

Combustion of Solid Fuel in a Vortex Furnace with Counter-swirling Flows

Redko A.A.¹, Redko I.A.², Redko A.F.¹

¹Department of heat and gas supply, ventilation and the use of thermal waste energy
Kharkiv National University of Construction and Architecture
Kharkov, Ukraine.

²Department of Exploitation of gas and heating systems
Kharkiv National University of Urban Economy by O.M. Beketov
Kharkiv, Ukraine.

Abstract. The results of computer simulation of the processes of incineration of low-grade solid fuel-pulverized peat with a moisture content of 40%, an ash content of 6% are given. It has been determined the fields of distribution of temperature, velocity of gases and particles in the volume and at the outlet from the furnace. The three-dimensional temperature distribution in the combustion chamber indicates high-temperature combustion of peat particles at temperatures above 1700°C with liquid ash removal in the lower part of the furnace. It has been determined that when the furnace is cooled, it is not ensured combustion of the fuel completely. The value of the swirling flow rate at the outlet from the furnace (up to 370 m/s) ensures the efficiency of separation of fuel particles, reducing heat losses from mechanical underburning. It is determined that the concentration of oxygen is close to zero over the entire height of the furnace, at an outlet from the furnace the oxygen concentration is 5...6%, since oxygen is supplied with excess ($\alpha_g=1,2$). The results of a numerical study showed that the diameter of peat particles affects the process of their combustion: coke particles with an initial diameter of 25 μm to 250 μm burn out by 96%. With an increase in particle diameter up to 1000 μm , the degree of burn-out of coke decreases, but at the same time their removal decreases. It is shown that the furnace ensures the completeness of combustion of peat particles of peat 99.8%, volatiles is 100%.

Keywords: numerical simulation, combustion processes, solid fuel, furnace.

Arderea combustibilului solid într-un cuptor cu turbionare cu fluxuri contra-turbionare

¹Rediko A.A., ²Rediko I.A., ¹Rediko A.F.

¹Catedra de furnizare a căldură și gazelor, ventilație și de utilizare a resurselor energetice termice secundare,
Kharkov Universitatea Națională de Construcții și Arhitectură
Kharkov, Ucraina

²Catedra de exploatare a sistemelor de gaze și încălzire
Kharkov Universitatea Națională de Economie Municipală. AM Beketov
Kharkov, Ucraina

Rezumat. Tehnologia cu ciclon-vortex de ardere a combustibilului solid permite reducerea volumului de combustie al centralei, dimensiunile și masa acesteia. Amestecarea intensă a particulelor de combustibil și a aerului într-un flux turbionar asigură transferul intensiv de masă și căldură și arderea eficientă a combustibilului. Utilizarea tehnologiei cu ciclon-vortex face posibilă poziționarea preîncălzitoarelor în volumul cazanelor. Această tehnologie pentru arderea combustibililor solizi nu a fost studiată în mod adecvat. Scopul lucrării este acela de a studia cu metode numerice procesele de ardere a turbei pulverizate într-un cuptor cu turbionare cilindrică cu fluxuri contra-turbionare. Se prezintă rezultatele simulării pe calculator a proceselor de incinerare a turbării cu pulbere solidă cu conținut scăzut de calciu, cu un conținut de umiditate de 40%, conținutul de cenușă de 6% și o valoare calorică superioară $Q_{sp}=12,3$ MJ / kg. S-au determinat câmpurile de distribuție a temperaturii, a vitezei gazelor și a particulelor în volum și la ieșirea din cuptor. Distribuția tridimensională a temperaturii în camera de combustie indică arderea la temperaturi înalte a particulelor de turbă, la temperaturi de peste 1700 ° C cu îndepărtarea cenușii cu lichide în partea de jos a cuptorului. S-a constatat, că atunci când cuptorul este răcit, nu este asigurată arderea completă a combustibilului. Rezultatele unui studiu numeric au arătat, că diametrul particulelor de turbă afectează procesul de combustie: particulele de cocs cu un diametru inițial de 25 μm până la 250 μm ard la nivel de 96%.

Cuvinte-cheie: simulare numerică, procese de ardere, combustibil solid, focar al cazanului.

Сжигание твёрдого топлива в вихревой топке со встречными закрученными потоками

¹Редько А.А., ²Редько И.А., ¹Редько А.Ф.

¹Кафедра теплогазоснабжения, вентиляции и использования тепловых вторичных энергоресурсов,
Харьковский национальный университет строительства и архитектуры
Харьков, Украина

²Кафедра эксплуатации газовых и тепловых систем
Харьковский национальный университет городского хозяйства им. А.М. Бекетова
Харьков, Украина

Аннотация. Циклонно-вихревая технология сжигания твёрдого топлива позволяет уменьшить топочный объем котельного агрегата, его габариты и массу. Интенсивное перемешивание частиц топлива и воздуха в закрученном потоке обеспечивает интенсивный тепломассообмен и эффективное сжигание топлива. Использование циклонно-вихревой технологии позволяет размещать предтопки в топочном объеме котлов. Эту технологию для сжигания твёрдых топлив исследовано недостаточно. Целью работы является численное исследование процессов сжигания пылевидного торфа в цилиндрической вихревой топке со встречными закрученными потоками. Приведены результаты компьютерного моделирования процессов сжигания низкосортного твёрдого топлива – пылевидного торфа с влажностью 40%, зольностью 6% и высшей теплотой сгорания $Q_{в.р.}=12,3$ МДж/кг. Определены поля распределения температуры, скорости газов и частиц в объеме и на выходе из топки. Трехмерное распределение температуры в топочном объеме указывает на высокотемпературное сжигание частиц торфа при температуре выше 1700°C с жидким шлакоудалением в нижней части топки. Определено, что при охлаждении топки не обеспечивается полное сжигание топлива. Значение скорости закрученного потока на выходе из топки (до 370 м/с) обеспечивает эффективность сепарации частиц топлива, снижая потери теплоты от механического недожога. Тепловое напряжение топочного объема составляет 22,12 МВт/м³, а тепловое напряжение сечения топки 80,64 МВт/м². Приведены траектории движения частиц диаметром 25 мкм и 250 мкм в объеме топки. По всей высоте топки концентрация кислорода близка к нулю, на выходе из топки концентрация кислорода равна 5...6%, поскольку кислород подается с избытком ($\alpha_b=1,2$). Механический недожог составляет 0,06%. Результаты численного исследования показали, что диаметр частиц торфа влияет на процесс их сгорания: кокс частиц с начальным диаметром от 25 мкм до 250 мкм выгорает на 96%. Топка обеспечивает полноту сжигания пылевидных частиц торфа 99,8 %, летучих – 100%.

