УДК 004.942

**АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В КОТЛОАГРЕГАТЕ ПУТЕМ
ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ****Сабитов М.А., Ведерникова Ю.А., Спасибов В.М.***ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», Тюмень,
e-mail: marat-030997@mail.ru, vedernikovaja@tyuiu.ru, spasibovvm@tyuiu.ru*

Интеллектуальные системы управления производством становятся одним из основных средств повышения эффективности функционирования технологических комплексов. Возрастающая наукоемкость производства диктует требования к разработке и построению таких систем, что выражается в создании моделей сложных технологических объектов, на базе которых проводятся все испытания и проверки. В данной статье рассматриваются тепловые процессы, протекающие в пределах котельного агрегата. Эти процессы находят свое отражение в уравнениях теплового баланса по отношению к топочной камере, барабану котла, пароперегревателю. Для описания теплообмена в топке используется модель перемешанного потока. Для связи с тепловым балансом пароперегревателя учитывается несовершенное перемешивание газов на выходе из топочной камеры, для связи с тепловым балансом барабана котла вводится инерционность последнего. Полученная модель позволяет проводить имитационное моделирование для исследования как самих объектов, так и систем управления. В рассмотренном примере в качестве возмущающего воздействия рассматривается линейный рост расхода топлива – природного газа – на 10% за 5 секунд. Графики переходных процессов, происходящих в системе, демонстрируют различную степень зависимости таких выходных величин, как температура перегретого пара на выходе из пароперегревателя, температура в топочной камере и коэффициент полезного действия котлоагрегата, от изменения расхода топлива. Возможности модели не ограничиваются теми, что были показаны в ходе моделирования процесса; в частности могут быть спрогнозированы аварийные ситуации, что повысит безопасность и устойчивость производства.

Ключевые слова: имитационное моделирование, теплоэнергетика, энергоэффективность, котельный агрегат, тепловые процессы, модель перемешанного потока, переходная характеристика

SIMULATION FOR ANALYSIS OF THERMAL PROCESSES IN THE BOILER UNIT**Sabitov M.A., Vedernikova Yu.A., Spasibov V.M.***Tyumen Industrial University, Tyumen, e-mail: marat-030997@mail.ru,
vedernikovaja@tyuiu.ru, spasibovvm@tyuiu.ru*

Intelligent production management systems are becoming one of the main means of improving efficiency of technological systems. The increasing science intensity of production is required the development and construction of such systems and it's represented in the creation of models of complex technological facilities, on the basis of which all tests and inspections are carried out. In this article thermal processes occurring within a boiler unit are considered. These processes are reflected in the equations of heat balance in relation to a combustion chamber, a boiler drum, a superheater. The mixed flow model is used to describe heat transfer in the furnace. The superheater's balance is connected with the chamber's balance by imperfect mixing of gases at the outlet of a chamber. Also thermal inertia of boiler's drum is taken into account. The obtained model allows carrying out simulation for the investigation of both objects and control systems. In the example, the input impact is linear increase of fuel consumption by 10% for 5 seconds. The graphs of the transient processes show a different degree of dependence of such output variables as a temperature in a combustion chamber, a temperature of superheated steam at the outlet of a superheater and efficiency of a boiler. The capabilities of the model are not limited by showed ones. In particular, possible technological accidents can be predicted. That will increase the safety and sustainability of production.

Keywords: simulation, heat power engineering, energy efficiency, boiler unit, thermal processes, model of the mixed flow, transition characteristic

Вопросы эффективного производства тепловой энергии котельными установками принимают особое значение в условиях роста тарифов на топливо и ужесточения экологических требований. При этом эффективность работы котельных установок во многом определяется не только их техническим состоянием, но и применением интеллектуальных систем управления производством, использующих развитые методы и алгоритмы анализа данных [1]. В данной работе предлагается математическая модель, которая представляет собой необходимый шаг для построения интеллектуаль-

ных алгоритмов анализа работы котельного агрегата, причем вид модели и детальность описания объекта определяются ее целевым назначением.

Цель исследования: построение математической модели котлоагрегата и проведение имитационного моделирования, демонстрирующего ее возможности для анализа тепловых процессов.

