

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ РЕКУПЕРАЦИИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ

При строительстве современных нагревательных печей, а также при модернизации существующих, одним из основных реконструктивных мероприятий является установка рекуператора, работающего совместно с дутьевыми горелками традиционных конструкций. Вместе с тем рекуператоры, устанавливаемые на печах машиностроительных предприятий, обеспечивают температуру подогрева воздуха в пределах 150 – 400 °С при температуре дымовых газов 700 – 1100 °С, значительно реже (в основном для больших печей металлургического производства) подогрев воздуха осуществляют до температур выше 400 °С [1]. Альтернативой использования теплоты уходящего воздуха является применение рекуперативных газогорелочных устройств. Рекуперативная горелка представляет собой газогорелочное устройство со встроенным в него рекуператором. Продукты сгорания удаляются из рабочего пространства печи через рекуперативную горелку, обеспечивая подогрев дутьевого воздуха до 600 – 700 °С при температуре продуктов сгорания около 1000 °С [2, 3].

Схема работы рекуперативных горелок представлена на рисунке 1. Несмотря на высокую стоимость рекуперативных горелок, они имеют более высокие экологические показатели (по выбросам оксидов азота) по сравнению с дутьевыми горелками с подогревом воздуха до 400 °С. С целью снижения локальных температур, а, следовательно, и выбросов NO_x в рекуперативных горелках обеспечивается ступенчатое сжигание топлива с растянутым фронтом горения, например, с подачей части воздуха через отверстия в стенке рекуператора.

В связи с высокой температурой элементов горелки, к материалам, из которых она изготовлена, предъявляются повышенные требования. В зависимости от температур процесса применяют либо

металлические, либо керамические рекуператоры. Как правило, температура подогрева воздуха в горелках с металлическим рекуператором несколько выше, чем с керамическим.

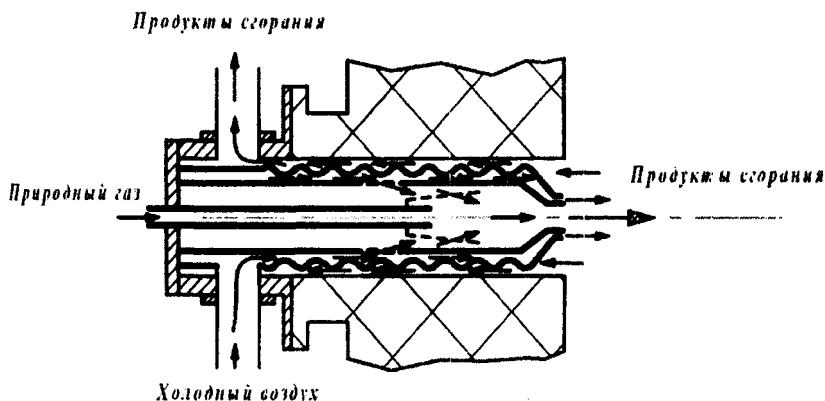
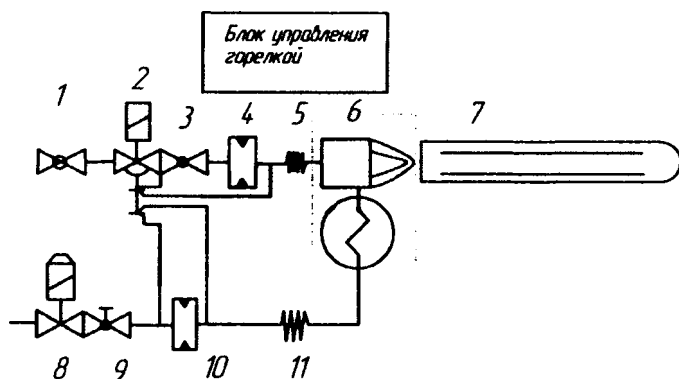


Рисунок 1 – Схема работы рекуперативных горелок

Достоинством рекуперативных горелок является то, что регулирование мощности осуществляется при помощи тактового управления включением/выключением горелки с высоким импульсом пламени и работой горелки в оптимальном режиме на всем протяжении процесса нагрева. На рисунке 2 представлена схема системы отопления с тактовым регулированием мощности и горелкой ЕСО-МАХ.

