

its training were resolved. For the practical solution of the tracking problem approximate NARMA model was proposed. Approximate NARMA is a model with a dedicated control component.

It is shown that the application of the adjusted neural controller allows to reach more stable work of output area. This controller can also be applied in cases with random changes of input, thereby reducing electricity consumption of the complex.

Key words: crushing-milling complex, artificial neural networks, ball mill.

1. Medvedev V.S., Potiomkin V. H. Neural networks. MATLAB 6. – М.: DIALOG-MIFI, 2002. – 496 p.
2. Rozen V.P., Kalinchik V.P., Meita A.V. Application of models based on the neural networks for solving of the multi-criteria management task of crushing-grinding complex // Visnyk NTUU “KPI”, series of “Mining”, - 2003, № 8. – p. 134-141.
3. Neural networks for control / Miller W. T., Sutton R. S., Werbos P. J., Eds. The MIT Press, 1990.
4. Narendra K. S., Mukhopadhyay S. Adaptive Control Using Neural Networks and Approximate Models // IEEE Transactions on Neural Network. 1989. Vol 2. P. 21-26.

Надійшла 11.04.2014

Received 11.04.2014

УДК 622.994

П. П. Куделя, канд. техн. наук, доцент; **П. А. Барабаш**, канд. техн. наук, доцент
Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОНДЕНСАЦИОННЫХ КОТЛОВ

Составлено уравнение теплового баланса конденсационных котлов с использованием высшей теплоты сгорания топлива и получены выражения для определения его составляющих с учетом конденсации пара. Приведено сравнение энергетической эффективности конденсационных и традиционных котлов на основе соотношения для условного КПД. Проанализировано влияние на КПД конденсационных котлов потери теплоты от неполноты конденсации пара и потери теплоты с уходящими газами. Обсуждена возможность полного использования высшей теплоты сгорания топлива. Выделены факторы, способствующие повышению эффективности конденсационных котлов.

Ключевые слова: тепловой баланс, конденсационный котел, условный КПД, энергетическая эффективность.

Вступление. Для более эффективного использования теплоты сгорания топлива в отопительных и промышленных котельных широко начала использоваться конденсационная технология. Ее основная задача – глубокое охлаждение продуктов сгорания (ниже температуры точки росы) с обеспечением наиболее полной конденсации водяных паров, содержащихся в отходящих газах. Улучшение теплоизоляций зданий, снижение температуры теплоносителя, совершенствование отопительных приборов расширило возможности эффективного использования конденсационных котлов [1 – 4].

Цель и задание. Целью данной работы является сравнение энергетической эффективности конденсационных и традиционных котлов.

Материал и результаты исследования. Характерной частью конденсационных котлов является конденсационный теплообменник. Продукты сгорания (ПС) охлаждаются в нем обратной водой до температуры ниже t_p , а содержащийся в них водяной пар конденсируется на стенках теплообменника. Вследствие этого продукты сгорания, покидающие котел, имеют низкую температуру, всего на 10 – 15°C выше температуры обратной воды [7].

Значение температуры точки росы t_p зависит от состава ПС, что, в свою очередь, является следствием состава топлива, а также коэффициента избытка воздуха α и его влагосодержания d [5].

© Куделя П. П., Барабаш П. А., 2014

Результаты расчетов t_p продуктов сгорания метана по методике, изложенной в [5], представлены на рис. 1. Значение t_p определялись по парциальному давлению пара $P_{п}(t_p)$. С увеличением d возрастает в ПС $P_{п}(t_p)$ и, как следствие, t_p , т.е. конденсация пара начинается при более высокой температуре дымовых газов. Повышение α , наоборот, приводит к снижению $P_{п}(t_p)$ и t_p .

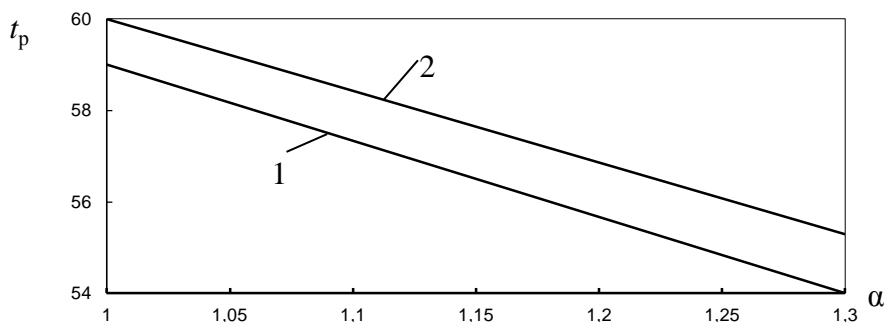


Рис. 1 Зависимость температуры t_p продуктов сгорания природного газа (метана) от α и d : 1 – $d=0$, 2 – $d=10$ г/кг с. в.

Энергетический баланс котлов в специальной литературе по котлам [6] представляется в форме теплового баланса. Баланс составляется обычно на единицу топлива. Составление теплового баланса заключается в установлении равенства между располагаемой теплотой Q_p и суммой полезно используемой теплоты $Q_{\text{полез}}$ и тепловых потерь $\sum Q_{п,i}$ [6]:

$$Q_p = Q_{\text{полез}} + \sum Q_{п,i} \quad (1)$$

Располагаемая теплота единицы топлива в конденсационных котлах определяется по формуле

$$Q_p = Q_B^p + Q_{ф,т} \quad (2)$$

где Q_B^p – высшая теплота сгорания топлива, а $Q_{ф,т}$ – физическая теплота (энтальпия) топлива.