Ключевые слова: водотрубный котёл, топка, оксид азота, вторичный излучатель, численные исследования.

Условные обозначения.

Условные обозначения	Описание	Условные обозначения	Описание
1	2	3	4
u_j	декартовы компоненты вектора осредненной скорости газа	$\omega_0 = \sigma_s / \beta_0$	альбедо рассеяния
x_j	декартовы координаты	$I_b = \sigma T^4 / \pi$	интенсивность излучения абсолютно чёрного тела
S_n	источник массы, соответствующий переносу массы в газовую фазу от реагирующих частиц	σ	постоянная Стефана – Больцмана
ρ	плотность газа	Ω'	единичный вектор телесного угла, характеризующий направление распространения теплового излучения вследствие рассеяния фотонов \vec{s}'
τ_{ij}	компоненты тензора напряжений	h	мгновенная энтальпия
p	давление газа	$P_n(f_n)$	функция ПРВ, описывающая вероятность того, что

			значение переменной φ_i находится между φ и $\varphi+\Delta\varphi$ и аппроксимируемая β -функцией
μ	динамическая вязкость	R	универсальная газовая постоянная
μ_t	турбулентная вязкость	M_i	молекулярная масса химического компонента i
C_μ	эмпирический коэффициент	Y_d	массовая доля частиц с диаметром, большим d
k	кинетическая энергия турбулентности	\bar{d}	медианный диаметр частиц
u'_i	возмущения скорости газа относительно осредненного значения	n	параметр распределения
ε	удельная скорость диссипации кинетической энергии турбулентности	u_{pj}	декартовы компоненты вектора скорости частицы
ν	коэффициент кинематической вязкости	t	время
S_{fj}	источник количества движения, обусловленный межфазным взаимодействием;	ρ	плотность газа
Y_i	массовая доля химического компонента i	C_R	коэффициент аэродинамического сопротивления частицы
Δh_{fi}^0	удельная энтальпия образования химического компонента i	Re_p	относительное число Рейнольдса частицы
T	температура газа	ρ_p	плотность частицы
T^0	стандартная температура	d_p	диаметр частицы
c_{pi}	удельная теплоемкость химического компонента i при постоянном давлении	u_j	декартовы компоненты вектора скорости газа
Pr	число Прандтля	m_p	масса частицы
Pr_t	турбулентное число Прандтля	c_p	удельная теплоемкость частицы
S_q	источник теплоты, обусловленный межфазным взаимодействием с частицами	T_p	температура частицы
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$	эмпирические коэффициенты	t	время
G	член, характеризующий генерацию кинетической энергии турбулентности за счет сдвиговых напряжений	α	коэффициент теплоотдачи
σ_τ, C_g и C_d	эмпирические коэффициенты	S_p	площадь поверхности частицы
$\beta_0=k_a+\sigma_s$	объемный коэффициент затухания	T_∞	локальная температура газа

k_a	объёмный коэффициент поглощения	$f_{v,0}$	массовая доля летучих, изначально присутствующих в частице
σ_s	объёмный коэффициент рассеяния	h_v	удельная теплота образования летучих частиц
I	интенсивность излучения	$m_{p,0}$	начальная масса частицы
\vec{r}	радиус-вектор произвольного луча в угловом направлении распространения излучения \vec{s}	k	кинетическая скорость
A_1	предэкспоненциальный множитель	f_k	массовая доля кокса, изначально присутствующего в частице
E	энергия активации	H_u	удельная теплота сгорания кокса
R	универсальная газовая постоянная	f_h	эмпирический коэффициент
D_0	коэффициент диффузионной скорости	S_p	площадь поверхности частицы
C_1	эмпирический коэффициент	P_{O_2}	парциальное давление кислорода в газе
d_p	диаметр частицы	R	коэффициент кинетической скорости
C_2	предэкспоненциальный множитель	Re_p	относительное число Рейнольдса частицы

Введение

Повышение эффективности энергосбережения в системах теплоснабжения возможно путем применения низкосортных твердых топлив, древесных и угольных отходов. Однако слоевые топки котельных установок нуждаются в их модернизации для сжигания низкокалорийных твердых топлив с высокой влажностью и зольностью, полидисперсным составом [1–5]. Топки с кипящим слоем нуждаются в улучшении сепарации частиц, которые выносятся, и их возвращения к топкам для дожигания [6]. Вихревые топки являются эффективными [5, 7, 8]. Но вихревые топки так же характеризуются значительным механическим недожогом, что требует их модернизации.

I. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ

Вихревая технология является эффективной современной технологией энергетического использования твердого топлива и пылеудаления. Её широко

применяют в энергетике с 1970 года [1–5, 17, 18] и аспирационных системах [9].

