

## ЦИФРОВАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА КОТЛА

**Е.В. Торопов<sup>1</sup>, Л.Е. Лымбина<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> Научно-производственная компания «УралТермоКомплекс»,  
г. Екатеринбург, Россия,

<sup>2</sup> Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

Нормативный метод (НМ) теплового расчета котлов, неоднократно подтвержденный и уточненный, содержит структуру идей и методов, которые были сохранены и адаптированы при переходе к цифровым технологиям. В применении к анализу теплового баланса котла с факельными топками это потребовало преобразования большого массива исходных и справочных данных, которые без изменения не могут применяться при использовании ЭВМ. Это касается графических и табличных данных, которые занимают до 80 % объема НМ. Для получения корреляционных зависимостей применен метод неизвестных коэффициентов, достаточно простой и надежный, с включением проверочного алгоритма, в случае равноотстоящих аргументов – это коэффициенты Грегори – Ньютона. Как показал предварительный анализ, практически для всех зависимостей достаточен полином второй степени, иногда заменяемый двумя полиномами. Методом варьирования определяющих факторов в области номинальных значений  $\pm 20\%$  получен отклик модели в виде изменения расхода топлива. Количественно весь материал соответствует нормативным данным, представлен в цифровом формате и методически отвечает пакету Mathcad-15. В отличие от известных работ в этой области все факторы, влияющие на тепловой баланс, представлены аппроксимациями с учетом переменности температуры и давления.

*Ключевые слова:* цифровая модель, котел, тепловой баланс, базы данных, аппроксимации, полиномы.

### Введение

В теплоэнергетике промышленных печей и котлов применяются графоаналитические методы расчета общего теплосодержания и температуры горения в зависимости от теплоты сгорания топлива и избытка воздуха в продуктах сгорания [1–4]. Значительны достижения здесь в направлении расщепленного горения, когда необходимо получить контролируемый состав продуктов сгорания и их температуры в определенной области рабочего пространства. Системы, обеспечивающие этот режим, имеют высокую стоимость. Следует также отметить инжекционные горелки и метод струйно-факельной интенсификации процесса горения. В промышленных печах с высокотемпературным нагревом компонентов горения увеличение температуры горения может составлять 375...520 °С, при этом зависимости энтальпии от температуры имеют описание, которое не применимо для низкотемпературного нагрева [5, 6].

В котельной технике управление режимом сжигания топлива требуется по более интегрированным показателям, в основном связанным с общим расходом топлива и распределением тепловыделения по длине факела. В частности, основной задачей анализа теплового баланса является определение КПД и расхода топлива при изменении управляющих факторов.

Целью настоящей работы является создание логического алгоритма определения основных показателей теплового баланса котла (ТБ) при использовании данных технического задания и справочных материалов нормативного метода расчета котлов (НМ) [1]. Справочные материалы НМ рас-

пределены более чем в 32 таблицах, графиках и номограммах, что затрудняет их использование при создании цифровых моделей. Поэтому задачей работы также являются определение и адаптация основных факторов, влияющих на ТБ и расход топлива при работе в номинальном режиме и при отклонении от регламентируемых показателей. Эта задача также включает подготовку и уточнение аппроксимаций по теплофизическим свойствам компонентов ТБ котлов. Рационально применить здесь методику обработки справочных массивов, допускающую применение цифровой модели с помощью ЭВМ, одним из элементов которой являются базы данных (БД) [7].

### 1. Выбор метода решения задачи, базы данных (БД)

Базы данных могут быть созданы на основе различных идеологий, но главным является вопрос цели. В настоящей работе применена идеология пакета Mathcad-15, что объясняется возможностью применения этого пакета для работы с цифровой моделью теплового баланса котла (ТБ), а также логикой векторно-матричного построения, когда все массивы данных считаются матрицами определенного порядка. При описании процессов переноса в топке котла подготовлены три БД. В настоящей работе впервые применены цифровые методы обработки данных, что, несомненно, является актуальным показателем работы.

База данных БД-1 включает все 86 топлив, применяемых в котлах, согласно Нормативному методу (НМ). Таким образом, число строк в БД-2 равно 86: с 1-й строки до 58-й помещены характе-

ристики твердых топлив в порядке НМ. С 59-й до 62-й – жидкие топлива (мазуты) в порядке НМ с увеличением содержания серы, с 63-й до 86-й также в порядке НМ – природные, попутные и промышленные газы – коксовый и доменный.

Столбцы пронумерованы от 1 до 28 и включают стандартные данные (НМ): 1 – требуемое количество воздуха, м<sup>3</sup>/кг или м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup> топлива; 2 – количество RO<sub>2</sub> = CO<sub>2</sub> + SO<sub>2</sub>, м<sup>3</sup>/кг или м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup> топлива; 3 – количество N<sub>2</sub>, м<sup>3</sup>/кг или м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup> при стехиометрическом горении. Столбец 4 содержит новые данные Уральской теплотехнической лаборатории [8] по предельному уровню нагрева дымовых газов перед пароперегревателем  $t_T''$ , °C, столбец 5 – определенный по этой температуре фактор  $f(T_T'') = (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} T_T'')$ . Столбец 6 отражает содержание H<sub>2</sub>O в продуктах сгорания при стехиометрическом горении, а столбец 7 то же, но при избытке воздуха  $\alpha = 1,20$ . В столбце 8 – общий выход продуктов сгорания  $V_T^a$ , м<sup>3</sup>/кг или м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup> топлива. В столбцах 9, 10, 11 – доля трехатомных газов RO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O и их сумма  $r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O}$ .

Коэффициенты ослабления лучей газовой средой свободного объема и межширмового пространства  $k_r$ , определенные по преобразованному уравнению для всего диапазона топлив, сведены в столбец 12.

Столбцы 13, 14, 15 содержат соответственно зольность на рабочую массу  $A^p$ , массу газов  $G_T$ , кг/кг топлива и безразмерную концентрацию золы в дымовых газах:

$$\mu_{зл} = A^p \cdot a_{yh} / 100 G_T. \quad (1)$$

Столбец 16 включает коэффициент ослабления излучения золовыми частицами, столбец 17 включает коэффициент ослабления излучения частицами кокса  $k_{\text{кокс}} \cdot \mu_{\text{кокс}}$ . Столбец 18 приводит значения полного коэффициента ослабления лучей средой свободного и межширмового пространства  $k$ .

Таким образом, любой фактор  $X$  с присвоением ему нижнего индекса, например, 37, что соответствует углю Челябинского бассейна, и верхнего индекса, например, 12, что соответствует коэффициенту ослабления излучения газовой частью факела, будет иметь вид  $X_{37}^{12}$ . Столбец 12 в строке 37 приводит значение коэффициента ослабления  $k_T = 0,3352$  при сжигании челябинского угля в котле с  $s_{\text{эф}} = 8,14$  м. Эта схема позволяет производить выборку для анализа по требуемому показателю топлива, для анализа района месторождений и оптимизацию потребления топлива; по этой схеме разработана база данных БД-1. Полная версия БД-1 по всем энергетическим топливам РФ и Казахстана свободно высылается по интернету при заказе читателями.

