

共晶盐蓄冷球凝固过程的数值模拟研究^{*}

郑州大学 郭茶秀[☆]

河南省冶金规划设计研究院 张务军

郑州大学 熊辉东

德国航空航天中心热力学技术研究所 Rainer Tamme

摘要 对共晶盐蓄冷球建立了物理和数学模型,利用 FLUENT 软件对其凝固过程进行了数值模拟研究,得到了温度场分布和相界面移动规律,分析了载冷剂温度和球径对凝固时间的影响。载冷剂温度越低,共晶盐蓄冷球的凝固时间越短,相界面移动速度越快;凝固时间与球径成正比。

关键词 共晶盐蓄冷球 凝固 数值模拟 载冷剂温度 球径

Numerical study on solidification process of encapsulated eutectic salt cold spherical nodules

By Guo Chaxiu[★], Zhang Wujun, Xiong Huidong and Rainer Tamme

Abstract Establishing physical and mathematic models, simulates the solidification process by FLUENT software. Obtains the temperature fields and phase change interface positions changed with time. Analyses the effects of refrigerant temperature and spherical diameter on solidification time. The results show that the lower refrigerant temperature is, the shorter solidification time is and the more quickly phase change interface position changes, and that solidification time is in direct proportion to the spherical diameter.

Keywords encapsulated eutectic salt cold spherical nodule, solidification, numerical simulation, refrigerant temperature, spherical diameter

★ Zhengzhou University, Zhengzhou, China

①

0 引言

共晶盐(eutectic salt)蓄冷是利用相变材料共晶盐在发生固液相变时有大量的冷量释放/存储的特性进行蓄冷的。共晶盐主要是由无机盐、水、促凝剂和稳定剂组成的混合物。目前应用较广泛的是美国某公司生产的共晶盐,相变温度约为 8.3℃,相变潜热约为 95.36 kJ/kg,密度为 1 489.6 kg/m³。由于其具有不过冷、不层化、相变温度较高等特点,是水、冰蓄冷系统无法比拟的。共晶盐蓄冷系统组成如图 1 所示,共晶盐封装在高密度的

聚乙烯中,形成球状(直径 70~100 mm)、板状(200 mm×100 mm×15 mm)或其他形状的密封件,再放置于蓄冷槽中。共晶盐蓄冷系统可以克服冰蓄冷系统要求蒸发温度很低的弱点,可以使制冷主机效率提高约 30%。另外,冷水侧可采用常规冷水机组系统设计方法,与现有空调系统极易配

①☆ 郭茶秀,女,1968 年 11 月生,博士,副教授
450002 郑州大学化工学院
(0371) 63887336 (0)13838189062
E-mail: guochaxiu@zzu.edu.cn
收稿日期:2005-10-09
一次修回:2005-12-22
二次修回:2006-02-03

合,所以适用于传统空调系统的改造。随着共晶盐蓄冷技术的成熟,共晶盐蓄冷系统得到了较为广泛的应用,截至 1990 年底,美国已经安装了 80 多套,占各种蓄冷空调系统的 4%^[1]。

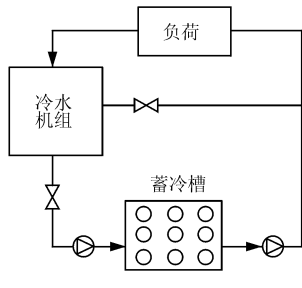


图 1 共晶盐蓄冷系统示意图

在相变蓄冷系统中,蓄冷槽内相变材料的凝固和融化特性对蓄冷装置的热性能起着决定性的作用。而相变材料的相变传热是一个强非线性问题,一般只能采用数值方法求解^[2]。相变材料凝固和融化过程中的传热问题一直是国内外的研究热点,目前国外的研究人员针对储冰系统中冰球传热模型的建立、动态模拟、强化传热等方面作了比较多的研究^[3-6]。国内哈尔滨商业大学自行开发了一种相变温度为 7.4~8℃,相变潜热为 66 kJ/kg 的高温相变材料,采用有限差分法对其蓄冷特性进行了理论分析,并作了一些实验验证^[7]。由此启发了笔者对应用较广泛的美国某公司生产的共晶盐进行蓄冷特性分析,因为它的相变潜热要比国内的高得多。笔者利用 FLUENT 软件^[8-9]中的凝固/融化模型模拟了蓄冷球的凝固过程,对其进行了蓄冷特性分析,得到了共晶盐蓄冷球凝固过程的温度场分布和相界面移动规律,并分析了载冷剂温度和球径对其凝固时间的影响,可为共晶盐蓄冷空调中蓄冷球的实际应用提供参考,并为共晶盐蓄冷系统的优化节能设计提供依据。