К основным преимуществам низкотемпературной вихревой технологии сжигания относятся улучшенные экологические показатели, стойкость зажигания и горения твердого топлива без подсветки газом или мазутом, использование безмельничных схем подготовки топлива. Низкотемпературная вихревая технология сжигания твердого топлива может быть реализованной в традиционной камерной топке путём её модернизации. Низкотемпературная вихревая технология обеспечивает сжигание таких твердых топлив как: каменный и бурый уголь, горючие сланцы, торф, отходы обработки древесины и другие виды биотоплива.

Низкотемпературные вихревые технологии, реализованные в камерных топках, используют принцип организации низкотемпературного сжигания твердого топлива в условиях многократной циркуляции частиц в камерной топке.

В камерных топках организовано две зоны горения: вихревая и прямоточная. В топке зона активного горения занимает значительный объем топочного пространства, что позволяет снизить максимальную температуру в вихревой топке на 100–300°C. Тем не менее объем топки остается большим, что определяет габариты и металлоемкость котельного агрегата. В камерной топке, которая реализует рассоединённую вихревую схему топочного процесса, крупные завихрения не обеспечивают целостность потока.

Циклонно-вихревая технология сжигания твёрдого топлива позволяет уменьшить топочный объем котельного агрегата, его габариты и массу. Интенсивное перемешивание частиц топлива и воздуха в закрученном потоке обеспечивает интенсивный теплообмен и сжигание топлива. Для котлов тепловой мощностью меньше 30 МВт организовать низкотемпературную вихревую технологию сложно. Поэтому сжигание местных топливных отходов и биотоплив в котлах малой мощности (до 3МВт), представляет особый интерес.

Использование циклонно-вихревой технологии в качестве предтопок котлов для сжигания жидких и газообразных топлив позволяет размещать предтопки в топочном объеме котлов [7, 8]. Данная технология для сжигания твёрдых топлив исследована недостаточно.

При энергетическом использовании топлив свойства золы определяют технологию и режим сжигания.

Способ шлакоудаления определяется температурой нормального жидкого шлакоудаления ($t_{н.ж.}$) газов в нижней части топки. Температура $t_{н.ж.}$ зависит от содержания в шлаке железа и степени его окисления, содержания оксида кальция.

Состав шлака торфа: SiO₂ (25-40%), Al₂O₃ (5-30%), CaO (30-55%), MgO (0-10%), Fe₂O₃ (5-30%), FeO (0-30%). При этом выполняется соотношение $SiO_2/Al_2O_3=1,33>1,2$. Для топок с жидким шлакоудалением соотношение SiO_2/Al_2O_3 должно быть выше 1.2 [19]. Для золы торфа температура плавления составляет 1070-1200°C.

В однокамерных топках для получения жидкого шлака и удаления его из топки, нижняя часть топки выполняется с

пережимом, выделяя небольшой объём для камеры сгорания и плавления шлака. Улучшение пофракционного состава топливных частиц путем сокращения содержания крупных фракций обеспечивает более полное сжигание топлива и снижение потерь механического недожога q_4 .

В вихревой топке с пересекающимися струями и односторонним пережимом выделяется форсированная камера сгорания и плавления шлаков [20]. В топке улавливается до 60% шлака. Тепловое напряжение в камере горения и плавления шлака составляет 580-700 кВт/м³. Топка менее чувствительна к качеству сжигаемого топлива при работе на переменных режимах и пониженной нагрузке. Дальнейшее повышение интенсивности процесса горения в топках с жидким шлакоудалением в широком диапазоне тепловых нагрузок достигается в двухкамерных топках [20], циклонных топках [18], в топках с вертикальными предтопками [17].

Потери теплоты от химической неполноты сгорания (q_3) в циклоне бурого угля составляют $q_3=0,5\%$, потери теплоты от механического недожога – $q_4=0,2\%$. Тепловое напряжение циклонов (предтопок) составляет 1300кВт/м³, в топках с вертикальными предтопками 760-870 кВт/м³, в двухкамерных топках – 700-810 кВт/м³. В циклонных топках в жидком виде улавливается до 85-90% золы. Горизонтальные циклоны не рекомендуются для сжигания твердых топлив из-за недостаточно устойчивого, интенсивного и экономичного сжигания.

Топки с вертикальными предтопками обеспечивают сжигание пыли угрубленного размола бурых углей, размером фракций до 1000 мкм. Тепловое напряжение объёма вертикального циклона составляет 1,1-1,4 МВт/м³, суммарные тепловые потери составляют $q_3+q_4=0,5\%$, температура газов 1550-1600°C.

Для котлов тепловой мощностью от 4 до 30 МВт является эффективным применение технологии высокотемпературного циркулирующего кипящего слоя. Однако высокие скорости движения газов требуют значительных габаритов топочного объема, а многократная циркуляция твёрдых частиц требует высокоэффективных сепарационных устройств.

II. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью работы является числовое исследование процессов сжигания пылевидного торфа в цилиндрической вихревой топке со встречными закрученными потоками.

III. ОБЪЕКТ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

При математическом описании физико-химических процессов в топке принимались следующие основные допущения: течение несущей газовой среды трёхмерное, химически реагирующее; квазистационарное, несжимаемое, турбулентное, многокомпонентное, скорость газофазных химических реакций бесконечно велика; газовая смесь находится в состоянии термодинамического равновесия; плавучестью, объемной вязкостью, вязким нагревом пренебрегаем; частицы торфа сферические, полидисперсные; объемом, занимаемым частицами, пренебрегаем; горение торфяных частиц включает процессы выхода и воспламенения летучих и выгорания коксового остатка; учитывается теплообмен излучением; турбулентность изотропная; частицы не оказывают влияния на параметры турбулентности; учитывается турбулентное рассеивание частиц.