Материалы и методы исследования

В качестве фундаментальных уравнений при построении данной модели принимаются уравнения теплового баланса для топочной камеры, барабана котла и пароперегревателя.

Тепловой баланс в камере сгорания котла описывается выражением

$$c_{\text{см}} V_{\text{см}} \frac{d\theta_{\text{к}}}{d\tau} = -k_1 A (\theta_{\text{к}} - \theta_{\text{б}}) + G_{\text{т}} (Q_p^{\text{с}} - Q_{\text{ух.г}} - c_{\text{т}} (\theta_{\text{в.г}} - \theta_{\text{т}})), \quad (1)$$

где $c_{\text{см}}$ – средняя объемная теплоемкость газозвдушной смеси в камере сгорания, Дж/(м³·К); $c_{\text{т}}$ – объемная теплоемкость топлива, Дж/(м³·К); $V_{\text{см}}$ – объем газозвдушной смеси, м³; k_1 – коэффициент теплопередачи от дымовых газов, Вт/(м²·К); F – площадь поверхности теплопередачи, м²; $\theta_{\text{к}}$ – температура в камере сгорания, К; $\theta_{\text{б}}$ – температура в барабане котла, К; $\theta_{\text{в.г}}$ – температура воспламенения топлива, К; $\theta_{\text{т}}$ – температура подаваемого в камеру сгорания топлива, К; $G_{\text{т}}$ – объемный расход топлива в камере сгорания, м³/с; $Q_p^{\text{с}}$ – высшая теплота сгорания топлива, Дж; $Q_{\text{ух.г}}$ – потери теплоты с дымовыми газами, покидающими котлоагрегат, Дж.

Уравнение теплового баланса в барабане котла:

$$c_{\text{в}} M_{\text{в}} \frac{d\theta_{\text{б}}}{d\tau} = k_1 A (\theta_{\text{к}} - \theta_{\text{б}}) - G_{\text{пит.в}} c_{\text{пит.в}} (\theta_{\text{б}} - \theta_{\text{пит.в}}) - D \lambda, \quad (2)$$

где $c_{\text{в}}$ – удельная теплоемкость воды в барабане, Дж/(кг·К); $M_{\text{в}}$ – масса воды в барабане котла, кг; $G_{\text{пит.в}}$ – массовый расход питательной воды в барабан, кг/с; $c_{\text{пит.в}}$ – теплоемкость питательной воды, Дж/(кг·К); $\theta_{\text{пит.в}}$ – температура питательной воды, К; λ – удельная теплота парообразования, Дж/кг; D – массовый расход воды на парообразование (паропроизводительность), кг/с.

В адиабатных условиях выделяющееся количество теплоты идет на увеличение степени нагрева дымовых газов [2]. Теоретическую температуру горения топлива в топке $\theta_{\text{к}}$ вычисляют по формуле

$$\theta_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{т}}}{V_{\text{RO}_2} c_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 c_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 c_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_{\text{т}} - 1) V_{\text{O}_2}^0 c_{\text{O}_2}}, \quad (3)$$

где V_{RO_2} , $V_{\text{N}_2}^0$, $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ – теоретические объемы продуктов сгорания топлива, м³/кг; c_{CO_2} , c_{N_2} , $c_{\text{H}_2\text{O}}$, c_{O_2} – средние объемные теплоемкости углекислоты, азота, водяных паров и воздуха, кДж/(м³·К); $\alpha_{\text{т}}$ – коэффициент избытка воздуха в топочной камере.

Аэродинамическое несовершенство топочных устройств проявляется в том, что температура газов по мере движения по газозвдушному тракту понижается, поэтому энтальпию дымовых газов перед пароперегревателем рассчитывают по действительной температуре дымовых газов на выходе из топки:

$$\theta_{\text{м}}^{\text{с}} = \frac{\theta_{\text{к}}}{M \left(\frac{5,7 \cdot 10^{-11} \zeta H_{\text{л}} \gamma \theta_{\text{т}}^3}{\phi G_{\text{т}} c} \right)^{0,6} + 1}, \quad (4)$$

где M – расчетный коэффициент, значение которого определяется относительным местоположением максимума температуры в топке; ζ – условный коэффициент загрязнения лучевоспринимающих поверхностей; γ – степень черноты топки; $H_{\text{л}}$ – лучевоспринимающая поверхность нагрева, м²; ϕ – коэффициент сохранения теплоты; c – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 м³ топлива в интервале температур, кДж/(м³·К).