Включение горелки происходит по сигналу, поступающему от блока тактового управления к автомату управления горелкой. Далее открываются газовый (2) и воздушный электромагнитные клапаны (8). Автомат управления горелкой (12) разжигает горелку (6). На диафрагме (10) поток воздуха, идущего на горение, создает перепад давления. Этот перепад служит управляющей величиной для регулятора соотношения расхода (2), который, изменяя расход газа, создает такой же перепад давления газа на диафрагме (4). С помощью регулировочных кранов (3 и 9) можно установить необходимые расходы. Поток уходящих продуктов сгорания, проходя через рекуператор горелки, подогревает воздух, идущий на горение.

При выборе мощности горелок при реконструкции системы отопления необходимо учитывать расчетное снижение расхода топ-



1 – шаровый кран АКТ; 2 – регулятор соотношения расходов с электромагнитным клапаном GVRH; 3 – кран установки расхода V; 4 – измерительная диафрагма; 5 – компенсатор ЕКО; 6 – рекуперативная горелка ECOMAX; 7 – радиационная труба с жаровой керамической трубой SICAFLUX; 8 – воздушный электромагнитный клапан VL; 9 – кран установки расхода V; 10 – измерительная диафрагма; 11 – компенсатор ЕКО

Рисунок 2 – Система отопления с радиационными трубами и тактовым регулированием мощности

лива: если печь до реконструкции не была оснащена рекуператором, а мощность горелок составляла, например, 100 кВт, то в случае применения рекуперативных горелок мощность следует выбирать меньшую – на величину снижения расхода топлива, т.е. около 65 кВт, если не происходит замена футеровки печи, а это, в свою очередь, отражается на материалоемкости всей газовой и воздушной аппаратуры.

Рассмотрим пути повышения эффективности работы печи при различных температурах подогрева воздуха, характерных для подогрева в центральном рекуператоре и в рекуперативных горелках.

Тепловой баланс (энергий) нагревательной газопламенной печи в общем виде записывается в виде равенства приходной и расходной части

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{хим}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{т}} + Q_{\text{ок}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{хим}}$ – химическая энергия топлива (природного газа); $Q_{\text{в}}$ – теплота, вносимая в печь с воздухом; $Q_{\text{т}}$ – теплота, вносимая в печь с топливом; $Q_{\text{ок}}$ – теплота окисления металла.

$$Q_{\text{расх}} = Q_{\text{пол}} + Q_{\text{г. ух}} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{тепл}} + Q_{\text{изл}} + Q_{\text{акк}} + Q_{\text{тр}} + Q_{\text{нед}} + Q_{\text{пр}}, \quad (2)$$

где $Q_{\text{пол}}$ – полезная теплота, затраченная на нагрев изделий; $Q_{\text{г. ух}}$ – теплота уходящих из печи дымовых газов; $Q_{\text{охл}}$ – теплота, теряемая при охлаждении элементов печи водой; $Q_{\text{тепл}}$ – теплота, теряемая через футеровку печи теплопроводностью; $Q_{\text{изл}}$ – теплота, теряемая излучением через открытые окна; $Q_{\text{акк}}$ – теплота, аккумулированная кладкой; $Q_{\text{тр}}$ – теплота, затраченная на нагрев транспортных устройств (поддонов, конвейеров и т.д.); $Q_{\text{нед}}$ – теплота, теряемая вследствие неполноты сгорания топлива; $Q_{\text{пр}}$ – прочие потери теплоты (подсосы холодного воздуха и др.).

Применительно к конкретному виду печи уравнение теплового баланса может видоизменяться, так как отдельные статьи прихода или расхода могут отсутствовать.

Общий КПД (коэффициент полезного действия) печи определяется многими факторами, включая изоляцию печи, организацию процессов горения и теплообмена и др. Для характеристики эффективности процессов сжигания и теплообмена используют показатель, называемый коэффициентом использования топлива $\eta_{\text{и.т}}$ (КИТ)

Коэффициент использования топлива при известном расходе топлива на нагрев определяется формулой

$$\eta_{\text{и.т}} = \frac{Q_{\text{хим}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{т}} - Q_{\text{г. ух}} - Q_{\text{нед}}}{Q_{\text{хим}}}, \quad (3)$$

где $Q_{\text{хим}} = V \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}$, V – расход топлива на нагрев изделий, м^3 ; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплота сгорания топлива, МДж/м^3 .

