

$$\frac{m_{\text{час}} \cdot V_0^2}{2\rho} = d_{\text{час}}^3 (1-e)^2 S_{T_{\text{час}}} + \frac{d_{\text{час}}^3}{6} \left(\frac{1-e}{e} \right) S_{T_{\text{час}}} + \frac{d_{\text{час}}^2}{6e} \left[r_{\text{час}} \cdot \sqrt{a_{\text{час}} \cdot t_{\text{уд}}} \cdot c_{\text{час}} \left(\bar{T}_{\kappa_{\text{час}}} - T_{0_{\text{час}}} \right) + r_{\text{осн}} \cdot \sqrt{a_{\text{осн}} \cdot t_{\text{уд}}} \cdot c_{\text{осн}} \left(\bar{T}_{\kappa_{\text{осн}}} - T_{0_{\text{осн}}} \right) \right]. \quad (21)$$

Висновки. При відомих з експерименту геометрії частинки, роду матеріалів частинки і основи, а також швидкості удару частинки і ступеня її деформації рівняння (21) дозволяє оцінити середньомасові температури в зоні удару $\bar{T}_{\kappa} = \bar{T}_{\kappa_{\text{час}}} = \bar{T}_{\kappa_{\text{осн}}}$.

Література

1. Кудинов В.В. Плазменные покрытия / Кудинов В.В. – М. : Наука, 1977. – 183 с.
2. Харламов Ю.Н. Применение детонации в газах для нанесения покрытий / Ю.Н. Харламов, В.В. Кудинов // Физика горения и взрыва (СО АН СССР), 1975. – С. 88.
3. Никитин П.В. Взаимодействие двухфазных потоков с преградой 1. Исследование теплообмена в ЛА. / Никитин П.В., Кочерин Ю.А., Дикун Ю.В. – М. : МАИ, 1982. – С. 16.
4. Костиков В.И. О движущей силе растекания жидкой фазы по твердой / В.И. Костиков, Б. Митин // Высокотемпературные материалы. – М. : Metallurgia, 1986. – С. 114.
5. Яворский Б.М. Справочник по физике / Яворский Б.М. – М. : Наука, 1974. С. – 259.

Надійшла 5.5.2012 р.

Статтю представляє: д.т.н. Параска Г.Б.

УДК 621.783.24-027.236

Ю.Г. КАЧАН, В.Л. КОВАЛЕНКО, Ю.Б. СПЕКТОРОВА

Запорожская государственная инженерная академия

КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ КАМЕРНЫХ ПЕЧЕЙ С ВЫКАТНЫМ ПОДОМ

В статье дана количественная оценка энергетической эффективности камерных нагревательных газовых печей на основе результатов математического моделирования и определены направления дальнейших исследований.

In the article the quantitative estimation of energetic efficiency of chamber heating gas furnaces on the basis of mathematical model results and the directions of further investigations are defined.

Ключевые слова: камерная газовая печь, энергоэффективность, математическая модель, тепловая энергия.

Вступление

В настоящее время в промышленности Украины широко используются нагревательные печи, которые работают на природном газе. Современные нагревательные печи представляют собой разнообразное по конструкции, сложные тепловые агрегаты, которые содержат к тому же много вспомогательного оборудования. Сами печи включают в себя рабочее пространство и устройства для генерации теплоты (горелки). В состав вспомогательного оборудования входят устройства для утилизации теплоты и очистки уходящих дымовых газов, вентиляторы, дымососы, дымовые трубы, контрольно-измерительные приборы и системы управления печью. Указанный класс технологических агрегатов является самым распространенным, поскольку их применяют в черной и цветной металлургии, в машиностроении и т.д. Но как показано в [1] такие печи имеют ряд определенных проблем, обусловленных в основном недостатками конструкций, что приводит к большим потерям тепловой энергии и как следствие – к снижению энергетической эффективности установки.

Постановка задачи

Для решения задач энергоэффективности нагревательных газовых печей необходимо знать относительное распределение температурного поля в камере и иметь возможность определять зоны с различной плотностью тепловой энергии. Эту информацию можно получить с помощью математической модели [2], которая содержит в явном виде, как энергетические характеристики, так и конструктивные параметры объекта.

