

套管式相变储热单元储热换热性能的研究

韩广顺¹, 丁红胜¹, 黄 云², 童莉葛³

(1. 北京科技大学 数理学院 北京 100083; 2. 中国科学院过程工程研究所 北京 100190;
3. 北京科技大学 机械工程学院 北京 100083)

摘 要: 基于石蜡相变材料,对同心套管式相变储热单元的融化过程进行了二维非稳态数值研究。在考虑自然对流的前提下,对比了内传热管和外传热管储热单元的换热特性,得到了相变材料的温度场分布、流线图和相变界面位置随时间的变化规律,并研究了史蒂芬数、瑞利数对储热换热性能的影响。结果表明,在融化相同体积相变材料前提下,外传热管储热单元可以缩短 60.7% 的融化时间,换热特性明显优于内传热管式储热单元,这对与变储热装置的优化设计提供参考依据。

关 键 词: 相变材料; 传热; 自然对流; 数值模拟

中图分类号: TK224.1⁺2 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.02.003

引 言

相变储热技术利用相变材料在发生相变时能量吸收与释放的特性,具有储能密度高、相变温度恒定、相变温度可选择范围宽等优点^[1-2]。近年来,相变储热装置被广泛应用在工业余热回收、电力“移峰填谷”、室温调控、太阳能热利用、空调蓄冷等节能领域,其有效缓解了能量供求双方在时间、地点、强度上的不匹配^[3-6]。相变材料按化学组成为无机相变材料、有机相变材料以及复合相变材料 3 类,而石蜡等有机相变材料具有熔解热大、稳定性好、不易发生相分离及过冷现象、腐蚀性小、可重复利用、毒性小、成本低等优点,在中低温应用领域具有广阔的前景^[7-8]。然而,有机相变材料导热系数普遍较低,使相变储热装置的换热效率也较低,因此,对相变储热单元的换热性能的优化是研究的重点之一。

套管式相变储热单元是相变储热技术中一种最为成熟且简单的储热和换热设备,近年来出现了诸多文献报道。目前,套管式相变储热单元主要分

为两种,一种是 PCM(相变材料)填充于内外管之间和 HTF(传热流体)流经内管组成内传热式储热单元,另一种外传热式储热单元为 PCM 填充于内管而 HTF 从内外管之间流经。文献[9]对装有不同质量分数纳米 CuO 颗粒 PCM 的套管式装置的融化过程进行了二维模拟,研究发现: CuO 的质量分数越大,PCM 融化所需时间越短,但是随着 CuO 质量分数的增大,削弱了自然对流的影响,其强化换热的效果减弱。文献[10]对比研究了偏心套管式储热单元融化速率的变化,指出由于受到自然对流的影响,在液态 PCM 区域自然对流对融化速率起了主导性作用,传热管向下偏离中心位置的储热单元内 PCM 完全融化时间明显缩短。文献[11]对外传热式同心套管储热单元的凝固过程进行了数值研究,发现随着凝固过程的进行,传热热阻增大使凝固速率减小,由于自然对流的影响,轴向融化率云图不对称。

本研究主要对比两种常见的同心套管储热单元的储热换热性能,这在其他文献中未见报道。分析了温度场分布和相变界面的变化规律,同时分别研究了不同数 Ste 、 Ra 数对外传热管储热单元储热换热性能的影响。

1 物理模型及数学模型

1.1 物理模型

为了对比研究两种同心套管相变储热单元的储热换热性能,忽略管壁厚度,使 PCM 等量以及 PCM 与 HTF 耦合换热面积相同($d_2 = \sqrt{2}d_1$),建立了两种不同结构的同心套管相变储热单元,如图 1、图 2 所示,PCM 分别封装在外管与内管之间和封装在内管

收稿日期: 2015-01-27; 修订日期: 2015-05-07

基金项目: 中国科学院重点部署项目(KCZD-EW-302); 科技支撑项目(2015BAA01B02)

