

С.М. КАБИШОВ, канд. техн. наук,
И.А. ТРУСОВА, д-р техн. наук,
П.Э. РАТНИКОВ, канд. техн. наук,
Д.В. МЕНДЕЛЕВ, канд. техн. наук (БНТУ)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ТОПКЕ КОТЛА ПРИ ОБОГАЩЕНИИ ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ КИСЛОРОДОМ

При моделировании теплообмена в топке котла необходимо учитывать ряд параметров [1, 2]: форму и размер рабочего пространства, расположение горелочных устройств и тепловоспринимающих поверхностей, вид и состав сжигаемого топлива и окислителя и т.д. В данной статье приведены результаты математического моделирования тепло- и массообменных процессов в рабочем пространстве отопительного котла средней мощности. В качестве объекта исследований была выбрана установка HEIZA (тип HW-S-10/K) предназначенная для разогрева масляного теплоносителя объемом до 180 м³/ч. Установка оснащена дутьевой горелкой фирмы WEISHAUPТ/G50/2-A, работающей на холодном воздухе с максимальным потреблением до 400 нм³/ч природного газа с теплотворной способностью 8000–8300 ккал/м³ (максимальная тепловая мощность 5400 кВт), давление в горелке до 500 мбар.

С применением метода конечных элементов при использовании пакета Comsol Multiphysics 3.5a была реализована расчетная схема отопительного котла HEIZA, (рисунок 1), в которой выделен ряд расчетных областей (рисунок 2): 1 – внутреннее пространство котла до поверхности внутренней спирали труб; 2 – пространство между внутренней и внешней спиралью труб; 3 – пространство между внешней спиралью труб и теплоизолированным каркасом котла. Расчетная сетка, реализованная в среде Comsol Multiphysics 3.5a, приведена на рисунке 3.

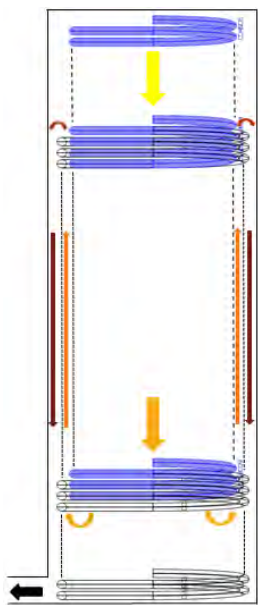


Рисунок 1 – Расчетная схема моделирования тепловой работы отопительного котла HEIZA

