

УДК 621.181:519.876(04)

**Математическое моделирование
физико-химических процессов
сжигания углей в камерных топках
котельных агрегатов на основе пакета
прикладных программ FIRE 3D**

А.В. Гиль¹, А.В. Старченко²

¹*Томский политехнический университет*

²*Томский государственный университет*

E-mail: AndGil@tpu.ru

Выполнены исследования топочных процессов сжигания полифракционного высокозольного каменного экибастузского угля в топочной камере котельного агрегата ПК-39 и высоковлажного бурого березовского угля в топке котла БКЗ-210-140 на основе математического моделирования с использованием пакета прикладных программ FIRE 3D [1–3]. Приведены результаты численного моделирования процессов аэродинамики, теплообмена и горения в топочном объеме и их сравнение с результатами натуральных испытаний.

Ключевые слова: котел, уголь, горение, теплообмен, аэродинамика, температура, влажность угля, математическое моделирование.

Введение

Непрерывное и устойчивое развитие компьютерных технологий изменило подходы к инженерному проектированию и выполнению исследований. Если раньше принимаемое технологическое решение в основном полагалось на теорию и эксперимент, то теперь добавился третий подход в виде численного моделирования.

В работе [4] отмечалось, что создание современных высокофорсированных, экономичных и надежных парогенераторов требует овладения методами рационального проектирования топочных камер. Расчет многих сложных задач теории горения, теплообмена, аэродинамики и других стал возможным с появлением современных средств вычислительной техники, однако методы расчета топочной камеры, базирующиеся на нормативном методе [5], практически не учитывают локальных особенностей упомянутых процессов. Поэтому для повышения надежности и улучшения качества проектирования большую практическую значимость приобретает разработка методов комплексных расчетов топочных устройств с учетом пространственного характера аэродинамики, воспламенения и выгорания пылеугольного факела, теплообмена, а также прогнозирования условия выбросов вредных веществ, образующихся в топочной камере.

Для исследования и анализа газодинамики и теплофизических процессов в энергетических установках в настоящее время активно применяются как разработанные за рубежом (ANSYS CFD (Fluent & CFX), STAR-CD, FLOW3D, OpenFOAM и др.), так и отечественные (Flow Vision, VP2/3, SigmaFlow, FIRE 3D и т. п.) пакеты прикладных программ, которые работают для различных условий моделирования с использованием сеточных методов с улучшенной сходимостью [2, 6, 7].

Универсальные программные комплексы ANSYS CFD, STAR-CD, Flow Vision имеют в своем составе большое количество параметризаций физико-математических явлений, что существенно усложняет выбор адекватной модели и метода расчета, построение численной модели и настройку программного комплекса для обеспечения качественных расчетов сложных аэротермохимических процессов, повышая возможность получения ошибочных результатов. Чтобы добиться хороших результатов моделирования процессов в конкретной предметной области нужно пройти обучение в специальном сертифицированном центре и получить достаточный опыт работы с выбранным программным комплексом. Кроме того, не стоит забывать, что большинство доступных для моделирования процессов в энергетических установках пакетов прикладных программ являются коммерческими (например, ANSYS CFD, STAR-CD, Flow Vision и т. п.). Пакет прикладных программ FIRE 3D [2], как и программный комплекс SigmaFlow [7], в большей части ориентирован на моделирование физико-химических процессов в пылеугольных топках и газоходах котельных агрегатов, используемых в России, и содержит необходимый для этого набор современных моделей.

Разработанный в ТГУ и ТПУ пакет FIRE 3D не только свободно применяется студентами и сотрудниками вузов для решения задач теплоэнергетики методами математического моделирования, но и в случае необходимости программный код модифицируется для обеспечения целей моделирования (например, для исследования процессов в стационарном или циркулирующем кипящих слоях, сжигания водоугольного топлива и др.).

В предлагаемой версии пакета прикладных программ FIRE 3D добавлен модуль учета выхода влаги из угольных частиц в процессе их перемещения по объему пылеугольной топки. Эта модификация пакета FIRE 3D предназначена для моделирования процессов сжигания низкокачественных бурых углей с высокой влажностью или специально приготовленного водоугольного топлива. В связи с этим, целью работы является построение математической модели аэротермохимических процессов, происходящих в пылеугольных топках при сжигании различных по влажности твердых топлив, и ее апробации на известных экспериментальных данных для промышленных котельных агрегатов.

1. Математическая модель

Для достижения высококачественных расчетов при предпроектной проработке конструктивных особенностей и режимных параметров работы топочных камер котельных агрегатов в ТГУ и ТПУ разработан пакет прикладных программ FIRE 3D на основе Эйлера–Лагранжева способа описания аэротермохимических процессов в газодисперсных средах [1–3].

Согласно принятому подходу, теплообмен и горение в газовой фазе представляются на основе эйлера способа описания, т. е. используются стационарные пространственные уравнения баланса массы, импульса, концентраций газовых компонентов и энергии для газовой смеси. Лагранжев подход применяется для описания движения и тепломассообмена одиночных частиц топлива и золы вдоль их траекторий с учетом обратного влияния дисперсной фазы на несущую среду. Турбулентные характеристики газа рассчитываются с использованием двухпараметрической k - ε модели турбулентности, также учитывающей влияние движущихся

частиц [8, 9]. Радиационный теплообмен в двухфазном потоке представляется в рамках Р1 приближения метода сферических гармоник, который показывает хорошие результаты применения к пылеугольным топкам [8].

Считается, что подача топливоздушнoй смеси и воздуха не зависит от времени и осуществляется равномерно по сечениям амбразур горелок. Поступающие в топку полидисперсные частицы антрацита и каменных углей содержат влагу после пылесистемы: $W^{пл} \leq W^{гн}$ — влага гигроскопическая, а при сжигании бурых углей $W^{пл} > W^{гн}$. Перемещаясь по топочному объему, частицы топлива продолжают нагреваться за счет радиационно-конвективного теплообмена и их сушка продолжается в топке. При дальнейшем нагреве (выше 600 К) начинается выход летучих компонентов, их воспламенение, горение и догорание коксового остатка. Предполагается, что газовая среда в топке состоит из химически инертных: молекулярного азота N_2 , двуокиси углерода CO_2 , паров воды H_2O , а также реагирующих O_2 , CO и летучих. Таким образом, математическая постановка задачи с учетом перечисленных факторов при описании аэродинамики, теплообмена и горения в газовой фазе, содержащей полидисперсную реагирующую угольную пыль, в топке котла имеет описываемый ниже вид.

1) Уравнение изменения массы газовой смеси за счет выхода влаги, летучих и горения коксового остатка:

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_i} = J_{\text{evap}} + J_{\text{vap}} + J_{\text{char}}, \quad (1)$$

где ρ — плотность газовой смеси, U_i ($i = 1, 2, 3$) — компоненты скорости газа, x_i ($i = 1, 2, 3$) — декартовы координаты, J_{evap} , J_{vap} , J_{char} — массовые скорости испарения влаги, выхода летучих и догорания коксового остатка.