作者简介: 韩广顺(1988-),男,河南周口人,北京科技大学硕士研究生。

中两种模型。当 HTF 沿轴向流经储热单元时与 PCM 发生热量交换(吸收/释放)。相变储热单元的总几何参数以及 PCM 的物性参数如表 1 所示。其中,PCM 的动力粘度和密度随温度而变化,动力粘度随温度的变化关系式为:

$$\mu = Ae^{BT} \quad (1)$$

式中: A 、 B —系数,分别取 0.819 和 -1.546×10^{-2} , $326 \text{ K} \leq T \leq 353 \text{ K}$, 即:

$$\mu = 0.819e^{-1.546 \times 10^{-2}T} \quad (2)$$

密度随温度的变化关系式为:

$$\rho = \frac{\rho_0}{\beta(T - T_1) + 1} \quad (3)$$

式中: ρ_0 —PCM 在液相(324 K)时的初始密度,其值取 780 kg/m^3 ; β —膨胀系数,其值取 0.0006 ; T —PCM 的温度,其范围取 $324 \text{ K} < T < 373 \text{ K}$, 即:

$$\rho = \frac{780}{0.0006(T - 324) + 1} \quad (4)$$

表 1 储热单元几何参数与 PCM 的热物性参数

Tab. 1 Geometric parameters for latent heat storage unit and thermophysical parameters for PCM

内管半径 R_i/mm	外管半径 R_o/mm	导热系数 $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$	比热 $J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$	相变潜热 $kJ \cdot kg^{-1}$	相变温度 K
28	39.6	0.2	2000	168	318 - 324

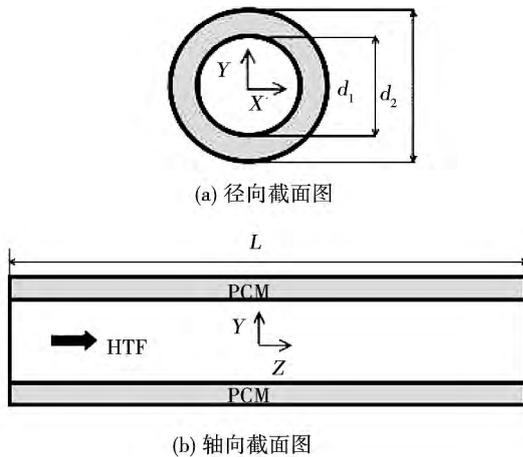


图 1 内传热管结构图

Fig. 1 Schematic for heat transfer from inner tube

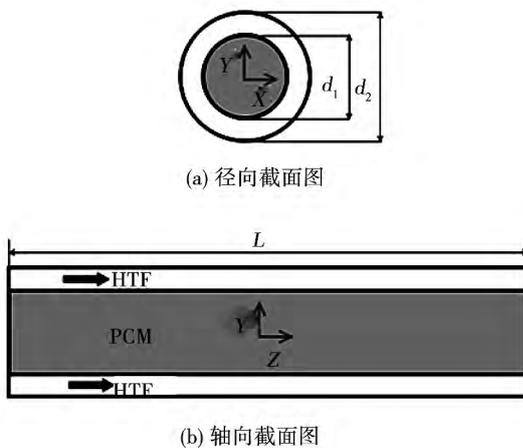


图 2 外传热管结构图

Fig. 2 Schematic for heat transfer from outer tube

1.2 数学模型

本研究使用热焓模型跟踪相变过程相界面位置的变化,将固液混合区域看成多孔介质,在计算过程中引入一个比例系数 γ 来表示液相材料在控制容积中所占的比例,即液相率(γ)。根据液相率来间接跟踪相界面位置的变化,每一步的液相率由焓平衡计算得到,其中假设液相率等于孔隙率。由于 PCM 相变过程中的孔隙率变化,动量方程源项会相应发生变化,所以,需要在动量方程中加入合理源项来说明混合区域固相材料的存在而产生的压降。

1.2.1 PCM 的控制方程

PCM 区域的能量控制方程为热焓模型,将 PCM 视为多孔介质,其控制方程为

连续性方程:

$$\partial_t(\rho) + \partial_i(\rho u_i) = 0 \quad (5)$$

动量方程:

$$\partial_t(\rho u_i) + \partial_j(\rho u_i u_j) = \eta \partial_{jj} u_i - \partial_i p + \rho g_i + S_i \quad (6)$$

能量方程:

$$\partial_t(\rho h) + \partial_i(\rho \nabla H) + \partial_i(\rho u_i h) = \partial_i(k \partial_i T) \quad (7)$$

$$H = h + \nabla H \quad (8)$$

$$h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T C_p dT \quad (9)$$

$$\Delta H = \gamma L \quad (10)$$

式中: u_i —PCM 液相速度, m/s ; ρ —PCM 的密度, kg/m^3 ; μ —动力粘度, $(kg \cdot s) / m^2$; P —压强, W/m^2 ; g —