1 物理模型和数学模型的建立

1.1 物理模型的建立

共晶盐蓄冷球的物理模型如图 2 所示。共晶盐蓄冷球在密闭式圆柱形槽中自由堆放(如图 2a

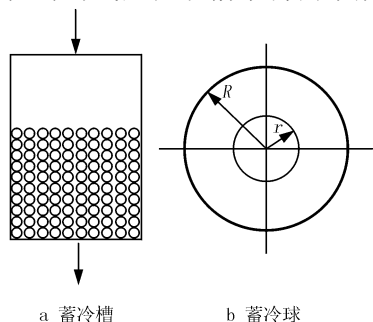


图 2 共晶盐蓄冷球物理模型

所示),球内密封相变温度为 8℃的共晶盐,封装材料为高密度聚乙烯。低温载冷剂从共晶盐蓄冷球孔隙流过蓄冷球表面,吸收球内蓄冷剂的热量,使得共晶盐蓄冷球内蓄冷介质由球壁向球内逐渐凝固,直至整个球内介质完全发生相变。球内共晶盐蓄冷介质的凝固过程是伴有相变导热和自然对流换热的复杂过程。考虑球径较小,液相温度差别不大,因此,球内液相温差所造成的自然对流作用相对于导热作用较微弱。为分析方便,对物理模型作如下假设:

- 1) 由于球径较小,单个共晶盐蓄冷球周围载冷剂温度可假设为恒温;
- 2) 相变温度恒定,球外壁温度为定值,发生相变的相在相变过程中温度不变;
- 3) 相变介质固、液两相比热容、导热系数、密度为常数,不随温度发生改变;
- 4) 相变介质中热量传递以导热为主,忽略自然对流的影响。

1.2 数学模型的建立

蓄冷相变过程数学上称之为移动边界问题。采用以上假设,并根据 FLUENT 的凝固/融化模型的基本理论,能量方程为

$$H = h + \Delta H \quad (1)$$

$$\text{其中} \quad h = h_{\text{ref}} + \int_{T_{\text{ref}}}^T c_p dT \quad (2)$$

$$\Delta H = \beta L \quad (3)$$

$$\beta = \begin{cases} 0 & T < T_{\text{melt}} \\ 1 & T > T_{\text{melt}} \end{cases} \quad (4)$$

式(1)~(4)中 H 为任意时刻的比焓, J/kg; h 为显热比焓, J/kg; ΔH 为潜热比焓, J/kg; h_{ref} 为基准比焓(初始比焓), J/kg; T 为球内任意时刻的温度, K; T_{ref} 为基准温度, K; c_p 为比定压热容, J/(kg·K); β 为液相体积率; L 为相变潜热, J/kg; T_{melt} 为相变温度, K。

FLUENT 软件中的凝固/融化模型是以比焓作为待求变量,建立对整个求解区域都适用的一维球导热方程,即

$$\rho \frac{\partial H}{\partial t} = k \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (5)$$

式中 ρ 为密度; t 为凝固时间; k 为导热系数; r 为任意一点对应的半径。

FLUENT 采用比焓法求解相变导热问题,其

优点是将比焓和温度一起作为待求量,不需将液相和固相分开处理,而是通过求解方程(5)中的比焓就可直接得到相变界面位置,并且收敛性较好。

根据假设 2),在球壁($r=R$)处的壁面温度 T_w 与载冷剂温度相等,因此温度边界条件为

$$T|_{r=R} = T_w, \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=0} = 0 \quad (6)$$

因为分析的是共晶盐蓄冷球的凝固过程,所以可假设模拟计算时共晶盐蓄冷球处于液态,并且温度为相变温度 T_{melt} ,即初始条件为

$$T(r, \tau)|_{\tau=0} = T_{\text{melt}} \quad (0 \leq r \leq R) \quad (7)$$

2 数值模拟分析过程及结果

2.1 Gambit 几何模型及网格划分

利用 FLUENT 软件对半径 R 分别为 30, 35, 40, 45, 50 mm 的共晶盐蓄冷球的凝固过程进行模拟。首先利用 FLUENT 的前处理软件 Gambit 2.2.30 进行建模和网格划分,在 Gambit 的 mesh 模块中选用四边形单元。图 3 所示为 $R=40$ mm 的共晶盐蓄冷球的计算网格,四边形单元总共 5 596 个。