При полном сгорании в выражении (3) будет отсутствовать $Q_{\text{нед}}$, а при отсутствии подогрева газа – $Q_{\text{т}}$, тогда выражение (3) можно записать в виде

$$\eta_{\text{и.т}} = \frac{Q_{\text{хим}} + Q_{\text{в}} - Q_{\text{г.ух}}}{Q_{\text{хим}}} \quad (4)$$

Для нахождения общих закономерностей целесообразно использовать удельные показатели, поэтому разделив каждый член уравнения (4) на произведение $B \cdot V_{\text{п.с}}$, получим выражение коэффициента использования топлива через удельные энтальпии

$$\eta_{\text{и.т}} = \frac{i_{\text{хим}} + i_{\text{в}} - i_{\text{г.ух}}}{i_{\text{хим}}}, \quad (5)$$

где $i_{\text{хим}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{V_{\text{п.с}}}$, $i_{\text{хим}}$ – начальная удельная энтальпия продуктов сгорания при нулевом значении энтальпии компонентов горения; $V_{\text{п.с}}$ – суммарный объем продуктов сгорания, отнесенный к единице топлива; $i_{\text{в}} = \frac{V_{\text{в}}}{V_{\text{п.с}}} \cdot c_{\text{в}} \cdot t_{\text{в}}$ – удельная энтальпия воздуха, отнесенная к единице объема продуктов сгорания; $i_{\text{ух}} = c_{\text{г.ух}} \cdot t_{\text{г.ух}}$ – удельная энтальпия уходящих из рабочей камеры продуктов сгорания; $V_{\text{в}}$ – действительный расход воздуха; $c_{\text{в}}$, $c_{\text{г.ух}}$ – средние объемные теплоемкости воздуха и продуктов сгорания; $t_{\text{в}}$, $t_{\text{г.ух}}$ – температура воздуха подаваемого на горение и продуктов сгорания, покидающих установку.

Действительный расход воздуха определяется как $V_{\text{в}} = \alpha \cdot V_{\text{т.в}}$, где α – коэффициент избытка воздуха; $V_{\text{т.в}}$ – теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания единицы топлива, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

Таким образом, окончательно выражение для КИТ примет вид

$$\eta_{и.т} = \frac{\frac{Q_H^p}{V_{п.с}} + \frac{V_B}{V_{п.с}} \cdot c_B \cdot t_B - c_{г.ух} \cdot t_{г.ух}}{\frac{Q_H^p}{V_{п.с}}} \quad (6)$$

Используя полученное выражение, определим значение КИГ для случая подогрева воздуха в центральном рекуператоре (200–400 °С) и в рекуперативных горелках (500–700 °С), а также без подогрева воздуха.

Расчетные данные приведены на графике (рис. 3).

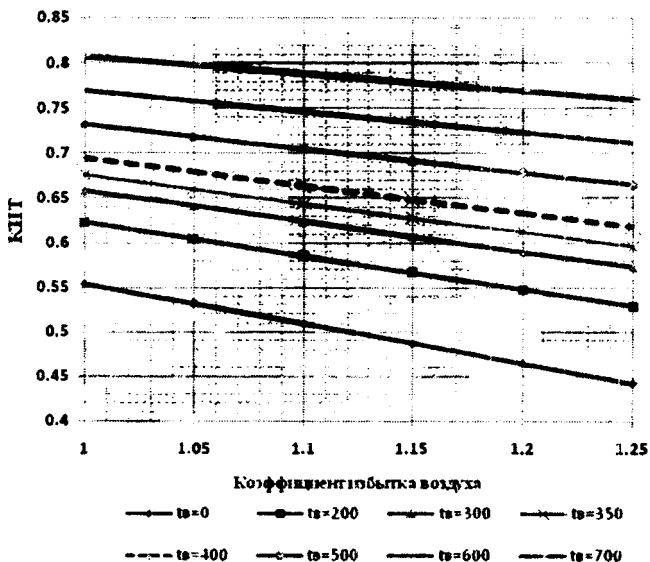


Рисунок 3 – Зависимость КИГ от коэффициента избытка и температуры подогрева воздуха (линии на графике от 200 °С до 700 °С) при температуре продуктов сгорания 1000 °С

