



*Economical efficiency of application of recuperative burners as compared to the modern traditional burners together with central recuperator and its system of control and automatic is shown.*

А. А. ШИПКО, НАН Беларуси, И. А. ТРУСОВА, И. Н. ПЛЮЩЕВСКИЙ, С. В. КОРНЕЕВ, БНТУ,  
А. В. ТОЛСТОЙ, НАН Беларуси

УДК 669.041

## ТОПЛИВОСБЕРЕЖЕНИЕ ПРИ НАГРЕВЕ МЕТАЛЛА В ПЕЧАХ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

В процессе проектирования печных агрегатов, при реконструкции и эксплуатации действующих возникает задача оптимизации их конструкции и тепловых режимов с целью создания условий для обеспечения всех требований технологического режима, а именно, получения стальных заготовок и изделий с высоким уровнем физико-механических свойств при экономии топливно-энергетических ресурсов.

Современные печи в последнее время оснащают скоростными импульсными горелками, системой рекуперации, системой автоматического управления. Горелки чаще всего располагаются в один ряд по боковым стенкам в шахматном порядке в зависимости от геометрических размеров печи. Регулирование подачи топлива производится путем изменения импульсов «включено – выключено». Длительность импульсов может варьироваться в зависимости от режимов, размеров и конфигурации заготовок. Теплоограждающие конструкции (боковые стены, свод и под печи) выполняются из современных теплоизолирующих материалов. Управление тепловым режимом работы печи осуществляется современной микропроцессорной системой программного управления и регулирования температурой. Печь в зависимости от размеров разделяется на зоны управления, соответственно используется равное количество управляемых модулей. Каждую зону следует оснащать регулирующей, резервной и контрольной термодарами. Измеренная э. д. с. регулирующих термодар поступает на экран дисплея для визуального контроля температурного режима, а также на вход программного регулятора. Согласно режиму нагрева, введенному оператором, регулятор вырабатывает управляющее задание для исполнительных механизмов газоздушных клапанов печи, которые управляют

режимом работы цикла «включено–выключено» горелки в соответствующих зонах.

С точки зрения совершенствования печного оборудования, что необходимо учитывать при конструировании агрегатов, важное значение имеют теплотехнические факторы, среди которых наиболее эффективными являются [1]:

- рекуперация теплоты уходящих газов (увеличивает КПД на 15–22%);
- использование современных газогорелочных устройств (увеличивает КПД на 6–8%);
- снижение потерь теплоты через ограждения печи и на аккумуляцию теплоты кладкой (увеличивает КПД на 4–6%);
- автоматизация теплового режима работы печи (экономия топлива до 15%).

Поскольку неудовлетворительная эксплуатация характеризуется, прежде всего, высокой температурной неравномерностью в рабочем пространстве печи, что отражается на свойствах заготовок, а также повышенным коэффициентом расхода воздуха, что приводит к дополнительному расходу топлива, техническое совершенствование конструкции печей требует создания и использования современных тепловых схем и горелочных устройств, новых волокнистых огнеупорных материалов и микропроцессорной электронной техники. Все это совместно обеспечивает энергоэффективность работы печей.

Небезызвестно, что основную долю потерь теплоты в пламенных печах составляет теплота уходящих газов. Поэтому с целью экономии топлива при усовершенствовании или разработке новых конструкций печей огромное внимание уделяется процессам рекуперации. Рекуперационное оборудование и системы являются в настоящее время практически обязательным при проектировании

печи, поскольку подогрев воздуха позволяет повысить температуру факела и соответственно интенсифицировать теплообмен в печи.

