

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НАГРЕВА ВОДЫ И ПАРООБРАЗОВАНИЯ В ТОПОЧНОМ ПРОСТРАНСТВЕ КОТЛОАГРЕГАТА СКД

Ткаченко В.Н., Дзюба А.В.

Донецкий национальный технический университет, г. Донецк
кафедра автоматизации и телекоммуникаций

E-mail: andy@fcita.dn.ua

Abstract

Tkachenko V.N., Dzyuba A.V. Mathematical model of water heating and steam generation in furnace space of super critical pressure steam boiler. Current paper presents mathematical model of water heating and steam generation obtained from heat boil model and hydrodynamical model of moving water-steam mixture. This model allows further development of control algorithm based temperature regulation by changing fuel flow rate.

Для повышения надежности и продления срока службы теплоэнергетического оборудования необходимо управлять переходными режимами работы котлоагрегата СКД таким образом, чтобы исключить значительные градиенты температур во времени и пространстве в теплоэнергетическом оборудовании котла. Системы управления, основанные на применении локальных регуляторов, не обеспечивают достаточной плавности переходных процессов. Решение такой задачи (управление траекториями переходных процессов) может быть осуществлено на основе достаточно точной математической модели, учитывающей пространственную распределенность основных параметров котлоагрегата [1,2]. Таким образом, для создания эффективных компьютерных систем управления необходима математическая модель, позволяющая рассчитывать требуемые управляющие воздействия. Вариант такой модели предлагается в данной статье.

Целью математического моделирования является получение математической зависимости температуры пароводяной смеси на выходе из топочного пространства $t_{вз}$ (перед встроенной задвижкой) от расхода питательной воды $G_{пв}$ и расхода топлива $G_{т}$, с учетом основных процессов теплообмена в топочном пространстве котла.

Тепловая модель котла.

Модель должна учитывать основные статьи теплового баланса в топочном пространстве (внешний теплообмен):

- тепловыделение при сжигании топлива,
- поглощение тепла металлическими поверхностями труб экранов,
- теплопередачу к пароводяной смеси,
- поглощение тепла металлическими поверхностями перепонки экрана,
- тепловые потери через несущую стенку котла в окружающую среду.

Моделирование внутреннего теплообмена должно проводиться с учетом теплофизических свойств воды и водяного пара, которые зависят от температуры и давления, а также с учетом расхода тепла на фазовый переход воды в пар (скрытой теплоты парообразования).

Основные параметры внешнего теплообмена полагаются изменяющимися по высоте топочного пространства по ходу движения продуктов горения, возникающих при сжигании топлива. Задача внутреннего теплообмена решается только для одной трубы пакета. Для описания изменения параметров пароводяной смеси используется другая пространственная координата, что позволяет рассматривать фактическую скорость движения пароводяной смеси относительно моделируемой трубы. Между обеими координатами устанавливается

простая взаимосвязь, позволяющая проводить совместный расчет задач внешнего и внутреннего теплообменов. Таким образом, движущаяся смесь в трубе имеет кроме абсолютной скорости также и скорость относительно координаты y (по высоте топки котла).

Настоящая модель отражает передачу тепла от факела к стенке котла и далее в окружающую среду, а также к составляющим узлам котлоагрегата и нагреваемой пароводяной смеси. Предполагается, что металлические соединительные перепонки пакета труб передают тепло от факела к стенкам трубы.

Основные тепловые потоки в топочном пространстве представлены на рис.1.

Процесс моделирования распадается на три этапа: расчет нагрева воды до начала кипения, расчет парообразования в пароводяной смеси (при этом предполагается, что процесс идет при постоянной температуре смеси и воспринимаемое тепло полностью идет на фазовый переход). Последний этап состоит в расчете динамики температуры и давления пара.