Для корректного определения составляющих равенства (1) целесообразно рассмотреть уравнение энергетического баланса, вытекающего из Первого закона термодинамики. На рис. 2 показаны материальные потоки и их параметры на входе и выходе конденсационного котла.

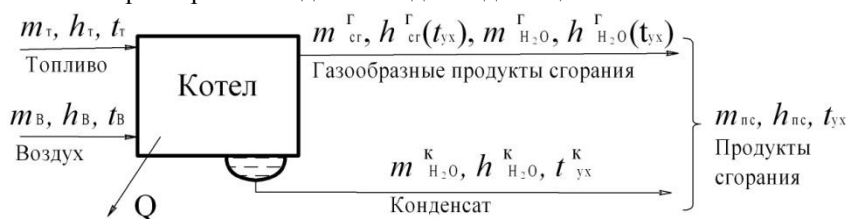


Рис.2 К энергетическому балансу конденсатного котла

Топливо поступает при температуре t_T , а воздух – при температуре t_B . Продукты сгорания (ПС) покидают котел при температуре $t = t_{пс} = t_{yx}$. Предполагается, что режим стационарный, сгорание топлива полное. Согласно Первому закону термодинамики уравнение энергетического баланса котла имеет вид

$$Q = [m_T \cdot h_T(t_T) + m_B \cdot h_B(t_B)] - m_{пс} \cdot h_{пс}(t_{yx}) \quad (3)$$

При $t_{пс} \leq t_p$ водяной пар начинает конденсироваться и продукты сгорания будут состоять из сухих газов ($m_{ср}$), насыщенного пара ($m_{H_2O}^Г$) и конденсата ($m_{H_2O}^К$):

$$m_{\text{ПС}} = m_{\text{сг}} + m_{\text{H}_2\text{O}}^{\Gamma} + m_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}}; \quad m_{\text{H}_2\text{O}}^{\Gamma} + m_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}} = m_{\text{H}_2\text{O}}.$$

Исходя из этого, энтальпию $m_{\text{ПС}} \cdot h_{\text{ПС}}(t_{\text{yx}})$ можно представить в виде:

$$\begin{aligned} m_{\text{ПС}} \cdot h_{\text{ПС}}(t_{\text{yx}}) &= m_{\text{сг}} \cdot h_{\text{сг}}(t_{\text{yx}}) + (m_{\text{H}_2\text{O}} - m_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}}) \cdot h_{\text{H}_2\text{O}}^{\Gamma}(t_{\text{yx}}) + m_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}} \cdot h_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}}(t_{\text{yx}}) = \\ &= m_{\text{ПС}} \cdot h_{\text{ПС}}^{\Gamma}(t_{\text{yx}}) - m_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}} [h_{\text{H}_2\text{O}}^{\Gamma}(t_{\text{yx}}) - h_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}}(t_{\text{yx}})], \end{aligned}$$

где $m_{\text{ПС}} \cdot h_{\text{ПС}}^{\Gamma}(t_{\text{yx}}) = m_{\text{сг}} \cdot h_{\text{сг}}(t_{\text{yx}}) + m_{\text{H}_2\text{O}} \cdot h_{\text{H}_2\text{O}}^{\Gamma}(t_{\text{yx}})$ – полная энтальпия продуктов сгорания, все составляющие которых находятся в газообразном состоянии, а энтальпии газообразной $h_{\text{H}_2\text{O}}^{\Gamma}(t_{\text{yx}})$ и жидкой $h_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}}(t_{\text{yx}})$ воды различаются на величину зависящей от температуры теплоты конденсации (парообразования) воды [7, 8]:

$$h_{\text{H}_2\text{O}}^{\Gamma}(t_{\text{yx}}) - h_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}}(t_{\text{yx}}) = r(t_{\text{yx}}).$$

С учетом сделанных замечаний вместо (3) можно записать

$$Q = [m_{\text{T}} \cdot h_{\text{T}}(t_{\text{T}}) + m_{\text{B}} \cdot h_{\text{B}}(t_{\text{B}})] - m_{\text{ПС}} \cdot h_{\text{ПС}}^{\Gamma}(t_{\text{yx}}) + m_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}} \cdot r(t_{\text{yx}}). \quad (4)$$

Вводя относительные величины

$$q = \frac{Q}{m_{\text{T}}}; \quad \beta_{\text{ПС}} = \frac{m_{\text{ПС}}}{m_{\text{T}}}; \quad \beta_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}}}{m_{\text{T}}}; \quad l = \frac{m_{\text{B}}}{m_{\text{T}}} = \frac{m_{\text{B}}}{m_{\text{B}}^{\text{мин}}} \cdot \frac{m_{\text{B}}^{\text{мин}}}{m_{\text{T}}} = \alpha \cdot l_0,$$