重力加速度 m/s^2 ; k —热导率, $W/m \cdot K$; h —显热焓值 kJ/kg ; T_{ref} —参考温度(初始温度), K ; ΔH —焓差量, kJ/kg ; L —相变潜热, kJ/kg ; H —PCM 总焓值, kJ/kg ; h_{ref} —参考温度下的参考焓值, kJ/kg ; C_p —PCM 的定压比热; γ —液相率, 在相变过程中其值在 $[0, 1]$ 变化, 具体表示为:

$$\gamma = \begin{cases} 0 & T < T_s \\ \frac{T - T_s}{T_1 - T_s} & T_s < T < T_1 \\ 1 & T > T_1 \end{cases} \quad (11)$$

式中: T_1 —PCM 凝固温度, K ; T_s —PCM 凝固温度, K 。

S_i 为动量方程源项, 具体表示为:

$$S_i = \frac{C(1-\beta)^2}{\beta^3 + \varepsilon} u_i \quad (12)$$

式中: ε —一个小于 0.000 1 的计算常数, 避免分母等于零; C —固液模糊区常数, 反映相变前沿的形态, 常取值 $10^4 - 10^7$ 。

1.2.2 假设条件

对所讨论的两种模型作以下几点假设和简化:

(1) PCM 各向同性, 除粘度、密度外固液两项物性参数不随温度发生变化;

(2) 管壁导热系数很大, 可忽略管壁厚度, 认为管壁两侧温度相同;

(3) 相变过程发生在一个区间范围, 焓与温度的关系认为是线性的;

(4) PCM 的传热简化为二维轴对称(如图 3 所示), 忽略轴向传热。

1.2.3 初始条件和边界条件

由于对称性, 选取储热单元的半个圆周进行二维数值研究, 初始时刻设定 PCM 温度为 298.15 K, 反映储热装置在常温下放置, 边界条件设置如下:

(1) 对于内传热管储热单元:

外壁采用绝热壁面边界条件, 即

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R_0} = 0 \quad (13)$$

在储热过程中加热壁面温度 T_w 与 HTF 温度 T_f 相等且 T_w 温度恒定:

$$T(r) \Big|_{r=R_i, \lambda > 0} = T_w \quad (14)$$

(2) 对于外传热管储热单元:

传热管壁及封装的 PCM 作为计算区域, 同样

$$T_w = T_f = T(r) \Big|_{r=R_i, \lambda > 0} \quad (15)$$

式中: $T_w = 348.15 K$

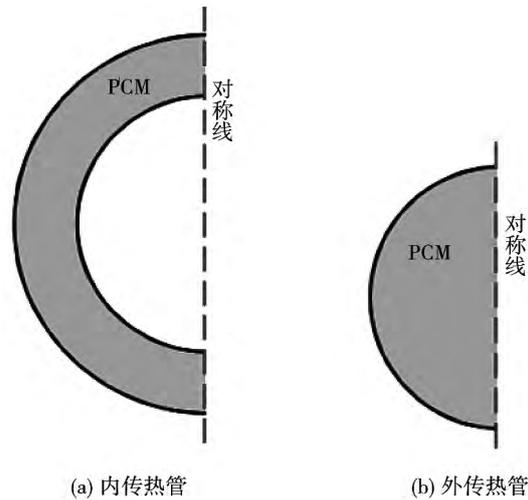


图 3 计算模型

Fig. 3 Computational model

2 数值计算结果及分析

将管壳式储热单元简化为二维轴对称计算模型(如图 3 所示), 由前处理软件 Gambit 建立模型, 对内传热管和外传热管计算单元分别采用结构与非结构四边形网格划分形式。选用 Fluent 中的 Solidification/Melting 模型模拟储热单元的蓄热过程, 其中, 求解器选择 2D 分离、隐式、非稳态进行求解; 能量方程、动量方程采用二阶迎风差分格式, 采用 PRESTO 格式处理离散项中的压力梯度; 压力和速度耦合项采用 SIMPLE 算法; 松弛因子的选择采用默认值, 时间步长设定为 0.05 s; 材料面板中粘度和密度项采用 UDF 自定义。