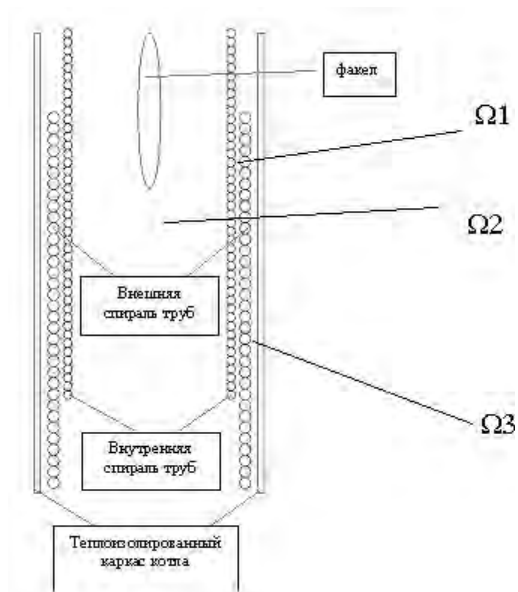


Рисунок 2 – Сечение модели котла с факелом и расчетными областями

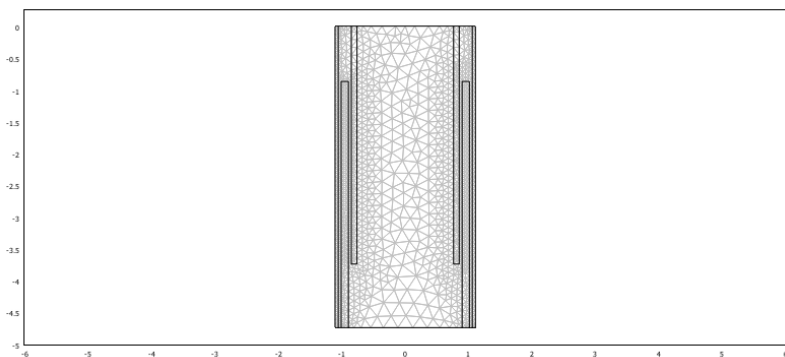


Рисунок 3 – Сеточное разбиение сечения расчетной области

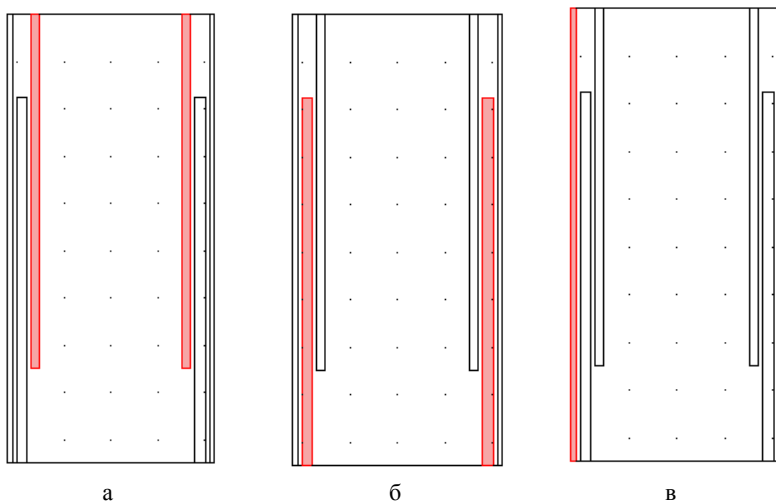
Исходя из технических параметров установки, объем масла во второй ступени (внутренний контур) составляет $0,85 \text{ м}^3$, а в первой ступени (наружный контур) – $2,75 \text{ м}^3$.

Средняя плотность теплового потока, поглощаемого маслом, определяется выражением

$$q_j = \frac{G_j \cdot \Delta i_j}{F_j}, \quad (1)$$

где G_j – производительность установки в j -м контуре, $\text{м}^3/\text{с}$; F_j – площадь поверхности j -го контура, м^2 ; Δi_j – прирост энтальпии масла в j -м контуре, $\text{Дж}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$; j – номер контура ($j = 2$ – внутренний контур, $j = 1$ – внешний контур).

Схема теплообменных контуров приведена на рисунке 4.



а – внутренний контур ($j = 2$); б – внешний контур ($j = 1$); в – кожух котла

Рисунок 4 – Схема теплообменных контуров

Тепловые потоки на теплообменные контура в соответствии с рисунками 2 и 4 имеют вид

$$\begin{aligned}
q_2 &= \alpha_{\Omega_2}(T_{\text{ср}\Omega_2} - T_{\text{пов.внутр}2}) + \varepsilon_{\Omega_2}\sigma_0(T_{\text{ср}\Omega_2}^4 - T_{\text{пов.внутр}2}^4) + \\
&+ \alpha_{\Omega_1}(T_{\text{ср}\Omega_1} - T_{\text{пов.внеш}2}) + \varepsilon_{\Omega_1}\sigma_0(T_{\text{ср}\Omega_1}^4 - T_{\text{пов.внеш}2}^4); \\
q_1 &= \alpha_{\Omega_1}(T_{\text{ср}\Omega_1} - T_{\text{пов.внутр}1}) + \varepsilon_{\Omega_1}\sigma_0(T_{\text{ср}\Omega_1}^4 - T_{\text{пов.внутр}1}^4) + \\
&+ \alpha_{\Omega_3}(T_{\text{ср}\Omega_3} - T_{\text{пов.внеш}1}) + \varepsilon_{\Omega_3}\sigma_0(T_{\text{ср}\Omega_3}^4 - T_{\text{пов.внеш}1}^4); \\
q_\phi &= \alpha_{\Omega_3}(T_{\text{ср}\Omega_3} - T_{\text{пов.внутр.}\phi}) + \varepsilon_{\Omega_3}\sigma_0(T_{\text{ср}\Omega_3}^4 - T_{\text{пов.внутр.}\phi}^4) - \\
&- \alpha_{\text{вн}}(T_{\text{фут.фнешн}} - T_{\text{окр.ср}}),
\end{aligned} \tag{2}$$

