

УДК 681.523

Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря, И. В. Сук

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРОВОГО КОТЛА ДЛЯ ЗАДАЧ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО УПРАВЛЕНИЯ

Аннотация: В статье приведены основные математические модели парового котла тепловых электростанций, необходимые для решения задач энергосберегающего управления. Показано влияния тепловых потерь, потерь при сжигании топлива и гидроаэродинамических потерь на эффективность работы котла. Показан общий принцип формирования эталонной модели котла и основные направления снижения потерь энергии в котле тепловых электростанций.

Ключевые слова: паровой котел, математическое моделирование, энергетические потери, энергосбережение, автоматизированная система управления.

Введение

Математическое моделирование парового котла является сложной задачей [1], решение которой необходимо для целого ряда прикладных задач, в том числе для настройки и эффективного функционирования систем автоматического регулирования (САР) и автоматизированного управления (АСУ). Сложность задачи обусловлена большим количеством параметров, входящих в математические модели, и различных коэффициентов, определяющих взаимосвязи между параметрами. Оптимизация систем управления режимами работы парового котла представляет собой задачу многокритериальной, многопараметрической оптимизации.

В связи с тем, что котел является основным энергетическим оборудованием тепловых электростанций и котельных, а снижение потерь энергии является серьезной народно-хозяйственной проблемой, решению которой посвящены основные положения энергетической Стратегии Украины на период до 2013 года [2], разработка энергосберегающих систем управления котельным агрегатом является актуальной и своевременной.

Постановка задачи математического моделирования парового котла, как объекта управления

Общая задача математического моделирования режимов работы парового котла (ПК) заключается в установлении функциональных

зависимостей между векторами входных, выходных, внутренних параметров и внешних воздействий [3], т. е:

$$f_1(\vec{X}_T; \vec{X}_{п.в}; \vec{X}_{т-в}; \vec{X}_{впр}; \vec{X}_{аг}; \vec{X}_{вн}; \vec{X}_{возм}) = f_2(\vec{X}_{вых}; \vec{X}_{уг}; \vec{X}_{шл}), \quad (1)$$

где индексами обозначено: т – топливо; п.в – питательная вода; т-в – топливо-воздух; впр – впрыск; аг – активатор горения; вн – внутренние параметры; возм – возмущающие воздействия; вых – выходные параметры; уг – уходящие газы; шл – шлак.

А также получении на основе этой зависимости функции интегральных энергетических потерь в ПК:

$$\Delta E^{\Sigma} = f_3(\vec{X}_T; \vec{X}_{п.в}; \vec{X}_{т-в}; \vec{X}_{впр}; \vec{X}_{аг}; \vec{X}_{вн}; \vec{X}_{возм}; \vec{X}_{вых}; \vec{X}_{уг}; \vec{X}_{шл}), \quad (2)$$

и последующей минимизации этой функции с учетом ограничений с целью обеспечения минимальных суммарных потерь энергии на заданном технологическом режиме работы ПК путем соответствующих управляющих воздействий на регулируемые входные параметры.

В выражении (1) $\vec{X}_{вн}$ – вектор внутренних параметров ПК, основными из которых являются средние значения температуры $T_{топ}$ и давления (разрежения) $P_{топ}$ в топке, температуры $T_{пвод}$ и давления $P_{пвод}$ пароводяной смеси в гидравлическом тракте, скорости движения топочных газов $U_{тг}$ и пароводяной смеси $U_{пв}$:

$$\vec{x}_{вн} \{T_{топ}; P_{топ}; T_{пвод}; P_{пвод}; U_{тг}; U_{пв}\}.$$

Ввиду большого количества определяющих параметров и сложных взаимосвязей между ними общая полная математическая модель ПК (1) и, соответственно, функция энергетических потерь (2) могут быть достаточно сложными для анализа и непосредственной оптимизации. Поэтому для разработки практических законов автоматического управления ПК путем оптимизации основных технологических процессов целесообразно построить редуцированную математическую модель ПК, включающую отдельные модели основных рабочих процессов (и, соответственно, функции энергетических потерь в каждом из них и модели основных корреляционных взаимосвязей между этими процессами).

При этом общие функциональные зависимости между составляющими энергетических потерь и режимными параметрами ПК могут иметь следующий вид:

$$\Delta Q_{\text{сжиг}} = f_1 \left(\begin{matrix} B_{\text{T}}; P_{\text{T}}; T_{\text{T}}; K_{\text{T}}^{\text{кол}}; K_{\text{T}}^{\text{кач}}; G_{\text{п.в}}; P_{\text{п.в}}; T_{\text{п.в}}; \\ G_{\text{T-в}}; P_{\text{T-в}}; T_{\text{T-в}}; G_{\text{вв}}; P_{\text{вв}}; T_{\text{вв}}; \\ G_{\text{впр}}; P_{\text{впр}}; T_{\text{впр}}; G_{\text{аг}}; P_{\text{аг}}; T_{\text{аг}}; \\ T_{\text{топ}}; P_{\text{топ}}; U_{\text{тг}} \end{matrix} \right); \quad (3)$$

$$\Delta Q_{\text{п}}^{\text{с}} = f_2 (T_{\text{топ}}; U_{\text{тг}}; T_{\text{пвод}}; U_{\text{пвод}}); \quad (4)$$

$$\Delta E_{\text{T}} = f_3 (T_{\text{топ}}; U_{\text{тг}}; T_{\text{ос}}); \quad (5)$$

$$\Delta E_{\text{Г}} = f_4 (G_{\text{п.в}}; P_{\text{п.в}}; T_{\text{п.в}}; U_{\text{пвод}}; T_{\text{пвод}}; D_{\text{п}}; P_{\text{п}}; T_{\text{п}}); \quad (6)$$

$$\Delta E_{\text{ад}} = f_5 (T_{\text{топ}}; P_{\text{топ}}; U_{\text{тг}}; G_{\text{уг}}; P_{\text{уг}}; T_{\text{уг}}; P_{\text{ос}}; T_{\text{ос}}), \quad (7)$$