2.1 外传热管与内传热管的对比

图 4 为两种套管式储热单元在相同工况下不同时刻($t = 100, 500, 1050 s$) 固液界面分布图, 可以看出, 在融化开始阶段两种管式储热单元靠近传热管管壁的 PCM 首先融化, 都形成一个很窄的、近似环形的液相域。随着融化的进行, 液态 PCM 增多, 自然对流作用加强, 液相域不再成环形, 这主要是因为靠近管壁 PCM 融化以后温度会升高, 密度减小, 在浮升力的作用下会向上部移动, 而上部固态 PCM 向下运动, 同时, 热流向上运动与上部固态 PCM 发生热量交换温度下降, 从而向下流动, 冷热流体在液态区域上下流动形成环流(如图 5 所示)。对于内传热管, 由于受到热流的冲击以及固态 PCM 的下

沉, 上部 PCM 融化很快, 在很短时间已融化完全, 下部 PCM 融化缓慢, 而对于外传热管, PCM 封装在管内, 下部 PCM 受到热流的冲击融化也会很快。1 050 s 时, 外传热管内 PCM 已基本融化完全, 而内

传热管底部 PCM 部分还未融化。此后, 主要以热传导方式进行换热, 随着热阻不断增大, 剩余 PCM 将缓慢融化。

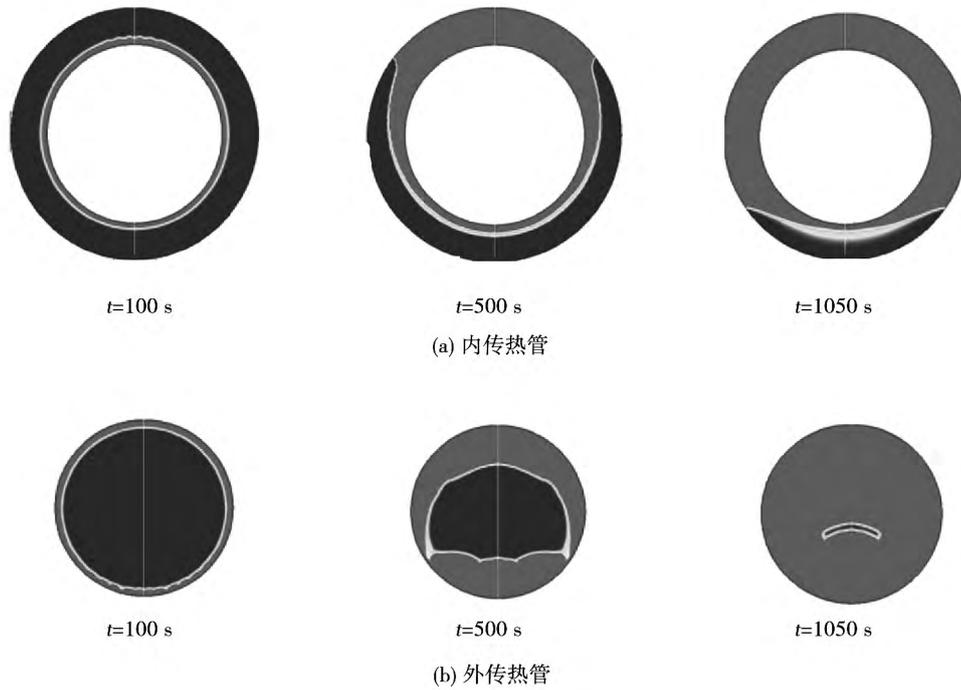


图 4 不同时刻下固液界面分布图

Fig. 4 Profiles of solid-liquid interface at different time

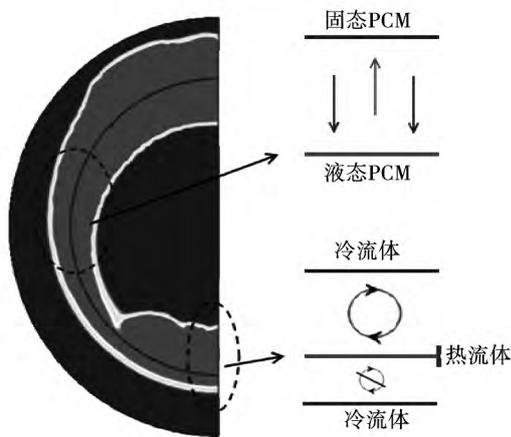


图 5 自然对流对固液界面的影响

Fig. 5 Effect of natural convection on the solid-liquid interface

左边是流线图, 右边是温度云图。从图中可以看出, PCM 融化一段时间以后, 由于自然对流的作用, 冷流体循环运动, 在液相域形成几个小环流, 而随着液态 PCM 的增多, 出现小环流合并成较大环流及形成新的小环流的现象, 温度分布发生变化。在浮升力的作用下, 外传热管底部加热管壁与靠近中心 PCM 之间形成环流, 强化了换热。

