

ЛИТЕРАТУРА

1. *Никитенко Н.И.* Теория тепломассопереноса. Киев: Наук. думка, 1983.
2. *Теория* тепломассообмена. Под редакцией А. И. Леонтьева. М.: МГТУ им. Баумана. 1997.
3. *Никитенко Н.И.* Сеточный метод расчета течения и теплообмена вязкой несжимаемой жидкости. // ИФЖ. 1986. Т. 50, N 3. С. 476 – 482.
4. *Никитенко Н.И., Кольчик Ю.Н., Сороковая Ю.Н.* Метод канонических элементов для моделирования гидродинамики и тепломассообмена

в областях произвольной формы. // ИФЖ. 2002. Т. 75, N 6. С. 74–80.

5. *Роуч П.* Вычислительная гидродинамика. М.: Мир, 1980.
6. *Никитенко Н.И.* Сопряженные и обратные задачи тепломассопереноса. Киев: Наук. думка, 1988.
7. *Исаченко В.П., Осипова В.А, Сукомел А.С.* Теплопередача. М. : Энергоиздат, 1981.

Получено 15.11.2005 г.

УДК 536.24:697.32

БАСОК Б.И., ДЕМЧЕНКО В.Г., МАРТЫНЕНКО М.П.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ АЭРОДИНАМИКИ В ТОПКЕ ВОДОГРЕЙНОГО КОТЛА СО ВТОРИЧНЫМ ИЗЛУЧАТЕЛЕМ

Розглянуто числове моделювання аеродинаміки в топці водогрійного котла. Наведено поля векторів швидкості та тиску в різні моменти часу. Обговорено результати проведеного числового дослідження.

Рассмотрено численное моделирование аэродинамики в топке водогрейного котла. Представлены поля векторов скорости и давления в различные моменты времени. Обсуждены результаты проведенного численного исследования.

The numerical modeling of aerodynamic at hot-water boiler furnace is considered. Fields of magnitude velocity and pressure at different time moment are presented. The results of relevant numerical data are discussed.

C – константы;
 D – диаметр топочной камеры;
 d – диаметр;
 G_k – генерация турбулентной кинетической энергии, обусловленная градиентом средней скорости;
 H – длина топочной камеры;
 h – глубина погружения горелки;
 K – отношение расхода газов, идущих на повторный дожог к расходу газа в горелке;
 k – кинетическая энергия турбулентности;
 L – геометрический параметр, включающий перемещение огневой трубы относительно жаровой, изменение глубины погружения горелки и ширину плоскости выхода;

l – расстояние от трубы излучателя до фронтальной стенки котла;
 p – статическое давление;
 t – время;
 u – скорость;
 x – координата;
 α – коэффициент избытка воздуха;
 ε – скорость диссипации;
 μ – коэффициент эффективной вязкости;
 ρ – плотность;
 σ – число Прандтля;
 τ – касательное напряжение.

Индексы

k – обусловленное кинетической энергией турбулентности;

t – турбулентная;
 ε – обусловленное диссипативным масштабом;

1 – воздух;
 2 – метан.

Процессы, происходящие в тупиковых топках котлов малой мощности с вентиляторными горелками, достаточно сложны. Работа котла сопровождается сложными физико-химическими процессами сжигания органического топлива и переносом в его элементах топочных газов.

Высокие требования к герметичности котлов с вентиляторными горелками и сложность их конструкции затрудняет проведение в их топках экспериментальных аэродинамических исследований, необходимых для объективных оценок применения вторичных излучателей, повышения эффективности котлов и снижения эмиссии загрязнения окружающей среды. Поэтому перспективным методом анализа аэродинамики и массопереноса является его численное моделирование.

Исследование процессов в топках с применением вторичных излучателей приведены в [1-3]. Авторы этих работ применяли в топочных камерах различного типа котлов вторичные излучатели разнообразной конструкции. Во всех описанных опытно-экспериментальных установках при

помощи вторичных излучателей добивались повышения КПД котла и снижения эмиссии загрязняющих веществ, выбрасываемых в атмосферу, что подтверждает перспективность данного направления исследований.

Целью настоящей работы является исследование аэродинамики в топке котла, серийно выпускаемого Броварским заводом коммунальной техники [3], при помощи широко распространенной в инженерной практике k - ε модели турбулентности, основанной на численном методе решения уравнения Навье-Стокса.