для отводимой теплоты q получим:

$$q = h_{\text{T}}(t_{\text{T}}) + \alpha l_0 \cdot h_{\text{B}}(t_{\text{B}}) - \beta_{\text{ПС}} \cdot h_{\text{ПС}}^{\Gamma}(t_{\text{yx}}) + \beta_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}} \cdot r(t_{\text{yx}}). \quad (5)$$

Вычислить непосредственно q по этому уравнению невозможно: удельные энтальпии топлива, воздуха и продуктов сгорания относятся к разным веществам и энтальпийные постоянные при вычислениях не сокращаются [7,8]. Согласование между собой энтальпий топлива, воздуха и продуктов сгорания можно выполнить с помощью высшей теплоты сгорания топлива Q_{B}^{p} . В соответствии с (5) физический смысл Q_{B}^{p} – это количество выделяющейся при полном сгорании топлива теплоты, когда продукты сгорания охлаждаются до исходной температуры t_0 , при которой подводится в топку топливо и воздух ($t_{\text{T}} = t_{\text{B}} = t_0$), а вся вода, образующаяся при сгорании топлива ($\beta_{\text{H}_2\text{O}} = m_{\text{H}_2\text{O}} / m_{\text{T}}$), полностью конденсируется, т.е.

$$Q_{\text{B}}^{\text{p}}(t_0) = h_{\text{T}}(t_0) + \alpha l_0 \cdot h_{\text{B}}(t_0) - \beta_{\text{ПС}} \cdot h_{\text{ПС}}^{\Gamma}(t_0) + \beta_{\text{H}_2\text{O}} \cdot r(t_0). \quad (6)$$

Высшая теплота сгорания в большинстве случаев определяется при температуре $t_0 = 25^{\circ}\text{C}$, которая согласована как стандартная для термохимических измерений. Опыты обычно проводятся с созданием условий для полной конденсации H_2O [8]. Низшая теплота сгорания $Q_{\text{H}}^{\text{p}}(t_0)$, по определению [8], представляет собой разницу между энтальпией смеси топлива с воздухом и энтальпией продуктов сгорания с H_2O в парообразном состоянии. Тогда согласно (5) можно записать

$$Q_{\text{H}}^{\text{p}}(t_0) = [h_{\text{T}}(t_0) + \alpha l_0 \cdot h_{\text{B}}(t_0)] - \beta_{\text{ПС}} \cdot h_{\text{ПС}}^{\Gamma}(t_0).$$

Разность $Q_{\text{B}}^{\text{p}} - Q_{\text{H}}^{\text{p}}$ равна теплоте конденсации всего водяного пара, образующегося при сгорании единицы углеводородного топлива:

$$Q_{\text{B}}^{\text{p}}(t_0) - Q_{\text{H}}^{\text{p}}(t_0) = \beta_{\text{H}_2\text{O}} \cdot r(t_0) = Q_{\text{K}}^{\text{полн}}(t_0),$$

где $r(t_0)$ – удельная теплота конденсации при температуре t_0 .

Для согласования энтальпий разных веществ в уравнении (5) выразим q через Q_{B}^{p} , вычитая зависимость (6) из (5):

$$\begin{aligned} q &= Q_{\text{B}}^{\text{p}}(t_0) + [h_{\text{T}}(t_{\text{T}}) - h_{\text{T}}(t_0)] + \alpha l_0 [h_{\text{B}}(t_{\text{B}}) - h_{\text{B}}(t_0)] - \\ &- \beta_{\text{ПС}} [h_{\text{ПС}}^{\Gamma}(t_{\text{yx}}) - h_{\text{ПС}}^{\Gamma}(t_0)] - [\beta_{\text{H}_2\text{O}} \cdot r(t_0) - \beta_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}} \cdot r(t_{\text{yx}})]. \end{aligned} \quad (7)$$

В этом уравнении разности энтальпий топлива, воздуха и продуктов сгорания теперь вычисляются обычным способом [7, 8].

В уравнении (7) сумма $Q_B^p(t_0) + [h_T(t_T) - h_T(t_0)]$ согласно (2) – располагаемая теплота единицы топлива Q_p . Изменение энтальпии топлива между t_T и t_0 составляет обычно незначительную величину и ею можно пренебречь [6]. В этом случае располагаемая теплота Q_p будет равна высшей теплоте сгорания топлива Q_B^p . Разница между энтальпиями продуктов сгорания в газообразном состоянии и воздуха, поступающего в котел из окружающей среды, определяет потерю теплоты с уходящими газами Q_{yx} [6]:

$$Q_{yx} = \beta_{пс} [h_{пс}^r(t_{yx}) - h_{пс}^r(t_0)] - \alpha l_0 [h_B(t_B) - h_B(t_0)]. \quad (8)$$

При нормальной температуре $t_0 = 0^\circ\text{C}$ потеря теплоты с уходящими газами составит:

$$Q_{yx} = \beta_{пс} \cdot h_{пс}^r(t_{yx}) - \alpha l_0 h_B(t_B).$$

Обратим внимание, что зависимости для расчета потери теплоты с уходящими газами для конденсационных и обычных котлов одинаковы, т.е. Q_{yx} не зависит от того, есть процесс конденсации или нет.