Степень черноты топki  $a_T$  определяется через степень черноты факела  $a_{\text{ф}} = 1 - e^{-kpS}$ , но присутствие в показателе экспоненты фактора  $S$  несколько

осложняет анализ, поэтому в соответствии с теоремой 3 правил действия над степенями с действительными показателями можно вывести фактор  $S$  за пределы показателя экспоненты:  $\exp(kpS) = [\exp(kp)]^S$ . С подстановкой этого выражения в формулу для степени черноты топki после ряда преобразований получаем

$$a_T = \frac{(e^{kp})^S - 1,0}{(e^{kp})^S - 1,0 + \psi}. \quad (2)$$

Столбец 19 включает степень черноты топki  $a_T$ , а столбец 20 – расчетную абсолютную температуру продуктов сгорания перед пароперегревателем.

Собственно, для модели теплового баланса котла необходимы только столбцы с 1-го по 15-й, остальные данные нужны для расчета теплопереноса в основном объеме топki котла.

БД-2 содержит данные для расчета коэффициента излучения  $x$  для всех конструкций трубчатых экранов, в БД-3 приведены зависимости для цифрового анализа с применением коэффициента  $\zeta$ , учитывающего термическое сопротивление загрязнений и изоляции.

Техническое задание на проектирование котла обычно включает: требуемую паропроизводительность  $D$ , кг/с, расход пара вторичного перегрева  $D_{\text{вт.п}}$ , температуру  $t_{\text{п.в}}$  и давление  $p_{\text{п.в}}$  воды, подаваемой в котел, температуру  $t_{\text{п.п}}$  и давление  $p_{\text{п.п}}$  пара первичного перегрева, температуру и давление пара вторичного перегрева на входе в котел  $t'_{\text{вт.п}}$ ,  $p'_{\text{вт.п}}$  и на выходе из него  $t''_{\text{вт.п}}$ ,  $p''_{\text{вт.п}}$ . Включается также тип котла, его конструкция и рекомендуемое топливо. На основе этих данных с применением справочных данных рассчитывается тепловой баланс котла и определяются тепловые потери с последующим расчетом требуемого расхода топлива.

Тепловой баланс составляется для установившегося теплового состояния котельного агрегата, все величины отнесены к 1 кг твердых и жидких и 1 м<sup>3</sup> газообразных топлив при 273 К (0 °C) и 101 325 Па (760 мм рт. ст.).

Баланс теплоты, записанный в соответствии с законом сохранения энергии, представляет собой равенство между расходом  $Q_{\text{расх}}$  и приходом  $Q_{\text{прих}}$  теплоты, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}}. \quad (3)$$

## 2. Приходная часть теплового баланса

Приходная часть теплового баланса котла или располагаемая теплота  $Q_p^p$  в общем случае может содержать, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$Q_{\text{прих}} = Q_p^p = Q_n^p + Q_{\text{ф.т}} + Q_{\text{ф.в}} + Q_{\text{пар}} + (Q_{\text{экз}} - Q_{\text{энд}}) + Q_{\text{эл}}. \quad (4)$$

Перечислим последовательно все составляющие приходной части теплового баланса котла.

За основу баланса принимается количество теплоты, выделившееся при сгорании единицы топлива, выраженной в рабочей массе  $Q_H^p$ , которая не учитывает теплоту образования водяных паров. Это согласуется с тем, что температура продуктов сгорания на выходе из котла выше температуры конденсации. Если это условие нарушается, то в расчет принимается  $\Delta Q_{\text{конд}}$ :

$$\Delta Q_{\text{конд}} = \Delta G_{\text{конд}} \cdot r, \quad (5)$$

где  $\Delta G_{\text{конд}}$  – относительная масса конденсирующихся водяных паров, а  $r = 2510$  кг/кг или кг/м<sup>3</sup> топлива. Физическая теплота топлива  $Q_{\text{ф.т}}$  определяется по формуле

$$Q_{\text{ф.т}} = c_T \cdot t_T, \quad (6)$$

где  $c_T$  – теплоемкость рабочего топлива, кДж/(кг·К) или кДж/(м<sup>3</sup>·К). Теплоемкость сухой массы антрацита равна 0,92, а фрезерного торфа – 1,30 кДж/(кг·К). В связи с этим при обычных условиях  $Q_{\text{ф.т}}$  не учитывается, но принимается в расчет только в случае предварительного подогрева вне котла посторонним источником теплоты.

Теплоемкость рабочей массы твердого топлива:

$$c_T^p = 4,19W^p/100 + c_T^c(100 - W^p)/100. \quad (7)$$

Жидкое топливо (мазут) для снижения вязкости и улучшения распыла поступает в топку подогретым до 353...393 К (80...120 °С). Теплоемкость мазута имеет при этом величину  $c_T^p = 1,94...2,04$  кДж/(кг·К) и  $Q_{\text{ф.т}}$  составляет 0,40...0,63 % от  $Q_H^p$ . Теплоемкость жидкого топлива (мазута) определяется по формуле, кДж/(кг·К)

$$c_T^p = 1,738 + 0,0025 \cdot t_T. \quad (8)$$

Учет величины  $Q_{\text{ф.т}}$  целесообразен при сжигании газового топлива с низкой теплотой сгорания (например, доменного газа) при условии специального нагрева его до относительно высокой температуры 473...573 К (200...300 °С), когда величина  $Q_{\text{ф.т}}$  составляет 7...10 % от  $Q_H^p$ .

Теплоемкость газового топлива (на 1 м<sup>3</sup> сухого газа) определяется по формуле, кДж/(м<sup>3</sup>·К)

$$c_T = 0,01(c_{\text{CH}_4} \cdot \text{CH}_4 + c_{\text{CO}_2} \cdot \text{CO}_2 + c_{\text{H}_2} \cdot \text{H}_2 + \dots) + 0,0052 \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} \cdot d_T, \quad (9)$$

где  $\text{CH}_4$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{CO}$  – содержание соответствующих компонентов в газовом топливе, %;  $c_{\text{CH}_4}$ ,  $c_{\text{CO}_2}$ ,  $c_{\text{H}_2}$ ,  $c_{\text{CO}}$ ,  $c_{\text{H}_2\text{O}}$  – теплоемкости газов и водяного пара соответственно, кДж/(м<sup>3</sup>·К), топлива;  $d_T$  – влагосодержание газообразного топлива, г/м<sup>3</sup>.