Энергия пара в пароперегревателе увеличивается за счет теплопередачи от дымовых газов посредством

специально предназначенных для этого конструктивных элементов:

$$G_{\text{т}} \phi [I_{\text{ух}}^{\text{с}} - I_{\text{ух}}^{\text{н}} + \Delta \alpha_{\text{пит}} V_{\text{о}}^0 c_{\text{хв}} \theta_{\text{хв}}] = D (i_{\text{пп}} - i_{\text{пп}}), \quad (5)$$

где $I_{\text{ух}}^{\text{с}}$ и $I_{\text{ух}}^{\text{н}}$ – энтальпия продуктов сгорания перед пароперегревателем и после него, кДж/м³; $\Delta \alpha_{\text{пит}}$ – прирост воздуха в газоходе пароперегревателя; $V_{\text{о}}^0$ – теоретически необходимый объем воздуха для сгорания 1 м³ природного газа, м³; $\theta_{\text{хв}}$ – температура воздуха в котельной, К; $i_{\text{пп}}$ и $i_{\text{пп}}$ – энтальпии перегретого пара на выходе из пароперегревателя и насыщенного пара на входе в пароперегреватель, кДж/кг.

В описание теплового баланса топочной камеры котельного агрегата входит высшая теплота сгорания топлива, которая может быть описана следующим образом на 1 м³ газового топлива:

$$Q_p^{\text{с}} = Q_{\text{н}}^{\text{с}} + Q_{\text{ф.т}} + Q_{\text{ф.в}}, \quad (6)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{с}}$ – низшая теплота сгорания газообразного топлива, кДж; $Q_{\text{ф.т}}$ – физическая теплота топлива, кДж; $Q_{\text{ф.в}}$ – физическая теплота воздуха при его предварительном подогреве вне котельного агрегата, кДж [3].

Тепловые потери, приходящиеся на единицу объема сжигаемого топлива, связаны с недостаточным охлаждением продуктов сгорания за пароперегревателем:

$$Q_{\text{ух.г}} = (V_{\text{ух}} c_{\text{рух}} \theta_{\text{ух}} - \alpha_{\text{ух}} V_{\text{о}}^0 c_{\text{хв}} \theta_{\text{хв}}) \frac{100 - q_4}{100} = (I_{\text{ух}}^{\text{с}} - \alpha_{\text{ух}} I_{\text{хв}}^0) \frac{100 - q_4}{100}, \quad (7)$$

где $V_{\text{ух}}$ – объем уходящих газов на выходе из последнего газохода котлоагрегата на 1 м³ природного газа, м³; $c_{\text{рух}}$ – средняя объемная теплоемкость газов при постоянном давлении, определяемая по $\theta_{\text{ух}}$, кДж/(м³·К); $\theta_{\text{ух}}$ – температура уходящих газов на выходе из последнего газохода, К; $\alpha_{\text{ух}}$ – коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом; q_4 – потеря теплоты от механической неполноты сгорания, %; $I_{\text{хв}}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

Можно предположить, что поверхность теплоприемника мгновенно передает теплоту водному объему. Тогда определяющим пунктом теплообмена становится граница «стенка – вода», которая описывается через коэффициент теплоотдачи α_1 , и выгодно использовать модель перемешанного потока [4]. Количество теплоты, передаваемое от дымовых газов к теплоприемнику за счет излучения и конвекции, рассчитывается следующим образом:

$$Q_1 = g_1 \sigma \cdot (\theta_{\text{б}}^4 - \theta_{\text{к}}^4) + \alpha_{\text{к}} A_1 (\theta_{\text{к}} - \theta_{\text{б}}), \quad (8)$$