2) Уравнения изменения массы газовых компонентов:

$$\frac{\partial \rho C_{N_2} U_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial C_{N_2}}{\partial x_i} \right), \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho C_{O_2} U_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial C_{O_2}}{\partial x_i} \right) - \beta_{\text{vol}} J_{\text{vol}} - \beta_{\text{CO}} J_{\text{CO}} - J_{\text{char}}^{O_2}, \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho C_{\text{vol}} U_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial C_{\text{vol}}}{\partial x_i} \right) + \alpha_{\text{vap}} J_{\text{vap}} - J_{\text{vol}}, \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho C_{\text{CO}} U_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial C_{\text{CO}}}{\partial x_i} \right) + J_{\text{char}}^{\text{CO}} - J_{\text{CO}}, \quad (5)$$

$$\frac{\partial \rho C_{H_2O} U_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial C_{H_2O}}{\partial x_i} \right) + J_{\text{evap}} + \gamma(1 + \beta_{\text{vol}}) J_{\text{vol}}, \quad (6)$$

$$\sum_{j=N_2, O_2, \text{vol}, CO, CO_2, H_2O} C_j = 1, \quad (C_{N_2} + C_{O_2} + C_{\text{vol}} + C_{\text{CO}} + C_{\text{CO}_2} + C_{H_2O} = 1). \quad (7)$$

Здесь C_j — концентрации газовых компонентов; μ_t , Sc_t — турбулентная вязкость газа и турбулентное число Шмидта ($Sc_t = 0,9$); J_{vol} — массовая скорость горения летучих, зависящая от скорости химической реакции горения углеводоро-

дов $C_m H_n$; β_{vol} — количество O_2 , необходимое для сгорания 1 кг летучих; β_{CO} — количество O_2 , необходимое для сгорания 1 кг оксида углерода; J_{CO} — массовая скорость реакции горения $CO + 1/2 O_2 = CO_2$; α_{vap} — массовая доля горючих летучих; γ — доля H_2O в продуктах горения летучих.

Массовая скорость горения летучих J_{vol} зависит от скорости химической реакции углеводородов $C_m H_n$, $J_{vol, ch}$ и интенсивности турбулентного смешения реагирующих компонентов $J_{vol, dif}$ [10, 11]:

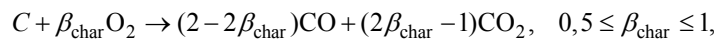
$$J_{vol} = \min(J_{vol, dif}, J_{vol, ch}), \quad (8)$$

$J_{vol, ch} = k_{vol} \rho^2 C_{vol} C_{O_2} \exp(-E_{vol}/R_0 T)$, $k_{vol} = 10^{10}$ ($м^3/кг \cdot с$) — предэкспоненциальный множитель скорости горения летучих, $E_{vol} = 153000$ Дж/моль — энергия активации скорости горения летучих, $R_0 = 8,314$ (Дж/моль)·К — универсальная

газовая постоянная, $J_{vol, dif} = \min \left[4C_{vol}, \frac{4C_{O_2}}{\beta_{vol}}, \frac{2(C_{H_2O} + C_{CO_2} + C_{CO})}{1 + \beta_{vol}} \right] \frac{\rho \varepsilon}{k}$.

$$J_{CO} = \min \left[\min \left[4C_{CO}, \frac{4C_{O_2}}{\beta_{CO}}, \frac{2C_{CO_2}}{1 + \beta_{CO}} \right] \frac{\rho \varepsilon}{k}, \right. \\ \left. \rho^2 C_{CO} \sqrt{C_{O_2} C_{H_2O}} k_{CO} \exp(-E_{CO}/R_0 T) \right], \quad (9)$$

где $k_{CO} = 5,42 \cdot 10^9 \cdot м^3/(кг \cdot с)$, $E_{CO} = 126000$ Дж/моль [12], $J_{char}^{O_2}$, J_{char}^{CO} — массовая скорость поглощения O_2 и образования CO при горении коксового остатка угольной частицы, β_{char} — количество O_2 , необходимое для сгорания 1 кг коксового остатка, принимается в соответствии с химической моделью горения кокса [13], учитывающей размер частиц кокса и их температуру в соотношении CO/CO_2 в продуктах сгорания:



где
$$\beta_{char} = \begin{cases} (f+2)/(2f+2), & d_p \leq 50 \text{ мкм}, \\ \left[\frac{2f+2}{f+2} - \frac{f(d_p - 50 \text{ мкм})}{(f+2)950 \text{ мкм}} \right]^{-1}, & 50 \text{ мкм} \leq d_p \leq 1000 \text{ мкм}, \\ 1, & d_p > 1000 \text{ мкм}, \end{cases}$$

$f = 2500 \exp[-6240/T_p]$, d_p — размер частиц, T_p — температура частиц. Согласно этой модели, при относительно низких температурах частиц или для крупных частиц (> 1000 мкм) образуется при горении кокса только CO_2 . Для частиц размером менее 1000 мкм при горении кокса могут образовываться как CO , так и CO_2 в зависимости от температуры коксового остатка.

3) Уравнения количества движения для газовой фазы:

$$\frac{\partial \rho U_i U_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \rho g_j + F_j + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \mu_T) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left[\rho k + (\mu + \mu_T) \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right] \right], \quad j = 1, 2, 3, \quad (10)$$

где p — давление, μ_T — турбулентная вязкость, μ — молекулярная вязкость, k — энергия турбулентности, δ_{ij} — символы Кронеккера ($\delta_{ii} = 1$, $\delta_{ij} = 0$ ($i \neq j$)), g_j — проекции ускорения свободного падения на декартовы оси, F_j — компоненты силы межфазного взаимодействия между частицами и несущей средой.

4) Уравнение энергии для газа:

$$\frac{\partial \rho U_i c T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_T}{Pr_t} \right) c \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] + Q_{vol} J_{vol} + Q_{CO} J_{CO} - \frac{\partial q_i^{rad}}{\partial x_i} + \Theta, \quad (11)$$

где c — теплоемкость смеси газов, Pr , Pr_t — молекулярное и турбулентное ($Pr_t = 0,9$) числа Прандтля, T — температура газа, Q_{vol} и Q_{CO} — тепловые эффекты реакций горения летучих и угарного газа, q_i^{rad} — компоненты вектора радиационного теплового потока, Θ — интенсивность теплообмена между несущей средой и частицами.

5) Уравнение состояния:

$$\rho = \frac{p}{R_0 T \left[\frac{C_{O_2}}{M_{O_2}} + \frac{C_{N_2}}{M_{N_2}} + \frac{C_{vol}}{M_{vol}} + \frac{C_{CO}}{M_{CO}} + \frac{C_{CO_2}}{M_{CO_2}} + \frac{C_{H_2O}}{M_{H_2O}} \right]}, \quad (12)$$

где M_j — молекулярные веса компонентов газовой смеси, R_0 — универсальная газовая постоянная, p — давление.