где приведены следующие обозначения: $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3$ – расчетные области в соответствии с рисунком 2; q_i – удельные тепловые потоки в соответствующем i -м контуре; α_{Ω_i} – коэффициенты конвективной теплоотдачи в i -м контуре, (Вт/(м·К)); ε_{Ω_i} – степени черноты в i -м контуре; $T_{\text{ср}\Omega_i}$ и $T_{\text{пов.внутр}i}$ – соответственно температуры греющей среды и температуры тепловоспринимающих поверхностей в i -м расчетном контуре, К.

Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности кожуха котла к окружающему воздуху определяется из выражения

$$\text{Nu} = 0,8(\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,25} \left(1 + \left(1 + \frac{1}{\sqrt{\text{Pr}}}\right)^2\right)^{-0,25}. \tag{3}$$

Уравнения теплопереноса внутри j -го теплообменного контура имеют вид

$$\nabla(-\lambda \nabla T) = q_{sj}T; \quad q_{sj} = \frac{q_j F_j}{V_j T}, \tag{4}$$

где λ – коэффициент теплопроводности масла, Вт/(м·К); T – температура внутри расчетной области (в теплообменном контуре), К; q_{sj} – средний тепловой коэффициент поглощения маслом, Вт/(м³·К).

Уравнения теплопереноса в области дымовых газов (рисунок 5) имеют вид

$$\nabla(-\lambda \nabla T) = -\rho c_p u \nabla T;$$

$$\rho(u \nabla)u = \nabla(-p + \eta(\nabla u + (\nabla u)^T)) - \frac{2}{3} \eta(\nabla u); \quad (5)$$

$$\nabla(\rho u) = 0,$$

где ρ – плотность дымовых газов, кг/м³; u – поле скоростей, м/с; p – давление, Па; c_p – изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К); η – динамическая вязкость, Па·с; T – поле температур, К; λ – коэффициент теплопроводности дымовых газов, Вт/(м·К).

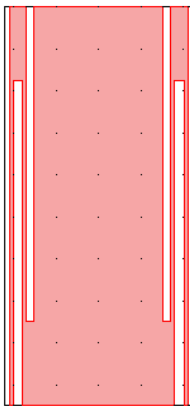


Рисунок 5 – Область с дымовыми газами

Результаты расчетов по совместному решению задачи теплопереноса и газодинамики (уравнения (1)–(5)) при отоплении котла воздухом и воздушно-кислородной смесью (40 % кислорода) приведены на рисунках 6 и 7.

Как показали расчеты, обогащение воздуха горения кислородом приводит к уменьшению объема и температуры уходящих газов, а также к снижению наружной температуры кожуха котла с 125 до 112 °С.

Представленная модель расчета тепловых процессов в топке теплогенератора (на примере установки HEIZA), согласуется с экспериментальными данными, приведенными в работе [3], что подтверждает адекватность модели. Моделирование процессов теплопереноса в рабочем пространстве данного котла показало, что обогащение воздушного дутья кислородом до 40 % приводит к по-

вышению теплонапряженности топки, увеличению производительности на 2,3 % и уменьшению температуры уходящих газов на 15 °С при сохранении заданных технических параметров эксплуатации котла.