где σ – постоянная Стефана – Больцмана, Вт/(м²·К⁴); $\alpha_{\text{к}}$ – коэффициент теплоотдачи топочных газов конвекцией, Вт/(м²·К); A_1 – поверхность теплоприемника, которая получает теплоту конвекцией, м²; g_1 – общее сопротивление передачи теплоты излучением от газа к теплоприемнику, учитывающее многократное отражение от всех поверхностей, и излучение, отраженное от экранов [5]. Если отражающая и поглощающая поверхности разделены, причем последняя представляет собой плоскость, общее сопротивление излучению равно

$$g_1 = \frac{A_{\text{т}}}{(1/C_1 \varepsilon_1) + [(1 - \varepsilon_{\text{г}})/(1 - C_1 \varepsilon_{\text{г}})] \cdot [(1/\varepsilon_{\text{г}}) - 1]}, \quad (9)$$

где $\varepsilon_{\text{г}}$ – средний коэффициент излучения газа; ε_1 – коэффициент излучения поверхности поглощения

теля; C_1 – доля общей поверхности, перекрываемой поверхностью поглотителя теплоты. Расчет степени черноты газов ε_r смеси H_2O и CO_2 можно провести по упрощенной методике:

$$\varepsilon_r = 1 - e^{-10kpS_{эф}}, \quad (10)$$

где k – коэффициент ослабления лучей в смеси, определяемый эмпирической формулой

$$k = 0,8 \frac{1 + 20P_{H_2O}}{\sqrt{10P \cdot S_{эф}}} \cdot \left(1 - 0,38 \cdot \frac{\theta_k}{1000}\right), \quad (11)$$

где $P = P_{H_2O} + P_{CO_2}$ – суммарное парциальное давление водяного пара и углекислого газа, МПа; $S_{эф}$ – эффективная длина луча, м [6].

Выражение (9) учитывает лишь часть термического сопротивления, относящуюся к границе «дымовые газы – стенка». Полное сопротивление вычисляется по формуле

$$R = \frac{1}{\alpha_{r1}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{r2}}, \quad (12)$$

где α_{r1} – эквивалентный коэффициент теплоотдачи от топочных газов стенке, Вт/(м²·К); α_{r2} – коэффициент теплоотдачи от стенки к воде, Вт/(м²·К); δ – толщина стенки, м; λ – теплопроводность стенки, Вт/м·К [7]. В результате работы теплообменника на поверхности теплопередачи образуются осадки, которые могут заметно увеличить сопротивление теплопередаче.

На величину коэффициента α_{r2} влияет давление p_n и плотность теплового потока q :

$$\alpha_r = 3,0 \cdot q^{0,7} \cdot p_n^{0,15}. \quad (13)$$

Характер изменения α_{r2} не является монотонным и проходит через два кризиса кипения. Расчет первой и второй критических тепловых нагрузок выполняют с использованием гидродинамической модели кризисов кипения С.С. Кутателадзе.

Пароперегреватели в зависимости от ключевого способа теплопередачи подразделяют на конвективные, радиационные и полурadiационные. Вне зависимости от типа пароперегревателя при сжигании и газообразного топлива, и мазута коэффициент теплопередачи k_2 определяется по формуле

$$k_2 = \psi \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (14)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к поверхности пароперегревателя, Вт/(м²·К); α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки пароперегревателя насыщенному пару, Вт/(м²·К) [8]. При моделировании технических объектов и систем теплоэнергетики расчет ключевых величин может быть выполнен с опорой на условия подобия [9]. Коэффициент теплоотдачи от стенки к пару при продольном омывании нагретым паром рассчитывается следующим образом:

$$\alpha_2 = \alpha_n \cdot C_d, \quad (15)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи, значение которого определяется по номограмме в зависимости от

технологических параметров пара; C_d – поправка на диаметр, определяется по дополнительной номограмме в зависимости от внутреннего диаметра пароперегревателя.

Механизм теплопроводности при кипении описывается моделью пограничного слоя; с этой позиции правомерно оперировать коэффициентом теплоотдачи $\alpha_{кип}$, который позволяет судить о характере кипения, тем самым сократив риск выхода из строя тепловых элементов энергетических установок [10].

Полученная система уравнений (1–15) является моделью с сосредоточенными параметрами, которая при введении инерционности пароводяного тракта позволяет оценить реакцию системы на возмущающее воздействие по расходу топлива.

Результаты исследования и их обсуждение

Возможности модели иллюстрируются на примере модельного эксперимента, в качестве исходных данных использовались технические характеристики котлоагрегата БКЗ-210-140. Это котельный агрегат однокотловый, вертикально-водотрубный, с естественной циркуляцией П-образной компоновки (табл. 1).