При выборе или проектировании рекуператора необходимо установить максимально возможную, но вместе с тем экономически оправданную степень рекуперации теплоты уходящих газов, поскольку при проектировании рекуперативного теплообменника всегда возникает вопрос о выборе материала, который способен работать при контакте с высокотемпературными продуктами сгорания топлива [2]. Учитывая, что на машиностроительных предприятиях функционируют пламенные печи с рабочей температурой от 500 до 1350 °С, температура уходящих газов определяет предъявляемые требования по стойкости материала, из которого изготовлен рекуператор. Кроме того, в зависимости от режима работы будет изменяться расход топлива и количество дымовых газов, что оказывает существенное влияние на работу теплообменника и температуру подогрева воздуха. В связи с этим при выборе материала в качестве ограничения необходимо задавать допустимую температуру нагрева стенки рекуператора и при этом учитывать такой режим работы печи, когда расход топлива и температура дымовых газов максимальны. Данное замечание особенно важно для проходных печей, работающих в нестационарном режиме. Кроме ограничений, обусловленных жаростойкостью материала, из которого изготовлен рекуператор, на температуру подогрева воздуха при проектировании новых нагревательных устройств целесообразно наложить ограничения экономического плана. Несмотря на то что с ростом температуры подогрева воздуха снижается потребление топлива и, как следствие, затраты на нагрев, суммарные затраты на оборудование при этом могут возрастать. Причиной этого является высокая стоимость сталей и сплавов, способных работать при высоких температурах и необходимых для изготовления рекуператора.

В процессе реновации нагревательных и термических печей введение системы рекуперации может сопровождаться значительными технико-экономическими затруднениями. В частности, без существенного изменения дымового тракта применение рекуператора может быть неэффективным. Например, между выходом дымовых каналов из печей и дымопроводами во многих существующих конструкциях печи выполнены зазоры, через которые в дымовой тракт с помощью дымососа поступает холодный воздух из цеха, что приводит к резкому снижению температуры дымовых газов в дымовом тракте. Применение рекуператора для

повышения эффективности использования топлива за счет подогрева воздуха, идущего на горение, потребует существенных изменений конструкции дымового тракта, а именно:

- дымовой тракт на участке от печи до рекуператора необходимо выполнить футерованным;
- дымовой тракт на участке от печи до рекуператора должен быть герметичным для исключения подсосов холодного воздуха;
- поскольку рекуператор имеет достаточно высокое гидравлическое сопротивление, следует произвести замену дымососа.

Соответственно возникает вопрос минимизации затрат на перевооружение. При этом следует отметить высокую стоимость материалов конструкции рекуператора, выполняющегося для длительной эксплуатации из жароупорной стали. Центральный рекуператор представляет собой металлическую конструкцию, а значит, появляется требование по максимальной температуре дымовых газов для обеспечения его работоспособности. Так, если рекуператор изготовлен из относительно недорогостоящих материалов (например, из углеродистой стали), то максимальная температура стенок рекуператора не должна превышать 450–500 °С, а воздух в таком рекуператоре можно подогреть до 250–300 °С. Если же рекуператор изготовлен из чугуна, то температура стенок не должна быть выше 500–550 °С, соответственно воздух можно подогреть до 300–350 °С. И в том, и в другом случае температура дымовых газов не должна превышать 700–750 °С. В случае изготовления рекуператора из дорогих жаропрочных марок стали эти показатели могут быть повышены: температура стенок – до 800 °С, температура дымовых газов – до 1000–1300 °С, температура подогрева воздуха – до 600 °С. Существует также вариант изготовления рекуператора из керамических материалов (огнеупорных изделий), в этом случае температура дымовых газов может достигать 1400 °С и обеспечивать подогрев воздуха до температур 850–1000 °С.

Однако температура подогрева воздуха в рекуператоре будет определяться не только температурой дымовых газов, но и площадью поверхности теплообмена. Учитывая стоимость металлопроката из углеродистых марок стали, чугуна, жаропрочных марок стали, можно определить стоимость рекуператора. Что касается керамических рекуператоров, то, помимо размеров и массы, они обладают одним, но очень существенным недостатком – низкой герметичностью, утечка иногда достигает 40% всего воздуха, поданного в рекуператор.