Для определения теплоемкости отдельных компонентов газообразного топлива рационально применить аппроксимации, связывающие теплоемкость, кДж/м<sup>3</sup>·К, с температурой  $t$ :

для  $\text{CO}$  при  $t \leq 400$  °С

$$c_t = 1,3 - 0,02332 \cdot 10^{-3}t + 0,2333 \cdot 10^{-6}t^2, \quad (10)$$

при  $t > 400$  °С

$$c_t = 1,328 + 0,13833(t - 400) \cdot 10^{-3}; \quad (11)$$

для  $\text{H}_2$

$$c_t = 1,278 + 0,05 \cdot 10^{-3}t; \quad (12)$$

для  $\text{H}_2\text{S}$

$$c_t = 1,508 + 0,306 \cdot 10^{-3}t + 0,036 \cdot 10^{-6}t^2; \quad (13)$$

для  $\text{CH}_4$

$$c_t = 1,548 + 1,152 \cdot 10^{-3}t; \quad (14)$$

для  $\text{C}_2\text{H}_6$

$$c_t = 2,21 + 3,069 \cdot 10^{-3}t - 0,75 \cdot 10^{-6}t^2; \quad (15)$$

для  $\text{C}_3\text{H}_8$

$$c_t = 3,049 + 4,767 \cdot 10^{-3}t - 1,354 \cdot 10^{-6}t^2; \quad (16)$$

для  $\text{C}_4\text{H}_{10}$

$$c_t = 4,129 + 5,967 \cdot 10^{-3}t - 1,694 \cdot 10^{-6}t^2; \quad (17)$$

для  $\text{C}_5\text{H}_{12}$

$$c_t = 5,13 \cdot 10^{-3} (7,284t - 0,002068t^2). \quad (18)$$

При сжигании газового топлива с высокой теплотой сгорания (например, природного газа) имеет место повышенное соотношение массы воздуха и газа (порядка 10 : 1). В этом случае топливо – газ – обычно не подогревают.

При отсутствии постороннего подогрева физическая теплота твердого топлива может учитываться для топлива влажностью  $W^p > Q_H^p/630$ , при этом температура топлива принимается 293 К (20 °С).

При разомкнутой схеме пылеприготовления теплота подогрева и подсушки топлива в мельничной системе в балансе не учитывается.

В тех случаях, когда в котельный агрегат подается смерзшееся топливо (что должно быть специально оговорено в задании), из величины располагаемой теплоты вычитается расход теплоты, затрачиваемой на размораживание:

$$\Delta Q_{\text{тл}} = 3,352 \cdot \left( W^p - W^6 \cdot \frac{100 - W^p}{100 - W^6} \right), \quad (19)$$

где  $W^6$  – безопасная (связанная) влажность, соответствующая равновесной влажности угля при 293 К (20 °С) и 100%-ном насыщении. Для каменных углей и антрацита  $W^6 = 4,5-6,0$  %, для бурых углей приведенной влажности 10...16 %,  $W^6 = 19...24$  %, для бурых углей большей приведенной влажности – 28...30 %. В базе данных п.п. 1–28  $W^6 = 5,5$  %; п.п. 29–52  $W^6 = 25$  %.

Входящее в уравнение (2) слагаемое  $Q_{\text{ф.в}}$  учитывает физическую теплоту воздуха, как поступившего в парогенератор через отдельный воздушный подогреватель, так и присосанного через газоходы. Физическая теплота горячего воздуха

учитывается при подогреве его вне агрегата за счет постороннего источника теплоты (подогрев в паровом калорифере отборным или отработанным паром и в автономном подогревателе при сжигании дополнительного топлива).

В этом случае теплота, внесенная воздухом, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$Q_{\phi,в} = \beta'_{вп} \cdot (I_{Г,в}^0 - I_{Х,в}^0), \quad (20)$$

где  $I_{Г,в}^0$ ,  $I_{Х,в}^0$  – условная энтальпия теоретически необходимого количества подогретого и холодного воздуха, отнесенная к единице топлива, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$I_{Г,в}^0 = V_B^0 \cdot c_B \cdot t_{Г,в}; \quad (21)$$

$$I_{Х,в}^0 = V_B^0 \cdot c_B \cdot t_{Х,в}, \quad (22)$$

где  $c_B$  – теплоемкость воздуха, кДж/(м<sup>3</sup>·К):

$$c_B = c_B^c + 0,0016 \cdot d_B \cdot c_{H_2O}. \quad (23)$$

Если принять влагосодержание  $d_B = 10$  г/кг сухого воздуха, то теплоемкость влажного воздуха можно рассчитать по формуле, кДж/(м<sup>3</sup>·К)

$$c_B = 1,3198 + 0,0818t_B + 0,0368t_B^2. \quad (24)$$

Температура холодного воздуха принимается равной 30 °С, если не задана другая величина. При установке высоконапорных вентиляторов с перепадом давлений в тракте  $\Delta H_{п} > 10\,000$  Па следует учитывать теплоту, вносимую воздухом, подогретым в вентиляторе. Величина подогрева вычисляется, °С:

$$t_B'' - t_{Х,в} = 10^{-3} \cdot \Delta H_{п}, \quad (25)$$

где  $t_B''$  – температура воздуха за вентилятором.

Так как при использовании горячего воздуха от собственного воздухоподогревателя котла теплота  $Q_{\phi,в}^{собр}$  циркулирует по замкнутому контуру внутри котельной установки, то учету в тепловом балансе подлежит только теплота, полученная в отдельном воздухоподогревателе за счет внешнего источника. Однако  $Q_{\phi,в}^{собр}$  решает ряд локальных задач – повышение температуры горения и уровня радиационного теплообмена, повышение температурных начальных условий для топки и др. Поэтому  $Q_{\phi,в}^{собр}$  учитывается при решении локальных задач с учетом теплоты внешнего подогрева.

Входящее в уравнение (2) слагаемое  $Q_{пар}$  учитывает теплоту, вносимую в агрегат при паровом распыливании мазута или при подаче под решетку пара для улучшения ее работы при слоевом сжигании антрацита, кДж/кг:

$$Q_{пар} = G_{п} \cdot (i_{п} - 2,51), \quad (26)$$

где  $G_{п}$  – удельный расход дутьевого пара, кг/кг топлива. При паровом распыливании мазута  $G_{п} = 0,30 \dots 0,40$  кг/кг, при слоевом сжигании

антрацита и подаче пара под решетку  $G_{п} = 0,20 \dots 0,40$  кг/кг;  $i_{п}$  – энтальпия дутьевого пара, кДж/кг; 2,51 кДж/кг – примерная величина энтальпии водяного пара в продуктах сгорания, уходящих в атмосферу. Энтальпию дутьевого пара, кДж/кг топлива, можно рассчитать по уравнению

$$i_{п} = 2807 - 0,0105 \cdot (t_{п} - 230)^2. \quad (27)$$

Входящее в уравнение (2) слагаемое  $Q_{эл}$  учитывают при выработке пара с использованием в качестве источника теплоты электроэнергии. В этом случае для электрических парогенераторов:

$$Q_{прих} = Q_{эл}. \quad (28)$$

Таким образом, в общем выражении приходной части теплового баланса парогенератора (2) для конкретных случаев ряд членов может отсутствовать.