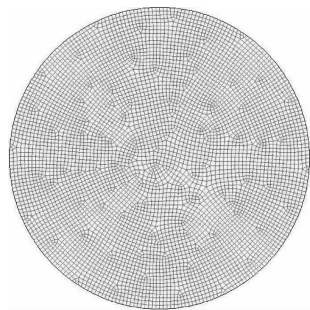


图 3 $R=40$ mm 的共晶盐蓄冷球的计算网格

2.2 FLUENT 计算参数的设置

将在 Gambit 中生成的网格文件导入 FLUENT 6.2.16 软件中,定义 solver 求解器为 2D 分离式、非稳态;定义 Solidification/Melting 模型模拟共晶盐蓄冷球的凝固过程;输入相变材料热物性参数:相变温度 8°C ,相变潜热 95.36 kJ/kg ,密度 1489.6 kg/m^3 ,导热系数 $2.3 \text{ W/(m}\cdot^\circ\text{C)}$,比热容 $1.9 \text{ kJ/(kg}\cdot^\circ\text{C)}$;在边界条件中设定共晶盐蓄冷球的壁面为第一类边界条件,并输入相应的壁面温度;设定残差值为 1×10^{-6} ,初始温度定为 8°C ;时间步长的选择不能太大,也不宜太小,只要在最大的迭代步数内能够稳定收敛就可以,笔者根据不同的情况选择的时间步长在 $10 \sim 80 \text{ s}$ 范围内。

2.3 模拟结果及分析

为验证计算结果的可靠性,仅改变相变材料的物性参数,但仍采用本文的计算方法,对文献[7]中蓄冷球($R=35 \text{ mm}$,相变温度为 8°C ,相变潜热为

66 kJ/kg ,密度为 1615.3 kg/m^3)的一维凝固过程进行了模拟计算,计算结果与文献[7]试验结果的比较如图 4 所示。从图中可以看出,理论模拟值和试验结果吻合较好。由此表明,本文的计算方法是可行的,可用于模拟共晶盐蓄冷球的凝固过程。

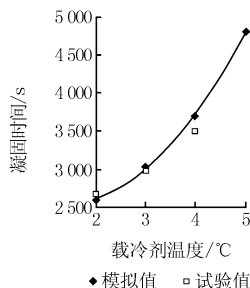


图 4 计算结果与文献[7]试验结果的比较

图 5 和图 6 分别给出了 $R=40 \text{ mm}$,载冷剂温度为 5°C ,凝固时间为 1000 s 和 2000 s 时共晶

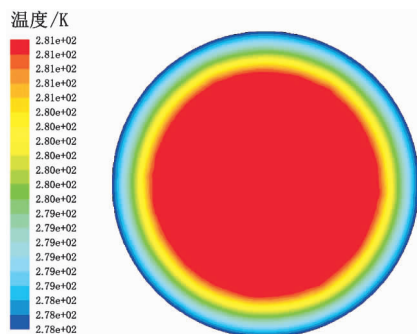


图 5 $R=40 \text{ mm}$,载冷剂温度为 5°C ,凝固时间为 1000 s 时蓄冷球内的温度分布

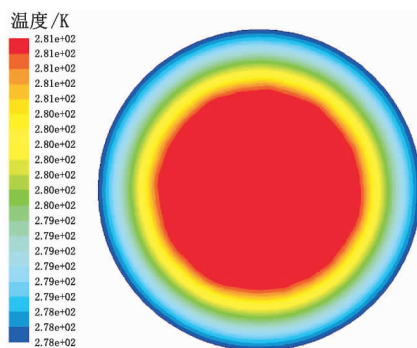


图 6 $R=40 \text{ mm}$,载冷剂温度为 5°C ,凝固时间为 2000 s 时蓄冷球内的温度分布

盐蓄冷球内的温度分布。从这两图可以看出,球内温度场是由外层向内层逐步变化的,经过 1000 s 后,处于凝固点以下的温度场的区域明显增大。经过模拟计算,得到不同直径的共晶盐蓄冷球在不同载冷剂温度下的凝固时间,见表 1。图 7 给出了在不同载冷剂温度(壁面温度)下不同半径的共晶盐蓄冷球的凝固时间,从图中拟合后的曲线可以看出,在载冷剂温度一定时,不同球径的共晶盐蓄冷球所需的凝固时间基本上都与球径成正比,即球径

表 1 凝固时间与载冷剂温度及球径的关系

半径/mm	凝固时间/s			
	$T_w=275\text{ K}$	$T_w=276\text{ K}$	$T_w=277\text{ K}$	$T_w=278\text{ K}$
50	6 180	7 235	8 730	11 100
45	5 215	6 060	7 365	9 365
40	4 185	4 850	5 930	7 670
35	3 245	3 815	4 630	5 965
30	2 405	2 825	3 455	4 495