Учитывая ограничения по максимальной температуре дымовых газов перед рекуператором в дымовой тракт, на участке от печи к рекуператору обычно устанавливают трубу для подачи холодного воздуха, который обеспечивает требуемую температуру дымовых газов. Это влечет за собой установку датчиков температуры в дымовом тракте перед рекуператором и регулирующей арматуры на воздушной трубе. Поскольку в процессе обработки заготовок в печи тепловая нагрузка меняется во времени, особенно в термических печах и печах, в которых производится обработка массивных заготовок с обязательным периодом выдержки при заданной температуре, то существенно изменяется и расход топлива от максимального в период нагрева до заданной температуры, до минимального в период выдержки при заданной температуре. Это приводит к существенным колебаниям объемов дымовых газов, проходящих через рекуператор, что влечет за собой изменение температуры подогрева воздуха и температуры дымовых газов после рекуператора.

При установке в дымовом тракте рекуператора, особенно трубчатого, существенно увеличивается гидравлическое сопротивление дымового тракта от печи до дымовой трубы. Гидравлическое сопротивление на прямом горизонтальном участке дымового тракта составляет примерно 1 Па на 1 м длины дымового тракта. В среднем потери давления дымового тракта с учетом поворотов, подъемов, опусканий, изменений размеров составляют примерно 100 Па. Для того чтобы обеспечить преодоление этих потерь давления, необходима труба высотой около 20 м. Гидравлическое сопротивление рекуператора может составлять до 2000 Па. В этом случае возникает потребность в установке дымососа, при этом максимальная температура металлоконструкции дымососа не должна превышать обычно 250 °С (если он изготовлен из углеродистых марок стали) и 500 °С (если он изготовлен из жаропрочных марок стали). Учитывая, что воздух в рекуператоре подогревается до 400 °С, дымовые газы покидают рекуператор при температуре около 500–700 °С. Это влечет за собой необходимость охлаждения дымовых газов до температуры, не превышающей максимальную температуру, при которой обеспечивается работоспособность дымососа, что приводит к дополнительным затратам и усложнению конструкции, а также усложнению системы управления работой печи.

В связи с этим при проведении проектировочных и реконструкторских работ печей в каждом конкретном случае с целью увеличения топливо-

сбережения важным является сопоставление целесообразности использования традиционных рекуперативных систем и относительно нового газогорелочного оборудования – рекуперативных горелок. Рекуперативная горелка представляет собой газогорелочное устройство со встроенным в него рекуператором, обеспечивающее в конструктивно-технологическом плане принцип интегрированного теплообменника, когда образующиеся продукты сгорания удаляются из рабочего пространства печи непосредственно данной горелкой, обеспечивая подогрев дутьевого воздуха до 700 °С. При этом воздух, идущий на горение, нагревается, охлаждая отходящие газы, что опять же предусмотрено конструкцией устройства, в котором встречный поток теплообмена «дымовой газ-воздух» в рекуператоре горелки догревает подаваемый в горелку воздух с удалением отходящих газов. Горелки такой конструкции позволяют добиться коэффициента использования топлива (КИТ) до 85% [3, 4], что выгодно отличает их в сравнении с горелками без догрева воздуха с КИТ не более 45%.

Интенсификация процессов перемешивания греющей среды в рабочем пространстве печи приводит к повышению равномерности распределения температуры, а введение дополнительно воздуха – к повышению скорости движения греющей среды. Однако в данном случае необходимость создания каналов в футеровке печей для рециркуляции печной атмосферы приводит к повышению потерь теплоты через футеровку за счет снижения ее толщины в местах прохождения каналов и повышения поверхности корпуса печи. При использовании рекуперативных горелок необходимость использования каналов футеровки отпадает, поскольку перемешивание греющей среды осуществляется за счет высокой скорости истечения газов из горелки. Так, в рекуперативных горелках скорость истечения дымовых газов из сопел может достигать 200 м/с. Это позволяет интенсифицировать процесс нагрева заготовок за счет повышения конвективной составляющей процесса теплообмена от греющей среды к нагреваемым заготовкам, напрямую зависящей от скорости движения греющей среды в рабочем пространстве; повысить равномерность распределения температуры в рабочем пространстве печей и, тем самым, качество нагрева заготовок; снизить тепловыделение в цех за счет снижения температуры внешней поверхности корпуса из-за увеличения толщины футеровки.