При составлении теплового баланса котла, работающего на органическом топливе при отсутствии выработки пара за счет теплоты экзотермических технологических реакций ( $Q_{экс} = 0$ ) и с учетом замечаний о величине других составляющих приходной части баланса, часто принимают, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$Q_{прих} = Q_p^p = Q_n^p = Q_n^c. \quad (29)$$

### 3. Расходная часть теплового баланса

Расходная часть теплового баланса в общем случае может содержать теплоту, затраченную на выработку пара и различные потери, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$Q_{расх} = Q_{пол} + I_{yx} + Q_{х,н} + Q_{м,н} + Q_{н,о} + Q_{ф,ш} + Q_{охл} \pm Q_{акк}, \quad (30)$$

где  $Q_{пол}$  – теплота, полезно затраченная на выработку пара;  $I_{yx}$  – энтальпия уходящих из парогенератора газов;  $Q_{х,н}$  – потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива;  $Q_{м,н}$  – потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива;  $Q_{н,о}$  – потери теплоты от наружного охлаждения внешних ограждений парогенератора;  $Q_{ф,ш}$  – потери теплоты с физической теплотой шлаков;  $Q_{охл}$  – потери теплоты на охлаждение балок, панелей, не включенных в циркуляционную систему агрегата;  $Q_{акк}$  – расход (знак «+») или приход теплоты (знак «-»), связанный с неустановившимся тепловым режимом работы парогенератора (при установившемся режиме  $Q_{акк} = 0$ ). Все составляющие расходной части теплового баланса относятся к единице топлива, потому имеют размерность кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>) [9–12].

С учетом теплоты топлива и присосанного воздуха из здания котельной  $\alpha_T \cdot I_{Х,в}^0$ ,  $(\alpha_{yx} - \alpha_T) \cdot I_{Х,в}^0$ ,

а также при  $Q_{\text{акк}} = 0$  выражение (30) можно преобразовать, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} + \alpha_{\text{т}} \cdot I_{\text{х.в}}^0 + (\alpha_{\text{у.х}} - \alpha_{\text{т}}) \cdot I_{\text{х.в}}^0 = Q_{\text{пол}} + I_{\text{у.х}} + Q_{\text{х.н}} + Q_{\text{м.н}} + Q_{\text{н.о}} + Q_{\text{ф.ш}} + Q_{\text{охл}}. \quad (31)$$

За основу баланса принимается теплота сгорания топлива без конденсации влаги (низшая на рабочую массу)  $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  (либо для газа  $Q_{\text{н}}^{\text{с}}$ ), при этом из выражения (29) получаем:

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = Q_{\text{пол}} + (I_{\text{у.х}} - \alpha_{\text{у.х}} \cdot I_{\text{х.в}}^0) + Q_{\text{х.н}} + Q_{\text{м.н}} + Q_{\text{н.о}} + Q_{\text{ф.ш}} + Q_{\text{охл}}; \quad (32)$$

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = Q_{\text{пол}} + Q_{\text{у.х}} + Q_{\text{х.н}} + Q_{\text{м.н}} + Q_{\text{н.о}} + Q_{\text{ф.ш}} + Q_{\text{охл}}. \quad (33)$$

С учетом общепринятых обозначений тепловых потерь выражение (33) можно представить в виде

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (34)$$

где  $Q_1 = Q_{\text{пол}}$ ;  $Q_2 = Q_{\text{у.х}}$ ;  $Q_3 = Q_{\text{х.н}}$ ; остальные слагаемые соответственно.

Потери теплоты в котле:

$$q_i = 100Q_i / Q_{\text{р}}^{\text{п}}. \quad (35)$$

Потери теплоты от механической неполноты сгорания в соответствии с (35):

$$q_4 = 100Q_4 / Q_{\text{р}}^{\text{п}}. \quad (36)$$

Потери теплоты от механического недожога топлива в развернутом виде:

$$q_4 = 32,7 \cdot 10^3 \left[ a_{\text{шл+пр}} \Gamma_{\text{шл+пр}} / (100 - \Gamma_{\text{шл+пр}}) + a_{\text{ун}} \Gamma_{\text{ун}} / (100 - \Gamma_{\text{ун}}) \right] \cdot A^{\text{р}} / Q_{\text{р}}^{\text{п}}, \quad (37)$$

где  $a_{\text{шл+пр}}$ ,  $a_{\text{ун}}$  – доли золы топлива в шлаке, провале и уносе, %, 32 700 – теплота сгорания горючих веществ в этих слагаемых.

Для камерных топок котлов с твердым шлакоудалением производительностью  $D_1$  от 6,94 до 13,88, кг/с, потери с механическим недожогом при сжигании каменных углей и антрацитов составляют согласно аппроксимациям

$$q_4 = 15,833 - 0,6D + 0,006667D^2,$$

где  $D = 3,6 D_1$ .

При увеличении  $D_1$  до 20 кг/с и выше  $q_4$  снижается в 1,5 раза.

При сжигании бурых углей, торфа и сланцев потери  $q_4$  составляют согласно аппроксимациям

$$q_4 = 10,833 - 0,43D + 0,004667D.$$

С увеличением  $D \geq 20$  кг/с  $q_4$  также снижается в 1,5 раза.

Эти аппроксимации, полученные по данным НМ, применяются для котлов с твердым шлакоудалением. Когда известны данные по  $a_{\text{шл+пр}}$ ,  $a_{\text{ун}}$ ,  $\Gamma_{\text{шл+пр}}$ ,  $\Gamma_{\text{ун}}$  для конкретных конструкций слоевых и камерных топок при соответствии топлив

БД-1  $q_4$  определяется по (37). При совместном сжигании пыли ТТ с ЖТ и ГТ  $q_4$  умножается на коэффициент  $a_n$ , где  $n$  равно доле по теплу газа или жидкого топлива:

$$a_n = 1,0 + 5,4n - 12n^2. \quad (38)$$

$Q_4$  котлов с жидким шлакоудалением составляют 3...4 % при сжигании антрацита и полуантрацита, 1,0...1,5 % – при сжигании тощих углей и 0,5 % – при сжигании каменных и бурых углей. При увеличении производительности котла до  $\geq 45$  кг/с эти же угли реализуют процесс сжигания с 6...4 % и 0,5...0,3 %.