а интегральная редуцированная скалярная математическая модель заданного технологического режима работы ПК может быть представлена следующим функциональным соотношением между его основными технологическими параметрами:

$$f_6 (D_{\text{п}}; P_{\text{п}}; T_{\text{п}}) = f_7 (B_{\text{T}}; P_{\text{T}}; T_{\text{T}}; G_{\text{в}}; P_{\text{в}}; T_{\text{в}}; G_{\text{п.в}}; P_{\text{п.в}}; T_{\text{п.в}}). \quad (8)$$

Получение функциональных зависимостей (3)-(8) при максимально возможном (без существенного ущерба для математического описания основных технологических процессов и энергетических потерь) сокращении количества переменных и параметров взаимосвязей между смежными рабочими процессами и составляет практическую задачу моделирования парового котла как объекта управления.

Модели процесса сжигания топлива

Согласно нормативным документам [4], уравнение теплового баланса ПК представляет собой равенство между поступившим в котел количеством тепла (располагаемым теплом) Q_p^p и суммой полезно использованного тепла Q_1 и тепловых потерь с уходящими газами Q_2 , химической и механической неполнотой сгорания топлива (химическим и механическим недожогами) Q_3 и Q_4 , от наружного охлаждения Q_5 и со шлаками Q_6 .

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (9)$$

Для удобства дальнейшего анализа все составляющие теплового баланса будем относить к единице времени, т.е. оперировать с тепловыми потоками, измеряемыми в Дж/с (Вт).

Потери энергии при сжигании топлива в топке ПК (3) могут быть определены как разность между поступившим в котел количеством тепла (располагаемым теплом) Q_p^p и потерями от химической неполноты сгорания топлива Q_3 и механической неполноты сгорания Q_2 :

$$\Delta Q_{\text{сжиг}} = Q_p^p - (Q_2 + Q_3).$$

Наибольшей из составляющих потерь теплоты в котле является потеря теплоты с уходящими газами [5]:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p^p} = \frac{I_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} I_{\text{хв}}^0}{Q_p^p} (100 - q_4), \quad (10)$$

где: I_{yx} и $I_{\text{хв}}^0$ – энтальпии уходящих газов и теоретического количества холодного воздуха; α_{yx} – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах.

Потери теплоты от механической неполноты сгорания определяются по количеству несгоревшего топлива в шлаке, в провале и отдельно в уносе [5]:

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_p^p} 100 - \left(\alpha_{\text{шл+пр}} \frac{\Gamma_{\text{шл+пр}}}{100 - \Gamma_{\text{шл+пр}}} + \alpha_{\text{ун}} \frac{\Gamma_{\text{ун}}}{100 - \Gamma_{\text{ун}}} \right) \cdot \frac{32,7 A_p}{Q_p^p}, \quad (11)$$

где: $\alpha_{\text{шл+пр}}$, $\alpha_{\text{ун}}$ – соответственно доли золы в шлаке и провале вместе и в уносе; $\Gamma_{\text{шл+пр}}$ и $\Gamma_{\text{ун}}$ – содержание горючих в шлаке, провале и уносе, %; 32,7 – теплота сгорания горючих в шлаке и уносе, кДж/кг;

Потери теплоты от наружного охлаждения q_5 распределяются по газоходам котла пропорционально тепловосприятием (на топку приходится около 50%). С увеличением мощности q_5 уменьшаются (для котла производительность 250 кг/с эти потери составляют около 0,2%).

Потери с физической теплотой шлака [5]:

$$q_6 = \frac{Q_6}{Q_p^p} = \frac{A^p \alpha_{\text{шл}} c_{\text{шл}} t_{\text{шл}}}{Q_p^p}, \quad (12)$$

где $c_{\text{шл}}$, $t_{\text{шл}}$ – теплоемкость и температура шлака.

Коэффициент полезного действия котла:

$$\eta_k = 100 - \sum_{i=2}^6 q_i, \% . \quad (13)$$

По уравнению (13) КПД котла рассчитывается по экспериментально определяемым тепловым потерям, т.е. по обратному балансу. Этот метод позволяет анализировать тепловые потери и принимать меры по их уменьшению для повышения экономичности работы котлов.

КПД котла можно определять по прямому балансу:

$$\eta_k = \frac{Q_k}{B_T Q_p} , \quad (14)$$

где Q_k – теплота, расходуемая на разложение карбонатов при сжигании сланцев:

$$Q_k = 40k(CO_2)_k', \text{ кДж/кг}; \quad (15)$$

k – коэффициент разложения карбонатов $(CO_2)_k$.