Последний член в квадратных скобках уравнения (7) можно представить в виде $(Q_K^{\text{полн}} - \Delta Q_K)$. Поскольку $Q_K^{\text{полн}} = \beta_{\text{H}_2\text{O}} \cdot r(t_0)$ – теплота конденсации всего водяного пара, образующегося при сгорании единицы топлива, которую в принципе можно получить при охлаждении продуктов сгорания до температуры t_0 , а $\Delta Q_K = \beta_{\text{H}_2\text{O}}^k \cdot r(t_{yx})$ – действительная теплота конденсации водяного пара, выделяемая при охлаждении продуктов сгорания до t_{yx} , то потеря теплоты от неполноты конденсации образующегося при сгорании топлива водяного пара определяется выражением

$$\beta_{\text{H}_2\text{O}} \cdot r(t_0) - \beta_{\text{H}_2\text{O}}^k \cdot r(t_{yx}) = Q_K^{\text{полн}} - \Delta Q_K = Q_{\text{нк}}(t_{yx}). \quad (9)$$

Значение $Q_{\text{нк}} = 0$ при полной конденсации всего водяного пара, образующегося в процессе сгорания топлива, при этом $\beta_{\text{H}_2\text{O}} = \beta_{\text{H}_2\text{O}}^k(t_{yx} = t_0)$ и $\Delta Q_K = Q_K^{\text{полн}}$. Потеря теплоты от неполноты конденсации $Q_{\text{нк}}(t_{yx})$ будет максимальной, когда $t_{yx} \geq t_p$. В этих условиях пар не конденсируется, поэтому $\beta_{\text{H}_2\text{O}}^k(t_{yx} > t_p) = 0$, $\Delta Q_K = 0$ и $Q_{\text{нк}}(t_{yx} > t_p) = Q_K^{\text{полн}}$. Значение $Q_K^{\text{полн}}$ для данного вида топлива можно найти по справочным материалам как разность $Q_B^p - Q_H^p$. Для природного газа эта разность составляет [7,8] при $t_0 = 25^\circ\text{C}$ $Q_B^p - Q_H^p = (55.5 - 50.01) \cdot 10^3 = 5.49 \cdot 10^3 \text{ кДж} / \text{кг}$, при этом $\beta_{\text{H}_2\text{O}} = m_{\text{H}_2\text{O}} / m_T$ равно $\beta_{\text{H}_2\text{O}} = Q_{\text{нк}} / r(t_0) = 5.49 \cdot 10^3 / 2442 = 2.25 \text{ кг H}_2\text{O} / \text{кг топлива}$.

Соотношения для вычисления величины $\beta_{\text{H}_2\text{O}}^k = m_{\text{H}_2\text{O}}^k / m_T$ получены в [5]. Из этих соотношений следует, что количество конденсата $\beta_{\text{H}_2\text{O}}^k$ зависит от температуры $t_{yx} < t_p$, давления смеси P , коэффициента избытка α и влагосодержания d воздуха, подаваемого в топку, т. е. $\beta_{\text{H}_2\text{O}}^k = f(t_{yx}, P, \alpha, d)$. Вычислив $\beta_{\text{H}_2\text{O}}^k$, легко найти действительную теплоту конденсации водяного пара $\Delta Q_K = \beta_{\text{H}_2\text{O}}^k \cdot r(t_{yx})$, а, следовательно, и $Q_{\text{нк}}(t_{yx})$ по уравнению (9). В [5] показано, что при $t_{yx} = \text{idem}$ и $\alpha = \text{idem}$ с повышением α количество полученного конденсата $\beta_{\text{H}_2\text{O}}^k$ уменьшается, что обусловлено снижением температуры начала конденсации (t_p). Повышение d приводит к росту t_p и количества конденсата $\beta_{\text{H}_2\text{O}}^k$. Однако полная конденсация водяного пара, образующегося при сгорании топлива в условиях естественной влажности воздуха, не обеспечивается даже при охлаждении продуктов

сгорания до исходной температуры реагентов t_0 , отсюда при $t_0 \beta_{\text{H}_2\text{O}} \neq \beta_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{K}}$ и $Q_{\text{HK}}(t_{\text{yx}} = t_0) \neq 0$.

При полном сгорании топлива теплота q в уравнении (7) состоит из двух слагаемых: полезной используемой теплоты $Q_{\text{полез}}$ и потерь через ограждения котла Q_{HO} . Дополнительные потери теплоты возникают от химической Q_{XH} и механической Q_{MH} неполноты сгорания, а в случае неуставившегося теплового режима котла – $Q_{\text{неуст}}$. Кроме потери теплоты от неполноты конденсации Q_{HK} , все остальные потери являются традиционными как для конденсационных, так и обычных котлов, и их определение для указанных типов котлов не различается. С учетом изложенного для установившегося теплового режима конденсационного котла можно записать следующее уравнение теплового баланса

$$Q_{\text{полез}} = Q_{\text{B}}^{\text{p}} - \sum Q_{\text{п},i}^{\text{трад}} - Q_{\text{HK}}, \quad (10)$$

где $\sum Q_{\text{п}}^{\text{трад}} = Q_{\text{yx}} + Q_{\text{XH}} + Q_{\text{MH}} + Q_{\text{HO}}$.

