

DOI: 10.19666/j.rlfed.202208182

# 环形翅片对用于太阳能光热电站的 相变储热罐蓄热性能的影响

王刚, 庞仕承, 姜铁骝

(东北电力大学能源与动力工程学院, 吉林 吉林 132012)

**[摘要]** 传热翅片可用于改善相变类材料(PCM)储热罐的运行性能。基于COMSOL软件,初步评估了环形翅片参数(翅片长度、厚度及倾斜角度)对双套管式相变储热罐蓄热性能的影响。结果表明:随着翅片长度从1.0 m增加到1.2 m,相变熔盐的总熔化时间从8 h缩短到5 h;当翅片厚度从40 mm增加到60 mm时,相变熔盐的总熔化时间从10 h缩短至6 h左右,平均蓄热速率从 $1.3 \times 10^8$  kJ/h增加到 $14.8 \times 10^8$  kJ/h;当翅片角度为 $-15^\circ$ 时,储热罐内PCM的总熔化时间最短,平均蓄热速率最大,为 $14.3 \times 10^8$  kJ/h,对于本文双套管式PCM储热罐,最佳倾斜角度为 $-15^\circ$ 。研究结果可为用于太阳能光热电站的双套管式相变储热罐的设计提供依据。

**[关键词]** PCM储热; 储热罐; 传热翅片; 蓄热性能; 太阳能电站

**[引用本文格式]** 王刚, 庞仕承, 姜铁骝. 环形翅片对用于太阳能光热电站的相变储热罐蓄热性能的影响[J]. 热力发电, 2023, 52(2): 39-45. WANG Gang, PANG Shicheng, JIANG Tieliu. Effect of annular heat transfer fin on charging performance of heat storage tank using phase change material for solar thermal power plants[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(2): 39-45.

## Effect of annular heat transfer fin on charging performance of heat storage tank using phase change material for solar thermal power plants

WANG Gang, PANG Shicheng, JIANG Tieliu

(School of Energy and Power Engineering, Northeast Electric Power University, Jilin 132012, China)

**Abstract:** Heat transfer fins can be used to improve the operation performance of heat storage tanks using phase change filling material (PCM). Based on the COMSOL software, the effects of annular heat transfer fin's parameters (fin length, fin thickness and fin angle) on charging performance of a double-tube PCM heat storage tank is preliminarily evaluated. The results show that, when the fin length increases from 1.0 m to 1.2 m, the total melting time of the filling material shortens from 8 h to 5 h. When the fin thickness increases from 40 mm to 60 mm, the total melting time of the filling material decreases from 10 h to about 6 h, and the average charging rate increases from  $11.3 \times 10^8$  kJ/h to  $14.8 \times 10^8$  kJ/h. When the fin angle is  $-15^\circ$ , the tank has the shortest total melting time and the maximum average charging rate, which is  $14.3 \times 10^8$  kJ/h. For the double-tube PCM tank investigated in this study, the optimal fin angle is  $-15^\circ$ . The results can provide basis for the design of double-tube PCM heat storage tanks for CSP plants.

**Key words:** PCM heat storage; heat storage tank; heat transfer fin; heat storage performance; solar power plant

太阳能是清洁能源的代表之一<sup>[1]</sup>,且已经成功应用于多个领域,如海水淡化<sup>[2-3]</sup>、光伏发电<sup>[4]</sup>、太阳能制氢<sup>[5-6]</sup>、热能供应<sup>[7]</sup>以及热电联产<sup>[8]</sup>等。近年

来,许多国家和地区都建造了各种规模的太阳能热电厂。储能装置作为太阳能热电厂必不可少的辅助装置,能够一定程度上延长太阳能热电厂的有效工

收稿日期: 2022-08-03 网络首发日期: 2022-10-26

基金项目: 吉林省自然科学基金学科布局项目(20210101081JC)

Supported by: Natural Science Foundation of Jilin Province (20210101081JC)

第一作者简介: 王刚(1984),男,博士,教授,主要研究方向为太阳能利用,kinggang009@163.com。

通信作者简介: 姜铁骝(1982),男,博士,副教授,主要研究方向为太阳能利用,jiangtieliu@163.com。

作时间, 并保证功率输出的稳定性。

太阳能储热 (thermal energy storage, TES) 系统分为单罐系统和双罐系统 2 类。与双罐 TES 系统相比, 单罐 TES 系统的总投资减少约 35%。因此, 近年来单罐 TES 系统的研究和开发得到了更多关注。对于 TES 系统储热罐的填充材料<sup>[9-12]</sup>, 与非相变类填充材料相比, 相变类填充材料可以利用相变潜热存储更多热能。