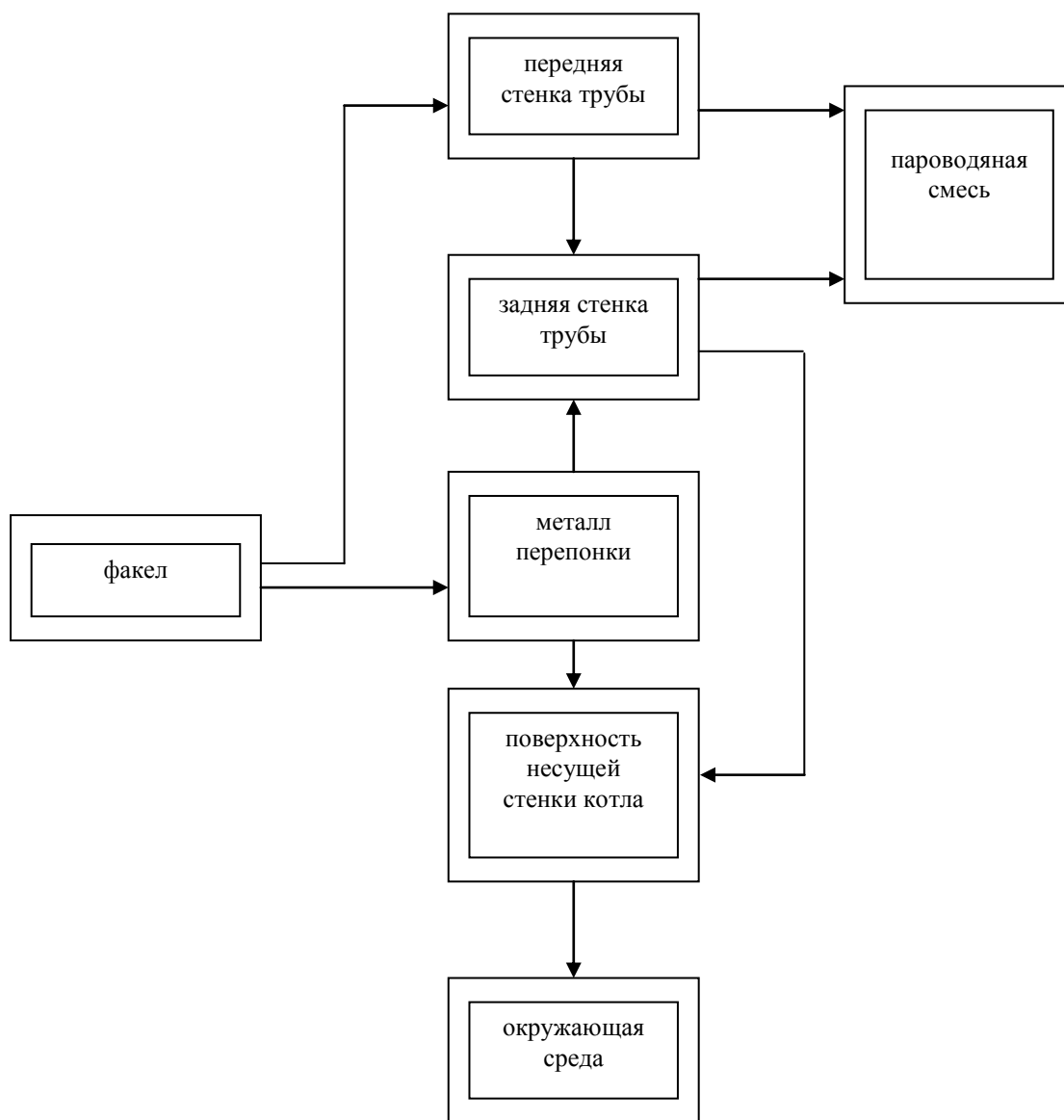


Рисунок 1 — Структурная схема передачи тепла в топке котла от факела к тепловоспринимающим поверхностям