В справочных материалах составляющие теплового баланса котла обозначаются обычно цифрами

$$Q_{\text{полез}} = Q_1; \quad Q_{\text{yx}} = Q_2; \quad Q_{\text{XH}} = Q_3; \quad Q_{\text{MH}} = Q_4; \quad Q_{\text{HO}} = Q_5,$$

Для возможности сравнения тепловой эффективности конденсационных и обычных котлов энергетический КПД принято определять по отношению к низшей теплоте сгорания топлива Q_{H}^{p} . Разделив уравнение (10) на Q_{H}^{p} , получим выражение для условного или сравнительного КПД:

$$\eta = \frac{Q_{\text{полез}}}{Q_{\text{H}}^{\text{p}}} \cdot 100\% = \left(\frac{Q_{\text{B}}^{\text{p}}}{Q_{\text{H}}^{\text{p}}} - \frac{\sum Q_{\text{п},i}^{\text{трад}}}{Q_{\text{H}}^{\text{p}}} - \frac{Q_{\text{HK}}}{Q_{\text{H}}^{\text{p}}} \right) \cdot 100\%$$

или

$$\eta = q_1 = \frac{Q_{\text{B}}^{\text{p}}}{Q_{\text{H}}^{\text{p}}} \cdot 100\% - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{\text{HK}}), \quad (11)$$

где

$$q_1 = (Q_1 / Q_{\text{H}}^{\text{p}}) \cdot 100\%; \quad q_2 = (Q_2 / Q_{\text{H}}^{\text{p}}) \cdot 100\%; \quad q_3 = (Q_3 / Q_{\text{H}}^{\text{p}}) \cdot 100\%; \\ q_4 = (Q_4 / Q_{\text{H}}^{\text{p}}) \cdot 100\%; \quad q_5 = (Q_5 / Q_{\text{H}}^{\text{p}}) \cdot 100\%; \quad q_{\text{HK}} = (Q_{\text{HK}} / Q_{\text{H}}^{\text{p}}) \cdot 100\%.$$

Определение КПД котла на основе Q_{H}^{p} по уравнению (11) приводит к тому, что верхняя теоретическая граница КПД в предположении отсутствия тепловых потерь (что включает полную конденсацию образующихся при сгорании топлива водяных паров при $t_{\text{yx}} = t_0$) достигает значения $Q_{\text{B}}^{\text{p}} / Q_{\text{H}}^{\text{p}}$. При сжигании природного газа теоретически возможный КПД конденсационного котла равен $\eta = Q_{\text{B}}^{\text{p}} / Q_{\text{H}}^{\text{p}} = 55.5 / 50.01 = 1.11$ или 111%.

Наиболее важными потерями теплоты в газовых конденсационных котлах является потери теплоты с уходящими газами ($Q_{\text{yx}} = Q_2$) и от неполноты конденсации Q_{HK} . В дальнейшем, для упрощения расчетов по определению потерь с уходящими продуктами сгорания, потерь от неполноты конденсации и КПД котлов будем принимать, что другими потерями $\sum Q_{\text{п},i}^{\text{трад}}$ можно пренебречь, а топливо и воздух поступают в топочное устройство с одной и той же температурой, при этом соблюдается равенство $t_{\text{T}} = t_{\text{B}} = t_0$ (при более точном расчете различие температур топлива и воздуха должно быть учтено); топливо – природный газ.

Относительная потеря теплоты с уходящими продуктами сгорания $q_2 = (Q_{\text{yx}} / Q_{\text{H}}^{\text{p}}) \cdot 100\%$ определяется с использованием зависимости (8), аналогичной для обычных и конденсационных котлов. В традиционных котлах уходящие дымовые газы имеют температуру примерно 100...170°C. В конденсационных котлах продукты сгорания охлаждаются почти до температуры обратной воды отопительной систем, равной 30...40°C, что значительно ниже, чем в обычных котлах. Низкие температуры обратной воды (ниже температуры точки росы) обеспечиваются при использовании низкотемпературных (низкоэнергетических) отопительных приборов (панели, теплые полы,

низкотемпературные радиаторы). Зависимость $q_2 = q_{yx}$ от температуры уходящих газов t_{yx} и коэффициента избытка воздуха α при полном сгорании природного газа показана на рис.3. Понижение t_{yx} обеспечивает монотонное снижение относительных потерь теплоты q_2 . С увеличением α потери q_2 возрастают.

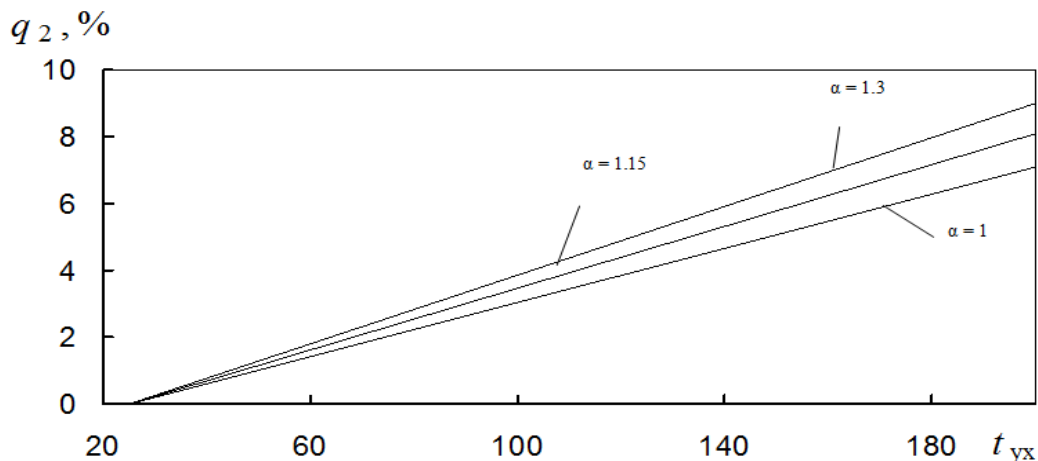


Рис. 3 Зависимость $q_{yx} = q_2$ от t_{yx} , α при $d=0$.