为增强传热流体 (heat transfer fluid, HTF) 与填充介质间的传热效果, 可在含有相变熔融盐的某些储热罐内使用不同类型的换热翅片。目前已经有一些相关的研究报道, 总体上, 数值模拟研究较多, 实验工作相对较少。

典型的数值模拟研究有: Mao 等人<sup>[13]</sup>通过数值模拟研究了传热翅片对储热罐传热性能的影响, 其相变材料 (phase change material, PCM) 为石蜡; Yuan 等人<sup>[14]</sup>以月桂酸作为填充介质, 对拥有传热翅片的低温储热罐进行数值模拟, 结果表明, 翅片的存在可以提高填充介质的熔化速度; Yu 等人<sup>[15]</sup>建立了带有树状翅片的管壳式潜热储存单元模型, 并对其储热过程进行了数值模拟, 结果发现, 与同样占储热单元体积分数 10% 的纵向翅片相比, 最优结构的树状翅片可使完全熔化时间缩短 26.7%, 平均储热速率提高 45.4%; Zhang 等人<sup>[16]</sup>提出了一种多级分形树状翅片来增强潜热储热单元的放热速率, 结果表明, 与具有径向翅片的储热单元相比, 多级分形树状翅片可使熔化和凝固时间分别缩短 4.4% 和 66.2%; 罗新梅等<sup>[17]</sup>模拟了分形肋片换热器中 PCM 的熔化传热过程, 发现在相同无量纲时刻, 随着长径比增加, PCM 温度分布均匀性增强; Wang 等人<sup>[18]</sup>在考虑自然对流的情况下研究了套管式相变换热器翅片角度的影响, 结果显示, 翅片夹角在  $60^{\circ} \sim 90^{\circ}$  为宜; 韩广顺等<sup>[19]</sup>对列管式相变换热器进行了数值模拟优化, 结果表明, 管内增加 2 组平板翅片时, 熔化时间缩短了 30.7%, 但翅片会影响 PCM 的自然对流; Hosseinzadeh 等人<sup>[20]</sup>研究了 2 种不同翅片 (树状和矩形翅片) 对储热罐中 PCM 传热效果的增强作用, 结果表明树状翅片在提高储热罐蓄热性能方面更有优势; Sciacovelli 等人<sup>[21]</sup>改造了一种 Y 型翅片来提高管壳式相变储热单元的换热性能, 并对其结构参数进行了优化, 结果表明, 优化后的 Y 型翅片可使储热单元的放热效率提升 24%。

典型的实验研究有: Yagci 等人<sup>[22]</sup>评估了翅片

边缘长度比对低温相变储热器蓄热性能的影响, 结果表明, 减小翅片边缘长度比可以缩短相变材料的总熔化时间; Rozenfeld 等人<sup>[23]</sup>通过实验方法, 在管壳式换热器内添加螺旋翅片, 发现两侧同时加热比仅用内侧加热 PCM 熔化时间缩短了 1/3。

总体而言, 目前大多数关于使用了传热翅片的 TES 系统的研究都集中在中低温 PCM 储热罐上, 而关于传热翅片对采用 PCM 的大尺寸高温储热罐性能的影响的研究少有报道。基于此, 本文选择 3 个翅片参数, 包括环形翅片的长度、厚度以及倾斜角度, 研究环形翅片对用于太阳能发电厂的 PCM 储热罐蓄热性能的影响。研究结果对采用相变填充材料和环形传热翅片应用于大型太阳能光热电站储热系统的设计具有一定的参考意义。

## 1 建模方法与验证

### 1.1 储热罐结构

本文 TES 系统是一种双套管式储热罐 (图 1), 可应用于太阳能光热发电厂。内、外罐间的距离为  $d_1$  (2.5 m)。储热罐整体高度为  $h=10$  m。内罐设置有环形传热翅片, HTF 在内罐 (或称内筒) 中流动。内罐罐壁及其翅片的材料为钢。内罐内径为  $d_3$  (2.5 m), 内罐壁和翅片的厚度分别为  $d_2$  (50 mm) 和  $d_{fin}$  (50 mm)。环形翅片的长度为  $l_{fin}$  (1.0 m), 翅片倾斜角度  $\theta$  定义为水平面和翅片之间的夹角。