Пылеторфяная аэрозоль моделировалась как двухфазная смесь с эйлеровым описанием газовой фазы (сплошная среда) и лагранжевым описанием движения частиц торфа (траекторная модель). Взаимодействие фаз учитывалось на основе модели «частица – источник в ячейке» [10], в соответствии с которой присутствие частицы в потоке проявляется через дополнительные источники в уравнениях сохранения сплошной фазы. Полагалось, что мгновенное термодинамическое состояние потока однозначно определяется консервативной скалярной величиной – безразмерной функцией Шваба – Зельдовича f , которая имеет смысл массовой доли восстановленного топлива. Взаимодействие химических процессов и турбулентности описывалось статистически с помощью функции плотности распределения вероятности (ПРВ).

При сделанных выше допущениях поведение газовой фазы описывается системой дифференциальных уравнений в

частных производных, состоящей из осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, двух уравнений дифференциальной модели турбулентности k - ε типа [11], уравнений сохранения для безразмерных функций Шваба – Зельдовича f_n и для пульсаций этих функций $g_n = f_n'^2$ [12] и интегро-дифференциального уравнения переноса излучения [14]:

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = S_n \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial u_j u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = S_{fi}, j = 1, 2, 3 \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial u_j h}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_m}{Pr_m} \right) \frac{\partial h}{\partial x_j} = S_{qj}, j = 1, 2, 3 \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial u_j k}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu + \frac{\mu_m}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} - \rho(G - \varepsilon) = 0, j = 1, 2, 3 \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial u_j \varepsilon}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu + \frac{\mu_m}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} -$$

$$-\rho(G_{\varepsilon 1} G - G_{\varepsilon 2} \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k} = 0, j = 1, 2, 3$$

$$\rho \frac{\partial (\bar{u} f_n)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_m}{\sigma_m} \cdot \frac{\partial f_n}{\partial x_j} \right) + S_{n}, j = 1, 2, 3; n = 1, 2, 3 \quad (6)$$

$$\rho \frac{\partial (\bar{u} g_n)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_m}{\sigma_m} \cdot \frac{\partial g_n}{\partial x_j} \right) + C_g \mu_m \left(\frac{\partial f_n}{\partial x_i} \right)^2 -$$

$$-C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} g_n, j = 1, 2, 3; n = 1, 2, 3$$

$$\frac{1}{\beta_0} \cdot \frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + I(\vec{r}, \vec{s}) = (1 - \omega_0) I_b(\vec{r}) + \frac{\omega_0}{4\pi} \int_{\Omega'=4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') d\Omega' \quad (8)$$

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_m) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (9)$$

Турбулентная вязкость, определяется по формуле Колмогорова – Прандтля [13].

$$\mu_m = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (10)$$

$$k = \frac{1}{2} u'_i u'_i \quad (11)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{2} v \left(\frac{\partial u'_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2 \quad (12)$$

$$h = \sum_i Y_i \left(\Delta h_{fi}^0 + \int_{T^0}^T c_{pi}(T) dT \right) \quad (13)$$

Генерация кинетической энергии турбулентности за счет сдвиговых напряжений, определяется по формуле:

$$G = \mu_m \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (14)$$

Уравнение (8) записано, исходя из допущения о квазистационарном, когерентном и изотропном переносе излучения [16]. Безразмерная функция Шваба – Зельдовича определяется выражением:

$$f_n = \frac{Z_q - Z_{q,O}}{Z_{q,F_1} - Z_{q,O}} \quad (15)$$

$$f_1 + f_2 + f_o = 1 \quad (16)$$

Z_q – массовая доля элемента q; индексы «F₁» и «O» относятся к первичному топливу и окислителю соответственно. Все термохимические скаляры φ_i (массовые доли химических компонентов, плотность и температура) зависят исключительно от f_n :

$$\varphi_i = \int_0^1 \int_0^1 \varphi_i(f_1, f_2, h) P_1(f_1) P_2(f_2) df_1 df_2 \quad (17)$$

Система уравнений (1) – (7) является не замкнутой. Необходимая для ее замыкания связь между термодинамическими переменными p , T и ρ устанавливается уравнением состояния смеси идеальных газов.

$$p = R \rho T \sum_i \frac{Y_i}{M_i} \quad (18)$$

Для определения источниковых членов (массы, теплоты, количества движения) S_n в уравнениях (1) и (6), S_{fi} – в уравнении (2) и S_q – в уравнении (3) использовалась модель межфазного взаимодействия, реализуемая поочередным решением уравнений дисперсной и непрерывной фаз до тех пор, пока решения обеих фаз не установятся. Весь диапазон начальных размеров частиц торфа делился на конечное число дискретных интервалов; каждый из них представляется средним диаметром, для которого выполнялся расчет траектории и тепломассообмена. При этом каждая моделируемая частица представляла собой

«пакет» частиц с одинаковыми траекториями. Распределение частиц по размерам описывалось формулой Розина – Раммлера.

$$Y_d = e^{-(d/\bar{d})^n} \quad (19)$$

Траектории частиц моделировались путем интегрирования уравнения баланса сил, действующих на частицу, уравнивая инерцию частицы с силой аэродинамического сопротивления.

$$\frac{du_{pj}}{dt} = -\frac{3\rho C_R}{4\rho_p d_p} (u_{pj} - u_j) \sqrt{\sum_j (u_{pj} - u_j)^2}, j=1,2,3 \quad (20)$$

Для вычисления C_R использовалась эмпирическая зависимость $C_R(Re_p)$ для одиночной сферы. Тепломассообмен частиц торфа описывался тремя моделями: моделью теплообмена инертной частицы; моделью выхода летучих и моделью выгорания коксового остатка.

Модель теплообмена инертной частицы применялась до тех пор, пока температура частицы T_p не превышала температуру выхода летучих T_v . При этом температура частицы полагалась постоянной по объему и изменялась в соответствии с балансом тепла, определяемым уравнением:

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = \alpha S_p (T_\infty - T_p) \quad (21)$$

Модель выхода летучих использовалась, когда температура частицы торфа достигала температуры начала выхода летучих T_v и оставалась в силе до тех пор, пока масса частицы m_p превышала начальную массу нелетучих компонентов в частице: $T_p \geq T_v; m_p \geq (1 - f_{v,0}) \cdot m_{p,0}$

Тепломассообмен частицы во время выхода летучих описывался системой уравнений.

