

电热相变储能供热装置的热效率模拟与试验研究^{*}

广东工业大学 陈观生[☆] 张仁元 柯秀芳

摘要 从能量守恒的角度出发,以装置表面的散热损失为主,推导出电热相变储能供热装置的热效率模型,对其进行了模拟计算,得出了热效率随供热量的变化规律。与实测结果的对比表明二者较为吻合。

关键词 电热相变储能供热装置 热效率 模拟 试验

Thermal efficiency modeling and experimental research for electric heating units with phase change materials

By Chen Guansheng[★], Zhang Renyuan and Ke Xiufang

Abstract Considering the heat loss in unit surface mainly, develops a mathematic model of the thermal efficiency. Obtains the variation regularity of thermal efficiency with heating load by simulation and calculation. The comparison result shows that the calculation results are close to the experimental data.

Keywords electric heating unit with phase change material, thermal efficiency, simulation, experiment

★ Guangdong University of Technology, Guangzhou, China

①

0 引言

以相变储能材料(PCM, phase change material)为基础的电热相变储能供热装置由于具有储能密度大和释热温度比较恒定的特点而成为热能贮存及供给的重要方式,可广泛应用于电力调峰、工业节能以及其他高新技术和产品的开发,具有很好的经济效益和环保效益。该装置主要的经济技术评价指标包括以下几个方面:初投资、热效率及投资回收期,其中初投资和热效率均影响投资回收期。在供热量一定时如何减少初投资,文献[1]作了详尽的分析,并得出一套优化设计方案,但并未涉及装置热效率的预期计算,这就需要在此基

础上建立关于装置热效率的数学模型,进行模拟计算,完成对装置性能的全面评估,以利于供热方案的确定及装置的工程选型。

1 电热相变储能供热装置简介

该装置是将相变材料的相变潜热及升温显热储存起来,等到需要时再利用载热介质将其释放出来的一种节能型装置。装置的结构示意图如图1所示。图中小的长方体为储热体,主要包括相变材料、电热管及换热器等,其尺寸为 $L \times W \times H$ 。外

①[☆] 陈观生,男,1970年12月生,硕士,讲师
510006 广东工业大学材料与能源学院
(0) 13380039656
E-mail: chengs@gdut.edu.cn
收稿日期:2005-11-02
一次修回:2006-02-10
二次修回:2006-06-01

^{*} 广东省重点资助科技项目“相变储能材料与技术在电力调峰中的应用研究”(编号:C10705)

面大的长方体为装置外壳,外壳与储热体之间填有厚度为 δ 的保温材料,因此装置的外形尺寸为 $(L+2\delta) \times (W+2\delta) \times (H+2\delta)$ 。为简便起见,其他设施如进出风管、电源线等图中未予表示。

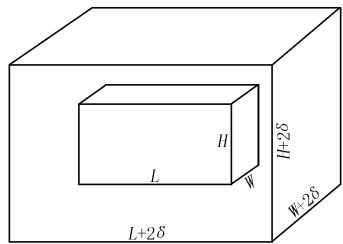


图 1 电热相变储能供热装置及储热体

2 装置热效率模拟

装置热效率 η 定义为装置的总供热量 E_2 与输入装置的总电量 E_1 的比值,亦即装置的能量可利用率,这是对装置经济性进行评价的主要指标之一。由能量守恒定律,有

$$E_1 = E_{11} + E_{12} + E_{13} = E_2 + E_3 + E_4 \quad (1)$$

$$E_2 = E_{11} + E_{22} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{E_2}{E_1} = 1 - \frac{E_3 + E_4}{E_2 + E_3 + E_4} \quad (3)$$

式(1)~(3)中 E_{11} 为直供热量(装置在储热时段向外界提供的热量),kWh; E_{12} 为相变材料储热量,kWh; E_{13} 为装置直供时段散热量,kWh; E_3 为装置总散热量,kWh; E_4 为保温材料、储热体及装置内其他金属材料吸热量之和,kWh; E_{22} 为非直供热量(装置在储热完成后利用所储存热量向外界提供的热量),kWh。