Процесс нагрева внешней стенки трубы описывает балансовое соотношение

$$\begin{aligned}
 S_T C_T \rho_T \frac{\partial t_1(\tau, y)}{\partial \tau} = & \alpha_1^1 (t_\Phi(\tau, y) - t_1(\tau, y)) + \sigma (t_\Phi^4(\tau, y) - t_1^4(\tau, y) + \\
 & + \frac{\lambda_m}{l} (t_m(\tau, y) - t_1(\tau, y)) - \alpha_2^1 (t_1(\tau, y) - t_s(\tau, y)) - \\
 & - \frac{\lambda_T}{l_T} (t_1(\tau, y) - t_2(\tau, y)),
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$t_1(0, y) = t_1^0(y),$$

где: S_T — толщина стенки трубы; C_T — коэффициент теплопроводности металла трубы; ρ_T — плотность металла трубы; t_1 — температура стенки трубы условно передней к факелу; t_2 — температура стенки трубы условно задней от факела; t_Φ — температура факела; t_B — температура воды в трубе; t^* — температура кипения; α_1^1 — коэффициент конвективной теплопередачи от факела к передней стенке трубы; σ — коэффициент теплопередачи излучением от факела к передней стенке трубы; α_2^1 — коэффициент теплопередачи от передней стенки трубы к воде; λ_T — коэффициент теплопроводности металла трубы; l_T — характерный размер стенки трубы (половина длины окружности диаметра равного полусумме внутреннего и внешнего диаметра трубы); λ_m — коэффициент теплопроводности металла перепонки, соединенной с трубой; l_m — характерный размер металлической перепонки; t_m — температура металлических перепонки; t_1^0 — начальное распределение температуры в передней стенке трубы.

В уравнении (1) первые три члена задают потоки тепла от факела конвекцией и излучением, а также теплопередачей от металла перепонки, два последних задают тепловые потоки от стенки трубы к пароводяной смеси и к внутренней стороне трубы теплопроводностью.

Следующее балансовое соотношение для металлической перепонки отражает передачу тепла от факела через перепонку к стенкам трубы (теплопроводностью) и к стенке котла (конвекцией):

$$\begin{aligned}
 S_m C_m \rho_m \frac{\partial t_m(\tau, y)}{\partial \tau} = & \sigma_m (t_\Phi^4(\tau, y) - t_m^4(\tau, y)) + \alpha_1^2 (t_\Phi(\tau, y) - \\
 & - t_m(\tau, y)) - \frac{\lambda_m}{l_m} (t_m(\tau, y) - t_1(\tau, y)) - \frac{\lambda_m}{l_m} (t_m(\tau, y) - t_2(\tau, y)) + \\
 & + \alpha_2^2 (t_m(\tau, y) - t(\tau, s, y))
 \end{aligned} \tag{2}$$

$$t_m(0, y) = t_m^0(y),$$

где: S_m — толщина металлической пластины; C_m — коэффициент теплопроводности металла трубы; ρ_m — плотность металла пластин; α_1^2 — коэффициент теплопередачи от факела к металлу пластин; t — температура стенки котла; α_2^2 — коэффициент теплопередачи от металлических пластин к стенке котла; t_m^0 — начальное распределение температуры в металлических пластинах.

Процесс роста содержания пара в смеси описывает одномерное условие Стефана с границей раздела фаз движущейся в радиальном направлении

$$\lambda_s \frac{\partial t_s}{\partial r} \Big|_{r=R} = \rho_B \alpha V(\tau, y), \tag{3}$$

где: λ_s — эффективный коэффициент теплопроводности пароводяной смеси; ρ_B — плотность воды; α — теплота фазового перехода; V — скорость роста паросодержания в смеси; R — радиус трубы.

Практический опыт показывает, что, во-первых, образование пара происходит в непосредственной близости от стенки трубы, во-вторых, пузырьки пара, отрываясь в результате движения под давлением, смешиваются с водой, образуя в сечении трубы, начиная с некоторого малого удаления от стенки трубы, однородную структуру.

Тепловой поток на границе трубы определяется следующим образом

$$\lambda_s \frac{\partial t_s}{\partial r} \Big|_{r=R} = \alpha_3 (t_{sr}(\tau, y) - t_s(\tau, y)),$$

где: α_3 — коэффициент теплопередачи от металла трубы к воде; $t_{sr}(\tau, y) = [t_1(\tau, y) + t_2(\tau, y)] / 2$ — средняя по периметру температура трубы.