Геометрия расчетной области представлена на рис. 1. Топочная камера 1 выполнена в виде цилиндра высотой H и диаметром D . Газовоздушная смесь попадает в топку котла через вентиляторную горелку в виде двух струй – воздуха и метана с постоянным избытком воздуха $\alpha = 1,1$. Сопло горелки диаметром d_1 включает вход воздуха 2 и метана 3. Метан подается в центральное отверстие 3 диаметром d_2 . Глубина погружения горелки 2 составляет h .

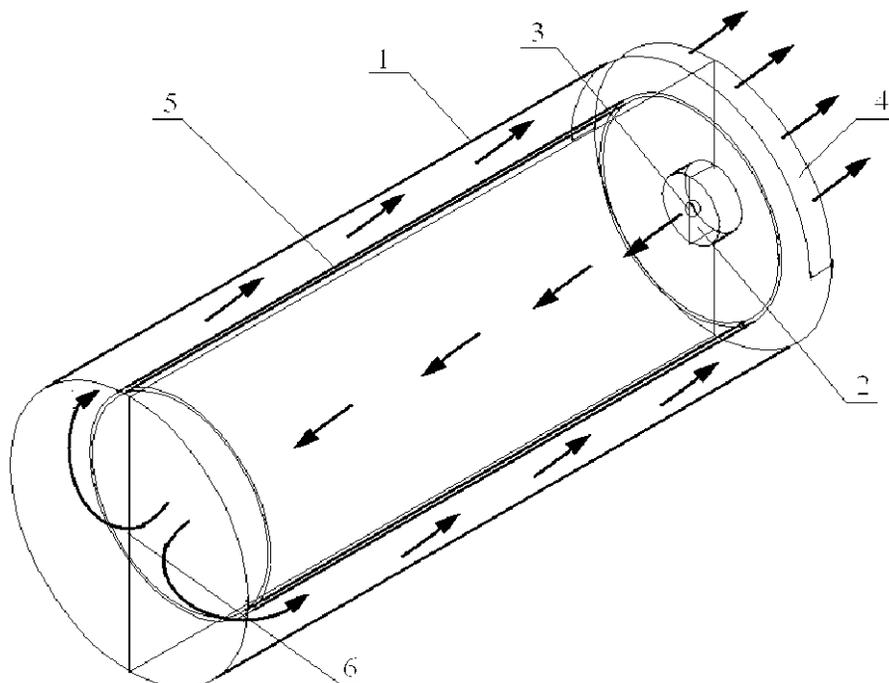


Рис. 1. Геометрия расчетной области. 1 – жаровая труба; 2 – сопло воздуха; 3 – сопло метана; 4 – выход топочных газов; 5 – вторичный излучатель; 6 – центральное сечение пространства котла.

Задача решается при таких граничных условиях. На выходе из сопла горелки 2 принимается равномерный профиль продольной скорости для сопла метана и воздуха, массовый расход 0,004 и 0,044 кг/с – соответственно. Начальная кинетическая энергия турбулентности принимается равной $1 \text{ м}^2/\text{с}$. Стенки – абсолютно гладкие, нормальная компонента скорости на них равна нулю. На выходе из топки – давление атмосферное.

Задача решалась в трехмерной стационарной постановке. Для описания движения топочных газов использовалась система уравнений Навье-Стокса:

уравнение неразрывности

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \text{ где } i = 1, 2, 3; \quad (1)$$

уравнение сохранения количества движения

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i u_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i}, \quad (2)$$

где тензор напряжений

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij}, \text{ а } i, j = 1, 2, 3.$$

Модель турбулентности основывалась на транспортных уравнениях для кинетической энергии турбулентности:

уравнение для кинетической энергии турбулентности

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} + G_k - \rho \epsilon, \quad (3)$$

уравнение для скорости диссипации

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} + (C_{1\epsilon} G_k - C_{2\epsilon} \rho \epsilon) \frac{\epsilon}{k}, \quad (4)$$

где G_k – генерация турбулентной кинетической энергии, полученная благодаря градиенту средней скорости, определяется из соотношения

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2.$$

Турбулентная вязкость μ_t учитывалась комбинацией кинетической энергии и скорости диссипации