Анализируя результаты, представленные на рисунке 3, необходимо отметить, что, например, для печи с температурой продуктов сгорания 1000 °С, имеющей идеальную теплоизоляцию, работаю-

щей в стационарном режиме, и в которой отсутствуют потери теплоты с охлаждающей водой и излучением через открытые окна, не оборудованной устройствами рекуперации теплоты, КПД не превысит КИТ и будет составлять менее 55 % при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,05$ и менее 45% при $\alpha = 1,25$.

Экономию топлива в зависимости от температуры подогрева можно определить, используя формулу:

$$\varepsilon = \frac{k_p \cdot i_{г.ух}}{i_{хим} - i_{г.ух} \cdot (1 - k_p)}, \quad (7)$$

где $k_p = \frac{i_B}{i_{г.ух}}$ – коэффициент рекуперации.

Таким образом, окончательно выражение для экономии топлива примет вид

$$\varepsilon = \frac{i_B}{i_{хим} - (i_{г.ух} - i_B)} = \frac{\frac{V_B}{V_{п.с}} \cdot c_B \cdot t_B}{\frac{Q_H^D}{V_{п.с}} - \left(c_{г.ух} \cdot t_{г.ух} - \frac{V_B}{V_{п.с}} \cdot c_B \cdot t_B \right)}. \quad (8)$$

На рисунке 4 приведены значения экономии топлива при различном коэффициенте избытка воздуха.

Анализ производственных результатов показывает, что температура подогрева воздуха в рекуператорах нагревательных печей машиностроительного производства редко превышает 400 °С и в среднем составляет 280 – 300 °С. Таким образом, из рисунка 4 следует, что экономия топлива будет составлять от 15 до 23 % по отношению к печи, не оборудованной рекуператором. В то же время подогрев воздуха в рекуперативных горелках для этих же условий может обеспечивать температуру до 700 °С, что дает экономию топлива на уровне 30 – 40%.

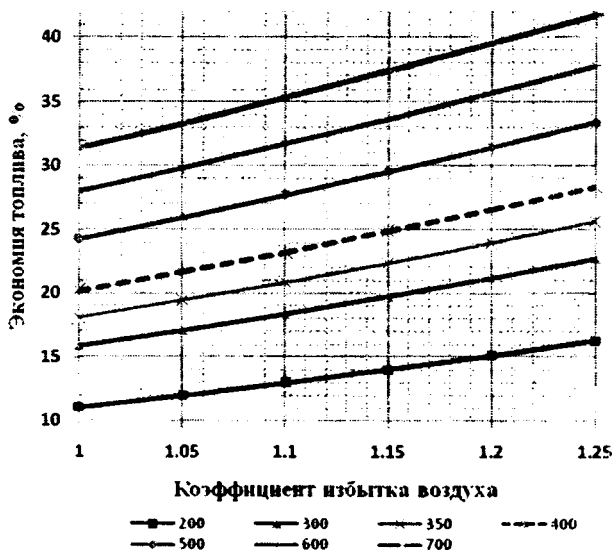


Рисунок 4 – Зависимость экономии топлива от коэффициента избытка воздуха и температуры подогрева воздуха (линии на графике от 200 °С до 700 °С) при температуре продуктов сгорания 1000 °С

Таким образом, для рассмотренного случая использование рекуперативных горелок позволяет обеспечить дополнительную экономию топлива на уровне 15 – 17 % по сравнению с использованием рекуператора. При повышении температуры выше 1000 °С, что характерно для большинства нагревательных печей под обработку металлов давлением и гомогенизирующего отжига, температуры в которых могут достигать 1200 °С и выше, дополнительная экономия топлива окажется еще более значительной (более 20 % по сравнению с использованием рекуператора).