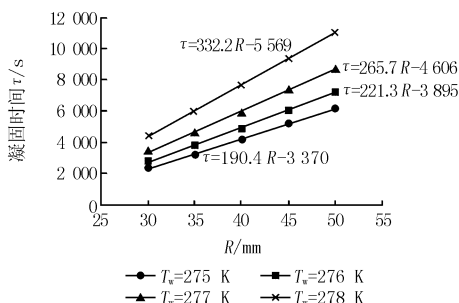


图 7 共晶盐蓄冷球半径对凝固时间的影响

越小,相变速度越快,相变时间越短。图 8 给出了共晶盐蓄冷球的凝固时间与载冷剂温度的关系,当蓄冷球球径一定时,载冷剂温度越低,蓄冷球表面传热温差越大,传热量增加,凝固时间缩短,即总凝固时间与传热温差呈反比关系。具体选择多大的

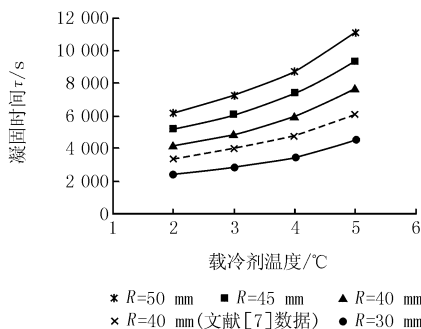


图 8 共晶盐蓄冷球载冷剂温度对凝固时间的影响

传热温差,要根据热源的情况以及经济性来考虑。另外,在图 8 中还给出了对应文献[7]中相变材料物性的计算结果,由图可见,两种不同材料的蓄冷球在相同直径和相同载冷剂温度时,相变潜热大的共晶盐蓄冷球所需的凝固时间要长,这是与实际相符的。所以,设计中确定共晶盐蓄冷球直径时,需要综合考虑蓄冷时间的长短、传热温差的大小以及相变材料的热物性,以选择最经济的尺寸作为球径。

图 9 给出了 $R=40\text{ mm}$,载冷剂温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,凝固时间为 $1\ 000\text{ s}$ 时球内固相和液相的比例。图 10 给出了 $R=40\text{ mm}$,载冷剂温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,凝固时

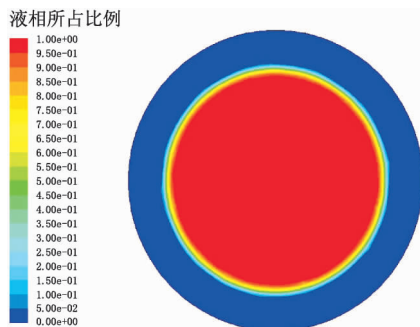


图 9 $R=40\text{ mm}$,载冷剂温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,凝固时间为 $1\ 000\text{ s}$ 时球内固相和液相的比例

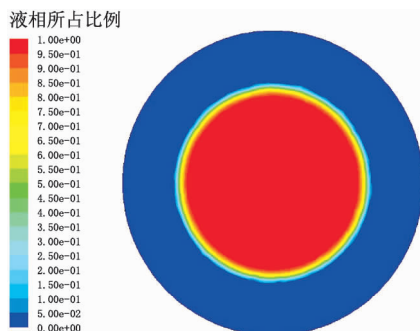


图 10 $R=40\text{ mm}$,载冷剂温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,凝固时间为 $2\ 000\text{ s}$ 时球内固相和液相的比例

间为 $2\ 000\text{ s}$ 时球内固相和液相的比例。从这两个图可以明显看出,共晶盐蓄冷球的相变从球外层逐渐向内层发展,球内凝固区域逐渐增加,液相比例逐步减小。

为了研究相界面移动规律,在图 11 中给出了 $R=40\text{ mm}$,载冷剂温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时球内液相所占比例随时间的变化关系。从图中可以看出,在凝固的

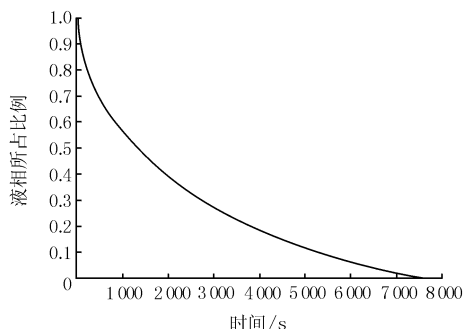


图 11 $R=40\text{ mm}$,载冷剂温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时球内液相所占比例随时间的变化