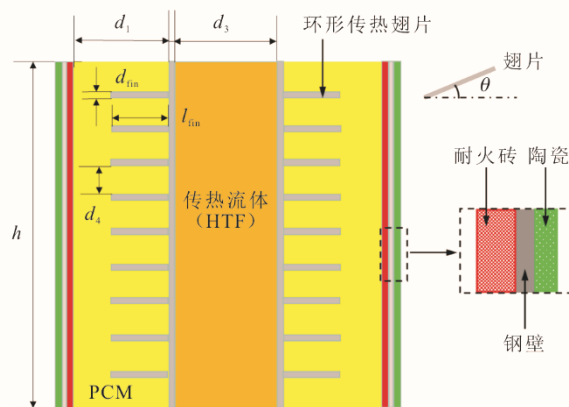


图 1 带有环形翅片的双套管式储热罐结构  
Fig.1 Layout of the double-tube tank with annular fins

外罐壁面由耐火砖、钢和陶瓷组成, 其厚度分别为 0.10、0.02、0.05 m。PCM 填充在内、外罐之间的空间内。HTF 和 PCM 分别选用二元硝酸盐 ( $60\% \text{NaNO}_3 + 40\% \text{KNO}_3$ ) 和三元硝酸盐 ( $53\% \text{KNO}_3 + 7\% \text{NaNO}_3 + 40\% \text{NaNO}_2$ )。

当储热罐开始蓄热时, 高温 HTF 从罐体上方入口流入内罐, 并推动低温 HTF 从下方出口流出。内、外罐之间的 PCM 在整个蓄热过程中无进出罐体的流动。在此期间, 热量将通过内罐壁面以及环形翅片传递到内、外罐中间的相变填充材料。反之, 当储热罐放热时, 低温 HTF 从下方入口进入, 将高温 HTF 推出内罐。在放热过程中, 相变填充材料将与进入内罐的低温 HTF 进行换热以加热 HTF。

## 1.2 数值模型

使用 COMSOL 软件对带有 PCM 和环形翅片的双套管式储热罐进行数值模拟。COMSOL 为多物理场耦合计算软件, 可直接设置固液相变模型的计算, 相比于 Fluent 软件, 其在计算固液相变问题时的设置更方便。对于固液相变, COMSOL 是基于弱数值法中的焓法。焓法是将热焓和温度一起作为待求函数在整个区域包括液相、固相和两相界面建立一个统一的能量方程, 利用数值方法求出热焓分布, 然后确定两相界面, 具有方法简单、灵活方便、容易扩展到多维情况等优点, 能够求解具有复杂边界条件以及非单调、多个界面的相变问题。

数值模型的求解器采用高精度非线性牛顿瞬态求解器, 并使用五维安德森加速器进行迭代。全局物理场包括非等温流动湍流物理场、固-液体传热物理场、多相流欧拉模型相变物理场和固体力学物理场。多物理场耦合采用同流固耦合模组和非等温流动及其热膨胀模组, 实现传热、HTF 流动以及壁面受热膨胀的混合计算。该模型还考虑了重力的影响和 PCM 发生相变时的体积变化。储热罐实体模型与网格划分情况如图 2 所示。HTF 的热物性为<sup>[24]</sup>:

$$\rho_{\text{htf}} = 2\ 090 - 0.636T_{\text{htf}} \quad (1)$$

$$k_{\text{htf}} = 0.443 + 1.9 \times 10^{-4}T_{\text{htf}} \quad (2)$$

$$\mu_{\text{htf}} = 22.714 \times 10^{-3} - 0.12 \times 10^{-3}T_{\text{htf}} + 2.281 \times 10^{-7}T_{\text{htf}}^2 - 1.474 \times 10^{-10}T_{\text{htf}}^3 \quad (3)$$

$$C_{p,\text{htf}} = 1\ 443 - 0.172T_{\text{htf}} \quad (4)$$

填充介质的热物性为<sup>[25]</sup>:

$$\rho_{\text{fm}} = 2\ 293.6 - 0.749\ 7T_{\text{fm}} \quad (5)$$

$$\mu_{\text{fm}} = 47.37 \times 10^{-2} - 0.229\ 7 \times 10^{-2}T_{\text{fm}} + 3.731 \times 10^{-6}T_{\text{fm}}^2 - 2.019 \times 10^{-9}T_{\text{fm}}^3 \quad (6)$$

$$C_{p,\text{fm}} = 5\ 806 - 10.833T_{\text{fm}} + 7.241\ 3 \times 10^{-3}T_{\text{fm}}^2 \quad (7)$$