Разделив $Q_{HK}(t_{yx})$ в уравнении (9) на Q_H^p , получим относительную потерю от неполноты конденсации образующегося при сгорании топлива водяного пара $q_{HK} = (Q_{HK}/Q_H^p) \cdot 100\%$. Зависимость q_{HK} от режимных параметров t_{yx} , α , d показана на рис. 4.

Из рис. 4 видно, что потеря q_{HK} при $t_{yx} > t_p$ постоянна и не зависит от коэффициента избытка воздуха α . Из анализа уравнения (9) следует, что при $t_{yx} > t_p$ $Q_{HK} = Q_K^{полн}$, отсюда максимальная относительная потеря от неполноты конденсации при сжигании природного газа равна

$$q_{HK}(t_{yx} > t_p) = Q_K^{полн} / Q_H^p = 5.49 / 50.01 = 0.11 \text{ или } 11\%.$$

В зоне $t_{yx} < t_0$ q_{HK} резко уменьшается при снижении t_{yx} . Поскольку при охлаждении продуктов сгорания до исходной температуры t_0 водяной пар полностью не конденсируется, то $q_{HK}(t_{yx} = t_0) \neq 0$. Это означает, что КПД конденсационного котла в реальных условиях ниже теоретически возможного, т. е. $\eta < 111\%$ при сжигании природного газа. При $t_{yx} = idem$ q_{HK} уменьшается с понижением α , что, как отмечено ранее, связано с особенностями влияния α , d на $\beta_{H_2O}^K$.

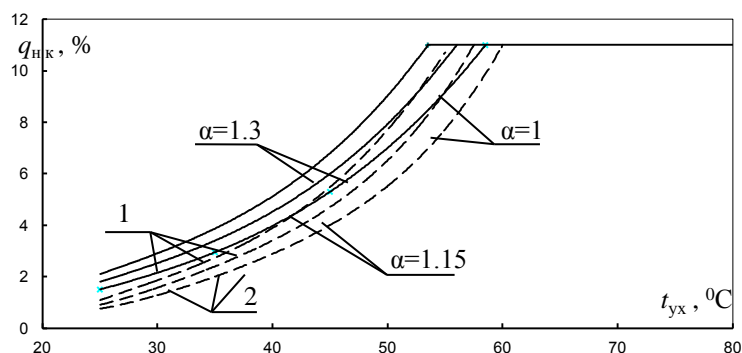


Рис. 4 Относительная потеря теплоты от неполноты конденсации H_2O q_{HK} при разных t_{yx} , α , d : 1 – $d=0$; 2 – $d=10$ г/кг сух. в-ха.

Зависимость условного КПД от температуры уходящих газов по уравнению (11) представлена на рис. 5 при сжигании природного газа.

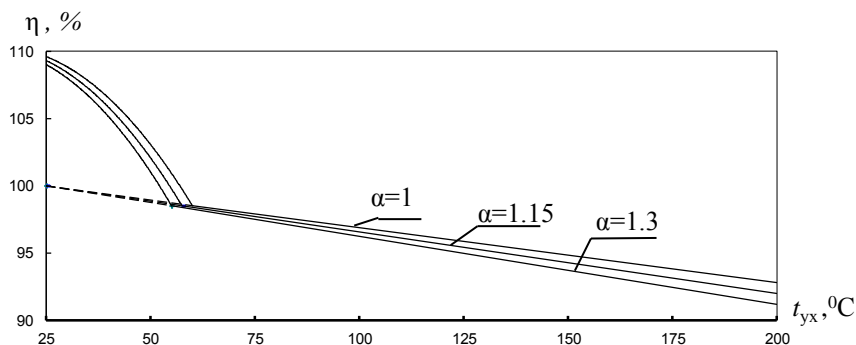


Рис. 5 Условный КПД газовых конденсационных котлов в зависимости от $t_{ух}$ и α при $d=0$.

Криволинейные участки линий относятся к режимам работы котла с конденсацией водяного пара ($t_{ух} < t_p$), прямые линии ($t_{ух} > t_p$) – без конденсации. При увеличении α условный КПД уменьшается. В зоне конденсации водяного пара при понижении $t_{ух}$ КПД котла возрастает, однако даже при $t_{ух} = t_0$ не достигает предельно возможного значения 111%.

Если выразить Q_B^p через $Q_H^p + Q_K^{полн}$ и учесть, что $Q_K^{полн} - Q_{НК} = \Delta Q_K$, то вместо (10) получим:

$$Q_{\text{полез}} = Q_H^p + \Delta Q_K - \sum Q_{п,i}^{\text{трад}}. \quad (12)$$

В соответствии с (12) теплота конденсации ΔQ_K при охлаждении продуктов сгорания до $t_{ух} < t_p$ добавляется к низшей теплоте сгорания топлива Q_H^p .

