

文章编号: 1000-8055(2002)02-0231-05

高温相变单元管蓄热过程数值模拟

邢玉明, 许 昕, 袁修干, 崔海亭, 张云浩
(北京航空航天大学 飞行器设计与应用力学系, 北京 100083)

摘要: 对以高温共晶盐 LiF-CaF_2 为相变材料(PCM)和以干空气为工质的相变蓄热系统,采用焓方法建立了以控制体单元为对象的单管相变蓄热模型。在模拟空间站太阳能吸热/储热器轨道运行参数下进行了数值计算。计算结果与地面模拟试验数据进行了比较,吻合良好。

关键词: 太阳能动力; 相变材料; 蓄热; 焓法; 数值模拟

中图分类号: TK523.5

文献标识码: A

Numerical Simulation of High Temperature Phase Change Heat Storage System

XING Yu-ming, XU Xin

YUAN Xiu-gan, CUI Hai-ting, ZHANG Yun-hao

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Numerical results pertaining to cyclic melting and freezing of an encapsulated phase-change material (PCM) have been reported. The cyclic nature of the present problem is relevant to latent heat thermal energy storage system used to power solar Brayton engines in space. Specially, a physical and numerical model of the single-tube phase change heat storage system was developed. A high-temperature eutectic mixture of LiF-CaF_2 was used as the PCM and dry air was used as the working fluid. Numerical results are compared with available experimental data. The trends were in close agreement.

Key words: solar dynamic; phase change material; thermal energy storage
enthalpy method; numerical simulation

1 引言

随着载人航天技术的发展,航天器要求的功率越来越大。太阳能热动力发电系统由于其较低的比质量和较小的比面积受到越来越多的关注^[1~3]。由于太阳热源具有周期性,因此太阳能热动力发电系统必须在日照期和阴影期不断交替下工作,并连续稳定发电。NASA 提出了几种新概念的吸热/储热器方案设计^[4~6],几种方案都采用

了固液相变潜热蓄热系统。相变材料(PCM)主要是氟盐及其共晶混合物如 LiF 及 $80.5\text{LiF}-19.5\text{CaF}_2$ 。PCM 被封装在一个个小的环形容器内,将若干个环形容器套装在同心工质导管上,就成为同时有吸热、储热和释热功能的单元换热管^[7]。由于氟盐在相变时密度变化较大(LiF-CaF_2 为 21%),从液态到固态时体积收缩,因而在相变过程中将会有空穴产生,这使得容器内 PCM 相变过程的热分析变得相当复杂。本文基于焓法能

收稿日期: 2001-01-25; 修订日期: 2002-01-19

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(59876003)