Еще одно балансовое соотношение описывает передачу тепла через заднюю стенку трубы от воды к стенке котла. Влияние воздушной прослойки на теплообмен между трубой и стенкой котла учитывается коэффициентом теплопередачи α_2^4

$$\begin{aligned} S_T C_T \rho_T \frac{\partial t_2(\tau, y)}{\partial \tau} &= \alpha_1^4 (t_\phi(\tau, y) - t_2(\tau, y)) + \sigma (t_\phi^4(\tau, y) - t_2^4(\tau, y)) - \frac{\alpha_2^4}{\delta_5} (t_2(\tau, y) - \\ &- t(\tau, s, y)) + \frac{\lambda_m}{l_m} (t_m(\tau, y) - t_2(\tau, y)) - \frac{\lambda_T}{l_T} (t_1(\tau, y) - t_2(\tau, y)) - \alpha_3^4 (t_2(\tau, y) - \\ &- t_s(\tau, y)) \end{aligned} \tag{4}$$

$$t_2(0, y) = t_2^0(y),$$

где: α_2^4 — коэффициент теплопередачи от задней стенки трубы к стенке котла; δ_5 — воздушный зазор между стенкой трубы и стенкой котла; t_2^0 — начальное распределение температуры в задней стенке трубы.

Расчет температуры факела по высоте котла выполняется на основе следующего балансового уравнения:

$$\begin{aligned} S_\phi C_{n_2} v_{n_2} \frac{\partial t_\phi(\tau, y)}{\partial y} &= - \frac{\partial q_f}{\partial y} \varepsilon + P_T [\alpha_1^1 (t_\phi(\tau, y) - t_1(\tau, y)) + \\ &+ \sigma (t_\phi^4(\tau, y) - t_1^4(\tau, y))] + P_p [\alpha_1^2 (t_\phi(\tau, y) - t_m(\tau, y)) + \\ &+ \sigma_m (t_\phi^4(\tau, y) - t_m^4(\tau, y))], \end{aligned} \tag{5}$$

где: S_ϕ — сечение факела; C_{n_2} — коэффициент теплоемкости продуктов горения; v_{n_2} — скорости движения продуктов горения; q_f — средний химический недожог (полагаем изменяющимся по экспоненте по высоте факела); ε — температура горения топлива; P_T, P_p — периметры труб и перепонки в поперечном сечении топки.

Гидродинамическая модель движущейся по трубе пароводяной смеси.

Для того чтобы учесть потери тепла на фазовый переход и гидравлическое сопротивление при движении в трубе пароводяной смеси, рассматривается гидродинамическая модель движения смеси в трубе.

Уравнение неразрывности представим в виде

$$S \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial M}{\partial \xi} = 0 \quad (6)$$

где ξ — координата по длине трубопровода; S — сечение трубы, $S = \text{const}$; ρ — плотность пароводяной смеси; v_s — скорость движения смеси в трубе, V — удельный объём.

Учитывая, что поток массы $M = v_s S \rho$, уравнение (6) можно переписать в виде

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial (V_s \rho)}{\partial \xi} = 0 \quad (7)$$

Уравнение сохранения энергии принимает следующий вид

$$S \left(\rho \frac{\partial i}{\partial \tau} - \frac{\partial \rho}{\partial \tau} \right) + M \left(\frac{\partial i}{\partial \xi} + \frac{DV_s}{d\tau} + g \frac{\partial h}{\partial \xi} \right) = q_{ct} \quad (8)$$

где i — энтальпия смеси,

$$\frac{DV_s}{d\tau} = \frac{\partial V_s}{\partial \tau} + V_s \frac{\partial V_s}{\partial \xi},$$

$$q_{ct} = \alpha_s (t_{sr} - t_s)$$

α_s — коэффициент конвективной теплопередачи от стенки трубы к пароводяной смеси, P — давление; q_{ct} — тепловой поток от стенки трубы к пароводяной смеси, приходящейся на единицу трубы.