式(1)~(3)是装置的能量平衡及热效率的通用表达式。从装置长期稳定运行的一个工作周期来看,保温材料、储热体及装置内其他金属材料的始末温度近似相等,其吸热量 E_4 为 0,即认为在温升过程中所吸收的热量在温降过程中又全部释放(被载热介质如空气所吸收或通过装置表面散失)。因此,对一个工作周期而言,式(1),(3)变为

$$E_1 = E_{11} + E_{12} + E_{13} = E_2 + E_3 \quad (4)$$

$$\eta = \frac{E_2}{E_1} = 1 - \frac{E_3}{E_2 + E_3} \quad (5)$$

由于装置散热量 E_3 不可能为 0,装置的热效率也就恒小于 1。对于一个供热时间及供热负荷确定(即总供热量 E_2 已知)的装置,散热量 E_3 的计算是确定装置热效率的关键。根据传热学的计

算公式^[2],装置在一个工作周期内(以 24 h 计)的散热量为

$$E_3 = \frac{24}{1\,000} \alpha_w F_w \left(\frac{\alpha_w F_w t_s + \frac{\lambda}{\delta} F_z \bar{t}_n}{\alpha_w F_w + \frac{\lambda}{\delta} F_z} - t_s \right) \quad (6)$$

式中 α_w 为装置外表面空气表面传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; F_w 为装置外表面积, m^2 ; t_s 为装置所处环境温度, $^\circ C$; λ 为保温材料导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$; F_z 为装置保温层中部表面积, m^2 ; $\bar{t}_n$ 为一个工作周期内储热体表面的平均温度, $^\circ C$ 。

由于储热体金属壳体的热阻与保温材料的热阻相比很小,可以认为储热体表面温度近似等于相变材料温度,而相变材料在一个工作周期内随时间变化的温度 t_m 可由仪表测得,其平均温度 $\bar{t}_m$ 为

$$\bar{t}_m = \frac{\sum_{i=1}^n \tau_i t_{mi}}{\sum_{i=1}^n \tau_i} \quad (7)$$

式中 n 为测量次数; τ_i 为第 i 次与前次温度测量的时间间隔, s; t_{mi} 为第 i 次测得的温度, $^\circ C$ 。

由于 $\bar{t}_n$ 约等于 $\bar{t}_m$,因此式(6)中除 F_w 和 F_z 之外,其余均为已知量。根据装置的结构示意图有

$$F_w = 2[(L+2\delta)(W+2\delta) + (L+2\delta)(H+2\delta) + (W+2\delta)(H+2\delta)] \quad (8)$$

$$F_z = 2[(L+\delta)(W+\delta) + (L+\delta)(H+\delta) + (W+\delta)(H+\delta)] \quad (9)$$

从式(8),(9)可以看出, F_w 和 F_z 与储热体尺寸和保温层厚度有关,而保温层厚度在储热介质和保温要求确定的前提下是固定的,因此 F_w 和 F_z 主要取决于储热体的体积 V_c 。储热体体积取决于相变材料体积、电热管体积、换热器体积及间隙容积等,其中起决定性作用的是相变材料体积。在 V_c 确定的情况下,可以根据需要选择储热体的尺寸及保温层厚度。根据文献[3-4],储热体体积可按下式计算:

$$V_c = 3\,600a \frac{E_{12}}{\rho_m [c_s(t_{m2} - t_{m1}) + c_l(t_{m3} - t_{m2}) + \gamma_m]} \quad (10)$$

式中 3 600 为换算系数, s/h; a 为储热体容积因数,可取 1.2~1.3; ρ_m 为相变材料的液态密度, kg/m^3 ; c_s 为相变材料固态比热容, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$;

t_{m2} 为相变材料的相变温度, $^{\circ}\text{C}$; t_{m1} 为一个工作周期内相变材料始末温度, $^{\circ}\text{C}$; c_1 为相变材料液态比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$; t_{m3} 为一个工作周期内相变材料液态最高温度, $^{\circ}\text{C}$; γ_m 为相变材料的熔化潜热, kJ/kg 。

在相变材料确定的情况下, 式(10)中的未知量只有相变材料储热量 E_{12} , 而 E_{12} 与直供热量 E_{11} 、总供热量 E_2 和装置热效率 η 之间又有如下关系:

$$\begin{aligned} E_{12} &= E_1 - E_{11} - E_{13} \\ &= E_1 \left(1 - \frac{E_{11} + E_{13}}{E_1} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