作者简介: 邢玉明(1966-),男,山西榆次人,北京航空航天大学飞行器设计与应用力学系副教授,博士

量控制方程建立了单管相变换热数学模型, 模拟轨道参数进行了数值分析与试验结果进行了对比, 较好的预测了吸热/储热管的热性能参数。

2 数学模型

2.1 系统描述

所研究的高温蓄热换热管如图 1 所示, 12 个

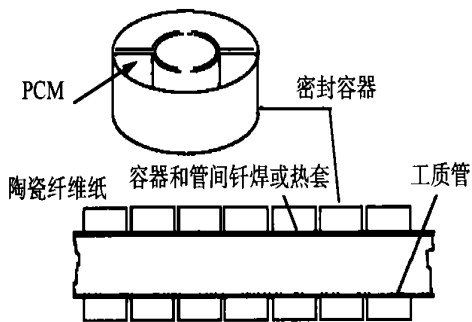


图 1 模拟用蓄热单元管

Fig 1 Numerical receiver tube

PCM 容器钎焊套装于一根 $\Phi 24 \times 2 \text{ mm}$ 的工质导管上, 该单元换热管从电炉中心通过。电炉良好绝热可提供不超过 3.8 kW 的功率, 由电炉通断来模拟太阳的日照期和阴影期。容器的外径为 $\Phi 49 \text{ mm}$, 水力直径为 $\Phi 10 \text{ mm}$, 高 25.4 mm 。PCM 为 $80.5 \text{ L iF-19.5CaF}_2$, 其熔点为 767°C , 熔化潜热为 790 kJ/kg 。工质气体为干空气。模拟的轨道参数为: 日照期 66 m in , 阴影期 27 m in , 工质流量 $0.29 \sim 0.55 \text{ kg/m in}$, 工质进口温度 $524 \sim 559^\circ\text{C}$, 整个发电系统的名义设计功率为 25 kW , 蓄热系统被置于 6 m^3 的真空实验舱内进行测试。

2.2 网格划分

单元换热管沿轴向划分为 12 个节点, 每个 PCM 容器作为一个节点 ($i = 1, 2, \dots, 12$)。沿径向也划分为 12 个节点, 其中 PCM 容器外壁作为一个节点, 固定空穴作为一个节点, PCM 区域被划分为 8 个节点, PCM 容器内壁作为一个节点, 工质管壁作为一个节点。如图 2 所示。

2.3 控制方程

本文采用弱数值解法焓法能量控制方程来求解^[8], 并作了如下假设: (1) 相变过程发生在固定温度下; (2) PCM 材料是不透明的; (3) 在 PCM 区内没有因浮力、Marangoni 效应或相变时体积收缩、膨胀引起的对流运动; (4) 工质在管内的流动是充分发展的; (5) PCM 容器壁与工质管壁间

的接触热阻忽略不计。

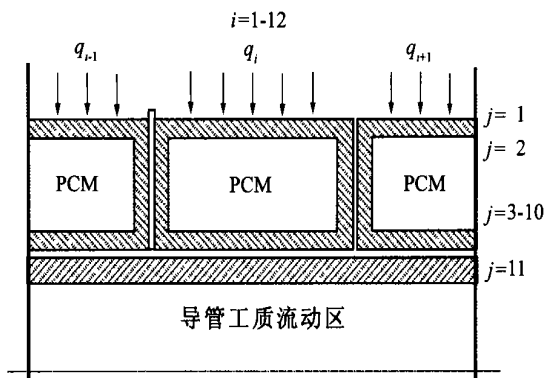


图 2 换热管简化模型

Fig 2 Schematic of heat tube

用比焓形式表示的对应于下标为 k 的能量守恒积分控制方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_k \rho_k h_k dV_k = - \int_k \rho_k h_k \vec{U}_k \cdot \vec{n}_k dS_k - \int_k \vec{q} \cdot \vec{n}_k dS_k \quad (1)$$

$$h_k - h_{\text{ref}} = \int_{\text{ref}}^k c_k (T_k') dT_k' \quad (2)$$

式中, ρ 为密度, h 为比焓, 下标 k 定义如下: (1) $k = 1$ (容器外壁); (2) $k = 2$ (PCM 区); (3) $k = 3$ (容器内壁); (4) $k = 4$ (工质管区域); (5) $k = 5$ (工质区域)。在 PCM 固相区和液相区 $\vec{U}_k = 0$ (无对流运动)。方程(2)中的比热 c_k 在容器壁和工质管区域被认为是温度的线性函数, 在 PCM 区, 固液相区为常数, 糊相区按固液质量份额加权平均。下标 ref 为参考值。

2.4 离散方程

将方程(1)应用于单元换热管各区域, 沿管长方向位于第 i 节点的控制体, 得到如下离散方程: 对容器外壁 ($k = 1$) 为:

$$(\rho A)_1 \Delta z \left[\frac{h_{1,i}^{n+1} - h_{1,i}^n}{\Delta t} \right] = Q_{\text{abs},i}^n + \left[\frac{T_{2,i+1}^n - T_{1,i}^n}{R_{1,i+1}} \right] \quad (3)$$