Уравнение движения для одномерного течения смеси:

$$\rho \frac{DV_s}{d\tau} + \frac{\partial P}{\partial \xi} + g \rho \frac{\partial h}{\partial \xi} + f_z = 0 \quad (9)$$

где f_z — гидравлическое сопротивление, отнесенное к единице длины трубы и к единице его сечения.

Умножив уравнение (9) на SV и преобразовав, получаем

$$M \frac{DV_s}{d\tau} + Mg \frac{\partial h}{\partial \xi} = -SV \frac{\partial P}{\partial \xi} - SV f_z \quad (10)$$

Подставив выражение (10) в энергетическое уравнение (8) приведем его к более удобному для расчетов виду

$$S \cdot \rho \left(\frac{\partial i}{\partial \tau} + V_s \frac{\partial i}{\partial \xi} \right) - S \left(\frac{\partial P}{\partial \tau} + V_s \frac{\partial P}{\partial \xi} \right) = q_{ct} + SV_s f_z \quad (11)$$

Скорость движения пароводяной смеси в вертикальном направлении v_s может быть выражена через скорость движения смеси по трубе V_s так:

$$v_s = \frac{L_K}{L_T} \cdot V_s,$$

где $\frac{L_K}{L_T}$ — отношение высоты котла к усредненной длине пакета труб.

Скорость движения смеси по трубе связана с известной величиной расхода воды G_B :

$$G_B = S_{II} \cdot V_s,$$

где S_{II} — сечение пакета труб.

Для расчета математической модели (1)–(11) необходимо иметь информацию о термодинамических свойствах воды и пара таких, как теплоемкость C , плотность ρ .

Эти и многие другие термодинамические параметры связаны между собой уравнениями термодинамики [4], с помощью которых можно выразить множество одних параметров через другие. Для рассматриваемой модели удобно определять термодинамические свойства как функции текущих параметров давления P и температуры T нагреваемой в трубах среды, т.к. эти параметры измеряются штатными средствами контроля современных парогенераторов.

Для вычислений теплофизических свойств воды и водяного пара в широком диапазоне изменения температур и давлений используется пакет программ "WaterSteam-Pro", в котором реализовано более 200 функций для вычислений свойств воды и водяного пара по формулам, предложенным Международной Ассоциацией по Свойствам Воды и Водяного Пара. Термодинамические свойства вычисляются по Формуляции 1997 года "Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam" IAPWS [5].

Выводы. Таким образом предложенная модель позволяет достаточно точно представить пространственную распределенность основных параметров котлоагрегата за счет совместного описания внешнего теплообмена, учитывающего основные тепловые потоки в топочном пространстве и внутреннего теплообмена. Модель учитывает тепловые процессы фазового перехода, а также зависимость теплофизических свойств пароводяной смеси от переменных пространства состояний. Если теплофизические свойства пароводяной смеси используются в модели, как известные функции температуры и давления, то параметры внешнего теплообмена необходимо определять на основе решения задачи идентификации.

Использование такой модели дает возможность разработать алгоритм управления температурной средой до встроенной задвижки путем изменения расхода топлива и дает математический инструментарий для его построения. Актуальной задачей является адаптация модели в режиме реального времени.

Литература

1. Astrom, K. J., Bell, R. D. Drum-boiler dynamics. *Automatica*, 36, 2000. — С. 363—378.
2. Bell, R. D., Astrom, K. J. Dynamic models for boiler-turbine-alternator units: Data logs and parameter estimation for a 160 MW unit. Report TFRT-3192, Lund Institute of Technology, Sweden, 2001.
3. Б. М. Яворский, А.А Детлаф Справочник по физике. — М.: Наука, 1974. — 942 с.
4. Вукалович М.П., Новиков И.И. — М.: Термодинамика, 1984. — 453 с.
5. APWS «Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. International Association for the Properties of Water and Steam» / Executive Secretary R.B. Dooley. Electric Power Research Institute. Palo Alto. CA 94304, USA, 1997.