*Примечания:*

1. При сжигании высокорекреационных топлив в топках с эжекционными амбразурами или амбразурами с горизонтальными рассекателями потери  $q_4$  увеличиваются в 2 раза для каменных углей и в 1,5 раза для бурых углей по сравнению со значениями, рассчитанными по формулам (36), (37).

2. При снижении производительности до 70 % от номинальной величины  $q_4$  принимается по формулам (36), (37); при производительности, равной 50 %, величина  $q_4$  возрастает в 1,5 раза для всех позиций БД-1, кроме 57,58.

3. При разомкнутых схемах пылеприготовления значения  $q_4$  уменьшаются на 1,0 %.

Потери теплоты  $q_2$  при установке на котле замкнутой системы пылеприготовления соответствуют разности теплосодержаний на выходе из котла и холодного воздуха, %:

$$q_2 = 100Q_2 / Q_{\text{р}}^{\text{п}} = (I_{\text{у.х}} - \alpha_{\text{у.х}} \cdot I_{\text{х.в}}^0) \cdot (100 - q_4) / Q_{\text{р}}^{\text{п}}, \quad (39)$$

где  $I_{\text{х.в}}^0$  определяется по (20)–(22), коэффициент избытка воздуха можно принять равным 1,2.

В (39)  $I_{\text{у.х}}$  – энтальпия уходящих из котла продуктов сгорания среднего состава при температуре  $t$  и теплоемкости  $c_p$ :  $I_{\text{у.х}} = t \cdot c_p$ , где

$$c_p = 0,865 - 0,743t + 0,23t^2, \quad (40)$$

причем вводится значение температуры в °С, деленное на 1000, так, при  $t = 2$  (то есть реальная температура  $t = 2000$  °С)  $c_p = 0,2955$  кДж/м<sup>3</sup>К, а теплосодержание  $I_{\text{у.х}} = 591$  кДж/м<sup>3</sup>.

Потери теплоты от химического недожога возникают при недостатках в организации процесса горения, при этом в продуктах сгорания появляются горючие газы общей теплотой сгорания  $Q_3$ :

$$q_3 = 100Q_3 / Q_{\text{р}}^{\text{п}}. \quad (41)$$

Для котлов с факельными топками и производительностью  $D = 6,94 \dots 13,88$  кг/с,  $q_3 = 0,5$  %, при увеличении  $D \geq 20$ , кг/с,  $q_3 = 0$ , при сжигании жидких и газообразных топлив  $q_3 = 0,5$  % (доменный газ 1,5 %). Для разнообразных конструкций слоевых топок недожог определяется по НМ.

Тепловые потери от кожуха котла в окружающую среду  $q_5$  для стационарных котельных агрегатов с хвостовыми поверхностями принимаются по аппроксимациям:

для интервала  $0 \dots 25 D$ , кг/с ( $0 \dots 90$ , т/ч):

$$q_5 = 1,9 - 0,125D + 0,0033D^2, \% \quad (42)$$

для интервала  $25 \dots 250$ , кг/с:

$$q_5 = 0,95 - 0,55 \cdot 10^{-2} D + 0,1 \cdot 10^{-4} D^2, \% \quad (43)$$

Для стационарных котлов без хвостовых поверхностей типа ДКВр потери  $q_5$  представляются аппроксимациями

$$q_5 = 1,67 - 0,1216D - 0,0185D^2. \quad (44)$$

Аргумент  $D$  в зависимостях (42)–(44) имеет размерность кг/с; в том случае, когда производительность котла более 250 кг/с, тепловые потери принимаются равными 0,2 %. При нагрузках  $D/D_{\text{ном}}$  более 1,25 тепловые потери определяются по формуле

$$q_5 = q_{5\text{ном}} (D/D_{\text{ном}}), \quad (45)$$

где  $q_{5\text{ном}}$  определяется по (42)–(44).

В системе пылеприготовления также имеются тепловые потери, так как она имеет температуру выше температуры воздуха в здании котельной, но эти тепловые потери компенсируются теплотой, выделяющейся при работе мельниц, и поэтому не учитываются. В отдельных газоходах трудно учесть все тепловые потери, поэтому вводится понятие коэффициента сохранения теплоты

$$\varphi = 1 - q_5 / (\eta_{\text{ка}} + q_5), \quad (46)$$

где  $\eta_{\text{ка}}$  – коэффициент полезного действия котла брутто, %:

$$\eta_{\text{ка}} = 100 - \sum q_i. \quad (47)$$

Для учета потерь теплоты неучтенными частями котла, не включенными в циркуляционную систему, вводятся  $q_{6\text{охл}}$ :

$$q_{6\text{охл}} = 100 \cdot Q_{6\text{охл}} / Q_p^p \quad (48)$$

или приближенно

$$q_{6\text{охл}} = 1,2 \cdot 10^5 H_{\text{охл}} / Q_{\text{ка}}, \quad (49)$$

где  $H_{\text{охл}}$  – принимающая лучистый тепловой поток поверхность балок и панелей, обращенная в топку, м<sup>2</sup>;  $Q_{\text{ка}}$  – полное количество теплоты, полезно отданное в котле, кВт:

$$Q_{\text{ка}} = Q_{\text{пол}} = Q_{\text{пол(выр.пара)}} + Q_{\text{пр}} + Q_{\text{исп}} + Q_{\text{п.п}} + Q_{\text{вт.п}}. \quad (50)$$

Потери с теплотой шлака  $q_{6(\text{шл})}$  вводятся в расчет для всех твердых топлив при факельном сжигании с жидким шлакоудалением, а также в котле со словесым процессом, эти потери определяются по нижеприведенной формуле с учетом  $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$ , %

$$q_{6(\text{шл})} = \frac{Q_{6(\text{шл})}}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{a_{\text{шл}} (ct)_{\text{шл}} A^p}{Q_p^p}. \quad (51)$$

Температура шлака при твердом шлакоудалении принимается равной 600 °С, при жидком шлакоудалении – равной температуре нормального жидкого шлакоудаления по данным БД-1.

Так, при  $c = 0,934$  кДж/кг·К,  $(ct)_{\text{шл}} = (0,934 \cdot 600) = 560,4$  кДж/кг, а при доле уноса  $a = 0,95$  ( $a_{\text{шл}} = 1 - 0,95 = 0,05$ ) получаем  $q_{6(\text{шл})} = 28,02 A^p / Q_p^p$ ,

где  $A^p$  определяется по базе данных (БД-1).

Теплота, полезно затраченная на выработку пара:

$$q_1 = q_{\text{пол}} = 100 Q_{\text{пол}} / Q_p^p. \quad (52)$$

При выработке пара в паровом котле вода обычно проходит последовательно водонагревательные, испарительные и пароперегревательные поверхности, но в отдельных случаях парогенератор может не иметь водяного экономайзера или пароперегревателя.