Располагаемая теплота, поступающая в ПК в единицу времени, может быть определена как произведение средней приведенной теплотворной способности топлива $r_T^{\text{пр}}$ на номинальное для данного режима значение массового расхода топлива, подаваемого в топку B_T с учетом поправочных коэффициентов $K_T^{\text{кол}}$ и $K_T^{\text{кач}}$, учитывающих неконтролируемые флуктуации количества и качества подаваемого топлива (рассматриваются как случайные возмущения):

$$Q_p = r_T^{\text{пр}} B_T \cdot K_T^{\text{кол}} \cdot K_T^{\text{кач}} . \quad (16)$$

Потери тепла от химического (Q_3) и механического (Q_4) недожога топлива могут быть определены как произведение $r_T^{\text{пр}}$ на количество невыгоревшего топлива, уходящее в единицу времени, соответственно, с уходящими газами ($B_T^{\text{уг}}$) и со шлаками ($B_T^{\text{шл}}$):

$$Q_3 = r_T^{\text{пр}} B_T^{\text{уг}} ; \quad (17)$$

$$Q_4 = r_T^{\text{пр}} B_T^{\text{шл}} . \quad (18)$$

С учетом (16)-(18) выражение для потерь теплоты при сжигании топлива примет вид:

$$\Delta Q_{\text{сжиг}} = r_{\text{т}}^{\text{пр}} \left[B_{\text{т}} K_{\text{т}}^{\text{кол}} \cdot K_{\text{т}}^{\text{кач}} - (B_{\text{т}}^{\text{уг}} + B_{\text{т}}^{\text{шл}}) \right], \quad (19)$$

или

$$\Delta Q_{\text{сжиг}} = r_{\text{т}}^{\text{пр}} B_{\text{т}} \left[K_{\text{т}}^{\text{кол}} \cdot K_{\text{т}}^{\text{кач}} - (q_3 + q_4) \right], \quad (20)$$

где

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_{\text{р}}^{\text{п}}} = \frac{B_{\text{т}}^{\text{уг}}}{B_{\text{т}}} \quad (21)$$

и

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_{\text{р}}^{\text{п}}} = \frac{B_{\text{т}}^{\text{шл}}}{B_{\text{т}}} \quad (22)$$

– относительные (отнесенные к располагаемой теплоте) потери теплоты с химическим и механическим недожогами топлива.

Основными факторами, существенно влияющими на потери теплоты с недожогом топлива являются соотношения расходов подаваемого в топку топлива и воздуха $B_{\text{т}}/G_{\text{в}}$, температуры топлива и воздуха $T_{\text{т}}$ и $T_{\text{в}}$, значения температуры и давления в топке $T_{\text{топ}}$ и $P_{\text{топ}}$, скорость движения топочных газов $U_{\text{т}}$.

Таким образом, для замыкания функции потерь тепловой энергии при сжигании топлива в топке необходимо получить функциональные зависимости относительных потерь q_3 и q_4 (21), (22) от перечисленных выше параметров.

Функции удельных потерь теплоты с уходящими газами, от наружного охлаждения и со шлаком могут быть представлены следующим образом:

$$q_2 = q_2 \left[T_{\text{топ}}; P_{\text{топ}}; U_{\text{тг}}(G_{\text{дс}}); P_{\text{ос}}; T_{\text{ос}} \right]; \quad (23)$$

$$q_5 = q_5 \left[T_{\text{топ}}; U_{\text{тг}}(G_{\text{дс}}); T_{\text{ос}} \right]; \quad (24)$$

$$q_6 = q_6 \left[T_{\text{топ}}; G_{\text{шл}} \right]. \quad (25)$$

В выражениях (23)–(25) $U_{\text{т}}$ – средняя скорость движения топочных газов, являющаяся функцией регулируемого параметра – производительности дымососа $G_{\text{дс}}$.

Функция полезного тепловыделения в топке:

$$q_1 = q_1 \left[B_{\text{т}}; K_{\text{кол}}; K_{\text{кач}}; G_{\text{в}}; G_{\text{впр}}; G_{\text{аг}}; T_{\text{топ}}; P_{\text{топ}}; U_{\text{тг}}(G_{\text{дс}}) \right]. \quad (26)$$

Эта функция, а также функции составляющих тепловых потерь (23), (25), входящих в уравнение теплового баланса котла (9), могут быть представлены линеаризованными соотношениями (линейными комбинациями их основных аргументов):

$$q_1 = A_{B_T}^{q1} K_{\text{кол}} K_{\text{кач}} B_T(x_T^{\text{per}}) + A_{G_B}^{q1} G_B(x_B^{\text{per}}) + A_{G_{\text{впр}}}^{q1} G_{\text{впр}}(x_{\text{впр}}^{\text{per}}) + A_{G_{\text{ар}}}^{q1} G_{\text{ар}}(x_{\text{ар}}^{\text{per}}) + A_{T_{\text{топ}}}^{q1} T_{\text{топ}} + A_{P_{\text{топ}}}^{q1} P_{\text{топ}} + A_{G_{\text{уг}}}^{q1} G_{\text{уг}}(x_{\text{дым}}^{\text{per}}); \quad (27)$$