Учитывая суммарную стоимость работ по установке рекуператора, целесообразно сравнить эти затраты со стоимостью общего необходимого ко-

личества горелок рекуперативного типа и системой их управления.

Применение высокоскоростных горелок и импульсной подачи топлива и воздуха на его сжигание, отказ от рециркуляции и, следовательно, от каналов в футеровке для циркуляции греющей среды, снижение тепловых потерь через футеровку в окружающую среду позволяют создать более благоприятные условия тепло- и массообмена в рабочем пространстве печи после реконструкции при сохранении существующей конструкции печи.

Практика показывает, что температура подогрева воздуха в рекуператорах нагревательных печей машиностроительного производства редко превышает 400 °С и в среднем составляет 280–300 °С. Экономия топлива будет составлять от 15 до 23% в сравнении с печью, не оборудованной рекуператором. В то же время подогрев воздуха в рекуперативных горелках для этих же условий может обеспечивать температуру до 650 °С. Это дает экономию топлива на уровне 30–40%.

Таким образом, для приведенного случая использование рекуперативных горелок дает дополнительную экономию топлива 15–17% в сравнении с рекуператором. При увеличении температуры процесса выше 1000 °С, что характерно для большинства нагревательных печей под обработку металлов давлением и гомогенизирующего отжига, дополнительная экономия топлива окажется еще более значительной (более 20% по сравнению с использованием рекуператора).

При наличии всех данных о затратах на реконструкцию печей путем оснащения их рекуператором либо рекуперативными горелками можно определить также и их экономическую эффективность.

На РУП «МАЗ» в кузнечном цехе установлены две линии термообработки, где наряду с закалочными используют агрегаты, предназначенные для нормализации поковок при температуре 1223 К и последующем охлаждении на воздухе либо в камере замедленного охлаждения. Данные агрегаты оснащены как рекуперативными, так и инжекционными горелками.

Для анализа эффективности нагревательной печи агрегата нормализации с рекуперативными горелками рассчитан тепловой баланс работы данной печи.

Исходные данные для расчета теплового баланса нагревательной печи агрегата нормализации: масса корзины  $m_k = 80$  кг; масса поддона  $m_p = 129,5$  кг; масса деталей  $m_d = 80$  кг; марка стали – сталь 45; форма и размер деталей – ступенчатый цилиндр, диаметр 20–40 мм, расположение в корзине насыпью в 2–4 слоя; конечная температура

нагрева  $t_k = 870$  °С; производительность печи  $P = 1800$  кг/ч; количество корзин – 11 шт.; габаритные размеры нагревательной печи 9400×3100×1400 мм; температура дымовых газов после эдуктора – 200–240 °С.

*Расходная часть теплового баланса*

1) теплота, затраченная на нагрев металла:

$$Q_1 = P c_m t_m = \frac{M}{\tau} c_m t_m,$$

где  $P$  – производительность печи, кг/с;  $c_m$  – средняя теплоемкость металла в интервале нагрева от начальной до конечной температуры, Дж/(кг·К);  $t_m$  – конечная температура нагрева металла, °С;  $M$  – масса металла садки в корзине, кг;  $\tau$  – темп выдачи корзин с обрабатываемыми деталями из печи, с;

2) теплота, затраченная на нагрев транспортирующих устройств:

$$Q_2 = \frac{M_m}{\tau} c_m t_m,$$

где  $M_m$  – масса металла поддона и корзины, кг; теплоемкость и температуру металла поддона и корзины принимаем равной теплоемкости и температуре основной садки;