Для математической модели исходными данными являются: режимы термообработки в камерной печи с выкатным подом – отжиг, отпуск и закалка; размеры заготовок нагреваемого металла – длина, ширина, и толщина; масса и качество последнего; вид топлива – природный газ с теплотой сгорания. Распределение температуры рассчитывается с помощью численного метода и при использовании известной

инженерной методики. Последняя позволила учесть различные варианты способов отопления и изменение аэродинамических параметров печи (размеров и места расположения в ней вытяжных окон). Расчеты идут в следующей последовательности: теплообмен в рабочем пространстве печи в период ее разогрева; нагрев металла; теплообмен в рабочем пространстве печи в период охлаждения; охлаждение металла; составление теплового баланса периодов нагрева и выдержки.

Для камерных печей особенностью расчета теплообмена излучением является то, что кладка в них не является адиабатной, а поглощает или отдает тепло. Она остывает во время загрузки и при посадке холодного металла, поэтому в первый период нагрева является существенным потребителем тепла и по температуре сильно отличается от адиабатной до тех пор, пока с течением времени кладка не прогревается.

Предложенная модель была проверена на адекватность реальным процессам в условиях ЗАО «Никопольский завод технологической оснастки». Среднестатистическая относительная ошибка прогноза не превысила 4 %.

Результаты исследования

На основе упомянутой математической модели нагревательной газовой печи, был проведен вычислительный эксперимент по исследованию объемного распределения тепловой энергии в печи.

На рис. 1, в качестве примера, приведена полученная картина распределения температур от 755 до 1145 °С в камере для режима «нагрев» термообработки, соответствующая моменту времени $t=1215$ мин от начала процесса. Указанный интервал температур разделен на 6 равных диапазонов:

1) 755 – 820 °С ; 2) 820 – 885 °С ; 3) 885 – 950 °С ; 4) 950 – 1015 °С ; 5) 1015 – 1080 °С ; 6) 1080–1145 °С .

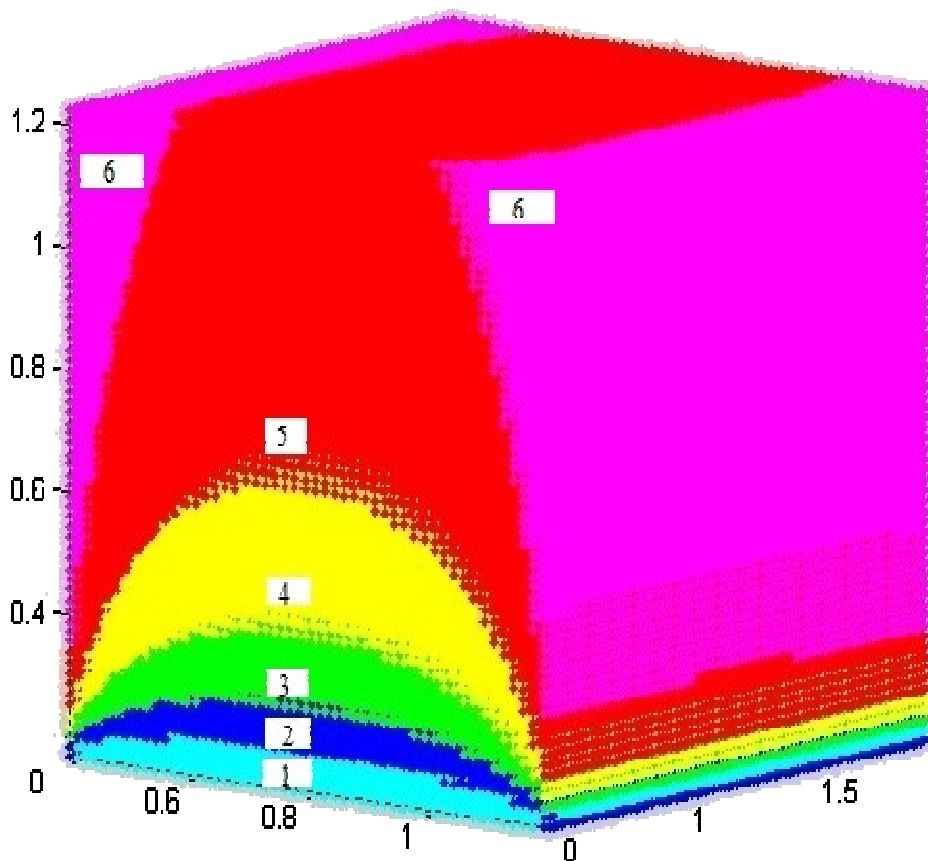


Рис. 1. Распределение температур в камере печи в процессе «нагрева»