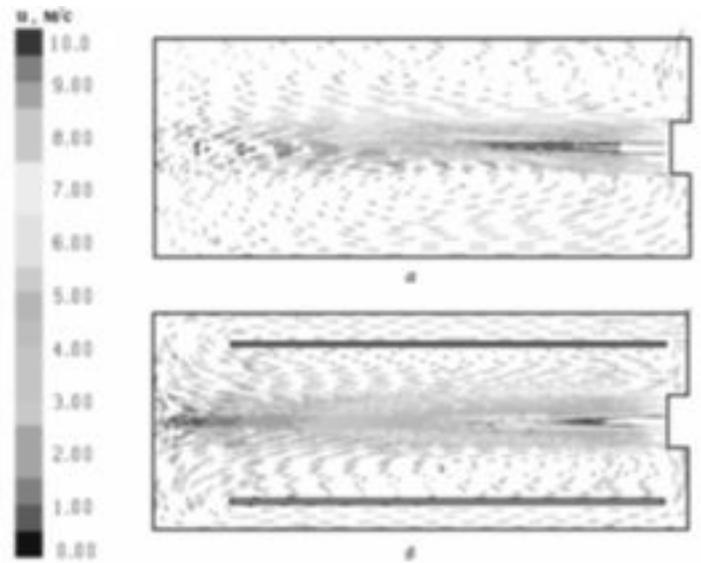


Рис. 2. Поля векторов скорости в центральном сечении камеры.
а – без излучателя; б – с излучателем.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}.$$

Модельные константы принимают следующие значения: $C_{1\epsilon} = 1,44$, $C_{2\epsilon} = 1,92$, $C_\eta = 0,09$, $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\epsilon = 1,3$.

Первоначально исследовалась аэродинамика топочной камеры котла с вентиляторной горелкой без вторичного излучателя. Результаты расчета поля векторов скорости приведены на рис. 2 а. На следующем этапе моделирования в топочную камеру была интегрирована огневая труба 5 (см. рис. 1), выполняющая роль вторичного излучателя. Результаты представлены на рис. 2 б.

При работе горелки без установки вторичного излучателя под основным потоком появляется устойчивый вихрь, в центре которого зона низкого давления (рис. 3 а), это образование подпират пламя к верхней части жаровой трубы, в результате чего жаровая труба может неравномерно нагреваться. Установка вторичного излучателя (рис. 2 б) способствует появлению зон обратных токов на фронтальной и тыльной сторонах топочной камеры. Появившаяся рециркуляция топочных газов с установкой в жаровую трубу вторичного излучателя способствует дожогу топочных газов, вовлеченных в замкнутый контур рециркуляции.

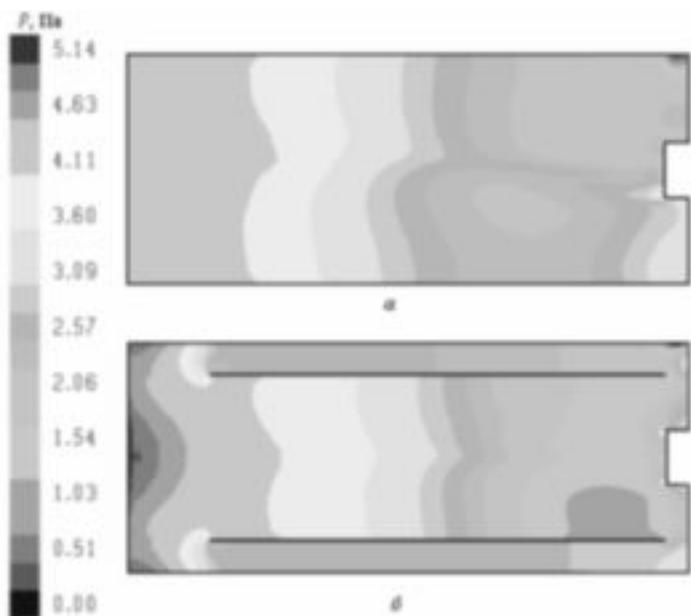


Рис. 3. Поля давлений в центральном сечении камеры. *а* – без излучателя; *б* – с излучателем.