令 $b = \frac{E_{11} + E_{13}}{E_1}$, 则有

$$E_{12} = E_1 (1 - b) = \frac{1 - b}{\eta} E_2 \quad (12)$$

式中 b 可由装置直接供热时间与总供热时间之比来近似求得。

综合式(5)~(10), (12), 才可得到装置热效率计算的数学模型。

3 热效率求解及与样机试验结果的比较

从式(5)~(10), (12)可以看出, 要计算装置热效率 η , 必须要知道装置的 E_2 和 b 这两个参数。建筑物的供热负荷和供热时间决定总供热量, 装置的蓄热运行方式(即采用全蓄热还是半蓄热方式)决定直供热量占总供热量的比值, 而这些在设计装置之前都必须先确定, 因此是已知的。此外还必须根据储热体体积 V 。来确定储热体的尺寸, 在对计算结果影响不大的前提下, 从简化计算的角度出发, 这里不妨假定: $L = W = H = V_c^{1/3}$ (实际情况不一定如此, 要根据需要来制定储热体亦即装置的尺寸)。只有在确定了上述参数之后, 再将相关物性参数代入, 才可计算出装置的热效率。分别按全蓄热方式(全天 24 h 的供热时间中只有 8 h 采用直供, 其余 16 h 均为非直供)($b = 1/3$)和半蓄热方式(全天 24 h 的供热时间中 16 h 采用直供, 只有 8 h 为非直供)($b = 2/3$)运行, 装置热效率的模拟计算结果见图 2 和表 1。设计总供热量分别为 50, 100, 200 kWh 的 3 台电热相变储能供热装置, 其热效率的模拟计算值与实测值对比结果见表 1。模拟计算及试验中所使用的相变及保温材料的相关参数见表 2(t 为保温材料平均温度, $^{\circ}\text{C}$)。

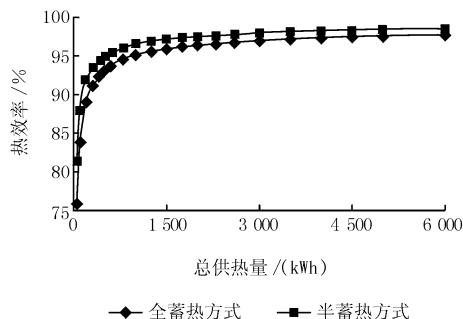


图 2 装置热效率

表 1 装置热效率计算值与实测值的比较

设计总供热量/ (kWh)	热效率/%			
	$b = 1/3$		$b = 2/3$	
	计算值	实测值	计算值	实测值
50	75.8	73.8	81.3	80.5
100	83.9	82.4	87.9	89.1
200	89.0	90.2	91.9	92.4

表 2 相变、保温材料的相关参数

	相变材料	保温材料
相变温度/ $^{\circ}\text{C}$	570~580	
相变潜热/(kJ/kg)	515	
密度/(kg/m ³)	2 400~2 600	
厚度/m		0.3
导热系数/(W/(m· $^{\circ}\text{C}$))		0.067 4+0.000 215 t

从表 1 可以看出, 50 kWh 装置热效率的实测结果比模拟计算值要小一些, 这是因为这台装置的实际总供热量分别为 47 kWh(全蓄热)和 48.5 kWh(半蓄热); 而 100 kWh 装置热效率的实测结果与模拟计算值比较接近, 这台装置的实际总供热量分别为 97 kWh(全蓄热)和 104 kWh(半蓄热); 200 kWh 装置热效率的实测值与模拟计算值最为接近, 这台装置的实际总供热量分别为 204 kWh(全蓄热)和 203 kWh(半蓄热)。由于条件限制, 只制作了 3 台样机, 大供热量装置热效率的模拟值只有留待以后的工程实例来验证。

4 装置的取热与供热方式

对装置中储存热量的提取主要采取加热面直接接触导热和取热管内空气强制对流换热的方式进行。前者主要用于小型储能装置的现场加热, 如小型家用电热炉、小型茶炉等; 后者可用于大中型装置通过管路远距离集中供热, 如楼宇冬季供热装置、厨房集中供热储能锅炉等。根据供热距离的不同, 在供热管路上又有两种做法, 一种是如果距离