6) Моделирование турбулентной структуры основано на использовании k - ε модели турбулентности, учитывающей наличие в потоке дисперсных частиц [1, 8, 9]:

$$\frac{\partial \rho U_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \varepsilon - S_k, \quad (13)$$

$$\frac{\partial \rho U_i \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 1} G_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} - C_{\varepsilon 3} S_k \frac{\varepsilon}{k}, \quad (14)$$

$$\mu_T = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon. \quad (15)$$

Здесь $G_k = \left[\mu_T \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \right] \frac{\partial U_i}{\partial x_j}$, S_k — дополнительная диссипация турбулентной энергии, обусловленная влиянием дисперсной фазы,

$\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $C_{\varepsilon 3} = 1,83$, $C_\mu = 0,09$, k — энергия турбулентности газа, ε — скорость диссипации энергии турбулентности.

Как показывают многочисленные примеры применения [11–14], такой версии k - ε модели для исследования внутренних турбулентных течений в крупногабаритных устройствах и аппаратах (в том числе и в топках котлов) вполне достаточно при имеющемся уровне неопределенности целого ряда входных параметров рассматриваемого процесса.

7) Перенос тепла излучением описывается P1 приближением метода сферических гармоник [8], который представляется следующей системой уравнений:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{1}{3\chi_e} \frac{\partial H}{\partial x_i} \right) = -a_g(4\sigma T^4 - H) - S_H, \quad (16)$$

$$\partial q_i^{\text{rad}} / \partial x_i = a_g(4\sigma T^4 - H), \quad (17)$$

где H — пространственная плотность падающего излучения, a_g — коэффициент поглощения излучения трехатомными составляющими дымовых газов, χ_e — коэффициент ослабления термического излучения трехатомными компонентами газов и частицами, σ — постоянная Стефана–Больцмана.

Численное описание движения полидисперсных частиц топлива в топке котла выполнено при помощи лагранжевого подхода. Основная идея этого способа представления поведения дисперсной фазы заключается в том, что весь спектр частиц пылеугольного топлива, поступающего в топочную камеру, разбивается на N групп. При этом считается, что поведение каждой группы частиц может быть охарактеризовано поведением ее представителя — пробной одиночной частицы-маркера. Т. е. свойства, которыми в настоящий момент времени обладает частица-маркер, распространяются на все частицы группы, которые представляет частица-маркер. Для расчета параметров, характеризующих теплофизическое состояние частицы-маркера, используется следующая система обыкновенных дифференциальных уравнений [14]:

8) Уравнения движения частицы-маркера i -ой группы ($i=1, \dots, N$):

$$dU_j^i / dt = (U_j - U_j^i) / \tau_i + g_j; \quad j = 1, 2, 3. \quad (18)$$

Здесь
$$\tau_i = \frac{4\rho_p d_{pi}}{3c_{D_i} \rho |\tilde{U}^i - \tilde{U}|}, \quad c_{D_i} = \begin{cases} \frac{24}{\text{Re}_i} (1 + 0,15 \text{Re}_i^{0,687}), & \text{Re}_i \leq 1000, \\ 0,44, & \text{Re}_i > 1000, \end{cases}$$

$$\text{Re}_i = \frac{\rho \sqrt{\sum_{j=1}^3 (U_j^i - U_j)^2} d_{pi}}{\mu},$$

где U_j^i — компоненты скорости частиц, U_j — компоненты скорости газа, g_j — проекции ускорения свободного падения на декартовы оси, ρ_p — плотность частиц, d_{pi} — размер частиц i -й группы, c_{D_i} — коэффициент сопротивления частиц.

9) Уравнения изменения массы и температуры частицы-маркера:

$$\frac{dm_i}{dt} = -\dot{M}_i^{\text{evap}} - \dot{M}_i^{\text{vap}} - \dot{M}_i^{\text{char}}, \quad (19)$$

$$m_i c_p \frac{dT_i}{dt} = Q_{\text{char}} \dot{M}_i^{\text{char}} + \pi d_{pi}^2 \left[\alpha_{\text{conv}} (T - T_i) + \varepsilon_p (H - 4\sigma T_i^4) \right] - Q_{\text{vap}} \dot{M}_i^{\text{vap}} - L_{\text{evap}} \dot{M}_i^{\text{evap}}. \quad (20)$$

Здесь m_i — масса одиночной частицы с диаметром d_{pi} , c_p — теплоемкость частицы, Q_{char} — калорийность коксового остатка, Q_{vap} — тепло, необходимое для выхода летучих, L_{evap} — скрытая теплота парообразования, ε_p — степень черноты частицы, α_{conv} — коэффициент конвективной теплоотдачи одиночной частицы: $\alpha_{conv} d_{pi} / \lambda = 2 + 0,459 \text{Re}_i^{0,55} \text{Pr}^{0,33}$, $\lambda = \mu c / \text{Pr}$ — коэффициент теплопроводности газа, T — температура дымовых газов, T_i — температура i -й частицы угля [15].

10) При вычислении массовой скорости сушки частицы используется следующий закон [13]:

$$\dot{M}_i^{\text{evap}} = \pi d_{pi}^2 k_c \left((\rho C_{\text{H}_2\text{O}})_{\text{surf}} - (\rho C_{\text{H}_2\text{O}}) \right), \quad (21)$$

где $k_c = (D_{\text{H}_2\text{O}} / d_{pi}) (2 + 0,6 \text{Re}_i^{0,5} \text{Sc}^{0,33})$ — коэффициент массопереноса, $D_{\text{H}_2\text{O}}$ — коэффициент диффузии пара, $(\rho C_{\text{H}_2\text{O}})_{\text{surf}}$ — плотность и концентрация водяного пара на поверхности частицы топлива.

Массовая скорость выхода летучих \dot{M}_i^{vap} определяется по закону Аррениуса [8, 16]:

$$\dot{M}_i^{\text{vap}} = k_{\text{vap}} \exp(-E_{\text{vap}} / R_0 T_i) f_{\text{vo}} \cdot m_{0i}, \quad (22)$$

где m_{0i} — начальная масса сухой частицы с диаметром d_{pi} , f_{vo} — массовая доля летучих в сухом угле, k_{vap} — предэкспонент, E_{vap} — энергия активации.

Скорость горения коксового остатка зависит от кинетической скорости химической реакции горения углерода и от интенсивности диффузии окислителя к поверхности частицы [13],

$$\dot{M}_i^{\text{char}} = \pi d_{pi}^2 \rho C_{\text{O}_2} \frac{K_K K_D}{K_K + K_D}. \quad (23)$$

Здесь $K_K = k_{\text{char}} \exp(-E_{\text{char}} / R_0 T_i)$, k_{char} , E_{char} — определяются по виду сжигаемого

топлива согласно [16]. Для K_D используется формула $K_D = \frac{D_{\text{O}_2}}{d_{pi}} (2,0 + 0,16 \text{Re}_i^{0,667})$,

в которой коэффициент диффузии определяется по зависимости [4]: $D_{\text{O}_2} = 16 \cdot 10^{-6} \left(\frac{T}{273} \right)^{1,9}$.