图 7 为液相率随时间的变化情况, 可以看出, 在 500 s 之前, 两种储热单元的融化速率大致相同, 以后内传热管 PCM 融化速率减小, 这主要是因为此阶段自然对流作用减小, 导热是主要的换热方式, 由于材料导热系数很小以及随着融化的进行, 固态 PCM 逐渐远离加热管壁, 使管下部的 PCM 融化缓慢。外传热管下部 PCM 在自然对流的作用下, 融化过程中一直受到靠近管壁产生的热流的冲击, 融化较快, 融化率曲线近似线性。采用内传热管 2 750 s 时 PCM 完全融化, 而采用外传热管 1 080 s 时 PCM 已融化

图 6 为两种套管式储热单元在相同工况下不同时刻 ($t = 100, 500, 1\ 050\text{ s}$) 流线图和温度云图, 其中

完全融化时间缩短了60.7%。

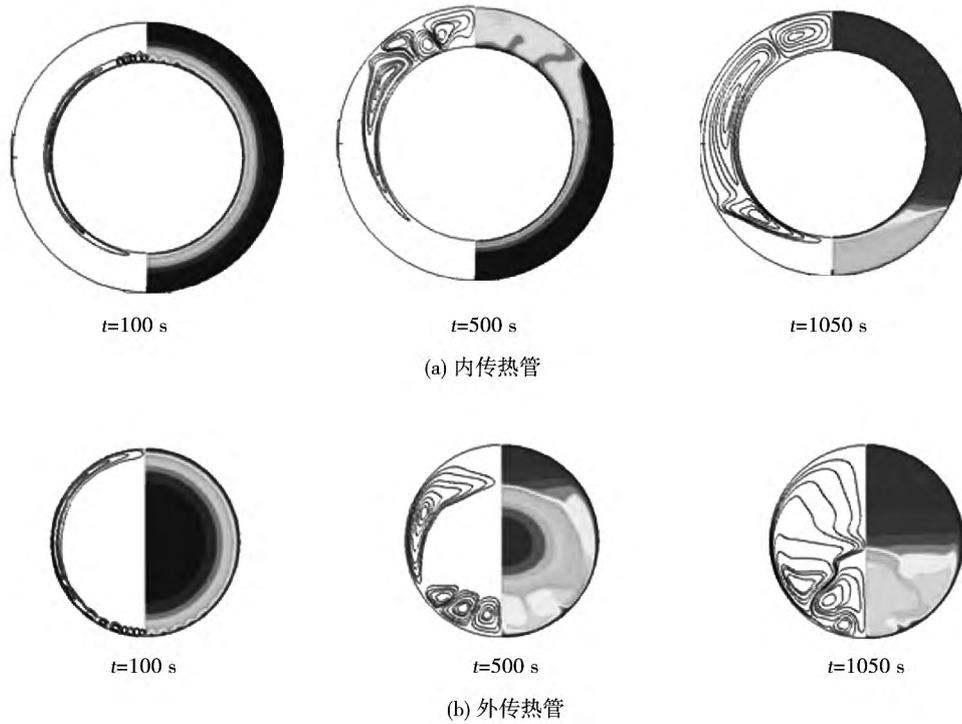


图6 不同时刻下流线和温度云图

Fig. 6 Streamlines and isotherms at different time

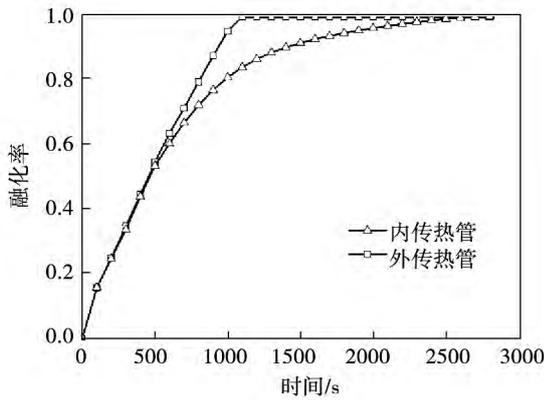


图7 融化率随时间的变化

Fig. 7 Liquid fraction of PCM over time

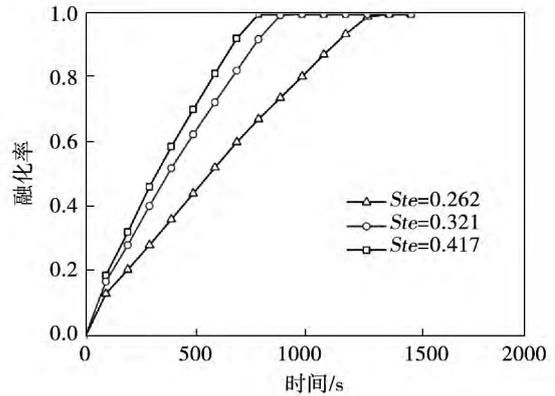


图8 Ste数对融化率的影响

Fig. 8 Effect of Ste number on the liquid fraction

2.2 史蒂芬数对储热换热性能的影响

图8描述了外传热管在其它工况相同的情况下3种不同Ste数(温差分别为22、27、32℃)对储热换热性能的影响。

Ste定义如下:

$$Ste = \frac{C_p (T_w - T_m)}{H} \tag{16}$$

式中: T_w —管壁温度, K; T_m —平均相变温度, K。从图中可以看出, Ste数越大, PCM融化速率越快, 完全融化时间也随之缩短, Ste数从0.262增加到0.417时, 融化时间缩短40.7%, 这主要是因为Ste

