of directed heat transfer. Kiev, Naukova Dumka Publ., 1979, pp. 48–60. (Rus.)
12. Ernest R., Drake Eckert R.M. Heat and Mass Transfer. McGraw Hill Text Publ. House, 1959. – 530 p.
13. Dolinsky A.A., Chalaev D.M., Grabow L.N. Development and research of recuperative heat exchanger based on the vapor-liquid thermosyphon. Proceedings of XIV Minsk International Forum on Heat and Mass Transfer, 10–13 Sept. 2012, 2, part 1, pp. 57–60. (Rus.)
14. Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. Heat transfer. Moscow, Energiia Publ., 1969, 440 p. (Rus.)
15. Warnatz J., Maas U., and Dibble R.W. Combustion : Physical and chemical Fundamentals, Modelling and Simulations, Experiments, Pollutant Formation. Springer Publ. House, 2001, 378 p.
16. Thermodynamic properties of individual substances (Ed. by Glushko V.P.). Moscow, Nauka Publ., 1979–1981, 1–4. (Rus.)
17. Erdgas-Datenblatt. Erdgas – Durchschnittswerte 2011 (E.ON – Ruhrgas). *GasWarme Intern.*, 2012, (5), p. 110. (Germ.)
18. Gokhshtein D.P. Modern methods of thermodynamic analysis of power plants. Moscow, Energija Publ., 1969, 368 p. (Rus.)
19. Soroka B.S., Vorobyov N.V., Zgurskiy V.A., Karabchievskaya R.S. Advanced heat recovery equipment for high temperature combustion plants. Proceedings: 15th International Symposium Materials, Methods Technologies, Sunny Beach, Bulgaria, 10–14 June, 2013, 14 p.
20. Soroka B.S. Combustion systems and heat recovery unit process furnaces : Current status and develop-

- ment trend of the world. *Energotechnologii i Resurcosberezenie [Energy Technologies and Resource Saving]*, 2012, (2), pp. 54–69. (Rus.)
21. Tschapowetz E., Krammer H., Geidies J. Use of regenerative burner systems in batch-wise furnace operation. *Heat Processing*, 2013, (2), pp. 61–66.
 22. Tschapowetz E., Krammer H., Geidies J. Einsatz von regenerativen Brennersystemen im satzweisen Ofenbetrieb. *GasWarme Intern.*, 2013, (3), pp. 69–75. (Germ.)
 23. Wunning J.G. Gap flow burners in industrial applications. *Heat Processing*, 2013, (2), pp. 101–103.
 24. Whipple D., Teufert J., Domagala J. High efficiency burner systems for aluminium melting furnaces. *Heat Processing*, 2010, (8), iss. 2, pp. 139–144.
 25. Scimone S., Carrara G. Modern reheating practices focus on combustion technology. *Heat Processing*, 2011, (9), iss. 2, pp. 163–168.

Received June 21, 2013

УДК 621.18:632.15

Сигал И.Я., докт. техн. наук, проф., **Смихула А.В.**, канд. техн. наук, **Марасин А.В.**, аспирант, **Куц В.П.**, **Домбровская Э.П.**, канд. техн. наук, **Колчев В.А.**, **Кернажицкая Е.С.**

Институт газа НАН Украины, Киев

ул. Дегтяревская, 39, 03113 Киев, Украина, e-mail: isigal@ukr.net

Экспериментальное исследование биогаза как топлива для котлов

На лабораторных огневых стендах проведены исследования горения смесей природного газа и диоксида углерода (имитация биогаза). Показано, что биогаз является хорошим котельным топливом и может замещать природный газ в существующих котлах при условии реконструкции или замены горелочных устройств. Экспериментально определено, что длина биогазового факела меньше, чем факела природного газа такой же тепловой мощности. Токсичность выброса продуктов сгорания биогаза меньше, чем природного газа. При сжигании биогаза особое внимание надо уделять стабилизации факела из-за склонности его к отрыву ввиду меньшей нормальной скорости распространения пламени. При балластировании природного газа диоксидом углерода в количестве 12 % и более не наблюдалось классической тенденции изменения длины факела, которая характерна для природного газа при переходе из ламинарного режима горения в турбулентный. *Библ. 14, рис. 5, табл. 1.*

Ключевые слова: котлы, горение, биогаз, оксиды азота, пламя.

Биогаз представляет собой смесь метана и диоксида углерода, в которой в небольших количествах могут содержаться азот, кислород, а также сероводород и другие примеси. Приставка «био» в слове «биогаз» указывает на то, что газ является продуктом жизнедеятельности метанобразующих бактерий, которые разлагают органические отходы.

Многие предприятия (станции аэрации для очистки городских стоков, спиртовые, пивзаводы и др.) имеют проблемы с хранением жидких и твердых органических отходов, так как необходимые для этого земельные участки, как пра-

вило, арендуются у сельхозпредприятий, которые повышают арендную плату или вообще отказываются в аренде из-за возможности использования земли по другому назначению. Поэтому переработка органических отходов в биогаз и при возможности в удобрения (что позволяет вернуть часть затрат на строительство биогазовых установок, а в некоторых случаях и окупить проект) является единственно возможным вынужденным решением этой проблемы.

С принятием Закона Украины от 20.11.12 № 5485-VI при соблюдении некоторых условий возможно получить зеленый тариф на произве-