3) потери теплоты через ограждающие конструкции

$$Q_3 = \sum_i [\alpha_i (t_{ст_i} - t_b) F_{ст_i}],$$

где  $\alpha_i$  – коэффициент теплоотдачи от  $i$ -й стены к окружающему воздуху, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_{ст_i}$  – среднее значение температуры  $i$ -й стены, °С;  $t_b$  – температура окружающего воздуха, °С;  $F_{ст_i}$  – площадь поверхности  $i$ -й стены, м<sup>2</sup>. Площади поверхности стен равны: боковых – 28,2 м<sup>2</sup>; свода – 29,14 м<sup>2</sup>; торцевых стен (включая окна) – 9,3 м<sup>2</sup>. Средние температуры поверхностей стен: боковых – 45 °С; свода – 68 °С; торцевых стен (включая окна) – 60 °С;

4) потери теплоты с продуктами сгорания

$$Q_4 = B V_g c_g t_g,$$

где  $B$  – расход природного газа, м<sup>3</sup>/с;  $V_g$  – объем продуктов сгорания на 1 м<sup>3</sup> природного газа, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $c_g$  – теплоемкость продуктов сгорания при температуре  $t_g$ , Дж/(м<sup>3</sup>·К);  $t_g$  – температура продуктов сгорания, °С; температуру продуктов сгорания принимаем равной температурам в зонах печи;

5) потери теплоты через открытые окна

$$Q_5 = 5,76 \left( \frac{T_{печ}}{100} \right)^4 F \Phi \Psi,$$

где  $T_{печ}$  – температура печи, К;  $F$  – площадь открытого окна, м<sup>2</sup>;  $\Phi$  – коэффициент диафрагмиро-



вания;  $\psi$  – доля времени, в течение которого окно открыто.

Приходная часть теплового баланса

б) теплота сгорания топлива

$$Q_6 = BQ_H^p,$$

где  $Q_H^p$  – низшая рабочая теплота сгорания природного газа, МДж/м<sup>3</sup>;

7) теплота подогретого воздуха

$$Q_7 = BV_B c_B t_B,$$

где  $V_B$  – действительный объем воздуха, подаваемого на горение, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $c_B$  – теплоемкость воздуха при температуре подогрева воздуха  $t_B$ , Дж/(м<sup>3</sup>·К);  $t_B$  – температура подогрева воздуха в рекуперативной горелке, °С.

Уравнение теплового баланса

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = Q_6 + Q_7$$

или

$$\frac{M}{\tau} c_M t_M + \frac{M_m}{\tau} c_m t_m + \sum_i [\alpha_i (t_{ст\_i} - t_B) F_{ст\_i}] + BV_g c_g t_g + 5,76 \left( \frac{T_{печ}}{100} \right)^4 F \Phi \psi = BQ_H^p + BV_B c_B t_B,$$

или

$$B(Q_H^p + V_B c_B t_B - V_g c_g t_g) = \frac{M}{\tau} c_M t_M + \frac{M_m}{\tau} c_m t_m + \sum_i [\alpha_i (t_{ст\_i} - t_B) F_{ст\_i}] + 5,76 \left( \frac{T_{печ}}{100} \right)^4 F \Phi \psi.$$

После преобразований определим расход топлива

$$B = \frac{\frac{M}{\tau} c_M t_M + \frac{M_m}{\tau} c_m t_m + \sum_i [\alpha_i (t_{ст\_i} - t_B) F_{ст\_i}] + 5,76 \left( \frac{T_{печ}}{100} \right)^4 F \Phi \psi}{Q_H^p + V_B c_B t_B - V_g c_g t_g}.$$

Основными деталями, обрабатываемыми на агрегате, являются детали из сталей 45, 40Х, 40ХН, 20ХН3А, 25ХГТ с максимальными диаметрами 55, 100, 60, 86, 76 мм соответственно. Дополнительно проводится нормализация деталей из марок 35, 40,

12ХН3А, 18ХГТ и др. Так как рассматриваемая термическая печь агрегата нормализационного отжига предназначена для нагрева по различным режимам в зависимости от марки стали (780–900 °С), то для расчета была выбрана конечная температура нагрева 870 °С как наиболее часто применяемая.