Разделив (12) на Q_H^p , для условного КПД получим другое альтернативное выражение

$$\eta = \frac{Q_{\text{полез}}}{Q_H^p} = 1 + \frac{\Delta Q_K}{Q_H^p} - \frac{\sum Q_{п,i}^{\text{трад}}}{Q_H^p}$$

или

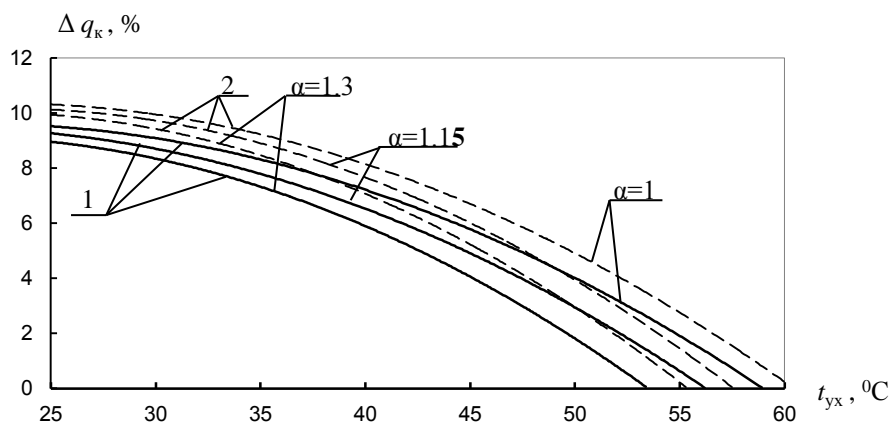
$$\eta = 100\% + \Delta q_K - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5). \quad (13)$$

В правой части зависимости (13) можно выделить два слагаемых. Истолковывая разницу $100\% - \sum q_i$ как выражение для КПД традиционных котлов, вместо (13) получаем

$$\eta = \eta^{\text{трад}} + \Delta q_K. \quad (14)$$

Слагаемое $\eta^{\text{трад}}$ возрастает при понижении температуры уходящих газов $t_{ух}$ в связи с уменьшением q_2 (рис. 3). Зависимость $\Delta q_K = (\Delta Q_K / Q_H^p) \cdot 100\%$ от $t_{ух}$ для газовых конденсационных котлов при различных α и d показана на рис. 6.

С уменьшением коэффициента избытка воздуха α и повышением его влагосодержания d повышается температура точки росы t_p (рис. 1), а, следовательно, конденсация начинается при более высоких температурах продуктов сгорания, что приводит к росту значения Δq_K . Нетрудно установить, что в случае $t_{ух} < t_p$ величина Δq_K изменяется в пределах $0 < \Delta q_K < Q_B^p / Q_H^p - 1$, а при $t_{ух} \geq t_p$ $\Delta q_K = 0$. Таким образом, снижение температуры уходящих газов приводит к повышению обеих слагаемых зависимости (14).

Рис. 6 Влияние t_{yx} , α , d на Δq_k : 1 – $d=0$; 2 – $d=10$ г/кг сух. в-ва

Выводы. Можно выделить два фактора, связанные с понижением температуры уходящих газов t_{yx} и обуславливающие более высокую эффективность конденсационных котлов по сравнению с обычными:

1. Существенное снижение потерь с уходящими газами (в несколько раз);

2. Добавка до Q_H^p теплоты конденсации ΔQ_k может достигать значения близкого к $Q_B^p - Q_H^p$; при сжигании природного газа (метана) относительное значение $\Delta q_k = (\Delta Q_k / Q_H^p) \cdot 100\%$ не превышает 11%.

Список литературы

1. Жовмир Н. М. Низкотемпературные режимы систем отопления как предпосылка эффективного применения конденсационных котлов и тепловых насосов. // Промышленная теплотехника. 2008. Т30, №5. С. 62–68.
2. Жовмир Н. М. Экономия топлива при тепловой изоляции зданий с переходом к применению конденсационных отопительных котлов. // Промышленная теплотехника. 2009. Т31, №3. С. 84–90.
3. Райш М. Полное использование теплоты сгорания топлива в промышленных котельных. // Аква – Терм. 2008. №3(43). С. 20–24.
4. ECBCS Annex 49. Low exergy systems for high-performance buildings and communities. [Электронный ресурс] // Режим доступа – www.annex49.com.
5. Куделя П. П., Барабаш В. П. Определение количества конденсата, выделяемого из продуктов сгорания в конденсационных котлах. // Нова тема. 2012. №1. С. 52–54.
6. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод. НПО ЦКТИ, СПб, 1998.
7. Куделя П. П., Барабаш В. П. Энергетическая эффективность конденсационных котлов. // Нова тема. 2012. №2. С. 55–58.
8. Бэр Г. Д. Техническая термодинамика. М.: Мир, 1977.