$$q_2 = A_{T_{\text{топ}}}^{q2} T_{\text{топ}} + A_{P_{\text{топ}}}^{q2} P_{\text{топ}} + A_{G_{\text{уг}}}^{q2} G_{\text{уг}}(x_{\text{дым}}^{\text{per}}) + A_{P_{\text{ос}}}^{q2} P_{\text{ос}} + A_{T_{\text{ос}}}^{q2} T_{\text{ос}}; \quad (28)$$

$$q_3 = A_{B_T}^{q3} K_{\text{кол}} + K_{\text{кач}} B_T(x_T^{\text{per}}) + A_{G_B}^{q3} G_B(x_B^{\text{per}}) + A_{T_T}^{q3} T_T + A_{T_B}^{q3} T_B + A_{G_{\text{п.в}}}^{q3} G_{\text{п.в}}(x_{\text{п.в}}^{\text{per}}) + A_{T_{\text{топ}}}^{q3} T_{\text{топ}} + A_{G_{\text{впр}}}^{q3} G_{\text{впр}}(x_{\text{впр}}^{\text{per}}) + A_{P_{\text{топ}}}^{q3} P_{\text{топ}} + A_{G_{\text{уг}}}^{q3} G_{\text{уг}}(x_{\text{дым}}^{\text{per}}) + A_{G_{\text{ар}}}^{q3} G_{\text{ар}}(x_{\text{ар}}^{\text{per}}); \quad (29)$$

$$q_4 = A_{B_T}^{q4} K_{\text{кол}} + K_{\text{кач}} B_T(x_T^{\text{per}}) + A_{G_B}^{q4} G_B(x_B^{\text{per}}) + A_{G_{\text{пв}}}^{q4} G_{\text{пв}}(x_{\text{пв}}^{\text{per}}) + A_{T_T}^{q4} T_T + A_{T_B}^{q4} T_B + A_{T_{\text{топ}}}^{q4} T_{\text{топ}} + A_{P_{\text{топ}}}^{q4} P_{\text{топ}} + A_{G_{\text{уг}}}^{q4} G_{\text{уг}}(x_{\text{дым}}^{\text{per}}) + A_{G_{\text{впр}}}^{q4} G_{\text{впр}}(x_{\text{впр}}^{\text{per}}) + A_{G_{\text{ар}}}^{q3} G_{\text{ар}}(x_{\text{ар}}^{\text{per}}); \quad (30)$$

$$q_5 = A_{T_{\text{топ}}}^{q5} T_{\text{топ}} + A_{G_{\text{уг}}}^{q5} G_{\text{уг}}(x_{\text{дым}}^{\text{per}}) + A_{T_{\text{ос}}}^{q5} T_{\text{ос}}; \quad (31)$$

$$q_6 = A_{T_{\text{топ}}}^{q6} T_{\text{топ}} + A_{G_{\text{шл}}}^{q6} G_{\text{шл}}. \quad (32)$$

Таким образом, выражения для составляющих уравнения теплового баланса котла могут быть представлены в виде:

$$q_i = \sum_{j=1}^k A_{nj}^{qi} \Pi_j, (i = 2, \dots, 6), \quad (33)$$

где: $\Pi_j (j = 1, \dots, k)$ – набор основных параметров оказывающих существенное влияние на ту или иную составляющую q_i ; A_{nj}^{qi} – соответствующие коэффициенты линеаризации.

Зависимости (27)-(33) являются достаточно сложными, и их конкретный вид может быть получен только на основе экспериментальных данных при их аппроксимации эмпирическими функциями и последующей линеаризации. При этом коэффициенты линеаризации, в зависимости от степени качественного и количественного влияния на соответствующие параметры, могут принимать положительные, отрицательные или нулевые значения.

В выражениях (27)–(33) выделены основные регулируемые параметры, которые можно регулировать посредством управляющих воздействий энергосберегающей системы автоматизированного управления:

- расход топлива $B_T(x_T^{\text{рег}})$;
- расход воздуха $G_B(x_B^{\text{рег}})$;
- расход питательной воды $G_{п.в.}(x_{п.в.}^{\text{рег}})$;
- расход уходящих газов $G_{уг}(x_{дым}^{\text{рег}})$;
- расход впрысков $G_{впр}(x_{впр}^{\text{рег}})$;
- расход присадок – активаторов горения $G_{аг}(x_{аг}^{\text{рег}})$;

Здесь $x^{\text{рег}}$ – соответствующие параметры регулирования (перемещения регулирующих органов) нагнетателей, подающих (или удаляющих) соответствующие компоненты в ПК.

$$q_3 = q_3(B_T; G_B; T_T; T_B; T_{\text{топ}}; P_{\text{топ}}; U_{\text{тг}}); \quad (34)$$

$$q_4 = q_4(B_T; G_B; T_T; T_B; T_{\text{топ}}; P_{\text{топ}}; U_{\text{тг}}). \quad (35)$$

Эти зависимости могут быть получены при проведении экспериментальных исследований ПК на различных режимах работы с использованием математического аппарата аппроксимации результатов экспериментов эмпирическими функциями.