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = \alpha S_p (T_\infty - T_p) + \frac{dm_p}{dt} h_v \quad (22)$$

$$\frac{dm_p}{dt} = -f_{v,0} m_{p,0}^k \quad (23)$$

Кинетическая скорость определяется уравнением Аррениуса:

$$k = A_1 e^{-(E/RT_p)} \quad (24)$$

Данная модель выхода летучих предполагает, что скорость выхода летучих в первую очередь зависит от количества летучих, оставшихся в частице [14].

Модель выгорания коксового остатка применялась по окончании выхода летучих и до тех пор, пока не выгорит весь коксовый остаток:

$$(1 - f_{v,0} - f_k) \cdot m_{p,0} \leq m_p \leq (1 - f_{v,0}) m_{p,0}.$$

Данная модель выгорания кокса предполагает, что скорость поверхностной реакции определяется как кинетической, так и диффузионной составляющими. Тепломассообмен частицы при выгорании коксового остатка описывался системой уравнений:

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = \alpha S_p (T_\infty - T_p) - f_h \frac{dm_p}{dt} \cdot H_u \quad (24)$$

$$\frac{dm_p}{dt} = -S_p p O_2 \cdot \frac{D_0 R}{D_0 + R} \quad (25)$$

Коэффициент диффузионной скорости, определяется по формуле:

$$D_0 = C_1 \frac{[(T_p + T_\infty) / 2]^{0,75}}{d_p} \quad (26)$$

Коэффициент кинетической скорости, определяется по формуле:

$$R = C_2 e^{-(E/RT_p)} \quad (27)$$

После того, как весь коксовый остаток выгорит, частица состоит из зольного остатка, и для нее справедлива модель теплообмена инертной частицы – уравнение (21). Дискретизация исходных дифференциальных уравнений в частных производных (1) – (7) производилась методом контрольных объемов с применением схемы первого порядка точности для аппроксимации конвективных членов. Решение получающихся в результате систем линейных алгебраических уравнений, выполнялось методом Гаусса-Зейделя с использованием алгоритма SIMPLE [15]. Интегро-дифференциальное уравнение (8) решалось методом сферических гармоник [16]. Интегрирование системы обыкновенных дифференциальных уравнений (21) – (26) осуществлялось методом Рунге-Кутты. Для расчета условий химического равновесия использовался алгоритм, основанный на минимизации свободной энергии Гиббса.

Решение отыскивалось в расчётной области, соответствующей проточной части топки. Расчетная область покрывалась неравномерной полигональной сеткой, включавшей 64265 контрольных ячеек.

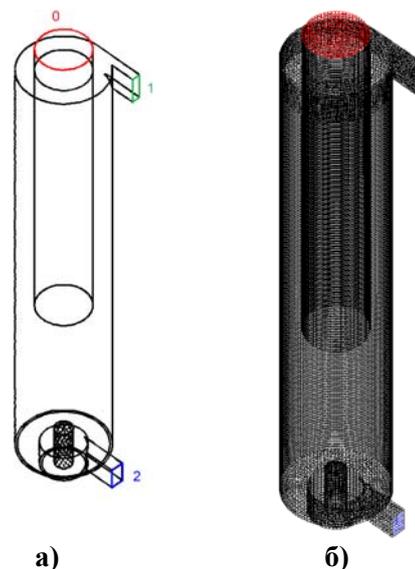


Рис. 1. Конструкция топки со встречными закрученными потоками паточками: а – расчетная область, б – расчетная сетка: 1 – вход аэросмеси; 2 – вход вторичного воздуха; 0 – выход топочных газов.

На границах расчетной области задавали такие граничные условия сплошной фазы: на входящих участках - значение независимых переменных; на стенках - условия прилипания; на исходной области - «мягкие» граничные условия. Для описания турбулентного граничного слоя применяли эмпирические пристеночные функции [13]. При моделировании дискретной фазы задавали начальные условия для каждой расчетной частицы: положение частицы (координаты x_j), её скорость (компоненты u_{ps}), диаметр, температуру, а так же массовый расход частиц, следующие вдоль траектории. Учитывали, что при столкновении со стенками частицы упруго отбиваются от них. В основу создания топки со встречными закрученными потоками (рис. 1) положены исследования [9].

IV. РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ.

В данной работе приняты следующие параметры: внешний диаметр топки равен 200 мм, высота топки 3465 мм. Тепловая мощность топки составляет 2,5 МВт. Суммарный коэффициент избытка воздуха $\alpha_b=1,25$. Топка выполнена теплоизолированной (адиабатической). Результаты расчёта охлаждаемой топки, указывают на неполное сжигание твёрдых

частиц торфа. Химический состав торфа (на горючую массу): С (углерод) – 56%; Н (водород) – 6%; О (кислород) – 35%; N (азот) – 2%; S (сера) – 1%. Технический состав торфа (на рабочую массу): летучие – 38%; кокс – 16%; зольность – 6%; влажность – 40%. Стехиометрический коэффициент торфа $L_0=7$. Температура начала выхода летучих торфа 100°C. Высшая теплота сгорания торфа (на рабочую массу) $Q_{в.р.}=12,3$ МДж/кг.

Дисперсный состав торфяной пыли представлен на рис. 2 гистограммой распределения массовых долей частиц торфа по их размерам и зерновой характеристикой (рис. 3). Пыль характеризуется следующими остатками на ситах: $R_{90}=17\%$, $R_{200}=2,5\%$ и является пылью тонкого помола.