不太远的话,可以直接供热风,但在进入终端用户前要通过回风混合等方式将供热温度调到合适的值;另一种在距离较远的情况下,由于取热空气温度较高(200℃左右)会导致漏热损失的加大或保温层厚度的增加,因此可增加一个水-气换热器,将热风转化成 75~95℃ 的热水提供给用户,在降低漏热损失的同时也减小了供热管路及保温材料的尺寸。

5 结论

5.1 根据装置热效率模拟值与实测值的对比可以看出,模拟值与实测值的误差很小,表明上述数学模型具有较高的精度,可以用来对装置特别是大型装置的设计进行热效率的预先评估,从而避免造成无谓的失误和浪费。

5.2 由图 2 可以看出,随着总供热量的增加,装置的热效率也不断增加,理论上可以接近于 100%;另外随总供热量的增加,装置热效率增加的速度越来越慢,同时由于受体积及质量等因素的限制,装置不宜太大,一般最大做到总供热量 6 000 kWh,其热效率在 97% 以上。

5.3 从图 2 还可以得知,同一台装置,采取的蓄热方式不同,热效率也有所区别,具体来说半蓄热要

比全蓄热装置的热效率高一些,这是因为半蓄热装置直供热量所占比例较大,装置表面散热量有所减小的缘故。

5.4 由图 2 可知,在总供热量为 1 000 kWh 时,其热效率就已经超过 95%,因此对于工程应用中的大、中型装置来说(总供热量在 1 000 kWh 以上),其装置热效率在 95% 以上是完全有保障的(暖通规范要求供热装置的热效率在 95% 以上);对于总供热量在 200~1 000 kWh 的小型装置,热效率虽然低些,但也接近或超过 90%;而总供热量小于 200 kWh 的装置,由于其热效率基本上小于 90%,经济性下降较大,因此要尽量避免使用,尤其是供热量小于 100 kWh 的装置。

参考文献

- [1] 柯秀芳, 张仁元. 管壳式相变储能换热器的优化设计[J]. 能源工程, 2001(5): 43-45
- [2] 杨世铭. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1980
- [3] 张寅平, 胡汉平. 相变储能——理论 and 应用[M]. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 1996
- [4] Dessouky E, Bouhamra H T, Ettouney W S, et al. Heat transfer in vertically aligned phase change energy storage systems[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 1999, 121(2): 98-109
- [5] Hirunlabh J, Kingduang W, Namprakai P, et al. Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under topical climate [J]. Renewable Energy, 1999, 18 (1): 109-119
- [6] Lucas I B, Hoese L, Pontoriero D. Experimental study of passive systems thermal performance[J]. Renewable Energy, 2000, 19(1/2): 39-45
- [7] 卞伯绘. 辐射换热的分析与计算[M]. 北京: 清华大学出版社, 1988
- [8] Kakac Sadik, Kshah Ramesh, Aung Win. Handbook of single-phase convective heat transfer[M]. New York: Wiley, 1987
- [9] Bejan A. Heat transfer[M]. New York: John Wiley & Sons Incorporation, 1993
- [10] Smolec W, Thomas A. Theoretical and experimental investigations of heat transfer in a Trombe wall[J]. Energy Convers Mgmt, 1993, 34(5): 385-400
- [11] Busch J F. Thermal responses to the Thai office environment[G]// ASHRAE Trans, 1990, 96 (1): 859-872
- [12] de Dear R, Leow K G, Foo S C. Thermal comfort in the humid tropics: field experiments in air-conditioned and naturally ventilated buildings in Singapore [J]. International Journal of Biometeorology, 1991, 34: 259-265
- [13] Karyono T H. Higher PMV causes higher energy consumption in air-conditioned buildings: a case study in Jakarta, Indonesia [G]. F-Nicol, et al. Standards for thermal comfort: indoor air temperature standards for the 21st century. London, 1995: 219-226
- [14] Kwok A G. Thermal comfort in tropical classrooms [G]// ASHRAE Trans, 1998, 104 (1): 1031-1047
- [15] Wong N H, Feriadi H, Lim P Y, et al. Thermal comfort evaluation of naturally ventilated public housing in Singapore[J]. Building and Environment, 2002, 37: 1267-1277

(上接第 12 页)