式中: A 为金属和 PCM 周向断面面积, z 为长度、空间坐标, Q 为热流量, T 为温度, R 为金属和 PCM 的热阻, abs 为吸热, i 为轴向坐标, j 为径向坐标, n 为时间坐标。 n 代表前一时间节点, $n+1$ 代表当前时间。

对 PCM 区 ($k = 2$) 为:

$$(\rho A)_2 \left[\frac{h_{2,i,j}^{n+1} - h_{2,i,j}^n}{\Delta t} \right] = \left[\frac{T_{2,i,j+1}^n - T_{2,i,j}^n}{R_{2,i,j+1}} \right] + \left[\frac{T_{2,i,j-1}^n - T_{2,i,j}^n}{R_{2,i,j-1}} \right] \quad (4)$$

该方程适用于 $2 \leq j \leq j_{\max} - 2$, 当 PCM 的液相质量份额 $0 < X_{i,j} < 1$ 时, 可得到 1 个和(4)式相似的方程:

$$\frac{m_{i,j} h_{sf}}{W} \left[\frac{X_{i,j}^{n+1} - X_{i,j}^n}{\Delta t} \right] = \left[\frac{T_{2,i,j+1}^n - T_{2,i,j}^n}{R_{2,i,j+1}} \right] + \left[\frac{T_{2,i,j-1}^n - T_{2,i,j}^n}{R_{2,i,j-1}} \right] \quad (5)$$

其中: $m_{i,j}$ 为 (i, j) 控制体 PCM 的质量, h_{sf} 为 PCM 的熔解潜热, $X_{i,j}$ 为 (i, j) 节点控制体的液相质量份额, $0 \leq X_{i,j} \leq 1$ 。方程(4)中计算出的比焓与 PCM 的 3 个相态(过冷、糊相、过热)温度间关系为:

过冷状态: $h - h_{\text{ref}} = c_s(T - T_{\text{ref}})$
 $T < T_m$ (5a)

糊相: $h - h_{\text{ref}} = c_s(T_m - T_{\text{ref}}) + X h_{sf}$
 $T = T_m$ (5b)

过热状态:
 $h - h_{\text{ref}} = c_s(T_m - T_{\text{ref}}) + h_{sf} + c_l(T - T_m)$
 $T > T_m$ (5c)

式中: T_m 为 PCM 相变温度。方程(5b)中 X 为液相质量份额。

对容器内壁区($k=3$)为:

$$(\rho A)_3 \left[\frac{h_{3,i,j}^{n+1} - h_{3,i,j}^n}{\Delta t} \right] = \left[\frac{T_{4,i,j+1}^n - T_{3,i,j}^n}{R_{3,i,j+1}} \right] + \left[\frac{T_{2,i,j-1}^n - T_{3,i,j}^n}{R_{3,i,j-1}} \right] \quad (6)$$

对 PCM 区($k=4$)为:

$$(\rho A)_4 \Delta z \left[\frac{h_{4,i,j}^{n+1} - h_{4,i,j}^n}{\Delta t} \right] = \dot{Q}_{f,i}^n + \left[\frac{T_{3,i,j-1}^n - T_{4,i,j}^n}{R_{4,i,j-1}} \right] + \left[\frac{T_{4,i+1,j}^n - T_{4,i,j}^n}{R_{4,i+1,j}} \right] + \left[\frac{T_{4,i-1,j}^n - T_{4,i,j}^n}{R_{4,i-1,j}} \right] \quad (7)$$

式中: $\dot{Q}$ 为热流量。

对工质区域($k=5$), 采用一维准稳态模型来描述比焓沿轴向的传输, 其轴向温度分布表达式为:

$$\theta(z) = \frac{T_s - T_f}{T_s - T_{\text{in}}} = \exp \left[- \frac{p h^* z}{m^{\circ} c_p} \right] \quad (8)$$