Эталонная модель (функция энергетических потерь) процесса сжигания топлива (при номинальных для данного ПК показателях количества и качества топлива: $r_T^{\text{пр}} = r_T^{\text{ном}}$, $K_T = 1$ и $K_T^{\text{кач}} = 1$, значениях относительных потерь ($q_3^{\text{ном}}$ и $q_4^{\text{ном}}$) имеет вид:

$$\Delta Q_{\text{сжиг}}^{\text{э}} = r_T^{\text{пр}} B_T^{\text{ном}} \left[1 - (q_3^{\text{ном}} + q_4^{\text{ном}}) \right]. \quad (36)$$

Модели процессов теплопередачи

Тепловая энергия, передаваемая от топочных газов к питательной воде (пароводяной смеси, пару).

Из (9):

$$Q_1 = Q_p - (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6), \quad (37)$$

или с учетом (10), (20):

$$Q_1 = \Delta Q_{\text{сжиг}} + (Q_4 + Q_5 + Q_6) = r_T^{\text{пр}} B_T^{\text{ном}} \left[K_T^{\text{кол}} \cdot K_T^{\text{кач}} - (q_3 + q_3 + q_4) + q_5 + q_6 \right]. \quad (38)$$

При номинальных значениях качества топлива и потерь, эталонная модель:

$$Q_1^9 = Q_{\text{тп}}^9 r_{\text{т}}^{\text{НОМ}} B_{\text{т}}^{\text{НОМ}} \left[1 - (q_2^{\text{НОМ}} + q_3^{\text{НОМ}} + q_4^{\text{НОМ}} + q_5^{\text{НОМ}} + q_6^{\text{НОМ}}) \right] \quad (39)$$

определяет максимальное количество тепловой энергии, выделившейся в топке, которое может (и должно, при отсутствии потерь в процессе теплопередачи) быть передано энергоносителю (питательной воде, пароводяной смеси, пару) в тракте парогенератора ($Q_{\text{тп}}^9$).

В тракте парового котла могут быть выделены три основных участка, отличающихся по фазовому состоянию теплоносителя (и соответственно, по значениям коэффициентов теплоотдачи от внутренних теплопередающих поверхностей к энергоносителю) и по основному способу передачи теплоты от дымовых газов к энергоносителю:

1. Топка (нижняя и верхняя радиационная часть): фазовые состояния энергоносителя – вода (в нижней части топки) и пароводяная смесь; основной способ теплопередачи – лучистый теплообмен;
2. Ширмы (средняя часть): энергоноситель находится в парообразном состоянии; основной способ теплопередачи – коллективный теплообмен;
3. Конвективный пароперегреватель: перегретый пар, конвективный теплообмен.

Таким образом, общее количество теплоты, передаваемой в ПК от дымовых газов к энергоносителю, может быть представлено в виде суммы:

$$Q_{\text{тп}} = Q_{\text{тп}}^{\text{топ}} + Q_{\text{тп}}^{\text{ш}} + Q_{\text{тп}}^{\text{кп}} \quad (40)$$

(недостаточный уровень циркуляции, шлакование экранов, образование накипи на теплопередающих поверхностях).

При неэффективном процессе теплопередачи потеря тепловой энергии ($\Delta Q_{\text{тп}}$) дает дополнительную (избыточную) потерю теплоты с уходящими газами ($\Delta Q_{\text{уг}}$), а часть теряемой теплоты может аккумулироваться в материале теплопередающих поверхностей ($\Delta Q_{\text{ак}}$), вызывая их перегрев:

$$\Delta Q_{\text{тп}} = Q_{\text{тп}}^9 - Q_{\text{тп}}^{\text{факт}} = \Delta Q_{\text{уг}} + \Delta Q_{\text{ак}}. \quad (41)$$

Модель процесса теплопередачи в топке (лучистый теплообмен) может быть представлена системой уравнений [5]

$$Q_{\text{тп}}^{\text{топ}} = \varepsilon_{\text{пр}} \sigma \left[T_{\text{топ}}^4 - (T_{\text{я}}^{\text{нар}})^4 \right] S_{\text{я}}^{\text{нар}}; \quad (42)$$

$$Q_{\text{тп}}^{\text{топ}} = (T_{\text{я}}^{\text{нар}} - T_{\text{я}}^{\text{внут}}) S_{\text{я}}^{\text{ср}} / R_{\text{я}}; \quad (43)$$

$$Q_{\text{тп}}^{\text{топ}} = \alpha_{\text{топ}}^{\text{внут}} (T_{\text{я}}^{\text{внут}} - T_{\text{ж}}^{\text{топ}}) S_{\text{я}}^{\text{внут}}. \quad (44)$$

Здесь $T_{\text{я}}^{\text{нар}}$ и $T_{\text{я}}^{\text{внут}}$ – температуры наружной и внутренней поверхностей топочных экранов; $T_{\text{ж}}^{\text{топ}}$ – температура энергоносителя (вода, пароводяная смесь), находящегося в топочной камере; $\varepsilon_{\text{пр}}$ – приведенная степень черноты топочных экранов; σ – постоянная Стефана – Больцмана;

$$R_{\text{я}} = \frac{\delta_{\text{я}}}{\lambda_{\text{я}}} + \frac{\delta_{\text{шл}}}{\lambda_{\text{шл}}} + \frac{\delta_{\text{нак}}}{\lambda_{\text{нак}}} \quad (45)$$