При столкновении частицы-маркера со стенкой возможны следующие ситуации. Если температура частицы меньше температуры шлакования, то частица, ударившись о стенку, отскакивает обратно в топку. При этом ее температура, модуль скорости и направление движения изменяются. Если температура частицы выше температуры шлакования, то частица прилипает к поверхности стенки топki, слежение за ее движением прекращается и рассчитывается скорость осаждения для соответствующей части поверхности топчного объема [16, 17].

Для определения положения, компонент скорости, массы и температуры топливных частиц-представителей при их движении по топчному объему и обратного влияния дисперсной фазы на несущую среду в настоящей работе использовался подход, опирающийся на применение формул приближенного аналитического решения системы обыкновенных дифференциальных уравнений для параметров частицы-маркера.

В описанной математической модели 1)–10) необходимо определить члены в уравнениях переноса, которые представляют влияние частиц на характеристики несущей среды: J_{evap} , J_{vap} , J_{char} , F_j , Θ , S_k , S_H .

11) Значения J_{evap} , J_{vap} , J_{char} , F_j , Θ , S_k , S_H для каждого контрольного объема вычисляются по формулам [8, 11, 14, 18]:

$$J_{\text{evap}} = -\frac{1}{V} \sum_{i=1}^N \frac{\Delta m_i^{\text{evap}}}{m_{0i}} \dot{m}_{0i}, \quad (24)$$

$$J_{\text{vap}} = -\frac{1}{V} \sum_{i=1}^N \frac{\Delta m_i^{\text{vap}}}{m_{0i}} \dot{m}_{0i}, \quad (25)$$

$$J_{\text{char}} = -\frac{1}{V} \sum_{i=1}^N \frac{\Delta m_i^{\text{char}}}{m_{0i}} \dot{m}_{0i}, \quad (26)$$

$$F_j = \frac{1}{V} \sum_{i=1}^N \gamma_i (U_j^i - U_j) \dot{m}_i t_i, \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \Theta = & -\frac{1}{V} \sum_{i=1}^N \left[Q_{\text{char}} \Delta m_i^{\text{char}} + \bar{m}_i c_p \Delta T_i - Q_{\text{vap}} \Delta m_i^{\text{vap}} - L_{\text{vap}} \Delta m_i^{\text{evap}} \right] \frac{\dot{m}_{0i}}{m_{0i}} - \\ & -\frac{1}{V} \sum_{i=1}^N \left[c_p T_i + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^3 (U_j - U_j^i)^2 \right] \dot{m}_i + \frac{1}{V} \sum_{i=1}^N \frac{\dot{m}_i t_i}{\tau_i} \sum_{j=1}^3 (U_j - U_j^i)^2 + \\ & + \frac{1}{V} \sum_{i=1}^N \left[\frac{\pi d_i^2}{m_{0i}} \varepsilon_p (H - 4\sigma T_i^4) \right] \dot{m}_{0i} t_i, \end{aligned} \quad (28)$$

$$S_k = \frac{2k}{V} \sum_{i=1}^N \frac{\dot{m}_i t_i}{\tau_i + T_L}, \quad T_L = \frac{0,41k}{\varepsilon}, \quad (29)$$

$$S_H = \frac{\varepsilon_p}{V} \sum_{i=1}^N \pi d_{pi}^2 (4\sigma T_i^4 - H) \frac{\dot{m}_{0i}}{m_{0i}} t_i. \quad (30)$$

Здесь N — число частиц-представителей прошедших через рассматриваемый конечный объем, имеющий размер V ; $\Delta m_i = \Delta m_i^{\text{evap}} + \Delta m_i^{\text{vap}} + \Delta m_i^{\text{char}}$ — изменение массы i -й частицы в процессе испарения влаги, выхода летучих и горения коксового остатка за время прохождения частицей данного контрольного объема, m_{0i} — начальная масса частицы-маркера, \dot{m}_{0i} и \dot{m}_i — начальный и текущий массовые расходы частиц данной фракции, t_i — время прохода i -й частицы через контрольный объем V , \bar{m}_i — средняя масса i -й частицы в контрольном объеме, ΔT_i — изменение температуры частицы в контрольном объеме V , S_H — поглощение излучения топливными частицами.

Задание граничных условий для системы уравнений (1–7, 10–14, 16, 17) определяется типом границы [8, 19]. Для входных границ используются известные однородные распределения для всех характеристик. На выходных границах ставятся мягкие граничные условия, причем положение выходных границ в этом случае должно быть достаточно удалено от зон возможной рециркуляции потока. Если течение является симметричным относительно некоторой плоскости, то эта

плоскость симметрии выбирается в качестве границы и на ней задаются условия симметрии (равенство потоков через эту границу и производных по нормали к ней). В качестве граничных условий на стенках топочного объема используются условия прилипания для скорости, граничные условия первого рода для температуры газа, равенство нулю производной по нормали концентраций компонент газа. Метод пристеночных функций [8] использован для определения трения на стенках топочной камеры τ_w , конвективной составляющей теплового потока q_w^{conv} , значений энергии турбулентности и скорости ее диссипации в пристеночной области. Применение метода пристеночных функций позволяет избежать необходимости использования большого числа точек разностной сетки для описания поведения характеристик потока вблизи твердой границы. Для условий, реализующихся в пылеугольной топочной камере (малоинерционные частицы в небольшом количестве), допустимо применение метода пристеночных функций для однофазных течений [19]:

$$\tau_w = \frac{\rho_s u_s C_\mu^{1/4} \kappa k_s^{1/2}}{\ln\left(EC_\mu^{1/4} k_s^{1/2} \rho_s y_s / \mu \right)}, \quad \kappa = 0,42, \quad E = 9,0, \quad C_\mu = 0,09;$$

$$\varepsilon_s = \frac{\left(k_s C_\mu^{1/2} \right)^{3/2}}{\kappa y_s}; \quad (G_k)_s = \frac{(\mu_T)_s |\tau_w|}{\rho_s (\kappa y_s)^2};$$

$$q_w^{\text{conv}} = \frac{\rho_s (T_s - T_w) c C_\mu^{1/4} k_s^{1/2}}{\text{Pr}_t \frac{\ln\left(EC_\mu^{1/4} k_s^{1/2} \rho_s y_s / \mu \right)}{\kappa} + 8,74 \text{Pr}_t f\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \right)};$$

$$f\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \right) = \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} - 1,0 \right) \left(\frac{\text{Pr}_t}{\text{Pr}} \right)^{1/4}, \quad \text{Pr}_t = 0,9,$$

где y_s — расстояние от стенки до ближайшего узла расчетной сетки (предполагается, что y_s находится вне вязкого подслоя); u_s , $(\mu_T)_s$, ε_s , $(G_k)_s$ — скорость потока, турбулентная вязкость газа, диссипация и генерация энергии турбулентности при $y = y_s$; величина k_s определяется из соответствующего уравнения k - ε модели турбулентности в предположении отсутствия диффузионного потока через грань, совпадающую со стенкой. Граничные условия для уравнения (16) записываются в виде:

$$\frac{1}{3\chi_e} \frac{\partial H}{\partial n_w} = \frac{\varepsilon_w}{2(2 - \varepsilon_w)} (H - 4\sigma T_w^4), \quad (31)$$

где n_w — координата, отсчитываемая по нормали к поверхности стенки, $\varepsilon_w = \varepsilon_T \psi$ — степень черноты стенки, ε_T , ψ — степень черноты топки и коэффициент тепловой эффективности теплообменных экранов, которые определяются на основе нормативного метода [5].