1) 755 – 820 °С ; 2) 820 – 885 °С ; 3) 885 – 950 °С ; 4) 950 – 1015 °С ; 5) 1015 – 1080 °С ; 6) 1080–1145 °С

Печь представлена в виде параллелепипеда в трехмерном пространстве, с внутренними размерами $L \times B \times S$. Объем внутренней камеры $V=5,04 \text{ м}^3$. При моделировании принимались дискретные значения координат с интервалом $\Delta=0,17$ м. В результате эксперимента в объеме камеры были выделены узловые точки (общее количество $N=274743$) в которых и определялась температура:

$$t_A = \frac{a_{x3} \cdot t_{x3} + a_{x4} \cdot t_{x4} + a_{y3} \cdot t_{y3} + a_{y4} \cdot t_{y4} + a_{z3} \cdot t_{z3} + a_{z4} \cdot t_{z4}}{a_A}, \quad (1)$$

где $a_{x3}, a_{x4}, a_{y3}, a_{y4}, a_{z3}, a_{z4}$ – коэффициенты проводимости в направлениях между точкой А и соседними точками в трехмерной плоскости (x, y, z), определяемые как:

$$a_{x3} = \frac{k_{x2} \cdot \Delta y \cdot \Delta z}{(\delta x)_{x2}}, \quad (2)$$

$$a_{x4} = \frac{k_{x1} \cdot \Delta y \cdot \Delta z}{(\delta x)_{x1}}, \quad (3)$$

$$a_{y3} = \frac{k_{y2} \cdot \Delta x \cdot \Delta z}{(\delta y)_{y2}}, \quad (4)$$

$$a_{y4} = \frac{k_{y1} \cdot \Delta x \cdot \Delta z}{(\delta y)_{y1}}, \quad (5)$$

$$a_{z3} = \frac{k_{z1} \cdot \Delta x \cdot \Delta y}{(\delta z)_{z1}}, \quad (6)$$

$$a_{z4} = \frac{k_{z2} \cdot \Delta x \cdot \Delta y}{(\delta z)_{z2}}, \quad (7)$$

$$a_A = a_{x3} + a_{x4} + a_{y3} + a_{y4} + a_{z3} + a_{z4} \quad (8)$$

Здесь k – коэффициент теплоотдачи граней контрольного объема;

$\Delta x, \Delta y, \Delta z$ – расстояние между точками контрольного объема;

$\delta x, \delta y, \delta z$ – расстояние между точкой А и точкой контрольного объема ($x_1, x_2, y_1, y_2, z_1, z_2$)

По количеству точек, принадлежащим к указанным температурным диапазонам, рассчитан соответственно их относительный: 6,4 % (17452 точки); 6,7 % (18405 точек); 11 % (30555 точек); 22,6 % (61996 точек); 40,8 % (112221 точка); 12,5 % (34114 точки), а затем и реальный: $0,32 \text{ м}^3$; $0,34 \text{ м}^3$; $0,55 \text{ м}^3$; $1,14 \text{ м}^3$; $2,06 \text{ м}^3$; $0,63 \text{ м}^3$ объем.

Имея указанную информацию определено количество тепловой энергии, приходящейся на рассматриваемые зоны. В данном случае теплоносителем является сухой воздух. Зная соответствующую теплоемкость воздуха [3] и объем, который он занимает получим, что на первую зону приходится 6,3 % от общей тепловой энергии; на вторую – 6,6 %; на третью – 10,8 %; на четвертую – 22,7 %; на пятую – 41 % и на шестую – 12,6 %.

Выводы

Следовательно, наибольшая концентрация тепловой энергии наблюдается в верхней части камеры, которая и нагревает свод печи, в то время как заготовки находятся в зоне с очень малым содержанием теплоты в нижней части камеры, что обусловлено неэффективным движением тепловых потоков и не рациональной технологий нагрева металл. Очевидно, что рассмотренная печь требует модернизации, которая должна быть выполнена на основе оптимизационных расчетов по энергетическому критерию.

Литература

1. Качан Ю.Г. О проблеме энергоэффективности нагревательных газовых печей Ю.Г. Качан, В.В. Степкин, Ю.Б. Спекторова // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2011. – № 11. – С. 237– 239.
2. Качан Ю.Г. Математическая модель камерной нагревательной печи Ю.Г. Качан, В.В. Степкин, Ю.Б. Спекторова // Энергетика: економіка, технології, екологія. – 2011. – № 4. – С. 54– 61.
3. Справочник по котельным установкам малой производительности / Под ред. К.Ф. Роддатиса. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.

Надійшла 16.5.2012 р.
Рецензент: д.т.н. Волков А.В.