式中:  $T$ 、 $\rho$ 、 $k$ 、 $C_p$  和  $\mu$  分别为对应材料的温度、密度、热导率、比热容和动力黏度; 下标 htf 和 fm 分别代表 HTF 和相变填充材料; 填充介质的热导率

$k_{\text{fm}}$  为  $0.571\ \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。该材料相变温度分界线固相线和液相线分别为  $615.0\ \text{K}$  和  $616.0\ \text{K}$ 。相变填充材料的相变潜热为  $80\ \text{kJ}/\text{kg}$ , 固态体积膨胀系数为  $1.59 \times 10^{-5}\ \text{K}^{-1}$ , 液态体积膨胀系数为  $1.12 \times 10^{-4}\ \text{K}^{-1}$ 。

HTF 的控制方程为:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\rho_{\text{htf}}\mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{\text{htf}}\mathbf{u}\mathbf{u}) = -\nabla \cdot \mathbf{p} + \rho_{\text{htf}}\mathbf{g} + \mu_{\text{htf}}\nabla^2\mathbf{u} \quad (9)$$

$$\frac{\partial(\rho_{\text{htf}}C_{p,\text{htf}}T_{\text{htf}})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{\text{htf}}\mathbf{u}C_{p,\text{htf}}T_{\text{htf}}) = \nabla \cdot (k_{\text{htf}}\nabla T_{\text{htf}}) \quad (10)$$

相变填充介质的控制方程为:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (11)$$

$$\frac{\partial(\rho_{\text{fm}}\mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{\text{fm}}\mathbf{u}\mathbf{u}) = -\nabla \cdot \mathbf{p} + \rho_{\text{fm}}\mathbf{g}\beta(T_{\text{fm}} - T_{\text{ref}}) + \mu_{\text{fm}}\nabla^2\mathbf{u} + A\mathbf{u} \quad (12)$$

$$\frac{\partial(\rho_{\text{fm}}C_{p,\text{fm}}T_{\text{fm}})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{\text{fm}}\mathbf{u}C_{p,\text{fm}}T_{\text{fm}}) = \nabla \cdot (k_{\text{fm}}\nabla T_{\text{fm}}) - L\frac{\partial(\rho_{\text{fm}}f)}{\partial t} \quad (13)$$

式中:  $\mathbf{u}$  为速度矢量;  $L$  为相变材料的相变潜热;  $T_{\text{ref}}$  为相变材料的熔化温度;  $A$  和  $f$  可以表示为:

$$A = \frac{C(1-f)^2}{S+f^3} \quad (14)$$

$$f = \begin{cases} 0 & T < T_s \\ \frac{T-T_s}{T_1-T_s} & T_s \leq T \leq T_1 \\ 1 & T_1 < T \end{cases} \quad (15)$$

式中:  $f$  为填充材料的熔化百分数;  $T_s$  和  $T_1$  分别为填充材料的固相线温度和液相线温度;  $C$  和  $S$  分别为  $10^5$  和  $10^{-5}$ 。

在 HTF 和内罐壁接触位置, 有如下关系:

$$T_{\text{htf}} = T_{\text{tube}} \quad (16)$$

$$k_{\text{htf}}\frac{\partial T_{\text{htf}}}{\partial n} = k_{\text{tube}}\frac{\partial T_{\text{tube}}}{\partial n} \quad (17)$$

对于多层结构的外罐壁, 其热平衡公式为:

$$\frac{\partial T_{\text{wall-1}}}{\partial r} \Big|_{12} = \frac{k_{\text{wall-2}}}{k_{\text{wall-1}}}\frac{\partial T_{\text{wall-2}}}{\partial r} \Big|_{12} \quad (18)$$

$$\frac{\partial T_{\text{wall-2}}}{\partial r} \Big|_{23} = \frac{k_{\text{wall-3}}}{k_{\text{wall-2}}}\frac{\partial T_{\text{wall-3}}}{\partial r} \Big|_{23} \quad (19)$$