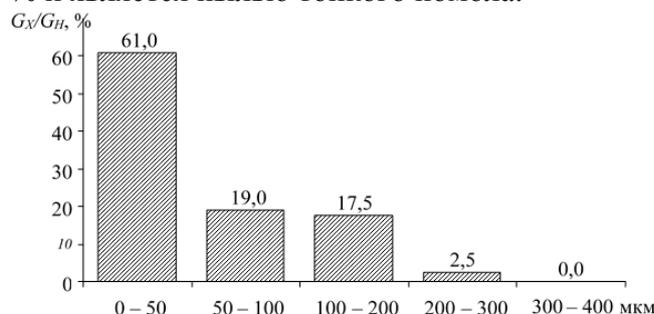
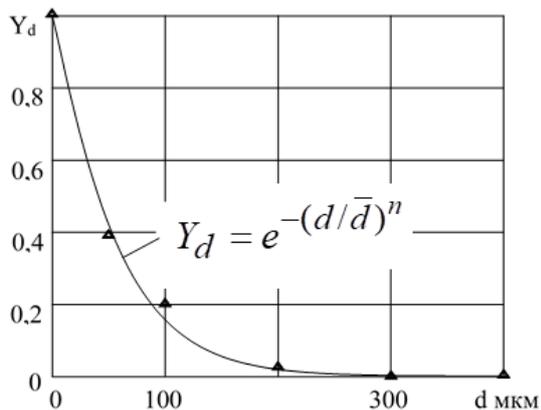


Рис. 2. Распределение массовых долей частиц торфа по их размерам



Δ – экспериментальные значения
Рис. 3. Интегральные зерновые характеристики торфяной пыли

Результаты численного исследования показаны на рисунках 4 и 5. Поля распределения температуры газов в топочном объеме показаны на рисунке 2а. В топке происходит высокотемпературное

сжигание торфа. Как видно, температура газов увеличивается по высоте топки и достигает значения 1711°C на выходе из топки. Далее газы, очищенные от твердых частиц, поступают в область топки, которая экранирована трубными пучками и охлаждаются. Полноту сжигания частиц твердого топлива подтверждают поля распределения кислорода по высоте топки (рисунок 2б). По всей высоте топки концентрация кислорода близка к нулю, на выходе из топки концентрация кислорода равна 5...6%, поскольку кислород подается с избытком ($\alpha_v=1,2$). Механический недожог составляет 0,06%.

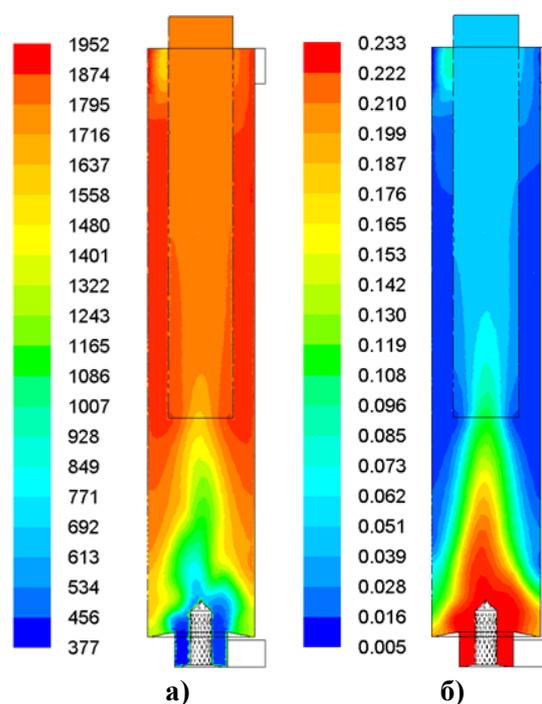


Рис. 4. Распределение параметров газовой фазы в продольном сечении топки со встречными закрученными потоками: а – температура газов, б – массовая доля кислорода.

В результате испарения из торфа влаги, выхода и выгорания летучих частиц максимальная абсолютная скорость газа достигает 372 м/с в верхней части кольцевого участка топки напротив верхнего входного патрубка, в который подают аэрозоль с абсолютной скоростью 196 м/с. Значение скорости закрученного потока на выходе из топки (до 370 м/с) обеспечивают эффективность сепарации частиц топлива, снижая потери теплоты от

механического недожога. Распределение скорости показано на рис. 5.

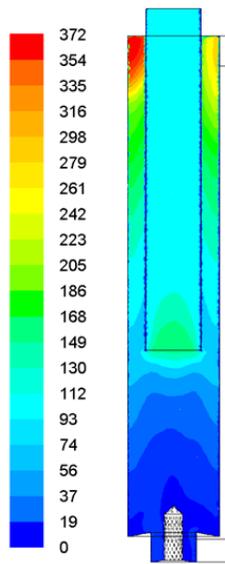


Рис. 5. Распределение абсолютной скорости газа в продольном сечении топки.

Траектории движения твердых частиц показано на рисунке 6. Видно влияние диаметра твердых частиц. Грубые частицы значительное время находятся в топке до полного сгорания. Частицы малого диаметра (около 25 мкм) находятся в топке недолго, но достаточно для их сгорания.

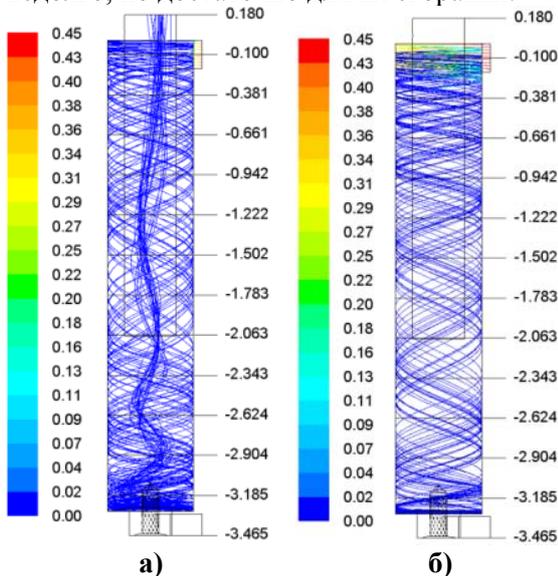


Рис. 6. Траектории частиц торфа с различными начальными диаметрами $d_{ч,0}$, окрашены в соответствии с массовой доли влаги в их составе; м: а – $d_{ч,0} = 25$ мкм, б – $d_{ч,0} = 250$ мкм.