Теплота, воспринятая водой в водяном экономайзере, кВт, составляет

$$Q_{\text{в.э}} = D (i''_{\text{п.в}} - i'_{\text{п.в}}), \quad (53)$$

где  $i'_{\text{п.в}}$ ,  $i''_{\text{п.в}}$  – истинное теплосодержание питательной воды на входе и выходе экономайзера, кДж/кг.

Тепловосприятие испарительных поверхностей после водяного экономайзера, если условно считать пар сухим насыщенным, кВт, составляет

$$Q_{\text{исп}} = D (i_{\text{н.п}} - i''_{\text{п.в}}), \quad (54)$$

где  $i_{\text{н.п}}$  – истинное теплосодержание сухого насыщенного пара, кДж/кг.

Тепловосприятие пароперегревателя, кВт:

$$Q_{\text{п.п}} = D (i_{\text{п.п}} - i_{\text{н.п}}), \quad (55)$$

где  $i_{\text{п.п}}$  – истинное теплосодержание перегретого пара, кДж/кг [8].

Суммарное количество теплоты, пошедшее на выработку пара, кВт:

$$Q_{\text{пол(выр.пара)}} = Q_{\text{в.э}} + Q_{\text{исп}} + Q_{\text{п.п}} = D (i_{\text{п.п}} - i'_{\text{п.в}}). \quad (56)$$

Для определенного солесодержания воды производят непрерывную продувку, что необходимо учесть; кроме того, часто на производственных станциях часть насыщенного пара отпускается потребителю. Поэтому полезно полученное количество теплоты на единицу сжигаемого топлива, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>), в общем виде определяется так

$$Q_{\text{пол}} = D \cdot (i_{\text{п.п}} - i'_{\text{п.в}}) + D_{\text{пр}} \cdot (i_{\text{к.в}} - i'_{\text{п.в}}) + D_{\text{нас}} \cdot (i_{\text{н.п}} - i'_{\text{п.в}}) + D_{\text{вт.п}} \cdot (i''_{\text{вт.п}} - i'_{\text{вт.п}}), \quad (57)$$

где  $D_{\text{пр}}$ ,  $D_{\text{нас}}$ ,  $D_{\text{вт.п}}$  – расход продувочной воды, насыщенного пара и пара через вторичный пароперегреватель, кг/с;  $i_{\text{к.в}}$ ,  $i'_{\text{вт.п}}$ ,  $i''_{\text{вт.п}}$  – энтальпии продувочной воды и пара на входе и выходе вторичного пароперегревателя, кДж/кг.

Значение продувки  $D_{пр}$  для парогенераторов промышленных предприятий доходит до 5...10 % его производительности  $D$ ; для парогенераторов конденсационных электростанций его значение не превышает  $(0,01...0,02)D$ .

$$\text{При продувке менее } 2\% \quad p = \frac{D_{пр}}{D} \cdot 100 \leq 2\%$$

численная величина продувки может не учитываться.

По исходным данным рассчитываются истинные значения теплосодержания для этих величин, согласно аппроксимациям:

для питательной воды:

– для  $t_{п.в} = 10...200\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_{п.в} \leq 3,5\text{ МПа}$

$$i_{п.в} = 4,23 \cdot t_{п.в}; \quad (58)$$

– для  $t_{п.в} = 130...300\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_{п.в} \leq 40\text{ МПа}$

$$i_{п.в} = 4,186 \cdot t_{п.в} - 183,72 P_{п.в} / (390 - t_{п.в}) + 10\,056 / (375 - t_{п.в}) + 1,407 P_{п.в} - 42,74; \quad (59)$$

для насыщенного пара:

– при  $t_{нас} = 180...300\text{ }^\circ\text{C}$

$$i_{нас} = 2807 - 0,0105 \cdot (t_{нас} - 230)^2; \quad (60)$$

для перегретого пара:

– при  $t_{п.п}$  до  $700\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_{п.п}$  до  $60\text{ МПа}$

$$i_{п.п} = 1809,6 + 1,4 \cdot T_{п.п} + 3,79 \cdot 10^{-4} \cdot T_{п.п}^2 + 46,2 \ln T_{п.п} - 3503,1 \cdot P_{п.п} / (T_{п.п} / 100)^{2,82}. \quad (61)$$

Энтальпия котловой воды для продувки определяется по зависимостям (58), (59) в зависимости от места отбора воды для продувки.

На основании этих расчетов с учетом закона сохранения энергии расход топлива, подаваемого в топку, кг/с, определяется по формуле

$$B = 100 Q_{ка} / (Q_p^p \cdot \eta_{ка}). \quad (62)$$

При сжигании смеси двух однородных топлив по формуле (62) находится суммарный расход обоих топлив. Расход каждого топлива подсчитывается по принятому соотношению количеств обоих топлив.

При сжигании смеси твердого (жидкого) и газообразного топлив вначале по (62) определяется расход твердого (жидкого) топлива. Расход газообразного топлива вычисляется по принятому соотношению количеств обоих топлив.

Расход топлива при расчете на рабочее топливо в случае его подсушки уходящими газами по разомкнутому циклу, кг/с, рассчитывается по формуле

$$B = B' (100 - W^p) / (100 - W^p), \quad (63)$$

а также КПД котельного агрегата, %:

$$\eta_{ка} = \eta'_{ка} B' (Q_p^p) / B \cdot Q_p^p, \quad (64)$$

где обозначения со штрихом относятся к подсушенному, а без штриха – к рабочему (сырому) топливу. При определении  $\eta'_{ка}$  в величину  $q_4$  ус-

ловно вводятся потери с уносом пыли из пылеуловителя, которые находятся из расчета системы пылеприготовления.

## 4. Расчетный расход топлива

Для подсчета суммарных объемов продуктов сгорания, воздуха и теплоты, отданной продуктами сгорания в поверхностях нагрева, вводится расчетный расход топлива, вычисляемый за вычетом механической неполноты сгорания топлива, кг/с:

$$B_p = B(1 - q_4/100), \quad (65)$$

где  $B$  – полный расход топлива, поступающего в котельный агрегат по (62), кг/с.

Во все формулы для определения суммарных объемов и количеств теплоты подставляется величина  $B_p$ . Поправка на механическую неполноту сгорания в величины удельных объемов газов и воздуха и их теплосодержания не вносится. Расчет системы пылеприготовления горелок и топливopдачи ведется по полному расходу топлива  $B$ , а при проектном расчете тяги и дутья – по расчетному расходу  $B_p$ .