УДК 622.994

П. П. Куделя, канд. техн. наук, доцент; **П. А. Барабаш**, канд. техн. наук, доцент
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»
ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС КОНДЕНСАЦІЙНИХ КОТЛІВ

Складено рівняння теплового балансу конденсаційних котлів з використанням вищої теплоти згоряння палива та отримані вирази для визначення його складових з врахуванням конденсації пари. Приведено порівняння енергетичної ефективності конденсаційних і традиційних котлів на основі виразу для умовного ККД. Зроблено аналіз впливу на ККД конденсаційних котлів втрат теплоти від неповноти конденсації пари та втрат теплоти з відхідними газами. Обговорена можливість повного використання вищої теплоти згоряння палива. Виділені фактори, які сприяють підвищенню ефективності конденсаційних котлів.

Ключові слова: тепловий баланс, конденсаційний котел, умовний ККД, енергетична ефективність.

P. Kudelya, P. Barabash
National Technical University of Ukraine “Kyiv Politechnic Institute”
THERMAL BALANCE FOR CONDENSING BOILERS

There was developed the thermal balance equation for condensing boilers with the use of higher heating value (HHV) of the fuel. Also there were obtained expressions for calculation of the terms of this equation with

regard for steam condensation. Comparison condensing and traditional boilers has been performed on the basis of conventional efficiency. There was analysed the influence of heat losses with combustion products on condensing boilers efficiency. The possibilities of full use of the higher heating value were discussed. There were selected the factors favoring a high efficiency of condensing boilers.

Keywords: thermal balance, condensing boilers, conventional efficiency, high efficiency.

1. Zhovmir N. M. Nizkotemperaturnyye rezhimy sistem otopleniya kak predposylka effektivnogo primeneniya kondensatsionnykh kotlov i teplovykh nasosov. // Promyshlennaya teplotekhnika. 2008. T30, №5. P. 62–68.

2. Zhovmir N. M. Ekonomiya topliva pri teplovy izolyatsii zdaniy s perekhodom k primeneniyu kondensatsionnykh otopitel'nykh kotlov. // Promyshlennaya teplotekhnika. 2009. T31, №3. P. 84–90.

3. Raysh M. Polnoye ispol'zovaniye teploty sgoraniya topliva v promyshlennykh kotel'nykh. // Akva – Term. 2008. №3(43). P. 20–24.

4. ECBCS Annex 49. Low exergy systems for high-performance buildings and communities. [Elektronnyy resurs] // Rezhim dostupa – www.annex49.com.

5. Kudelya P. P., Barabash V. P. Opredeleniye kolichestva kondensata, vydelyayemogo iz produktov sgoraniya v kondensatsionnykh kotlakh. // Nova tema. 2012. №1. P. 52–54.

6. Teplovy raschet kotlov. Normativnyy metod. NPO TSKTI, SPb, 1998.

7. Kudelya P. P., Barabash V. P. Energeticheskaya effektivnost' kondensatsionnykh kotlov. // Nova tema. 2012. №2. P. 55–58.

8. Ber G. D. Tekhnicheskaya termodinamika. M.: Mir, 1977.

Надійшла 18.02.2014

Received 18.02.2014

УДК 662.963

М.Р. Котенко; В.І. Дешко, д-р техн. наук, професор
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

АНАЛІЗ ТЕПЛООБМІНУ ВЕНТИЛЬОВАНИХ ФАСАДІВ

Вентильовані фасади можуть бути використані у випадках реконструкції існуючих будівель і будівлі нових споруд для поліпшення як теплових характеристик будівель, так і архітектури. Перевагами вентильованих фасадів протягом літа є зниження теплового навантаження у зв'язку з комбінацією ефектів від затінення внутрішнього фасаду та наявності повітряного потоку, викликаного природньою конвекцією в повітряному каналі. Основні складові під час оцінки ефективності вентильованого фасаду є вимога динамічного аналізу вентильованого повітроводу і точного знання коефіцієнтів тепловіддачі, факторів тертя і теплофізичних властивостей матеріалів. Для дослідження теплової поведінки вентильованого фасаду було використане програмне забезпечення ANSYS Fluent. Метою даного дослідження є висвітлення моделювання фасадів здатних забезпечити енергоефективну експлуатацію, як у випадку природньої так і вимушеної конвекції, викликані дією вентилятора.

Ключові слова: вентильований фасад, математична модель, природня конвекція, вимушена конвекція.

Вступ. Вентильований фасад являє собою систему, що складається з зовнішнього фасаду, структури прикріпленої до поверхні стінки будівлі, ізоляційного матеріалу і повітряного зазору між зовнішнім фасадом та ізоляційним матеріалом. Повітряний потік всередині вентильованого каналу, викликаний ефектом плавучості, забирає теплове навантаження за допомогою природньої конвекції. Енергетичний аналіз вентильованого фасаду є важким через наступні фактори: загальна нестача даних, пов'язаних з вентильованими фасадами; відсутність програмних засобів, які можуть повністю оцінити термічну поведінку провітрюваного непрозорого фасаду. Європейська директива щодо енергетичних характеристик будівель (Директива 2002/91/ЄС) фокусує свою увагу на тому, що системи кондиціонування стали дуже поширеними, зокрема в країнах Південної Європи. Це створює значні проблеми в пікові навантаження; влітку в Італії потужність, необхідна під час літнього піку дорівнює навантаженням під час зимових піків. Така ситуація може повторитись у південних областях України в