Таблица 1
Характеристики БКЗ-210-140

Наименование	Величина
Паропроизводительность, т/ч	210
Температура перегретого пара, °С	545
Температура питательной воды, °С	230
Лучевоспринимающая поверхность нагрева экранов топки, м ²	716
Поверхность нагрева пароперегревателя, м ²	2561
Давление в барабане котлоагрегата, кгс/см ²	155
Водяной объем котла, м ³	58,5
Паровой объем котла, м ³	30,7
Объем топочной камеры, м ³	1093

Для получения динамических характеристик объекта используется возмущающее воздействие по расходу топлива, которым является природный газ. Состав топлива приведен в табл. 2.

На пятой секунде наносится возмущающее воздействие по расходу топлива G_r , который на седьмой секунде превышает начальное значение на 10%. С помощью уравнений (1–15) получены графики изменения температуры в топочной камере θ_k , температуры перегретого пара $\theta_{пп}$ и коэффициента полезного действия котельного агрегата η (рисунок).

Таблица 2

Состав топлива

	CH_4	C_2H_2	C_2H_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	N_2	CO_2	H_2
%	97,84	0	0	0,1	0,03	0,02	0,01	1,7	0,3	0

Результаты модельного эксперимента

Результаты имитационного моделирования иллюстрируют, что процессы в топочной камере протекают с достаточно высокой скоростью, что согласуется с кинетикой горения при перемешанном потоке.

Заключение

Возможности модели не ограничиваются результатами приведенного эксперимента. Построенная модель котлоагрегата позволяет оценивать в то же время инерционность барабана котла, которая обуславливает большую задержку в динамике нагрузки, что важно для прогнозирования аварийных режимов, вытекающих из выхода технологических параметров на новые установившиеся значения. Таким образом, учет в модели разнотемповости тепловых процессов в котельном агрегате является основанием для предотвращения возможных аварийных ситуаций (например, пережога экранных труб).

Модель обладает и другими полезными свойствами: предполагая безотказную работу системы управления технологическим процессом, она оставляет тем не менее пространство для испытания различных алгоритмов управления и устройств, отрабатывающих простейшие законы регулирования или их комбинацию.

Дальнейшее развитие работы авторам видится в направлении доработки модели,

позволяющей рассматривать работу котлоагрегата под нагрузкой, например, в составе энергоблока. Это расширит возможности анализа, повысив в то же время практическую ценность исследования.

Список литературы

1. Хорошев Н.И. Интеллектуализация процесса поддержки принятия решений при эксплуатации энергетических котельных установок // Системы. Методы. Технологии. 2017. № 2. С. 66–73.
2. Кудинов А.А. Горение органического топлива: учеб. пособие. М.: ИНФРА-М, 2015. 390 с.
3. Хзмалян Д.М. Теория горения и топочные устройства: учеб. пособие для студентов высш. учеб. заведений. М.: «Энергия», 1976. 488 с.
4. Бобровская Е.И., Двоеглазова М.О., Семенова Н.В. Методы теплового расчета газотрубных котлов // Динамика систем, механизмов и машин. 2012. № 2. С. 65–68.
5. Мартыненко О.Г. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Т. 2. М.: Энергоатомиздат, 1987. 352 с.
6. Кривандин В.А. Теория, конструкция и расчеты металлургических печей: учебник для техникумов. Т. 1. М.: Металлургия, 1986. 479 с.
7. Бухмиров В.В. Тепломассообмен: учеб. пособие. Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энерг. ун-т имени В.И. Ленина», 2014. 360 с.
8. Ерофеев В.Л. Теплотехника. В 2 т. Том 1. Термодинамика и теория теплообмена: учебник для бакалавриата и магистратуры. М.: Издательство Юрайт, 2016. 308 с.
9. Семенов Б.А. Инженерный эксперимент в промышленной теплотехнике, теплоэнергетике и теплотехнологиях: учеб. пособие. СПб.: Издательство «Лань», 2013. 400 с.
10. Айнштейн В.Г. Процессы и аппараты химической технологии. Общий курс. М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2014. 1758 с.