Сжигание торфа при высокой температуре в топочном объеме происходит при образовании жидкого шлака, который удаляют через отверстие в нижней части топки. На рисунках 7 и 8 показаны изменения температуры и массовой доли кокса для частиц 25 мкм и 250 мкм.

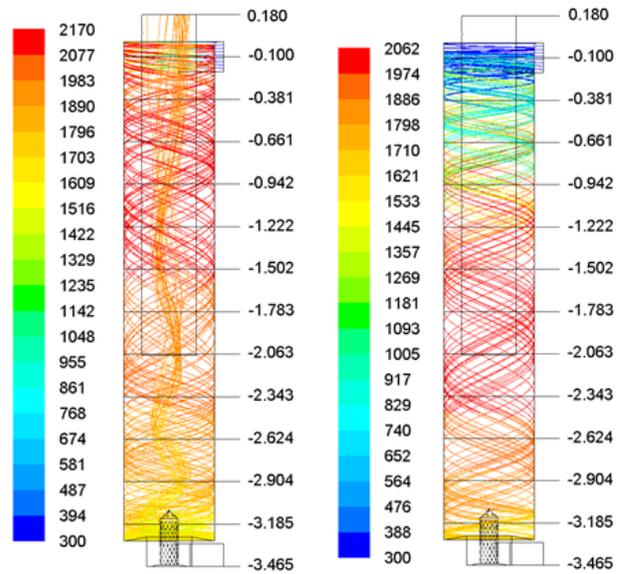


Рис. 7. Траектории частиц торфа с начальным диаметром 25 мкм (а) и 250 мкм (б), окрашенные согласно их температуры (°C).

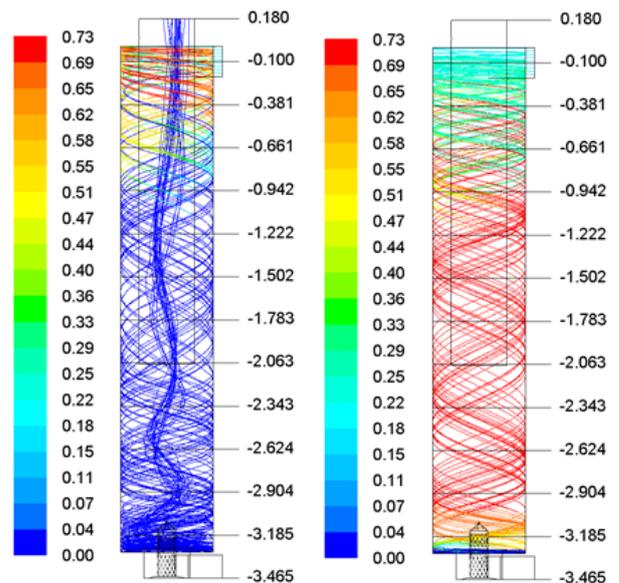


Рис.8. Траектории частиц торфа с начальным диаметром 25 мкм (а) и 250 мкм (б), окрашенные в соответствии массовой доли кокса в их составе.

Летучие успевают выйти из любых частиц (от 25 до 250 мкм) в пределах верхней части кольцевой участка топки, однако кокс успевает выгореть в пределах кольцевой области топки только из мельчайших частиц (25 мкм).

Результаты расчета температурного поля в топке при коэффициенте избытка воздуха ($\alpha_1=0,5$), при $\alpha_b=1,1$ показаны на рис. 9.

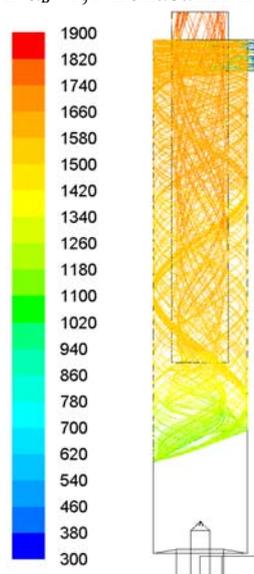


Рис. 9. Распределение температурного поля в продольном сечении топки ($\alpha_1=0,5$)

Степень выгорания кокса составляет 97,7%. Наблюдается значительный вынос мелких частиц. При этом температура уходящих газов составляет 1478°C.

V. ВЫВОДЫ

В результате численного моделирования процессов сжигания пылевидных частиц торфа, определено влияние конструктивных параметров топки (диаметр, высота), расходов первичного и вторичного воздуха и их соотношения, способа топливоподачи (снизу топки, сверху). Установлены преимущества верхней подачи топлива. Изучены процессы сжигания торфа в охлаждаемых и теплоизолированных (футерованных) топках.

Результаты численного исследования показали, что диаметр частиц торфа влияет на процесс их сгорания: кокс частиц с начальным диаметром от 25 мкм до 250 мкм выгорает на 96%. С увеличением диаметра частиц до 1000 мкм степень выгорания кокса уменьшается, но одновременно снижается их вынос.

В целом результаты моделирования указывают на эффективность использования технологии сжигания пылевидных низкокалорийных твердых топлив в цилиндрических вихревых топках со встречными закрученными потоками.