数增大,使管壁与 PCM 传热温差增大,加快了融化速率,这在 $Ste = 0.321$ 和 $Ste = 0.417$ 之间表现尤其明显,而随着传热温差的增大, Ste 数对融化速率的影响有所减小。

2.3 瑞利数对储热换热性能的影响

影响自然对流的因素为瑞利数 Ra ,随着 Ra 数的增大,自然对流作用增强其定义式为:

$$Ra = \frac{g\beta \nabla T l^3 \rho}{\mu a} \quad (17)$$

式中: μ —PCM 动力粘度 ($\text{kg} \cdot \text{s} / \text{m}^2$); a —热扩散系数。从式中可以看出,PCM 的动力粘度是影响数的重要参数。图 9 为保持其它参数不变,通过改变 PCM 的动力粘度,分别研究在 $0.1\overline{Ra}$ 、 \overline{Ra} 、 $10\overline{Ra}$ 下外传热管储热换热性能的变化。随着融化的进行,液态 PCM 增多,自然对流作用增强,在浮升力的作用下热流体向上运动冲击固态 PCM,同时固态 PCM 会向下运动。由于动力粘度的增大即 Ra 数的减小,阻碍了冷热流体的循环流动以及固液 PCM 的运动,削弱了自然对流的强化换热作用,融化速率减小。

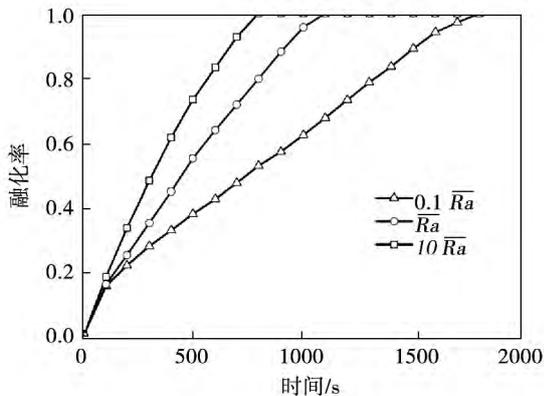


图 9 Ra 数对融化率的影响

Fig. 9 Effect of Ra number on the liquid fraction

3 模型验证

为了验证本研究数值计算方法、二维轴对称简化模型的准确性,以文献 [14] 中的实验装置为物理模型,采用与文献中相同的 PCM 进行了数值计算。这里取内管壁面温度高于材料相变温度 $10\text{ }^\circ\text{C}$ ($Ste = 0.1$) 和管壳直径为 40 mm ,从图 10 可以看出,融化率曲线近似相同,完全融化时间基本一致,说明模拟结果与实验结果吻合良好。