– суммарное термическое сопротивление теплопередающих поверхностей, $\text{м}^2\text{К}/\text{Вт}$ ($\delta_{\text{я}}, \lambda_{\text{я}}, \delta_{\text{шл}}, \lambda_{\text{шл}}, \delta_{\text{нак}}, \lambda_{\text{нак}}$ – соответственно, толщины слоев и коэффициенты теплопроводности металла экранов, шлака и накипи на их наружных и внутренних поверхностях, м; $\text{Вт}/\text{м}$); $S_{\text{я}}^{\text{нар}}, S_{\text{я}}^{\text{внут}}, S_{\text{я}}^{\text{ср}} = 0,5(S_{\text{я}}^{\text{нар}} + S_{\text{я}}^{\text{внут}})$ – площади наружной, внутренней и средней поверхностей теплопередачи; $\lambda_{\text{топ}}$ – коэффициент теплоотдачи от внутренних поверхностей топочных экранов к энергоносителю, $\text{Вт}/\text{м}^2\text{К}$.

При турбулентном движении жидкости в длинных трубках коэффициент теплоотдачи может быть определен по соотношению [5]:

$$\alpha_{\text{топ}} = \frac{\lambda_{\text{ж}}^{\text{топ}}}{l_{\text{топ}}} N_u^{\text{топ}} = 0,021 \frac{\lambda_{\text{я}}^{\text{топ}}}{l_{\text{топ}}} (R_e^{\text{топ}})^{0,8} (P_{\text{гж}}^{\text{топ}})^{0,43} \left(\frac{P_{\text{гж}}^{\text{топ}}}{P_{\text{гст}}^{\text{топ}}} \right)^{0,25}, \quad (46)$$

где: $\lambda_{\text{ж}}^{\text{топ}}$ – теплопроводность энергоносителя в топочных экранах, $\text{Вт}/\text{мК}$; $l_{\text{топ}}$ – суммарная длина топочных экранов.

Значение критерия Рейнольдса энергоносителя:

$$\text{Re}_{\text{я}}^{\text{топ}} = \frac{U_{\text{ж}}^{\text{топ}} \cdot d_{\text{топ}}^{\text{внут}}}{\nu_{\text{ж}}^{\text{топ}}} = \frac{Q_{\text{ж}}^{\text{топ}} \cdot d_{\text{топ}}^{\text{внут}}}{S_{\text{топ}}^{\text{внут}} \cdot \nu_{\text{ж}}^{\text{топ}}} = \frac{\psi Q_{\text{ж}}^{\text{топ}}}{\pi d_{\text{топ}}^{\text{внут}} \cdot \nu_{\text{ж}}^{\text{топ}}}, \quad (47)$$

где $U_{\text{ж}}^{\text{топ}}$ и $Q_{\text{ж}}^{\text{топ}}$ – средняя скорость движения и объемный расход энергоносителя $\text{м}/\text{с}$, $\text{м}^3/\text{с}$; $N_u^{\text{топ}} = \alpha_{\text{топ}} \frac{l_{\text{топ}}}{\lambda_{\text{топ}}}$ – критерий Нуссельта; $d_{\text{топ}}^{\text{внут}}$

и $S_{\text{топ}}^{\text{внут}}$ – диаметр и площадь проходного сечения внутренней поверхности топочных экранов, м; м²; $\nu_{\text{ж}}^{\text{топ}}$ – кинематический коэффициент вязкости энергоносителя, м²/с; $P_{\text{гж}}^{\text{топ}} = \frac{\nu_{\text{ж}}^{\text{топ}}}{a_{\text{ж}}^{\text{топ}}}$ и $P_{\text{гст}}^{\text{топ}} = \frac{\nu_{\text{ст}}^{\text{топ}}}{a_{\text{ст}}^{\text{топ}}}$ – значения критерия Прандтля энергоносителя, вычисленные при значениях температуры энергоносителя ($T_{\text{ж}}^{\text{топ}}$) и внутренней поверхности экранов ($T_{\text{э}}^{\text{внут}}$); $a_{\text{ж}}^{\text{топ}} = \frac{\lambda_{\text{ж}}^{\text{топ}}}{C_{\text{рж}}^{\text{топ}} \cdot \rho_{\text{ж}}^{\text{топ}}}$ – значение коэффициента теплопроводности энергоносителя, м²/с; $C_{\text{рж}}^{\text{топ}}$ и $\rho_{\text{ж}}^{\text{топ}}$ – значения теплоемкости при постоянном давлении и плотности энергоносителя, Дж/кг·К; кг/м³.

Эталонная модель процесса теплопередачи в топке соответствует минимальному значению термического сопротивления (45) и эталонным (расчетным) значениям температур в топке $T_{\text{топ}}^{\text{э}}$ и наружной поверхности экранов ($T_{\text{э}}^{\text{нар}}$)³.