Литература (References)

- [1] Serant F.A., Shestakov S.M., Pomerancev V.V. i dr. *Szhyganie nemolodykh azeiskikh burykh uglei v nizkotemperaturnoi vikhrevoi topke po scheme LPI-ITEC-10* [Burning of elderly Azei brown coals in a low-temperature vortex furnace according to the scheme LPI-ITES-10] *Teploenergetika*, 1983. (In Russian).
- [2] Pomerancev V.V. *Opytno-promyshlennyy kotel BKZ-420-140-9 s nizkotemperaturnoi topkoi LPI* [Experimental-industrial boiler BKZ-420-140-9 with a low-temperature furnace LPI]. *Energomashynostroenie*, 1985. (In Russian).
- [3] Rundygin V.V., Skuditskii V.E., Grigorev K.A. i dr. *Modernizaciia kotlov na osnove nizkotemperaturnoi vikhrevoi tekhnologii szhyganiia tverdyykh topliv* [Modernization of boilers based on low-temperature vortex technology of solid fuel combustion]. *Energetika: ekonomika, tekhnologii, ekologiya*, 2000. (In Russian).
- [4] Finkler F.Z., Kubyskhin I.B., Mitriukhin A.G. i dr. *Zazhyganie droblynykh nazarovskikh uglei na kotle PK-38 po scheme "Politekhenergo"* [Ignition of crushed Nazarov coals on the boiler PK-38 according to the scheme "Polytechnic"]. *Novoe v Rossiiskoi elektroenergetike*, 2005. (In Russian).
- [5] Shestakov S.M., Aronov A.L. *Tekhnologiya szhyganiyamestnykh vidov tverdogo topliva* [Technology of burning local types of solid fuels]. *ESCO*, 2014. (In Russian).
- [6] Baskakov A.P., Matsnev V.V., Raskopov I.V. *Kotly i topki s kipyashchim sloem* [Boilers and furnaces with a boiling layer]. *Energoatomizdat*, 1996. (In Russian).
- [7] Shtym A.N., Shtym K.A. *Kotelnye ustanovki s tsyclonnyimi predtopkami* [Boiler installations with cyclone prefabs]. *Izdat. Dom Dalnevostochnyi federalnyi universitet*, 2012. (In Russian).
- [8] Shtym K.A. *Sovershenstvovanie cyklonno-vikhrevoi tekhnologii szhyganiya topliva*

- [Perfection of the cyclone-vortex technology of fuel combustion]. Diss. abstract. Dalnevostochnyi federalnyi universitet, 2015. (In Russian).
- [9] Sazhyn B.S., Gudim L.I. *Vikhrevye pyleuloviteli* [Vortex Dust Collectors]. Khimiia, 1995. (In Russian).
- [10] Krou. *Chislennyye modeli techenii gaza s nebolshym sodержaniem chastits* [Numerical models of gas flows with a small content of particles]. Teoreticheskie osnovy inzhenernykh raschetov, 1982. (In Russian).
- [11] Launder B. E., Spalding. D. B. Lectures in Mathematical Models of Turbulence. London : *Academic Press*, 1972. 169 p.
- [12] Jones. *Calculation Methods for Reacting Turbulent Flows: A Review. Combust. Flame*. Whitelaw, 1982.
- [13] Loitsyanskii L.G. *Mekhanika jydкости i gaza* [Mechanics of Fluid and Gas]. Nauka, 1978. (In Russian).
- [14] Badzioch S., Hawksley P. G. W. *Kinetics of Thermal Decomposition of Pulverized Coal Particles*. Ind. Eng. Chem. Process Design and Development, 1970.
- [15] Vandoormaal J. P., Raithby G. D. *Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows*. Numer. Heat Transfer, 1984.
- [16] Surzhikov S.T. *Teplovoe izluchenie gazov i plazmy* [Thermal Radiation of Gases and Plasma]. Moskva, 2004. 544 p. (In Russian).
- [17] Marshak Yu.L. *Topochnyye ustroystva s vertikalnymi cyklonnymi predtopkami* [Furnace device with vertical cyclone pre-furnaces]. Energiia, 1966. (In Russian).
- [18] Knorre G.F., Nadzharov M.A. *Cyklonnyye topki* [Cyclone furnaces]. GosEnergoizdat, 1959. (In Russian).
- [19] Dolejal R.N. *Topki s zhydkim shlakoudaleniem* [Furnaces with liquid slag removal]. GosEnergoizdat, 1959. (In Russian).
- [20] Khzmalyan D.M. *Teoriia topochnykh processov* [Theory of furnace processes]. Energoizdat. 1990. (In Russian).

Сведения об авторах.



Редько Андрей Александрович

Доктор технических наук, профессор каф. ТГВ и ТВЕР, ХНУСА. Имеет более 100 научных публикаций, 2 учебных пособия с грифом МОН, более 10 патентов, более 40 докладов на конференциях в различных областях энергетики. Область научных интересов: использование возобновляемых источников энергии, низкопотенциальной энергии, тепломассообмен, термодинамика.

E-mail: andrey.ua-mail@ukr.net



Редько Александр Фёдорович Доктор технических наук, профессор, заведующий каф. ТГВ и ТВЕР, ХНУСА, член Академии строительства Украины. Имеет более 250 научных публикаций, 5 учебных пособий с грифом МОН, 20 патентов, более 60 докладов на конференциях в различных областях энергетики. Область научных интересов: возобновляемая, низкопотенциальная, геотермальная энергетика, тепломассоперенос, термодинамика, неравновесная термодинамика, котельные установки.

E-mail: redko.af@gmail.com



Редько

Александрович

Игорь

Кандидат технических наук, доцент каф. эксплуатации газовых и тепловых систем, ХНУГХ им. А.М. Бекетова. Имеет более 16 научных публикаций, 6 патентов. Область научных интересов: геотермальная энергетика, эффективное сжигание низкосортных топлив,

E-mail: germes_s2006@ukr.net