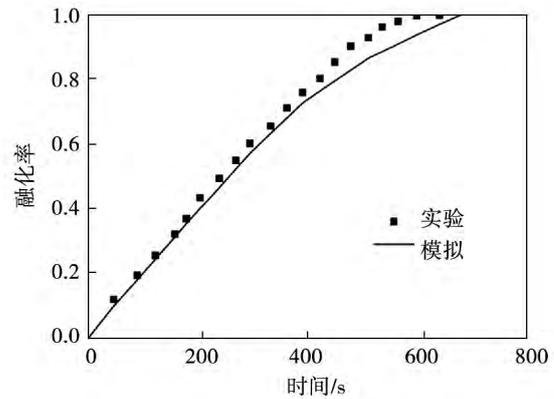


图 10 实验 - 模拟对照

Fig. 10 Comparison between experiment and simulation

4 结论

在相同体积 PCM 以及换热面积下,本研究建立了内传热管和外传热管两种相变储热单元的计算模型,数值研究了两种结构的储热换热性能,并比较分析了 Ste 数和 Ra 数对融化速率的影响。

(1) PCM 融化过程中自然对流是主要的换热方式,而随着融化的进行,液相比率增大,自然对流的强化换热作用增强。在重力和浮升力的作用下,套管内 PCM 融化界面不再呈环形对称,固相 PCM 会向下运动。

(2) 在相同条件下,外传热管相变储热单元换热性能明显优于内传热管的;由于自然对流的影响,内传热管储热单元上部 PCM 融化较快而下部 PCM 融化缓慢出现固 - 液界面不均匀现象明显,而外传热管储热单元上部和下部 PCM 都融化较快,有效削弱了这一现象,完全融化时间也明显缩短。

(3) 随着 Ste 数增大即管壁与 PCM 的传热温差增大,强化了热传导过程,PCM 融化速率提高;随着 Ra 数增大即 PCM 动力粘度减小,提高了自然对流的强化换热性能,PCM 融化速率也相应提高,而二者的不断增大对 PCM 融化速率增幅减小。

参考文献:

[1] Zhang Z, Zhang N, Peng J, et al. Preparation and thermal energy storage properties of paraffin/expanded graphite composite phase change material[J]. Applied Energy 2012; 91: 426 - 431.
 [2] Hosseini M J, Ranjbar A A, Sedighi K, et al. A combined experi-

mental and computational study on the melting behavior of a medium temperature phase change storage material inside shell and tube heat exchanger [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer 2012 ,39: 1416 – 1426.

[3] Shalaby S M ,Beka M A ,El – Sebaib A A. Solar dryers with PCM as energy storage medium: A review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2014 ,33: 110 – 116.

[4] Arash B ,Fariborz H ,Janusz K. Designing building envelope with PCM wallboards: Design tool development [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2014 ,31: 554 – 562.

[5] Parameshwarana R ,Kalaiselvama S. Energy conservative air conditioning system using silver nano – based PCM thermal storage for modern buildings [J]. Energy and Buildings 2014 ,69: 202 – 212.

[6] Kauranen P ,Elonen T ,Wikstrom L ,et al. Temperature optimisation of a diesel engine using exhaust gas heat recovery and thermal energy storage diesel engine with thermal energy storage [J]. Applied Thermal Engineering 2010 ,30(6) : 631 – 638.

[7] 邹得球 ,肖 睿 ,宋文吉 等. 一种余热利用相变石蜡储热过程的数值模拟 [J]. 热能动力工程 2010 25(1) : 77 – 81.
ZOU De-qiu ,XIAO Rui ,SONG Wen-ji ,et al. Numerical simulation of discharging process of paraffin as a phase change material on a kind of waste heat utilization [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power 2010 25(1) : 77 – 81.

[8] Murat M ,Kenisarin. Thermophysical properties of some organic phase change materials for latent heat storage. A review [J]. Solar Energy 2014 ,107: 553 – 575.

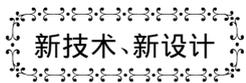
[9] Dhaidan N S ,Khodadadi J M ,Al – Hattab T A ,et al. Experimental and numerical investigation of melting of NePCM inside an annular container under a constant heat flux including the effect of eccentricity [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer , 2013 ,67: 455 – 468.

[10] AhmadAli R D ,Mousa F ,Kurosh S. Numerical study of melting inside concentric and eccentric horizontal annulus [J]. Applied Mathematical Modelling 2012 ,36: 4080 – 4086.