Модели процессов теплопередачи в конвективных частях тракта ПК (ширмы и конвективный пароперегреватель) могут быть представлены в виде:

$$Q = \alpha^{\text{нар}} (T - T_{\text{э}}^{\text{нар}}) S_{\text{э}}^{\text{нар}}; \quad (48)$$

$$Q = (T_{\text{э}}^{\text{нар}} - T_{\text{э}}^{\text{внут}}) S_{\text{э}}^{\text{ср}} / R_{\text{э}}; \quad (49)$$

$$Q = \alpha^{\text{внут}} (T_{\text{э}}^{\text{внут}} - T_{\text{ж}}) S_{\text{э}}^{\text{внут}}. \quad (50)$$

Здесь (в соответствующих частях трактов):

Q – теплота, передаваемая последовательно путем конвективной теплоотдачи от дымовых газов к наружным поверхностям экранов, теплопроводности через поверхности экранов и конвективной теплоотдачи от внутренних поверхностей экранов к энергоносителю в соответствующих частях трактов, Вт; T и $T_{\text{ж}}$ – температуры дымовых газов и энергоносителя; $T_{\text{э}}^{\text{нар}}$ и $T_{\text{э}}^{\text{внут}}$ – температуры наружных и внутренних поверхностей экранов, К; $S_{\text{э}}^{\text{нар}}$, $S_{\text{э}}^{\text{внут}}$, $S_{\text{э}}^{\text{ср}}$ – площади, соответственно, наружных, внутренних и срединных теплопередаю-

щих поверхностей; R – термические сопротивления экранов (см. формулу 45), $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Коэффициенты теплоотдачи от внутренних поверхностей экранов к энергоносителю могут быть определены в соответствии с соотношением (46), а коэффициенты теплоотдачи от дымовых газов к наружным поверхностям экранов ($\alpha^{\text{нар}}$) – в соответствии с соотношением:

$$\alpha^{\text{нар}} = \frac{\lambda_{\text{г}}}{l_{\text{г}}} Nu_{\text{г}} = 0,13 \frac{\lambda_{\text{г}}}{l_{\text{г}}} Re_{\text{г}}^{0,33} Gr_{\text{г}}^{0,1}. \quad (51)$$

Здесь $\lambda_{\text{г}}$ – теплопроводность газов, $\text{Вт}/\text{мК}$; $Nu_{\text{г}}$ – критерий Нуссельта для газов, определяемый критериальным уравнением (2.69);

$$Re_{\text{г}} = \frac{U_{\text{г}} d_{\text{г}3}}{\nu_{\text{г}}} = \frac{4G_{\text{г}}}{\pi d_{\text{г}3} \nu_{\text{г}} \rho_{\text{г}}} \text{ и } Gr_{\text{г}} = \beta_{\text{г}} g l^3 \Delta T / \nu_{\text{г}}^2$$

где $Re_{\text{г}}$, $Gr_{\text{г}}$ – критерии Рейнольдса и Грасгофа, $\text{Вт}/\text{мК}$ и К^{-1} ; $\lambda_{\text{г}}$ и $d_{\text{г}3}$ – коэффициенты теплопроводности и объемного теплового расширения газов; $l_{\text{г}}$ – длина и эквивалентный диаметр соответствующей части тракта; $\rho_{\text{г}}$, $\nu_{\text{г}}$ – плотность и коэффициент кинематической вязкости газов, $\text{кг}/\text{м}^3$ и $\text{м}^2/\text{с}$; ΔT – характерная разность температур, К .

Эталонные модели процессов теплопередачи в конвективных частях тракта ПК определяются аналогично эталонным моделям топочного тракта, в соответствии с соотношением (46)-(51) при эталонных (расчетных), проектных значения температуры газов, энергоносителя и поверхностей экранов, коэффициентов теплоотдачи (46) и (51). Фактические значения переданной теплоты определяются расчетным путем с использованием соотношений (46)-(51) и эмпирических данных, определяемых измерительными каналами системы диагностики.

Модели тепловых потерь вследствие наружного охлаждения ПК

Тепловые потери, уходящие из внутреннего объема ПК в окружающую среду, могут быть определены при помощи соотношений [5]:

$$Q_5 = \alpha_{\text{внут}} (T_{\text{г}} - T_{\text{внут}}^{\text{ст}}) S_{\text{внут}}^{\text{ст}}; \quad (52)$$

$$Q_5 = (T_{\text{внут}}^{\text{ст}} - T_{\text{внеш}}^{\text{ст}}) S_{\text{ср}}^{\text{ст}} / R_{\text{ст}}; \quad (53)$$

$$Q_5 = \alpha_{\text{внеш}} (T_{\text{внеш}}^{\text{ст}} - T_{\text{ос}}) S_{\text{внеш}}^{\text{ст}}. \quad (54)$$

Здесь T_r и T_{oc} – температуры дымовых газов и окружающей среды, К; $T_{внут}^{ст}$ и $T_{внеш}^{ст}$ – температуры стенок корпуса ПК, К; $S_{внут}^{ст}$, $S_{внеш}^{ст}$, $S_{ср}^{ст}$ – площади поверхностей внутренней, внешней и срединной поверхностей ПК, м²; $\alpha_{внут}$ и $\alpha_{внеш}$ – коэффициенты теплоотдачи от дымовых газов к внутренней поверхности корпуса ПК и от внешней поверхности корпуса к окружающей среде, Вт/м²К.

Значение $\alpha_{внут}$ может быть определено в соответствии с выражением (51), а $\alpha_{внеш}$ – при помощи критериального уравнения:

$$\alpha_{внеш} = \frac{\lambda_{oc}}{l} Nu_{oc} = 0,63 \frac{\lambda_{oc}}{l} 0,63 (Gr_{oc} Pr_{oc})^{0,25}, \quad (55)$$

где: λ_{oc} , Nu_{oc} , Gr_{oc} , Pr_{oc} – значение коэффициентов теплопроводности, критериев Нуссельта, Грасгофа и Прандтля окружающей среды (воздуха снаружи ПК); l – длина наружных поверхностей корпуса, м.