Отметим также и другие недостатки системы отопления с центральным рекуператором в сравнении с рекуперацией теплоты в горелках. Установка в дымовой тракт рекуператора приводит к существенному увеличению гидравлического сопротивления дымового тракта при движении газов от печи до дымовой трубы. В среднем потери давления в дымовом тракте с учетом поворотов, подъемов, опусканий, изменений размеров составляют примерно 100 Па, при этом гидравлическое сопротивление рекуператора может находить-

ся на уровне до 2000 Па. Вследствие этого возникает необходимость использования дымососа для преодоления гидравлического сопротивления дымовой трубой. Требования к дымовому тракту на участке от печи до рекуператора предусматривают его футеровку, герметичность для исключения подсосов холодного воздуха, но в то же время, поскольку рекуператор не позволяет достаточно охлаждать дымовые газы, за рекуператором необходимо предусмотреть подачу холодного воздуха для снижения температуры дымовых газов и защиты оборудования дымового тракта от перегрева. В связи с этим необходимо решать вопросы минимизации затрат на перевооружение печей, учитывая высокую стоимость материалов рекуператора, затраты на установку рекуператора в сравнении со стоимостью горелок рекуперативного типа.

Поскольку рекуператор представляет собой металлическую конструкцию, возникают ограничения по максимальной температуре дымовых газов, и, соответственно, температуре подогрева воздуха. Использование жаростойких и жаропрочных сталей позволяет устанавливать рекуператоры на печах, имеющих температуру продуктов сгорания до 1350 °С, практически без их разбавления. Однако температура подогрева воздуха в рекуператоре будет определяться не только температурой дымовых газов, но и площадью поверхности теплообмена между дымовыми газами и нагреваемым воздухом, поэтому с экономической точки зрения для каждого типа рекуператора существуют оптимальные температуры подогрева воздуха [4].

Учитывая ограничения по максимальной температуре дымовых газов, перед рекуператором в дымовой тракт обычно устанавливают трубу для подачи холодного воздуха, обеспечивая требуемую температуру дымовых газов. Это приводит к необходимости установки датчиков температуры в дымовом тракте перед рекуператором и регулирующей арматуры на воздушной трубе.

Анализ имеющихся литературных и производственных данных по затратам на реконструкцию печей металлургического и машиностроительного производства при использовании традиционных рекуператоров и рекуперативных горелок свидетельствует о достаточно высокой экономической эффективности применения рекуперативных горелок.

Литература

1. Несенчук, А. П. Высокотемпературные теплотехнологические процессы и установки / А. П. Несенчук, В.Г. Лисиенко, В. И. Тимошпольский [и др.]. – Минск, 1988. – 320 с.

2. Wunning, J. Рекуперативные горелки для прямого нагрева промышленных печей // Gaswarne International. – 1988. – т. 37. – Вып. – 10. – С. 515-519.

3. Scholz R., Maaß R., Alt R. Принцип рекуперативных горелок и основы для расчета // Industriefeuerung. – № 35. –с. 12-20.

4. Тимошпольский, В. И. Расчет оптимальной температуры подогрева воздуха в рекуператоре на примере действующей термической печи современного машиностроительного завода с технико-экономической точки зрения / Тимошпольский В.И. и [др.] // Литье и металлургия. – 2008. – №2. – С. 119–124.

УДК 621.331:536.33

В.И. ТИМОШПОЛЬСКИЙ, д-р техн. наук,
П.Э. РАТНИКОВ, канд. техн. наук,
С.М. КОЗЛОВ, канд. техн. наук (БНТУ),
А.В. МАТОЧКИН (ГНПО «Белстанкоинструмент»)

МОДЕЛИРОВАНИЕ СКОРОСТНОГО НАГРЕВА МЕТАЛЛА ПРИ ОГРАНИЧЕНИЯХ НА ТЕРМИЧЕСКИЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Как известно, повышение содержания углерода и легирующих элементов в стальных слитках и заготовках приводит к повышению их склонности к трещинообразованию при нагреве и термической обработке вследствие того, что значения допустимого температурного перепада по сечению у таких марок стали значительно меньше, чем у рядовых углеродистых марок. К тому же, стоимость легированных сталей напрямую зависит от количества легирующих элементов и может превышать 500 – 700 долларов США за 1 тонну. Поэтому брак, возникающий в стальных слитках и заготовках в