式中: θ 为立体角, m° 为工质质量流率, c_p 为工质

气体定压比热, p 为湿周长度, h^* 为对流换热系数。

离散方程:

$$\theta(z) = \frac{T_{si}^{n+1} - T_{fi}^{n+1}}{T_{si}^{n+1} - T_{in}^{n+1}} = \exp \left[- \frac{p h^* z}{m^{\circ} c_p} \right] \quad (9)$$

用于方程(7)中右边第一项的对流焓

$$\dot{Q}_{f,i}^n = m^{\circ} c_p (T_{fi,i-1}^n - T_{fi}^n) \quad (10)$$

2.5 空穴模型

根据文献[9, 10]的研究, 假定空穴的构型是固定的。事实上 PCM 熔解时空穴会收缩, PCM 凝固时空穴会长大, 这种动态过程带来的影响需作进一步深入研究。据文献[9]当处于阴影期时, PCM 首先在内壁处发生凝固, 并沿径向逐渐向外扩展, 最终在外壁处形成空穴。这样的构型也代表了空穴位置最不利的情况。

同时假定空穴内充满 PCM 蒸汽, 蒸汽压力很低, 767℃时只有 0.933 Pa, 蒸汽质量可以忽略不计。空穴内轴向温度梯度很小, 计算中可忽略。从准稳态的热扩散方程可解出空穴中的一维温度分布, 方程如下:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left[r k_{\text{eff}}(T) \frac{dT}{dr} \right] = 0 \quad (11)$$

式中: r 为径向坐标, $k_{\text{eff}}(T)$ 为当量热传导系数, 只与温度有关。

$$k_{\text{eff}}(T) = \left(\frac{2W_i}{W_{cc}} \right) k_{cc} + \left(\frac{W}{W_{cc}} \right) k_{\text{void}}(T) \quad (12)$$

其中 k_{cc} 为容器壁导热系数, k_{void} 为层状构型空穴的热传导系数, 空穴内蒸汽的热传导系数根据气体运动学理论, 可由下式计算:

$$k_{\text{void}} = 1.457 \times 10^{-3} \times T^{1/2} \quad (13)$$

$W / (\text{m} \cdot \text{K})$

公式(12)中, W_i 为容器壁厚度, W 为容器内空穴和 PCM 所占区域的厚度。 W_{cc} 为整个容器之厚度 ($W_{cc} = 2W_i + W$)。

2.6 离散化方程求解

单元换热管的吸放热计算共模拟了 6 个日照—阴影循环, 轨道周期 93 min, 其中日照期 66 min, 阴影期 27 min, 共计 558 min。本计算采用显式差分法, 选择适当的时间步长使求解过程收敛。计算程序中取步长为 0.005 s。

3 计算结果分析

单元换热管在电路中的加热条件被视为等热流, 热流密度的大小由输入功率决定。本文所取的

两个算例加热功率分别为 608 W 和 680 W。

3 1 温度和液相份额估算

图 3 为加热功率 608 W, 工质入口温度 520℃, 工质流量 0.33 kg/m in, 工质压力 0.4 M Pa 条件下, 容器外壁面最高温度、容器外壁面平均温度、工质气体出口温度的计算结果, 可见, 容器壁最高温度为 862℃(日照期末), 在整个轨道周期内为 762~ 862℃。平均壁温最大值为 810℃(日照期末)。在整个轨道周期为 707~ 810℃, 这样的温度范围对于容器材料(Haynes188)的长期使用是可靠的。工质出口温度为 600~ 622℃, 在日照期末到日照初的最大差值为 22℃, 输出温度还是相当稳定的。图 4 为该计算条件下熔化份额的计算结果, 熔化份额从日照期末的 60% 降到日照初的 37.5%, 始终处于两相区, 以保证工质出口温度波动不大。