式中: wall-1、wall-2 和 wall-3 分别为耐火砖、钢和陶瓷。

对于最外部陶瓷表面, 其边界条件为:

$$\frac{\partial T_{\text{wall-3}}}{\partial r} \Big|_w = -\frac{h_w}{k_{\text{wall-3}}}(T_w - T_{\text{am}}) - \frac{\varepsilon_w \sigma_r}{k_{\text{wall-3}}}(T_w^4 - T_{\text{am}}^4) \quad (20)$$

式中:  $T_w$  和  $T_{\text{am}}$  分别为陶瓷表面温度和环境温度;  $h_w$  为陶瓷与外部环境之间的对流换热系数;  $\varepsilon_w$  为陶瓷表面发射率;  $\sigma_r$  为斯蒂芬-波耳兹曼常数。

记储热罐蓄热过程的总蓄热时长为  $t_{\text{charging}}$ , 总蓄热量为  $Q_{\text{charging}}$ , 则平均蓄热速率  $P_{\text{charging}}$  为:

$$P_{\text{charging}} = \frac{Q_{\text{charging}}}{t_{\text{charging}}} \quad (21)$$

对储热罐的数值模型进行网格无关性验证。以定参数下的储热罐整体液相率为参考, 从约 95 000 开始逐渐增大模型网格数并计算蓄热时间为 1 h 时的液相率值, 直至模型总网格数约为 145 000 时, 液相率基本稳定。最终模型网格数取约 145 000, 平均网格质量约为 0.72。对于计算时间步长, 从 2 s 逐渐以 0.1 s 的间隔减小进行模拟计算, 仍考察蓄热时间为 1 h 时的液相率值; 当计算时间步长减至 0.5 s 或更小时, 液相率值不再改变, 因此计算时间步长取 0.5 s。

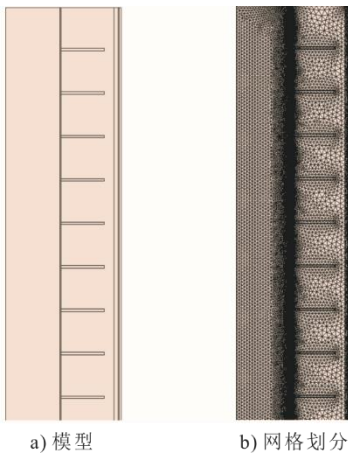


图 2 储热罐模型及其网格划分

Fig.2 Model and mesh generation of the heat storage tank

### 1.3 模型验证

为验证本研究模型的适用性, 选择使用了 RT48 石蜡和传热翅片的 PCM 储热罐的数值模拟结果进行比较<sup>[13]</sup>。该储热罐模型结构与本文双套管式储热罐类似, 但总体尺寸较小。选择储热罐液相率模拟计算值的变化进行对比, 结果如图 3 所示, 可以看出 2 组模拟结果吻合较好。

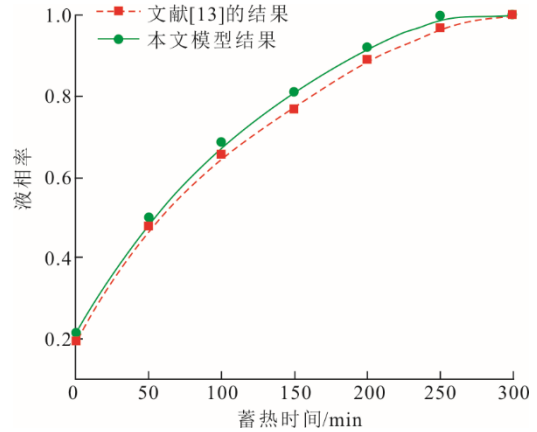


图 3 仿真模型验证结果

Fig.3 Verification results of the simulation model

## 2 仿真模拟结果与分析

### 2.1 定参数模拟结果

评估环形翅片对双套管式 PCM 储热罐蓄热性能的影响。假设蓄热过程以 HTF 进入储热罐为开始, 直到 PCM 液相率达到 1 时结束; 若无法达到 1, 则以液相率基本达到稳定作为蓄热结束时刻。

对于双套管式 PCM 储热罐的建模, 设置环境温度为 300.0 K, 高温 HTF 温度为 723.0 K, 储热罐内 PCM 的初始温度为 600.0 K。对于蓄热过程, HTF 的入口流速为 0.000 55 m/s。环形翅片的长度、厚度和角度初始为 1、50 mm 和 0°。耐火砖、钢壁和陶瓷的密度分别为 2 000、8 000、1 000 kg/m<sup>3</sup>, 比热容分别为 1 000、430、1 000 J/(kg·K), 热导率分别为 1、60、1 W/(m·K)。