Модели энергетических потерь в гидравлических и аэродинамических трактах ПК

При движении дымовых газов в шахте ПК и энергоносителя (питательной воды, пароводяной смеси, пара) в поверхностях нагрева имеют место гидрогазодинамические потери энергии, обусловленные трением и местными гидрогазодинамическими сопротивлениями. При этом суммарные гидрогазодинамические потери напора могут быть определены следующим образом [6]:

$$\begin{aligned} \Delta h_{гд} &= \Delta h_{тр} + \Delta h_{м} = \left(\lambda_{тр} \frac{l}{d} + \sum \zeta_{м} \right) \frac{U^2}{2g} = \\ &= \left(\lambda_{тр} \frac{l}{d} + \sum \zeta_{м} \right) \frac{Q^2}{2gS^2} = \left(\lambda_{тр} \frac{l}{d} + \sum \zeta_{м} \right) \frac{G^2}{2g\rho^2 S^2}, \end{aligned} \quad (56)$$

где: $\Delta h_{тр}$ и $\Delta h_{м}$ – составляющие потерь напора на трение и в местных сопротивлениях, м; $\lambda_{тр}$ – коэффициент гидравлического трения на соответствующем участке движения, определяемый (при реально существующих в ПК турбулентных режимах движения газов и энергоносителя) по формулам Альтшуля или Шифринсона:

$$\lambda_{тр} = 0,1 \left(1,48 \frac{\Delta}{d} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25} \quad \text{при } 5000 < Re < 10^6;$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \quad \text{при } \text{Re} > 10^6;$$

где: l, d, S – эквивалентные значения длин, диаметров трактов и площадей переходных сечений трактов, м; м²; Δ – средняя высота микронеровностей стенок каналов, м; $\sum \zeta_m$ – суммарные значения коэффициентов местных сопротивлений на участках трактов (определяются по эмпирическим формулам, справочным таблицам и номограммам); ρ – значения плотности перемещаемой среды, кг/м³; Q и G – значения объемного и массового расхода перемещаемой среды, м³/с; кг/с.

Гидрогазодинамические потери давления определяются соотношениями:

$$\Delta P_{\text{гр}} = \rho g \Delta h_{\text{гд}},$$

а соответствующие потери энергии [4]:

$$\Delta E_{\text{гд}} = \Delta P_{\text{гд}} Q = \Delta P_{\text{гд}} G / \rho = \rho \left(\lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d} + \sum \zeta_m \right) \frac{Q^3}{2S^2} = \left(\lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d} + \sum \zeta_m \right) \frac{G^3}{2\rho^2 S^2}. \quad (57)$$

Для уменьшения гидрогазодинамических потерь энергии (57) необходимо изменять конструктивные характеристики трактов (уменьшать длины и количество местных сопротивлений, увеличивать площади проходных сечений). Уменьшение же энергетических потерь при неизменных (реально существующих) характеристиках трактов возможно лишь путем уменьшения расходов (скоростей движения перемещаемых сред. Последнее (при заданных режимах работы ПК) может приводить к ухудшению условий сжигания топлива и уменьшению заданных режимных параметров – расхода, давления и температуры пара, что по условиям эксплуатации недопустимо. Поэтому в энергосберегающей САУ могут попутно вычисляться оценочные значения гидрогазодинамических потерь энергии по соотношениям (57) и данным системы диагностики и сравниваться со значениями других (основных) видов энергетических потерь. Если при этом окажется, что гидрогазодинамические потери соизмеримы с другими видами потерь, то САУ выдает диагностическое сообщение со сравнительной оценкой потерь и рекомендациями по желательности уменьшения гидрогазодинамических сопротивлений трактов.

Выводы

1. Сформированы математические модели, необходимые для решения задач энергосберегающего управления паровым котлом электростанций, соответствующие нормативным документам.

2. Сформулированы общие направления снижения потерь энергии в котельном агрегате при его автоматизированном управлении.

Список использованных источников

1. Автоматизация теплоэнергетических установок тепловых и атомных электростанций. / Дуэль М. А., Шелепов И. Г. // Харків, 2007. – 312 с.
2. Енергетична стратегія України на період до 2030 року // Інформаційно-аналітичний вісник «Відомості Міністерства палива та енергетики України». Спеціальний випуск. – 2006. – 113 с.
3. Модель энергетических потерь в котле тепловых электростанций и возможные пути их минимизации / Канюк Г. И., Мезеря А. Ю., Лаптинова Е. В. // Адаптивні системи автоматичного керування. Міжвідомчий науково-технічний збірник. – Київ: НТУУ «КПІ». – №2(27) – 2015. – С. 79–82. ISSN 1560-8956.
4. Нормативный метод. Гидравлический расчет котельных агрегатов. – М.: Энергия. – 1978.
5. Нормативный метод. Тепловой расчет котельных агрегатов. – М. – 1973.
6. Нормативный метод. Аэродинамические расчеты котельных установок / под редакцией Мочана С.И. – М. – 1977.