Однако в связи с появлением рециркуляции возникает задача нахождения оптимальных геометрических размеров, при которых на повторный дожог будет направлено как можно большее количество топочных газов. Первоначально исследовался случай, при котором изменялось положение трубы излучателя 5. Менялось расстояние l от фронтальной стенки котла до трубы излучателя. Рециркуляция рассчитывалась через кольцевой зазор между трубой излучателя и го-

релкой. При $l = 70$ мм рециркуляция рассчитывалась как отношение расходов через плоскость, расположенную на расстоянии h от фронтальной стенки котла, к расходу газа в горелке (см. рис. 4). Из (рис. 4 а) следует, что от излучателя до плоскости, через которую рассчитывалась рециркуляция, векторы скорости направлены вдоль. Таким образом можно принять, что в этом направлении рециркуляция отсутствует. На рис. 4 б показаны векторы скорости через поверхность рециркуляции. Результаты численного моделирования расхода топочных газов, идущих на повторный дожог, отнесенного к расходу газа в горелке K в зависимости от l , представлены на рис. 5. Как видно из представленного рисунка, максимум рециркуляции соответствует положению излучателя на расстоянии l от фронтальной стенки котла.

Регулирование объемов рециркуляционных топочных газовых потоков также возможно осуществлять изменением геометрического параметра L , включающего перемещение огневой трубы относительно жаровой, изменение глубины погружения горелки h , а также ширины плоскости выхода 4 (рис.1).

Результаты численного моделирования расхода топочных газов через зазор между горелкой и излучателем, идущих на повторный дожог, отнесенного к расходу газа в горелке K в зависимости от L , представлены на рис. 6.

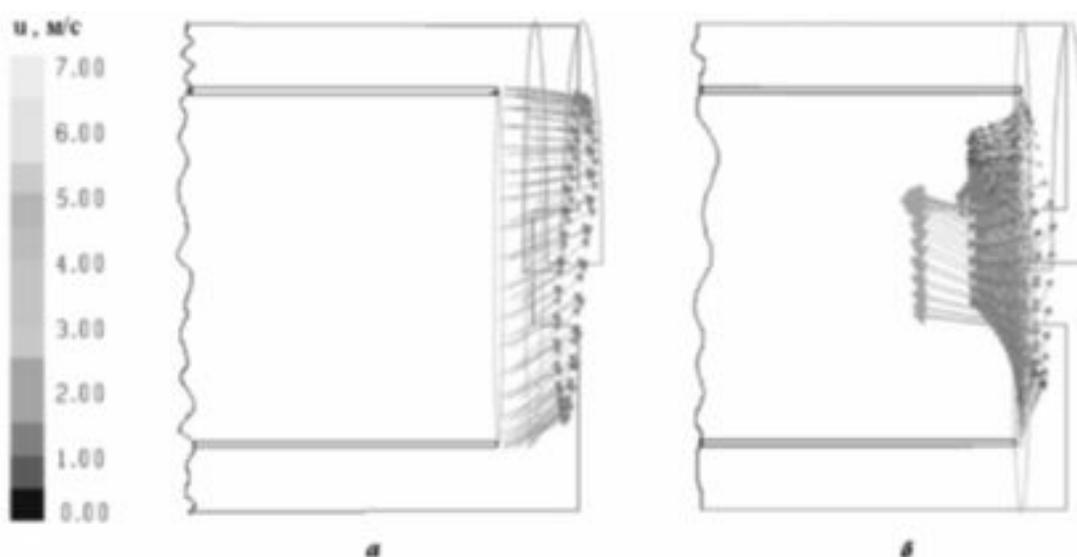


Рис. 4. Векторы скорости в различных сечениях камеры.

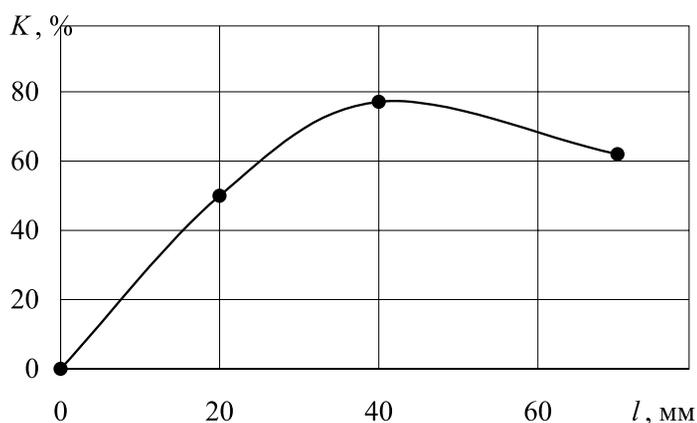


Рис. 5. Кратность рециркуляции топочных газов в зависимости от параметра l .