图 4、图 5 和图 6 分别给出了双套管式 PCM 储热罐在蓄热过程中的温度分布云图、相变分布云图和钢材料应力场云图。

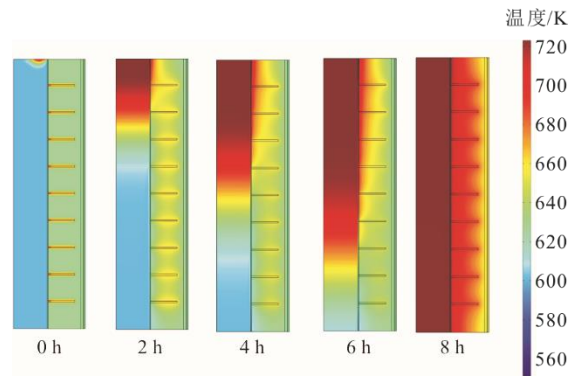


图 4 不同蓄热时间储热罐内温度分布

Fig.4 Distributions of temperature in the heat storage tank at different charging times

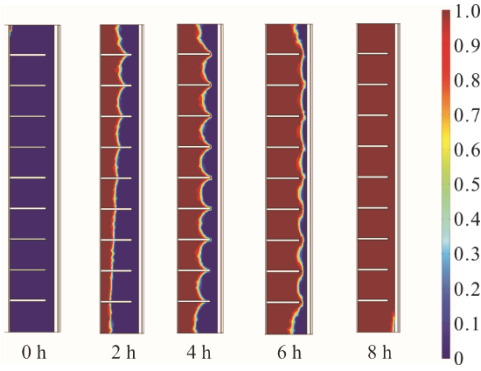


图 5 不同蓄热时间储热罐内液相率分布

Fig.5 Distribution of liquid fraction in the heat storage tank at different charging times

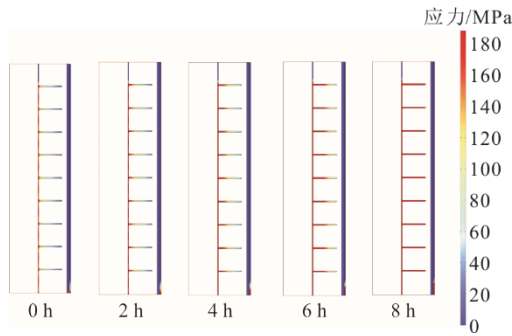


图 6 不同蓄热时间储热罐钢材料应力场分布

Fig.6 Distribution of mechanical stress on steel material of the heat storage tank at different charging times

由图 4、图 5、图 6 可以看出：在蓄热过程结束时，内部罐蓄满高温 HTF；由于存在环形翅片，填充区域的温度分布呈现锯齿形状变化；在蓄热时间到达 8 h 时，整个相变填充区域的液相率已非常接近 1；蓄热过程中钢壁与翅片的最大应力也始终低于 200 MPa 的屈服应力限值。

### 2.2 翅片长度的影响

为探究翅片长度  $l_{fin}$  的影响，在确定所有其他初始参数 ( $d_{in}=50\text{ mm}$ 、 $\theta=0^\circ$ ) 不变后，使翅片长度由 0.8 m 增至 1.2 m，并对储热罐进行蓄热模拟。图 7 和图 8 展示了不同翅片长度条件下相变填充材料的液相率、最终蓄热量和平均蓄热速率的变化。

由图 7、图 8 可以看出：当翅片长度为 0.8 m 或 0.9 m 时，PCM 的液相率在蓄热结束时不能达到 1；当翅片长度  $\geq 1.0\text{ m}$  时，蓄热结束时液相率能达到 1；当翅片长度  $> 1.0\text{ m}$  时，随着翅片长度的增加，PCM 的液相率变化速率增大；翅片长度由 1.0 m 增加到 1.2 m 的过程中，PCM 的总体熔化时间由 8 h 缩短到 5 h。熔化时间缩短的原因除了由于翅片变长后导致传热面积增大引起的强化传热外，还有由翅片体积增大引起的 PCM 填充总量的轻微减少。