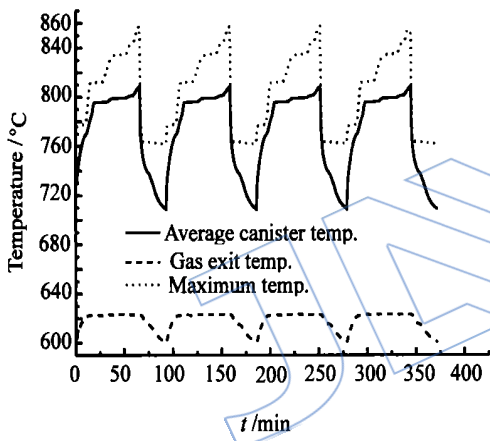


图 3 加热功率为 608 W 时单元管温度变化
Fig 3 Temperature change when input power is 608 W

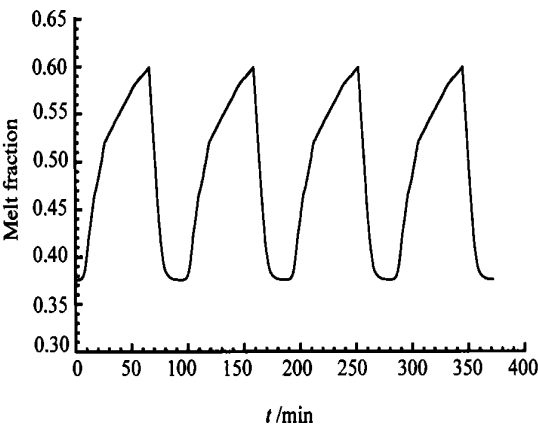


图 4 加热功率为 608 W 时 PCM 熔化率
Fig 4 PCM melt fraction when input power is 608 W

图 5 为加热功率 680 W, 工质入口温度 520℃, 工质流量 0.41 kg/m in, 工质压力 0.4 M Pa 条件下, 容器外壁面最高温度、容器外壁面平均温度、工质气体出口温度计算结果。可见, 容器最高壁温为 883℃(日照期末), 在轨道周期内为 780~ 883℃, 比加热功率为 608 W 时上升了约

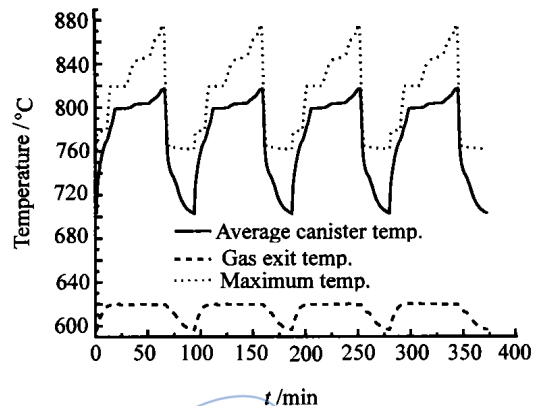


图 5 加热功率为 680 W 时单元管温度变化
Fig 5 Temperature change when input power is 680 W

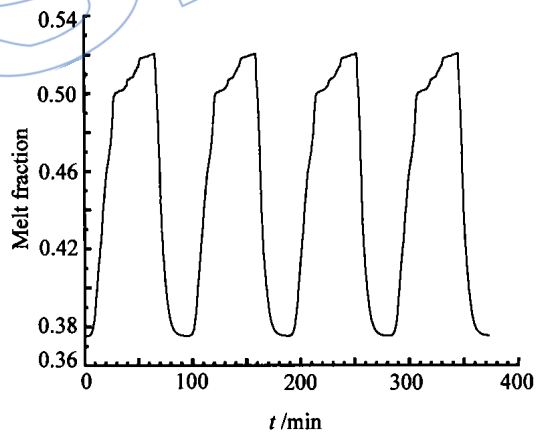


图 6 加热功率为 680 W 时 PCM 熔化率
Fig 6 PCM melt fraction when input power is 680 W

20℃, 平均壁温为 820℃(日照期末), 在整个轨道周期为 707~ 820℃, 比加热功率为 608 W 时高约 10℃, 气体出口温度与比加热功率为 608 W 时大致相同, 但熔化份额从 37.5% 到 52%, 比 608 W 时略有降低, 原因是壁温和工质气体的温差较大所致。图 6 为该计算条件下熔化份额的计算结果。