Численное решение поставленной задачи основывается на применении метода конечного объема, структурированных сеток, метода фиктивных областей и неявных разностных схем [8, 18]. При аппроксимации конвективных членов использовалась монотонизированная линейная противопотоковая схема Ван Лира, обеспечивающая второй порядок точности на участках монотонного изменения зависимой переменной, а для диффузионных — аналог центрально-разностной

схемы второго порядка. Полученные системы сеточных уравнений решались итерационным явным методом Булеева [19]. При расчете согласованных полей скорости и давления применялась процедура SIMPLE [18].

Для доказательства применимости разработанного вычислительного кода необходимо провести качественный и количественный сравнительный анализ результатов математического моделирования с натурными экспериментами.

2. Объект и условия моделирования

В качестве объектов для тестирования модели в настоящей работе выбраны два котельных агрегата — ПК-39 и БКЗ-210-140, абсолютно разных в конструктивном исполнении, по условиям подачи топливно-воздушной смеси и сжигаемому твердому топливу.

2.1. Моделирование котельного агрегата ПК-39

2.1.1. Описание котла ПК-39 и условий подачи топливно-воздушной смеси

Котлоагрегат ПК-39 паропроизводительностью 950 т/ч, рассчитанный на закритические параметры пара ($P = 25$ МПа, $t = 565$ °С), имеет двухкорпусное симметричное исполнение с двумя независимыми пароводяными потоками. Каждый корпус представляет собой котел производительностью 475 т/ч, выполненный по Т-образной компоновке с вынесенной конвективной шахтой (рис. 1).

Топочная камера (открытая, с твердым шлакоудалением) имеет следующие габариты: по высоте 35,235 м, в плане — $7,762 \times 10,76$ м, полностью экранирована трубами диаметром 32 мм с шагом 38 мм. Боковые экраны в нижней части топки образуют скаты холодной воронки, а в верхней — сужение. На боковых стенах топки в 2 яруса встречно расположены 12 вихревых лопаточно-лопаточных горелок на уровнях 7,315 м и 10,115 м по высоте топки. Диаметр горелочных устройств по каналу подачи топливно-воздушной смеси составляет 550 мм, по каналу вторичного воздуха — 1080 мм.

В табл. 1 представлены состав сжигаемого экибастузского угля и характеристики подачи топливно-воздушной смеси и вторичного воздуха через горелочные устройства котла ПК-39 в топочную камеру.

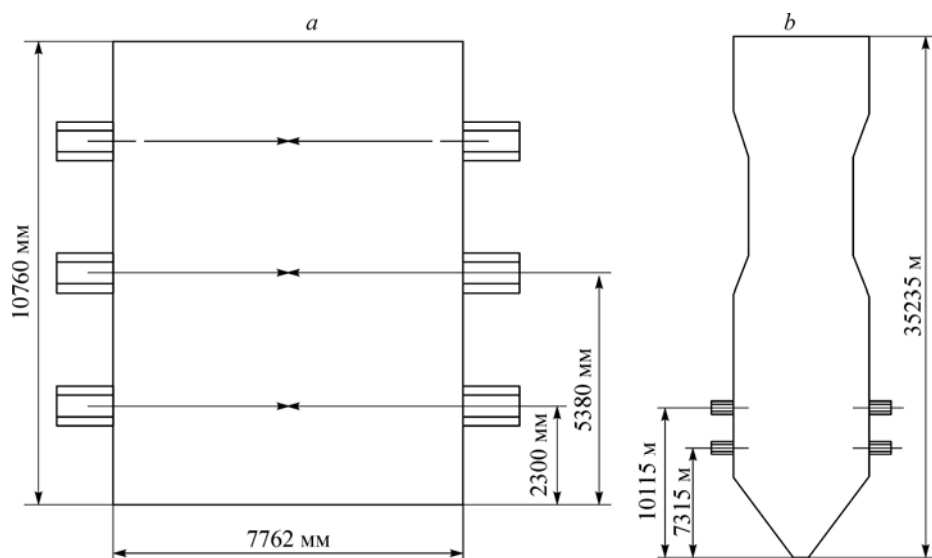


Рис. 1. Эскиз топки котла ПК-39.
Горизонтальное (а) и вертикальное (б) сечения.

Таблица 1
Технологические условия подачи пылевоздушной смеси

Топливо	Экибастузский 1СС
Влажность W_t^r , %	6,3
Зольность A^r , %	41,7
Содержание серы $S_p^r + S_0^r$, %	0,26
Содержание углерода C^r , %	41,6
Содержание водорода H^r , %	2,85
Содержание азота N^r , %	0,68
Содержание кислорода O^r , %	6,8
Низшая теплота сгорания Q_t^r , МДж/кг	16,44
Выход летучих V^{daf} , %	25
Коэффициент избытка воздуха α_T	1,28
Скорость аэросмеси V_1 , м/с	19,6
Скорость вторичного воздуха V_2 , м/с	28,4
Параметр крутки: — аэросмеси n_1 , — вторичного воздуха n_2	1,15 1,8
Тонина помола $R_{90}; R_{200}$, %	11,5; 1,6
Температура аэросмеси T_1 , °С	163
Температура вторичного воздуха T_2 , °С	310
Расход топлива на котел B_p , т/ч	81,39

Экспериментальные данные предоставлены ЗАО «СибКОТЕС» для топки котла ПК-39 с вихревыми горелками при сжигании экибастузского угля. Программа экспериментальных комплексных исследований топочных процессов в топке котла ПК-39 включала в себя следующие основные задачи: изучение аэродинамики, процессов воспламенения и выгорания экибастузского угля, изучение особенностей теплообмена и др.

Учитывая большие габариты топочной камеры, для исследования физических процессов рассмотрена часть объема топки, включающая область работы одной горелки нижнего яруса (горелка № 9).

Таким образом, на горизонтальном участке факела поля скоростей, состав газов, температур и концентрации пыли снимались на уровне расположения осей нижнего яруса горелок на расстоянии 0,225, 0,64, 1,28 и 1,99 м от устья горелки, что составляло соответственно $0,165 \cdot d_a$; $0,47 \cdot d_a$; $0,94 \cdot d_a$; $1,471 \cdot d_a$ (d_a — диаметр амбразуры горелки).

В соответствии с поставленными задачами были экспериментально изучены характеристики процессов воспламенения на начальном участке факела и горения по всей длине, а именно: аэродинамическая структура факела, характер температурных полей, распределение несгоревшего топлива, кислорода и продуктов реакции в различных сечениях. На основе полученной в натурных исследованиях информации и результатов численного моделирования физических процессов в топочной камере котла ПК-39 с использованием пакета прикладных программ FIRE 3D выполнен сравнительный анализ адекватности применяемого способа математического моделирования.