Результаты расчета теплового баланса нагревательной печи агрегата нормализации с рекуперативными горелками, установленной на РУП «МАЗ», приведены в таблице.

Расход природного газа для указанных условий составил  $B = 0,017$  м<sup>3</sup>/с или 61 м<sup>3</sup>/ч. С учетом того, что производительность печи составляет 1,8 т/ч, то удельный расход природного газа составит  $B = 33,9$  м<sup>3</sup>/т. Кроме указанных расчетных значений, были проведены замеры расхода газа по счетчику, установленному на печи. Замеры в различные интервалы времени работы показали, что расход газа составляет 57–64 м<sup>3</sup>/ч. Среднесуточный расход при работе в три смены составил 39 м<sup>3</sup>/ч, что связано с небольшими простоями оборудования.

Коэффициент полезного действия (КПД), определенный по теплоте, затраченной на нагрев деталей при использовании рекуперативных горелок, равен 43%. В случае применения центрального рекуператора с температурой подогрева 300 °С, КПД составит 40,6%, а расход газа – 72 м<sup>3</sup>/ч. В случае отсутствия рекуператора КПД составит 37,8%, а расход газа – 86,4 м<sup>3</sup>/ч. Таким образом, экономия природного газа при использовании рекуперативных горелок в сравнении с использованием центрального рекуператора и без использования рекуператора составит 18 и 41,6% соответственно.

В камере охлаждения происходит замедленное охлаждение металла по заранее заданному температурному режиму. При этом теплота транспортных устройств (поддонов и корзин) используется при замедленном охлаждении, поэтому ее можно также отнести к полезной. Тогда КПД печи при использовании рекуперативных горелок будет равен 61%, что хорошо согласуется с цифрой 64% (максимальный КПД), указанной в документации, предоставленной разработчиком печи (фирма Elterma).

Тепловой баланс нагревательной печи агрегата нормализации с рекуперативными горелками, установленной на РУП «МАЗ»

Приход теплоты	Значение	%	Расход теплоты	Значение	%
Теплота горения топлива	594953,3	80,7	Теплота металла	317187,5	43,0
Теплота воздуха	142549,6	19,3	Теплота транспортных устройств	133218,8	18,1
			Теплота продуктов сгорания	248452,5	33,7
			Теплота, теряемая через ограждения	34986	4,7
			Теплота, теряемая излучением через окна	3658,1	0,5
Итого	737502,9	100	Итого	737502,9	100

Анализ тепловой работы термических печей агрегата закалки и агрегата нормализации, установленных на РУП «МАЗ», показывает, что они обеспечивают заявляемые производителем технические характеристики и работают с тепловым КПД не менее 60%. Экономическая эффективность применения ре-

куперативных горелок определяется сравнением их стоимости с современными традиционными горелками вместе с центральным рекуператором с его системой контроля и автоматики, а также выигрышем в разности температур подогрева воздуха, а следовательно, топливопотребления.

### Литература

1. Тимошпольский В. И., Герман М. Л. Концепция реконструкции и модернизации парка нагревательных печей металлургических и машиностроительных предприятий Республики Беларусь: от теории к практике (проблемные вопросы) // *Литье и металлургия*. 2007. № 2. С. 21–28.
2. Тимошпольский В. И., Трусова И. А., Менделев А. В., Герман М. Л. Теплотехническое и экономическое обоснование выбора оптимальной температуры нагрева воздуха в рекуператорах нагревательных проходных печей машиностроительных предприятий // *Изв. вузов и высш. энерг. объедин. СНГ. Энергетика*. 2009. № 3. С. 50–59.
3. W u n n i n g J. Рекуперативные горелки для прямого нагрева промышленных печей // *Gaswarme International*. 1988. Т. 37. Вып. 10. С. 515–519.
4. S c h o l z R., M a a B., A l t R. Принцип рекуперативных горелок и основы для расчета // *Industriefeuerung*. 1988. № 35. С. 12–20.