3 2 计算结果与实验结果的对比

如图 7 所示为加热功率 608 W, 工质入口温度 520℃, 工质流量 0.31 kg/m in, 工质压力 0.4 M Pa 条件下, 计算结果与实验数据在运行达到稳

态情况下的对比。可见模拟值比试验值略高, 在日照期末时, 模拟值和试验值几乎相同, 在阴影期末

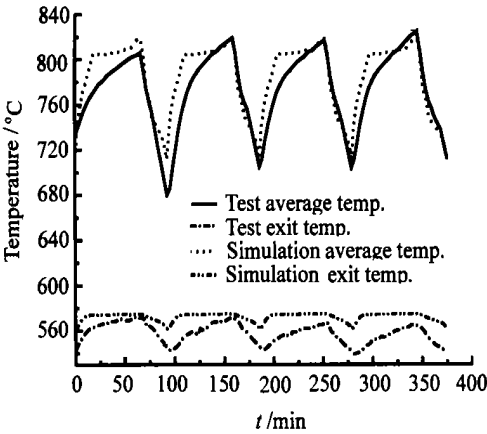


图 7 试验与模拟结果的比较

Fig 7 The result of experiment and the simulation

或日照期初差别最大, 计算值比试验值约高 20℃。主要是由于 80. 5LiF- 19. 5CaF₂ 的相变发生在 480~ 496℃左右的 1 个相变区内, 并非按模拟计算时假定的相变发生在某一特定温度。

4 结 论

基于焓方法, 建立了单元换热管高温熔盐相变蓄热系统的数学模型。计算了 PCM 容器的最高壁温、平均比温、工质气体的出口温度及 PCM 的熔化份额在 4 个轨道周期内的时间变化值, 并与实验结果进行了对比, 在日照期二者吻合很好, 在阴影期计算值较实验值偏高约 5% 以内。验证了该模型的可靠性, 数值计算较好的预测了单元

换热管的吸热、储热、放热性能, 该热分析模型可用来指导空间站太阳能吸热—储热器的总体设计。

参考文献

[1] 田文华 空间太阳能动力装置吸热—储热器[R] 北京: 空间技术情报所, 1992

[2] Anthony P, Steven T. Space Station Brayton Power System [R] IECEC Paper 85914

[3] Jeffries K S. Solar Dynamic Power System Development for Space Station Freedom [R] NASA RP- 1310, 1993

[4] Strumpf H J, Coombs M G. Solar Receiver Experiment for the Hybrid Space Station Brayton Engine [J] Journal of Solar Energy Engineering, 1990, 112(2): 12- 18

[5] Strumpf H J, Coombs M G, Lacy D E. Advanced space solar Receivers[A] Proc 23rd IECEC[C] 1988

[6] Strumpf H J, Coombs M G, Lacy D E. Advanced Solar Receiver Conceptual Design Study [R] NASA - CR - 180901, N88- 25977, 1988

[7] Strumpf H J, Coombs M G. Solar Receiver for the Space Station Brayton Engine[J] Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1990, 110(4): 295- 300

[8] Sham S N, Sparrow E M. Analysis of Multidimensional Conduction Phase Change Via the Enthalpy Model [J] ASME Journal of Heat Transfer, 1995, 97(5): 333- 340

[9] Kerslake T W, Ibrahim M B. Analysis of Thermal Energy Storage Material with Change-of-Phase Volumetric Effects [J] Journal of Solar Energy Engineering, 1993, 115(2): 22 - 31

[10] 栗卫芳. 相变蓄热容器的热分析及结构分析[D] 北京: 北京航空航天大学, 2000

(责任编辑 杨再荣)