2.1.2. Результаты численного моделирования топочных процессов в топке котла ПК-39

Стоит отметить, что при численном расчете топочных процессов в топке котла ПК-39 размер сетки — 234432 ячейки, число пробных частиц на этапе Лагранжева моделирования, зависящее от фракционного состава топлива, учета влияния турбулентных пульсаций и количества ячеек в сечении амбразуры горелки, составляет 3660 на одну горелку. Критерии сходимости вычисляемого процесса по окончании 550 расчетных итераций имели следующие значения: расхождение скорости — 0,017 %, норма невязки уравнений движения не превышает 0,19 %, дисбаланс теплообмена не превышает 0,95 %, дисбаланс по общей массе — не более 1,7 %.

На рис. 2 представлены результаты натурных экспериментов и математического моделирования в графическом виде. Из графиков видно, что результаты численного расчета дают подобные профили зависимых переменных в сравнении с данными измерений, проведенных в топке котла. Причем большинство экспериментальных точек совпадают, либо находятся в непосредственной близости со значениями численного расчета. Однако в то же время имеются точки, где результаты измерений и расчета имеют достаточно большие расхождения, что можно объяснить несогласованностью значений, определяющих изменение параметров,

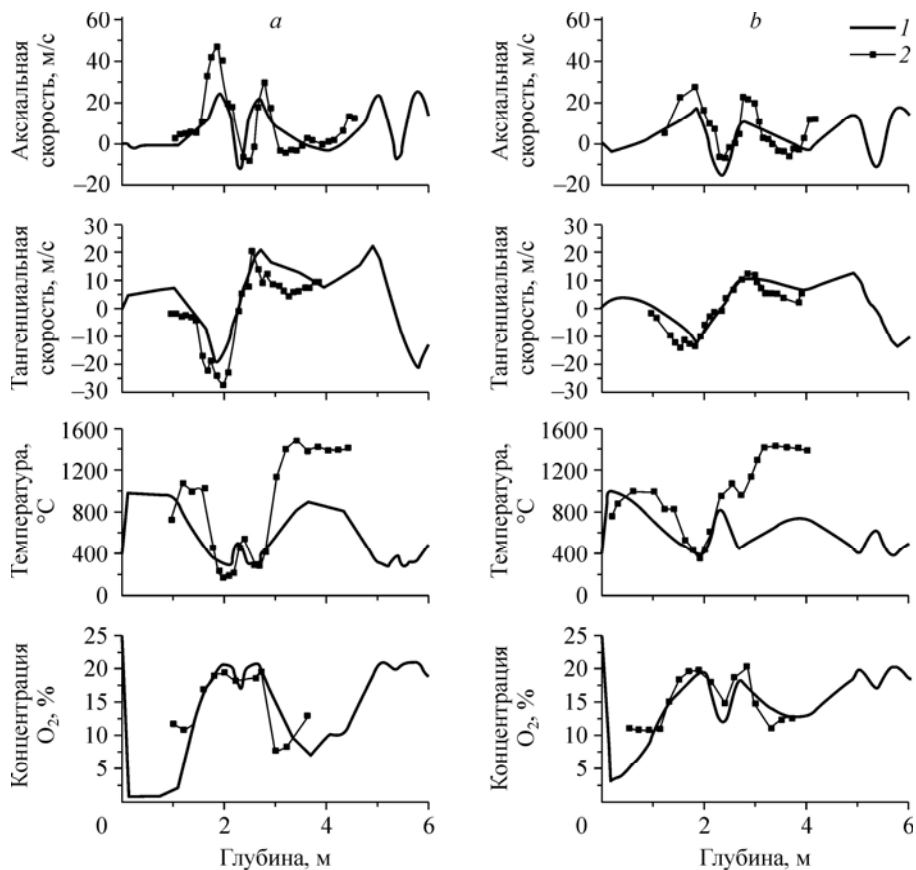


Рис. 2.

или некачественной обработкой результатов экспериментальных измерений, а также стоит отметить, что до настоящего времени не существует универсальных пакетов прикладных программ, которые могли бы учитывать все условия протекания многомасштабных физических процессов в топочной камере вследствие большой трудоемкости разработки и описания численного алгоритма. Кроме того, многие процессы до конца не изучены с физической точки зрения.

На рис. 3 представлены изменения максимальных и средних в горизонтальных сечениях значений температуры, а также средней в горизонтальных сечениях концентрации кислорода в зависимости от вертикальной координаты, полученные на основе математического моделирования и экспериментальных данных по котлу ПК-39. Также представлено значение температуры на выходе из топки, рассчитанное по нормативному методу [5]. Из графиков видно, что результаты исследований имеют достаточно близкие значения и качественно незначительно отличаются друг от друга. Если провести сравнение результатов численного моделирования с результатами, полученными по нормативному расчету, то разница между значениями температур составляет 60 °С, но нормативный метод не дает описания пространственного характера процесса горения и аэродинамики топки.

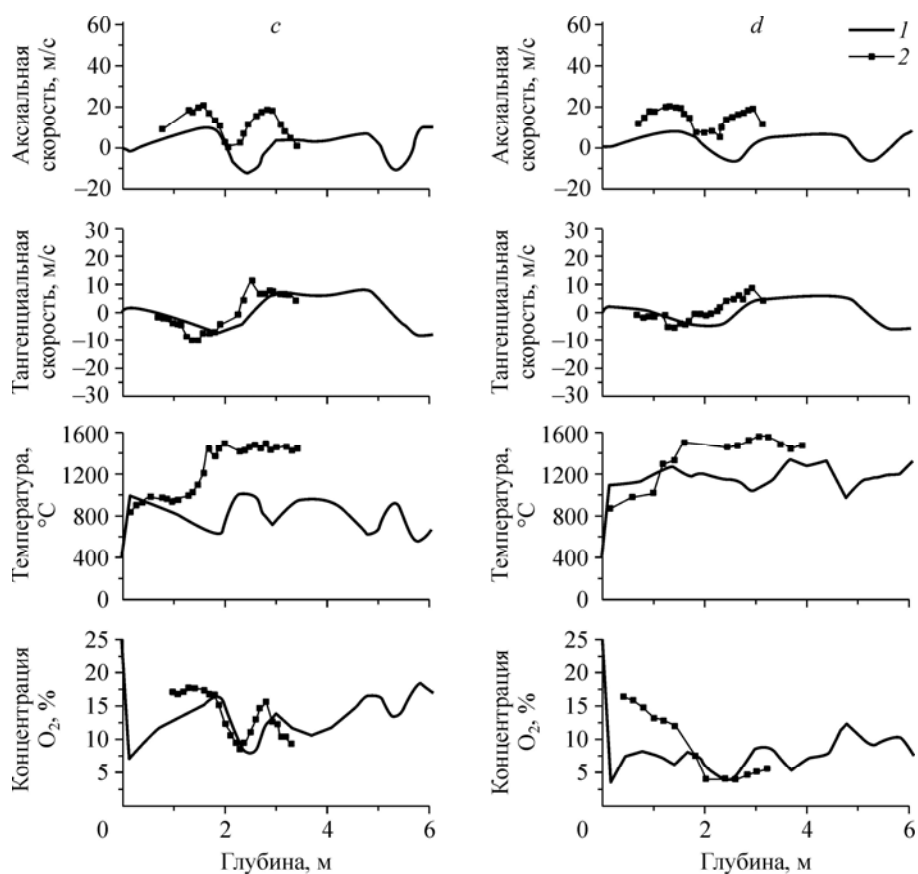


Рис. 2. Изменение параметров в горизонтальной плоскости на расстоянии: 0,225 (а), 0,64 (b), 1,28 (c), 1,99 (d) м от устья исследуемой горелки.