## 5. Практическое применение полученных зависимостей

Для применения вышеприведенных зависимостей необходимо вначале определить влияние каждого фактора на расход топлива при отклонении фактора от номинала. В качестве номинальных значений можно использовать как данные проектного задания, так и данные стационарного практического режима (регламента). В рамках рассмотренного примера номинальному режиму котла ТПП-210 (Пп-950-255) отвечают паропроизводительность  $D = 263,89\text{ кг/с}$ , температура перегретого пара  $t_{п.п} = 565\text{ }^\circ\text{C}$ , давление перегретого пара  $p_{п.п} = 25,5\text{ МПа}$ , температура питательной воды на входе в котел  $t'_{п.в} = 260\text{ }^\circ\text{C}$ , давление питательной воды на входе  $p_{п.в} = 30,0\text{ МПа}$ . В соответствии с этими данными и зависимостью (62) определен номинальный расход топлива  $B_{ном} = 45,012\text{ кг/с}$ .

Оборудование вторичного перегрева пара характеризуется следующими показателями: температура вторичного перегрева пара на входе в котел  $t'_{вт} = 307\text{ }^\circ\text{C}$ , давление  $p'_{вт} = 3,9\text{ МПа}$ , на выходе из котла  $t''_{вт} = 570\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p''_{вт} = 3,7\text{ МПа}$ .

Для оценки индивидуального влияния каждого из перечисленных факторов необходимо задать отклонения в плюсовую и минусовую область этих факторов и определить соответствующие изменения в расходе топлива. Были заданы изменения в 1,2 раза и были получены аппроксимации:

Область плюс 1,2:

– для температуры питательной воды

$$B = 45,012 + 6,27x - 85,9x^2; \quad (66)$$

– для температуры перегретого пара

$$B = 45,012 + 83,595x - 86,15x^2; \quad (67)$$

– для суммарных тепловых потерь  
 $B = 45,012 + 44,98x;$  (68)

– для расхода пара  
 $B = 45,012 + 36,39x.$  (69)

Область минус 1,2:

– для температуры питательной воды  
 $B = 45,012 + 45,7645x - 86,2x^2;$  (70)

– для температуры перегретого пара  
 $B = 45,012 - 31,78x - 86,4x^2;$  (71)

– для суммарных тепловых потерь  
 $B = 45,012 - 44,98x;$  (72)

– для расхода пара  
 $B = 45,012 - 36,39x.$  (73)

Аргумент  $x$  во всех зависимостях изменяется от 0 до 0,2 и без погрешностей может быть пролонгирован до 0,3. Таким образом, для области уравнения (67) при повышении температуры перегретого пара от 565 до 575 °С, то есть в 1,0177 раза, при  $x = 0,0177$  получаем расход топлива  $B = 46,465$  кг/с. Если такое же снижение температуры перегретого пара определено до величины 555 °С, то из формулы (71) получаем  $B = 44,4225$ , кг/с.

### Заключение

Представленная выше цифровая модель теплового баланса котла производительностью 950 т/ч (263,89 кг/с) может быть применена для разработки режимных карт конкретных котлов,

имеющих соответствующие характеристики. Методологическое значение этой работы заключается в четком изложении численных характеристик, которые необходимо получить для котлов других характеристик.

Научная новизна работы заключается в преобразовании методов получения требуемых характеристик оборудования КА без обращения к НМ.

На промышленных ТЭЦ часто применяются турбины с производственными и теплофикационными отборами, применять вторичный перегрев в этом случае неэкономично. Тогда в соотношении (57) отсутствует последнее слагаемое  $D_{вт.п} (i''_{вт.п} - i'_{вт.п})$  и, соответственно, снижается требуемый расход топлива.

Применяемые обычно рекомендации по стационарным нерасчетным режимам котлов включают изменения  $i''_T$ ,  $t_{п.п}$  и  $p_{п.п}$  при снижении нагрузки от номинальной на 30 %. Кроме необходимых для нормальной эксплуатации параметров котлов в режимной карте рационально привести изменения в расходе топлива при отклонении параметров от номинальных значений и в плюсовую, и в минусовую области, как показано выше. Эти данные дают возможность определить изменения в схеме воздействия на среду обитания. Полученные данные также позволяют значительно уточнить область параметров при оптимизации режимов, что также можно отнести в научной новизне работы.

### Литература

1. *Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод* / Н.В. Кузнецов, В.В. Митор, И.Е. Дубовский, Э.С. Карасина. – Минск: Эколит, 2011. – 206 с.
2. *Теория и практика теплогенерации: учеб.* / С.Н. Гуцин, М.Д. Казяев, Ю.В. Крючков и др.; под ред. В.И. Лобанова и С.Н. Гуцина. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Екатеринбург: УГТУ – УПИ, 2005. – 379 с.
3. *Новые конструкции промышленных печей* / А.М. Вохмяков, М.Д. Казяев, Д.М. Казяев, М.В. Губинский // *Творческое наследие В.Е. Грум-Гржимайло: прошлое, современное состояние, будущее: сб. докл. междунар. науч.-практ. конф.* – Екатеринбург: УрФУ, 2014. – Ч. 1. – С. 114–118.
4. *Казяев, М.Д. Исследование напряженного состояния при нагреве валков холодной прокатки с помощью математического моделирования* / М.Д. Казяев, Ю.А. Самойлович, В.С. Палеев // *Современные научные достижения металлургической теплотехники и их реализация в промышленности.* – Екатеринбург: МИЦ, 2015. – С. 286–294.
5. *Металлургические печи. Теория и расчеты: учеб.: в 2 т.* / В.И. Губинский, В.И. Тимошпольский, В.М., Ольшанский и др. – Минск: Белорусская наука, 2007. – Т. 1. – 596 с.
6. *Ярошенко, Ю.Г. Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии черной металлургии: учеб. пособие* / Ю.Г. Ярошенко, Я.М. Гордон, И.Ю. Ходоровская. – Екатеринбург: ООО «УИПЦ», 2012. – 670 с.
7. *Макаров, Е.Г. Инженерные расчеты в Mathcad 15: учеб. курс* / Е.Г. Макаров. – СПб.: Питер, 2011. – 400 с.
8. *Энергетические угли восточной части России и Казахстана: справ.* / В.В. Богомолов, Н.В. Артемьева, А.Н. Алехнович и др. – Челябинск: УралВТИ, 2004. – 304 с.
9. *Теплообменники энергетических установок: учеб. для вузов* / К.Э. Аронсон, С.Н. Блинков, В.И. Брезгин и др.; под ред. Ю.М. Бродова. – Екатеринбург: Изд-во «Сократ», 2002. – 968 с.
10. *Липов, Ю.М. Компоновка и тепловой расчет парового котла: учеб. пособие для вузов* / Ю.М. Липов, Ю.Ф. Самойлов, Т.В. Виленский. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 208 с.
11. *Стерман, Л.С. Тепловые и атомные электрические станции: учеб. для вузов* / Л.С. Стерман, В.М. Лавыгин, С.Г. Тишин. – М.: Изд-во МЭИ, 2000. – 408 с.
12. *Корн, Г.А. Справочник по математике для научных работников и инженеров: определения, теоремы, формулы* / Г.А. Корн, Т.М. Корн – СПб.: Изд-во «Лань», 2003. – 832 с.