Из рисунка следует, что наибольший объем рециркуляции – 101,6 % осуществляется при зазоре $L = 70$ мм. При нулевом зазоре рециркуляция вовсе отсутствует.

Косвенная экспериментальная проверка численного моделирования проводилась на котле “Виктор” с вентиляторной горелкой мощностью до 100 кВт. При зазоре между обмуровкой фронтальной стенки котла и огневой трубой 20 мм и при различных значениях температуры котловой воды среднее арифметическое значение КПД составило 96% (рис.7а), а концентрации $NO_x = 78,8$ мг/м³ (рис.7б). Визуальные наблюдения через смотровое отверстие котла также выявили резкие флуктуации пламени.

Затем огневая труба была совмещена с жаровой, так что их кромки стали находиться в одной

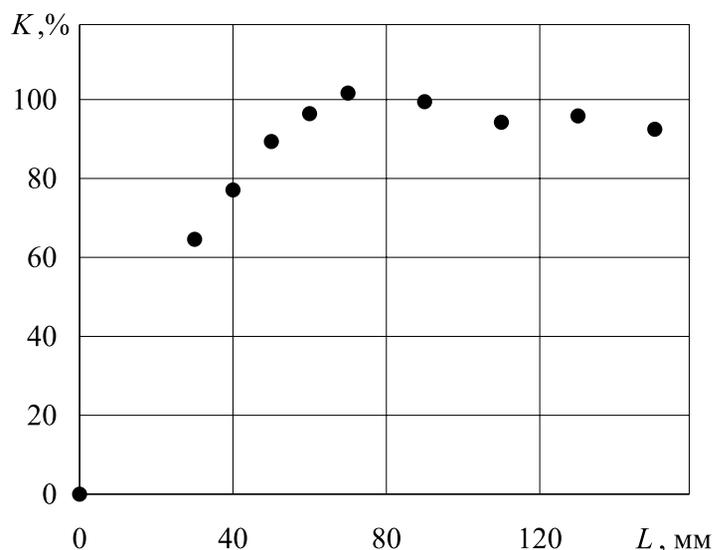


Рис. 6. Кратность рециркуляции топочных газов в зависимости от параметра L .

плоскости. Таким образом был образован зазор в 40 мм между кромками труб и внутренней обмуровкой фронтальной стенки котла. В результате серии проведенных измерений был определен КПД котла, составивший в этой серии измерений 96,4% (рис.7а), а концентрация $NO_x = 69,41$ мг/м³ (рис.7б). Визуальные наблюдения через смотровое отверстие выявили стабилизацию формы и направленности пламени, также было отмечено и снижение шума при работе котла.

Если предположить, что концентрация NO_x на прямую зависит от кратности рециркуляции продуктов сгорания K , то из проведенных расчетов

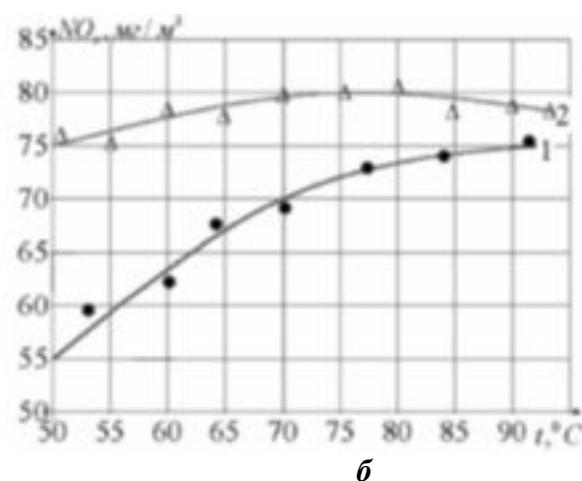
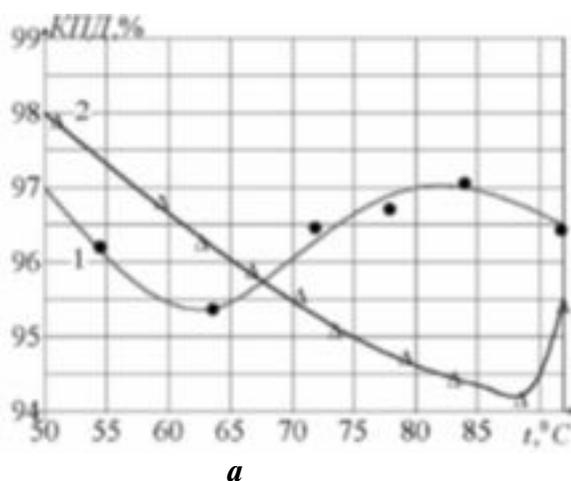