1 — результаты математического моделирования, 2 — результаты экспериментов.

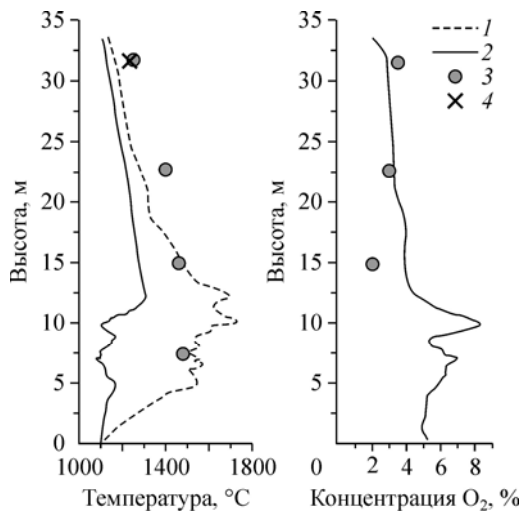


Рис. 3. Изменение температуры и концентрации O_2 по высоте топки.

Максимальные (1), средние (2) по горизонтальным сечениям значения температур и O_2 ; результаты натурного исследования (3); значение нормативного расчета (4).

2.2. Моделирование котельного агрегата БКЗ-210-140

2.2.1. Описание котла БКЗ-210-140 и условий подачи топливно-воздушной смеси

Вторым объектом исследования является паровой котел БКЗ-210-140, имеющий П-образную компоновку. Ширина топки 7,808 м, глубина 7,424 м [20–22]. Стены экранированы трубами диаметром 60 мм с шагом 64 мм. Фронтной и тыльной экраны образуют скаты холодной воронки в нижней части топки, в верхней части тыльный экран образует аэродинамический выступ (рис. 4). Котел имеет четыре прямооточные горелки, расположенные в один ярус и ориентированные по касательной к воображаемой окружности диаметром 900 мм в центре топки. Горелки устроены с чередованием по высоте четырех горизонтальных каналов аэросмеси и пяти каналов вторичного воздуха.

Состав сжигаемого березовского угля и характеристики подачи топливно-воздушной смеси и вторичного воздуха представлены в табл. 2.

2.2.2. Результаты численного моделирования топочных процессов в топке котла БКЗ-420-140

Размер сетки для топочной камеры составляет 22080 ячеек, число пробных частиц на этапе Лагранжева моделирования — 1008 на одну горелку. Критерии сходимости по окончании 700 расчетных итераций имели следующие значения:

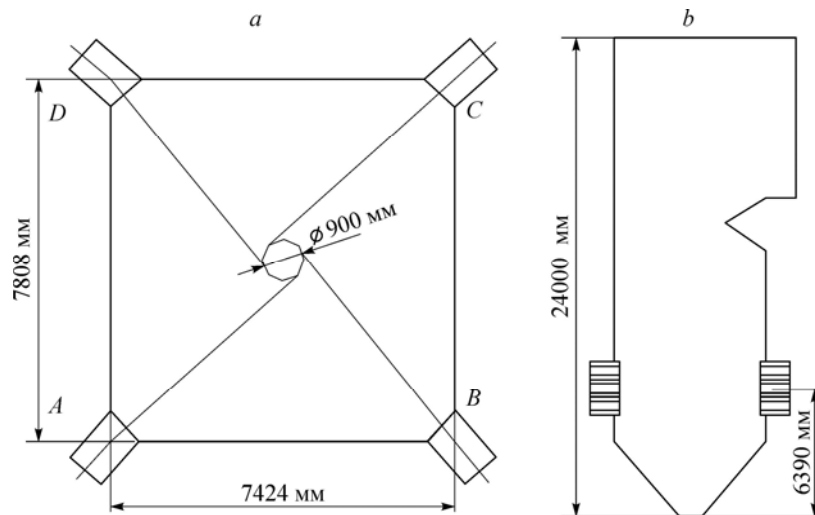


Рис. 4. Эскиз топки котла БКЗ-210-140.

Горизонтальное (а) и вертикальное (b) сечения.

Таблица 2
Технологические условия подачи пылевоздушной смеси

Топливо	Березовский
Влажность W_r^r , %	34,1
Зольность A^r , %	5,1
Содержание серы $S_p^r + S_0^r$, %	0,19
Содержание углерода C^r , %	43,14
Содержание водорода H^r , %	3,03
Содержание азота N^r , %	0,39
Содержание кислорода O^r , %	14,05
Низшая теплота сгорания Q_i^r , МДж/кг	15,5
Выход летучих V^{daf} , %	48
Коэффициент избытка воздуха α_T	1,28
Доля отбираемых и рециркулируемых газов $r_{отб} + r_{rc}$	0,1+0,14
Скорость аэросмеси V_1 , м/с	24
Скорость вторичного воздуха V_2 , м/с	42
Тонина помола $R_{90}; R_{200}$, %	30; 10
Температура аэросмеси T_1 , °С	221
Температура вторичного воздуха T_2 , °С	295
Расход топлива на котел B_p , т/ч	34,1

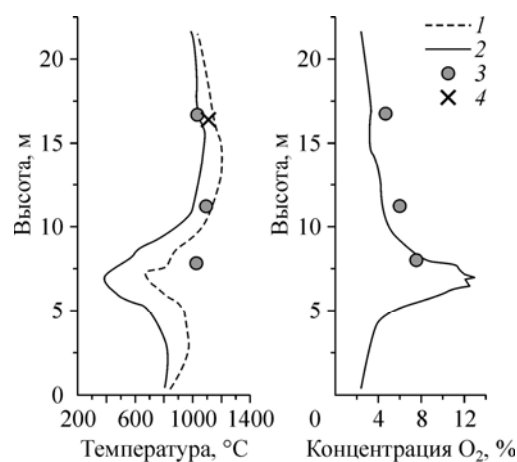
расхождение скорости 0,026 %, норма невязки уравнений движения не превышает 0,09 %, дисбаланс теплообмена не превышает 0,9 %, по общей массе — не более 0,09 %.

На рис. 5 представлены графики изменения температуры и концентрации O_2 по высоте топки при численном моделировании и экспериментальном исследовании [22]. Также на графике температуры указано рассчитанное по нормативному методу [5] значение температуры на выходе из топки. Результаты математического моделирования в большей степени совпадают с данными натуральных испытаний на котле. Имеющиеся расхождения, по-видимому, следует отнести к трудности проведения измерений в топке и несоответствию входных данных для математической модели реальному процессу.