[11] 晋瑞芳 ,付海明 ,徐 芳 等. 同心套管式相变蓄热装置凝固过程的数值模拟 [J]. 建筑热能通风空调 28(1) : 14 – 17.
JIN Rui-fang ,FU Hai-ming ,XU Fang ,et al. Numerical simulation of discharging process for a shell-tube phase change thermal storage [J]. Building Energy and Environment.

[12] Assis E ,Katsman G ,Ziskind R. Numerical and experimental study of melting in a spherical shell [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer 2007 ,50(9 – 10) : 1790 – 1804.

(姜雪梅 编辑)



CPV Valley 致力于燃天然气发电

据《Gas Turbine World》2015 年 5 – 6 月刊报道 ,针对计划在纽约州奥兰治县建 720 MW CPV Valley 能源中心燃天然气联合循环电站 ,CPV Valley LLC 能源开发公司已与 Siemens 签订一个合同。

该合同规定: Siemens 将供应包括 2 台 SGT6 – 5000F 燃气轮机、1 台 SST – 5000 汽轮机和 3 台 SGen – 1000A 发电机的动力岛设备。包括主要零部件的长期维修、停机检修、计划管理、工程保障和诊断检查也是该合同的一部分。

美洲的能源革命正加速移向清洁燃烧、低价的天然气。

采用新余热锅炉的 Erbil 电站:

SGT6 – 5000F 简单循环的技术规范和额定性能:

推出年份	ISO 基本负荷额 定功率/kW	热耗率 kJ/kWh	效率 %	压比	流量 kg/s	涡轮转速 r/min	排气温度 ℃	大约的重量 kg	大约的尺寸 L × W × H(长 × 宽 × 高) /m
1989	232 00	9 278	38.8	18.9	551.1	3 600	595	192 780	10.1 × 4.0 × 4.0

基于 SGT6 – 5000F 组成的 SCC6 – 5000F 2 × 1 联合循环的技术规范和额定性能:

推出年份	装置净输出 功率/kW	热耗率 kJ/kWh	装置净 效率/%	燃气轮机 功率/kW	汽轮机 功率/kW	燃气轮机 数量和型号	说明
1989	690 000	6 206	58.0	464 000	236 000	2 × SGT6 – 5000F	三压 再热

(吉桂明 摘译)

thermal resistance and the overall heat transfer coefficient were analyzed. The results show that rotating heat pipe can effectively remove the heat of reaction and its heat transfer power reaches 1 kW at the temperature of 85 °C and rotating speed of 200 r/min. Rotating speed has a great impact on the heat transfer performance of the rotating heat pipe. The thermal resistance of this heat pipe at still condition and temperature of 75 °C is 0.082 °C/W but it decreases to 0.048 °C/W at the speed of 150 r/min, implying a considerable improvement in the heat transfer performance. Furthermore, the thermal resistance of the heat pipe is more sensitive to the changes in rotating speed when the filling amount is low and will decrease with the increase in reaction temperature. **Key words:** rotating heat pipe, thermal resistance, rotating speed, filling amount

套管式相变储热单元储热换热性能的研究 = Numerical Simulation of Charging Process for Double Pipe Latent Heat Storage Unit [刊, 汉] HAN Guang-shun, DING Hong-sheng (School of Mathematics and Physics, University of Science and Technology, Beijing, China, Post Code: 100083), HUANG Yun (State Key Laboratory of Multiphase Complex Systems, Institute of Process Engineering, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190), TONG Li-ge (School of Mechanical and Technology, University of Science and Technology, Beijing, Post Code: 100083) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(2). -154-160

Two-dimensional and unsteady-state model for double pipe latent heat storage unit was established by using paraffin wax as the phase change material (PCM). Natural convection was considered in the modeling. The heat transfer from inner and outer tubes in charging process were compared to investigate the heat transfer behavior. Temperature field variation, streamline and the position of phase change interface with time were obtained and discussed. Meanwhile, effects of various factors including Stefan (Ra) number and Rayleigh (Ste) number were also examined. The results show that for the same amount of PCM, the melting time required for heat transfer from outer tube reduces by 60.7%, indicating much better the heat transfer behavior. These simulation results could serve as guidance for the design and optimization of the latent heat storage systems. **Key words:** phase change material, heat transfer, natural convection, numerical simulation

吸收-喷射复合式高温热泵系统模型与性能分析 = Model and Performance Analysis of a Hybrid Absorption-ejector Heat Pump System at High Temperature [刊, 汉] LI Hua-miao (Xi'an Polytechnic University, Xi'