Рис. 7. Энергетическая (а) и экологическая (б) эффективность работы котла с огневой трубой и рециркуляцией дымовых газов в зависимости от температуры котловой воды и зазора: 1 – зазор 40 мм; 2 – 20 мм.

следует, что отношение K_2 (при $l = 40$ мм) к K_1 (при $l = 20$ мм) равно 1,54. Предположим, что кратность рециркуляции не влияет на образование NO и количество NO и NO_2 примерно одинаково. Тогда экспериментально измеренное количество NO_2 при $l = 20$ мм соответствует 39,4 мг/м³. Их соотношение составляет 1,31, что несколько меньше теоретического 1,54.

Выводы

Проведенное численное моделирование позволило установить, что труба от фронтальной стенки котла излучателя должна располагаться на расстоянии, равном глубине погружения горелки. Оптимальный геометрический размер L составляет 0,07 м, при этом рециркуляция топочных газов будет наибольшей и составляет более 100%. Экспериментально подтверждено, что наличие излучателя снижает вредный выброс оксидов азота, что объясняется увеличением рециркуляционного расхода продуктов сгорания, идущих в корень факела на повторный дожд.

УДК 536.244

ЕМЕЛЬЯНОВ А.А.¹, ПОЛУБОЯРОВ В.А.², БУРКА А.Л.¹, КОРОТАЕВА З.А.², ВЕЛИКАНОВ Е.В.¹, ЛАПИН А.Е.², БАН БОНГ-ЧАН³

¹Институт теплофизики СО РАН

²Институт химии твердого тела и механохимии СО РАН

³Санченский национальный университет, Корея

ТЕПЛООБМЕН ПРИ ФАЗОВОМ ПЕРЕХОДЕ И АДСОРБЦИИ-ДЕСОРБЦИИ КИСЛОРОДА В ДИСПЕРСНОМ МАТЕРИАЛЕ

Робота присвячена дослідженню накоплення тепла, яке поглинається в процесі нагріву дисперсного матеріалу VO_x в області фазового переходу діелектрик-метал. Основна частина цього тепла поглинається в скритій формі за рахунок перебудови структури речовини частинок та десорбції кисню, який знаходиться у поверхневих шарах частинок після механохімічної активації.

Настоящая работа посвящена исследованию накопления избыточной теплоты, поглощаемой в процессе нагрева дисперсного материала VO_x в области фазового перехода диэлектрик-металл. Основная часть этой теплоты аккумулируется в скрытой форме за счет перестройки структуры вещества частиц и десорбции кислорода, находящегося в поверхностных слоях частиц после механохимической активации.

The present work is devoted to the investigation of accumulation of the excess heat absorbed in the course of heating of disperse material VO_x in the range of dielectric-metal phase transition. The main part of this heat is accumulated in latent form due to restructuring the particle substance and oxygen desorption from external layers of the particles after machanochemical activation.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришкова А.В., Красовский Б.М., Ракишин А.Ю. Уменьшение выбросов оксидов азота от водогрейных котлов путём внесения в топку промежуточного излучателя с оптимальными параметрами // Промышленная энергетика. — 2004. — № 5.
2. Сигал И.Я. Защита воздушного бассейна при сжигании топлива. — Л.: 1988. — 312 с.
3. Демченко В.Г. Снижение выбросов NO_x путём установки в топку котла экранов-отражателей // Актуальные вопросы теплофизики и физической гидродинамики. — 2005. г. Алушта, С. 112–113.
4. Упрощенная схема рециркуляции дымовых газов как средство сокращения выбросов оксида азота // Котлер В. Р., Кругляк Е. Д., Беликов С. Е. и др. — Энергетик, 1995. №1. С. 16-18.

Получено 13.01.2006 г.