Сравнивая результаты численного моделирования со значением, полученным на основе нормативного расчета при вычислении температуры на выходе из топки, можно отметить, что разница не превышает 50 °С. Это также свидетельствует о достаточно хорошем уровне адекватности математической модели и метода расчета в представлении исследуемых процессов.

Рис. 5. Изменения температур и концентрации O_2 по высоте топки.

Максимальные (1), средние (2) по горизонтальным сечениям значения температуры и O_2 ; результаты натурного исследования (3); значение нормативного расчета (4).



Заключение

Представлены перечень компонентов усовершенствованной общей математической модели и краткое описание численных методов ее реализации, входящих в пакет прикладных программ FIRE 3D, который используется для компьютерного моделирования аэротермохимических процессов, происходящих в крупногабаритных топках энергетических котлоагрегатов.

Усовершенствование математической модели связано с необходимостью учета выхода влаги из угольных частиц при их нагреве внутри топочного объема котельного агрегата, предназначенного для сжигания высоковлажных топлив.

Сравнение расчетных данных с экспериментальными результатами, полученными на промышленных котлоагрегатах, показали, что предложенная в работе и реализованная в пакете прикладных программ FIRE 3D математическая модель способна с хорошим качеством воспроизводить основные свойства топочных процессов при сжигании как низковолажного каменного экибастузского угля в камерной топке с встречной компоновкой вихревых горелочных устройств, так и высоковлажного бурого березовского угля в камерной топке с тангенциальной компоновкой прямоточных горелочных устройств.

Так, по результатам сравнительного анализа экспериментальных и численных значений тангенциальной скорости и концентрации кислорода, представленных на рис. 2, можно отметить, что максимальная разность между значениями математического моделирования и эксперимента не превышает 15 %.

Если рассматривать значения аксиальной скорости и температуры (рис. 2), то здесь отчетливо прослеживается функциональная зависимость скорости от температуры, при этом графики изменения температуры и скорости имеют аналогичные профили как в численном расчете, так и в эксперименте. Значения температур на выходе из топки (рис. 3, 5) находятся в пределах нормативной погрешности [5].

Список литературы

1. Бубенчиков А.М., Старченко А.В. Численный анализ аэродинамики и горения турбулентной пылеугольной горелочной струи // Физика горения и взрыва, 1997. Т. 33, № 1. С. 51–59.
2. Старченко А.В., Заборин А.С., Красильников С.В. Применение пакета FIRE 3D к анализу процессов шлакования // Изв. Томского политех. ун-та. 2002. Т. 305, № 2. С. 152–157.
3. Гиль А.В. Моделирование топочной среды при переводе пылеугольных котлов с твердым шлакоудалением на непроектное топливо: дисс. ... канд. техн. наук: 01.04.14. Томск: Томский политех. ун-т, 2008. 171 с.
4. Бабий В.И., Куваев Ю.Ф. Горение угольной пыли и расчет пылеугольного факела. М.: Энергоатомиздат, 1986. 208 с.
5. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод. Изд. 3-е, перер. и доп. СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. 256 с.
6. Коняшкин В.Ф. Моделирование физических процессов в кольцевой топке с помощью программы FLUENT // Горение твердого топлива: Сб. докл. VI Всерос. конф. Новосибирск: Изд-во Института теплофизики СО РАН, 2006. Ч. 1. С. 170–178.
7. Дектерев А.А., Гаврилов А.А., Харламов Е.Б., Литвищев К.Ю. Использование программы SigmaFlow для численного исследования технологических объектов // Вычислительные технологии. 2003. Т. 8. Ч. 1. С. 250–255.
8. Бубенчиков А.М., Старченко А.В. Численные модели динамики и горения аэродисперсных смесей в каналах. Томск: Изд-во Томского гос. ун-та. 1998. 236 с.
9. Spalding D.B. Mathematical models of turbulent flames: a review // Combustion Sci. and Technology. 1976. Vol. 13, No. 1–6. P. 3–22.
10. Magnusen B.F. Hjertager B.H. On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion // Proc. of 16th Int. Symp. on Combustion, Pittsburg, 1976. P. 719–727.
11. Ока С., Милошевич Д., Павлович П., Стефанович П. Математическое моделирование высокотемпературного турбулентного газового потока над поверхностью с интенсивной абляцией // Теплофизика и аэромеханика. 1994. Т. 1, № 4. С. 265–277.

12. Волков Э.П., Зайчик Л.И., Першуков В.А. Моделирование горения твердого топлива. М.: Наука, 1994. 320 с.
13. Fischer K., Leithner R., Muller H. Three-dimensional of the gas-solid flow in coal-dust fired furnace // Proc. of the First Int. Symp. on Two-Phase Flow Modelling and Experimentation, Rome, Italy, 1995. Vol. 1. P. 1387–1393.
14. Кроу С., Шарма М., Сток Д. Численное исследование газочапельных потоков с помощью модели «капля–внутренний источник» // Теоретические основы инженерных расчетов. 1977. Т. 99, № 2. С. 150–159.
15. Ярин Л.П., Сухов Г.С. Основы теории горения двухфазных сред. Л.: Энергоатомиздат, 1987. 312 с.
16. Виленский Т.В., Хзмалян Д.М. Динамика горения пылевидного топлива. М.: Энергия. 1978. 248 с.
17. Кнорре Г.Ф., Арефьев К.М., Блох Е.А., Нахапетян Е.А., Палеев И.И., Штейнберг В.Б. Теория топочных процессов. М.–Л.: Энергия, 1966. 491 с.
18. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. 124 с.
19. Красильников С.В. Численное исследование пространственных двухфазных течений и горения в пылеугольной топке с учетом шлакования: дисс. ... канд. техн. наук: 05.14.14, 05.13.18. Томск, 2003. 155 с.
20. Маршак Ю.Л., Гончаров А.И., Процайло М.Я., Сучков С.И., Дик Э.П., Конопелько И.Н., Бруер Г.Г., Васюк В.С., Дюков В.М., Эглит С.Г., Цедров Б.В., Ефименко А.Н., Верзаков В.Н., Жигаев Г.М., Козлов С.Г. Опытное сжигание березовского угля повышенной зольности // Теплоэнергетика. 1978. № 8. С. 9–14.
21. Маршак Ю.Л., Сучков С.И., Маршак Ю.Л., Сучков С.И., Дик Э.П., Рубин М.М., Гончаров А.И., Конопелько И.П., Цедров Б.В., Дюков В.М., Иванов П.А., Пообус А.П., Ефименко А.Н., Козлов С.Г., Верзаков В.Н., Козлов В.В. Исследование сжигания березовского угля в низкотемпературной топочной камере // Теплоэнергетика. 1981. № 7. С. 9–14.
22. Маршак Ю.Л., Верзаков В.Н. Исследование горения малозольного березовского угля в тангенциальной топочной камере с газовой сушкой топлива // Теплоэнергетика. 1982. № 8. С. 4–9.

*Статья поступила в редакцию 29 июля 2010 г.,
после доработки — 6 февраля 2012 г.*