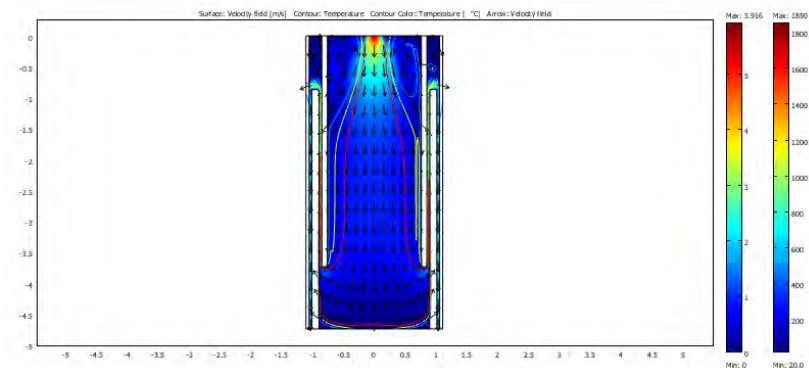


Рисунок 6 – Численное решение модели тепловой работы котла при отоплении воздухом

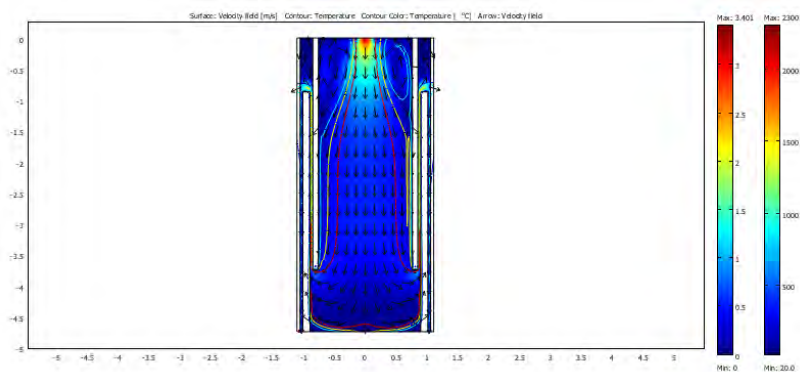


Рисунок 7 – Численное решение модели тепловой работы котла воздушно-кислородной смесью

Литература

1. Макаров, А.Н. Теория и практика теплообмена в электродуговых и факельных печах, топках, камерах сгорания [Текст]: моно-

графия / А.Н. Макаров. Ч. 1. Основы теории теплообмена излучением в печах и топках. – Тверь: ТГТУ, 2007. – 184 с.

2. Макаров А.Н. Влияние геометрических размеров факела на распределение падающих потоков излучений в топке парового котла / А.Н. Макаров, Е.И. Кривнев // Промышленная энергетика. – 2001. – № 8. – С. 30–32.

3. Техничко-экономическая эффективность использования дутья, обогащенного кислородом, в отопительных котлах малой мощности. Сообщение 1. Моделирование тепловой работы котлов / С.М. Кабишов [и др.] // Энергетика. Изв. вузов и энергетич. объедин. СНГ. – 2013. – № 6. – С. 67–86.

УДК 669.041

С.М. КАБИШОВ, канд. техн. наук,
И.А. ТРУСОВА, д-р техн. наук (БНТУ),
М.А. КОСТЕНКО,
А.С. МАСКАЛЬЧУК (ИЧТПУП «Кератех»)

ПУТИ МОДЕРНИЗАЦИИ ШАХТНЫХ ПЕЧЕЙ СОПРОТИВЛЕНИЯ*

В условиях машиностроительных предприятий для нагрева и термической обработки изделий достаточно широкое распространение получили электрические печи сопротивления.

Анализ существующих конструкций и особенностей процессов тепловой обработки изделий показывает, что зачастую этим печам присущ ряд конструктивных недостатков, что сказывается на их энергопотреблении.

Среди основных путей модернизации шахтных печей сопротивления можно выделить следующие:

1. Замена футеровки на современные волокнистые материалы либо применение многослойной конструкции из жаростойких бетонов малой плотности.

2. Замена нагревательных элементов с применением современных материалов и сплавов, что обеспечивает увеличение межремонтного периода и снижение эффекта изменения свойств нагревательных элементов в процессе работы.