**Торопов Евгений Васильевич**, д-р техн. наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники РФ, старший научный сотрудник, Научно-производственная компания «УралТермоКомплекс», г. Екатеринбург; [evtor@mail.ru](mailto:evtor@mail.ru).

**Лымбина Людмила Ефимовна**, канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск; [lymbinale@susu.ru](mailto:lymbinale@susu.ru).

Поступила в редакцию 27 апреля 2021 г.

---

DOI: 10.14529/power210302

## DIGITAL MODEL OF BOILER HEAT BALANCE

**E.V. Toropov**<sup>1</sup>, [evtor@mail.ru](mailto:evtor@mail.ru),  
**L.E. Lymbina**<sup>2</sup>, [lymbinale@susu.ru](mailto:lymbinale@susu.ru)

<sup>1</sup> *Scientific and Production Company UralTermoComplex, Ekaterinburg, Russian Federation,*

<sup>2</sup> *South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation*

The normative method (NM) of boilers thermal calculation, repeatedly confirmed and refined, contains the structure of ideas and methods that were retained and adapted during the transition to digital technologies. As applied to the analysis of the heat balance of a boiler with flare furnaces, this required the transformation of a large array of initial and reference data, which cannot be applied unchanged when using a computer. This applies to graphical and tabular data, which form up to 80 % of the volume of NM. To obtain the correlation dependences, the authors use a simple and reliable method of unknown coefficients with the inclusion of a verification algorithm, in the case of equidistant arguments these are the Gregory-Newton coefficients. As shown by a preliminary analysis, for almost all dependencies a polynomial of the second degree sometimes replaced by two polynomials is sufficient. By varying the determining factors in the range of nominal values  $\pm 20\%$ , the model response was obtained in the form of a change in fuel consumption. Quantitatively, all material corresponds to the normative data, is presented in digital format and methodically corresponds to the Mathcad-15 package. In contrast to the well-known works in this area, all factors affecting the heat balance are represented by approximations taking into account the variability of temperature and pressure.

*Keywords: digital model, boiler, heat balance, databases, approximations, polynomials.*

### References

1. Kuznetsov N.V., Mitor V.V., Dubovskiy I.E., Karasina E.S. *Teplovoy raschet kotel'nykh agregatov. Normativnyy metod* [Thermal calculation of boiler units. Standard Method]. 2<sup>d</sup> ed., reprint. Minsk, Ekolite Publ., 2011. 296 p.
2. Gushchin S.N., Kazyayev M.D., Kryuchenkov Yu.V. et al.; Lobanov V.I. and Gushchin S.N. (Eds.). *Teoriya i praktika teplogeneratsii: ucheb.* [Theory and practice of heat generation]. Ekaterinburg, UGTU – UPI Publ., 2005. 379 p.
3. Vokhmyakov A.M., Kazyayev M.D., Kazyayev D.M., Gubinskiy M.V. [New designs of industrial furnaces]. *Tvorcheskoye naslediyе V.E. Grum-Grzhimaylo: sb. dokl. mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [The creative heritage of V.E. Groom-Grzhimailo. Proceedings of the International Scientific and Practical Conf.]. Ekaterinburg, UrFU Publ., 2014, part 1, pp. 114–118. (in Russ.)
4. Kazyayev M.D., Samoylovich Yu.A., Paleyev V.S. [Investigation of the stress state during heating of cold rolling rolls using mathematical modeling]. *Sovremennyye nauchnyye dostizheniya metallurgicheskoy teplotekhniki i ikh realizatsiya v promyshlennosti* [Modern scientific achievements of metallurgical heat engineering and their implementation in industry]. Ekaterinburg, MITs Publ., 2015, pp. 286–294. (in Russ.)
5. Gubinskiy V.I., Timoshpol'skiy V.I., Ol'shanskiy V.M. et al. *Metallurgicheskiye pechi. Teoriya i raschety: ucheb.: v 2 t.* [Metallurgical furnaces. Theory and calculations: in 2 volumes]. Minsk, BNTU Publ., 2007, vol. 1. 596 p.
6. Yaroshenko Yu.G., Gordon Ya.M., Khodorovskaya I.Yu. *Energoeffektivnyye i resursosberegayushchiye tekhnologii chernoy metallurgii: ucheb. posobiye* [Energy-efficient and resource-saving technologies of ferrous metallurgy]. Ekaterinburg, OOO “UIPTs” Publ., 2012. 670 p.
7. Makarov E.G. *Inzhenernyye raschety v Mathcad 15: ucheb. kurs* [Engineering Calculations in Mathcad 15]. St. Petersburg, Piter Publ., 2011. 400 p.

- 
8. Bogomolov V.V., Artem'eva N.V., Alekhovich A.N. et al. *Energeticheskiye ugli vostochnoy chasti Rossii i Kazakhstana* [Energy Coals in the Eastern Part of Russia and Kazakhstan]. Chelyabinsk, UralVTI Publ., 2004. 304 p.
9. Aronson K.E., Blinkov S.N., Brezgin V.I. et al.; Brodov Yu.M. (Ed.). *Teploobmenniki energeticheskikh ustanovok: ucheb. dlya vuzov* [Heat exchangers of powerunits]. Ekaterinburg, Sokrat Publ., 2002. 968 p.
10. Lipov Yu.M., Samoylov Yu.F., Vilenskiy T.V. *Komponovka i teplovoy raschet parovogo kotla: ucheb. posobiye dlya vuzov* [Configuration and thermal calculation of a steam boiler]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1988. 208 p.
11. Sterman L.S., Lavygin L.M., Tishin S.G. *Teplovyye i atomnyye elektricheskiye stantsii: ucheb. dlya vuzov* [Thermal and nuclear power plants]. Moscow, MEI Publ., 2000. 408 p.
12. Korn G.A., Korn T.M. *Spravochnik po matematike dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov: opredeleniya, teoremy, formuly* [Mathematical Handbook for Scientists and Engineers]. St. Petersburg, Lan' Publ., 2003. 832 p.

*Received 27 April 2021*

---

#### ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Торопов, Е.В. Цифровая модель теплового баланса котла / Е.В. Торопов, Л.Е. Лымбина // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2021. – Т. 21, № 3. – С. 14–23. DOI: 10.14529/power210302

#### FOR CITATION

Toropov E.V., Lymbina L.E. Digital Model of Boiler Heat Balance. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*, 2021, vol. 21, no. 3, pp. 14–23. (in Russ.) DOI: 10.14529/power210302