初期,共晶盐主要为液态,传热热阻较小,相界面移动速度较快,在很短的时间内液相的比例迅速下降,所需要的凝固时间为 $7\ 670\text{ s}$,而当时间达到 $1\ 500\text{ s}$ 时,凝固区域已超过 50% ,但随着固态工质厚度的增加,热阻不断加大,凝固速度降低,到了一

定凝固厚度后,相变基本保持匀速。

3 结论

本文对共晶盐蓄冷球的相变凝固过程建立了物理模型和数学模型,并利用 FLUENT 软件进行了数值模拟研究。研究结果表明采用 FLUENT 软件中的凝固/融化模型对相变问题进行传热分析研究是合理有效的,而且由数值计算的结果还可以得到一些对工程实际中共晶盐蓄冷球的设计和改进行都有参考价值的结论。

3.1 共晶盐蓄冷球外载冷剂的温度越低,传热温差越大,共晶盐蓄冷球的凝固时间越短,相界面移动速度越快。由于共晶盐相变温度高,载冷剂的温度可在 0℃ 以上,但其载冷剂的温度应根据电力低谷时间、蓄冷球蓄冷特性及制冷机效率来确定。

3.2 共晶盐蓄冷球所需的凝固时间与球径成正比,所以设计时球径不能太大,以控制蓄冷时间是在电力低谷时间段,这样才能达到既节能又省钱的目的。

3.3 FLUENT 在分析相变传热问题时具有独特的优势,它界面友好,操作方便,计算简单快捷,具有强大的前后处理功能。

在本文分析的基础上,需要进一步对多维相变问题以及相变和热媒体的耦合等工程问题进行研究分析。

(上接第 24 页)

常压下的感温包温度变化趋势与图 2 相似,温度达到峰值时加热器自动断开,在谷值时加热器重新接通。电加热器通/断温度见表 6。

表 6 电加热器的通/断温度 ℃

	100 kPa	50 kPa
断开温度	122.3	126.2
启动温度	70.7	72.3

根据测试结果可知,能够通过电加热器感温包实现温控通断动作,其通/断的周期为 14 min。从测试数据上看,低压 50 kPa 下感温包通/断温度比常压工况下均高 2~5℃。

4 结论

4.1 电加热器在低压与常压下散热功率基本相当,功率符合与电压的平方成正比的关系。

参考文献

- [1] 郭茶秀,魏新利. 热能存储技术与应用[M]. 北京:化学工业出版社,2005
- [2] 张寅平,胡汉平,孔祥东,等. 相变贮能——理论和应用[M]. 北京:中国科技大学出版社,1996
- [3] Sasaguchi K, Sumikawa T. Effect of maximum fluid density on the melting of ice around a finned surface [C]//Proceedings of 10th IHTC, 1994;139-144
- [4] Arnold D. Dynamic simulation of encapsulated ice stores—part 2: model development and validation[G]//ASHRAE Trans, 1994,100(1):1244-1245
- [5] Dumas J P. Modelization of a tank filled with spherical modules containing a phase change material [C]//Proceedings of 10th IHTC, 1994;239-244
- [6] Sasaguchi K, Yoshiyama T. Development of an efficient static-type ice thermal energy storage vessel using a low concentration aqueous solution[C]//Proc of 6th Int TES Conf, 1999;575-584
- [7] 李晓燕. 蓄冷球内高温相变材料蓄冷特性的研究[J]. 节能技术,2004,22(3):9-11
- [8] 韩占忠,王敬,兰小平. FLUENT 流体工程仿真计算实例与应用[M]. 北京:北京理工大学出版社,2004
- [9] Voller V R, Cross M, Markatos N C. An enthalpy method for convection/diffusion phase change[J]. Int J Numer Methods Eng, 1978,24:271-284

4.2 自然对流工况下,表面传热系数在低压与常压下存在如下公式: $\frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^k$, 其中 k 值经实验测定,平均值为 0.2。表面传热系数随着气压降低而降低,50 kPa 下表面传热系数比常压(100 kPa)下低 13%。

4.3 电加热器表面温度随着气压的降低而升高。在 50 kPa 压力下,在 220 V 电压、370 W 功率下,电加热器表面各点平均温度比常压下高 16.5℃。

4.4 检测低压 50 kPa 下电加热器感温包通/断温度比常压工况下均高 2~5℃,通/断的周期为 14 min。

参考文献

- [1] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 3 版. 北京:高等教育出版社,1998