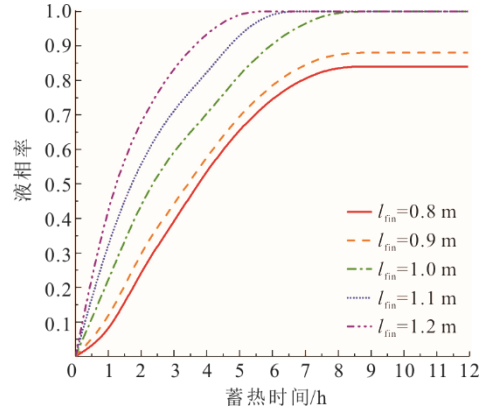


图 7 不同翅片长度下相变填充材料的液相率

Fig.7 Liquid fractions of the PCM at different fin lengths

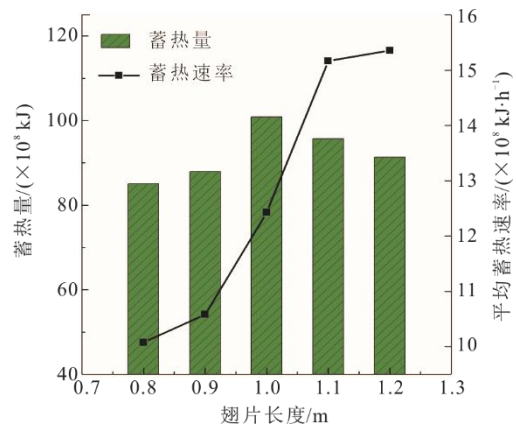


图 8 不同翅片长度下相变填充材料的平均蓄热速率和总体蓄热量

Fig.8 The average charging rates and total heat storage quantities of the PCM at different fin lengths

翅片长度由 0.8 m 增至 1.2 m 时，平均蓄热速率从  $10.1 \times 10^8\text{ kJ/h}$  增至  $15.4 \times 10^8\text{ kJ/h}$ ，且总蓄热量先增大再减小。当翅片长度为 1.0 m 时，双套管式储热罐的总蓄热量最大，为  $100.9 \times 10^8\text{ kJ}$ 。这主要是由于当翅片长度  $> 1.0\text{ m}$  时，随着翅片长度的增加，总熔化时间缩短，因此相变填充材料最终到达的平均温度降低，导致总蓄热量下降。当翅片长度  $< 1.0\text{ m}$  时，随着翅片长度的增加，填充材料的最终液相率增大，从而导致总蓄热量增加。

### 2.3 翅片厚度的影响

图 9 和图 10 展示了当环形翅片长度和倾斜角度为 1.0 m 和  $0^\circ$  时，翅片厚度对双套管式 PCM 储热罐蓄热性能的影响。由图 9、图 10 可以看出：对于不同的翅片厚度，相变填充材料的液相率都可以达到 1；随着翅片厚度的增加，总体蓄热量减少，但平均蓄热速率增大。

当翅片厚度由 40 mm 增至 60 mm 时，PCM 的

总熔化时间从 10 h 缩短至约 6 h, 总蓄热量从  $114.8 \times 10^8$  kJ 下降至  $83.6 \times 10^8$  kJ, 而平均蓄热速率从  $11.3 \times 10^8$  kJ/h 增大至  $14.8 \times 10^8$  kJ/h。这是由于增大翅片厚度可以增大其传热面积, 同时也使 PCM 填充量略有减少, 从而缩短总熔化时间。对于更大的翅片厚度而产生的较短的熔化时间, 对应的 PCM 最终的平均温度也更低, 导致总蓄热量较小。

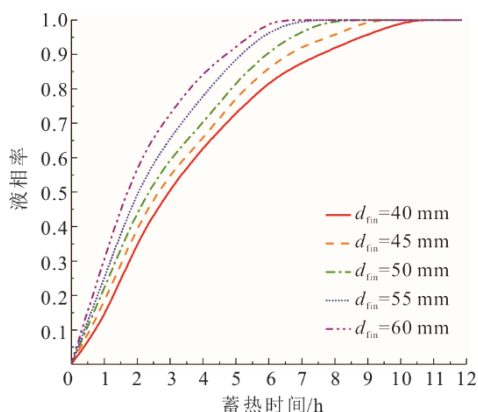


图 9 不同翅片厚度下相变填充材料的液相率

Fig.9 Liquid fractions of the PCM at different fin thicknesses

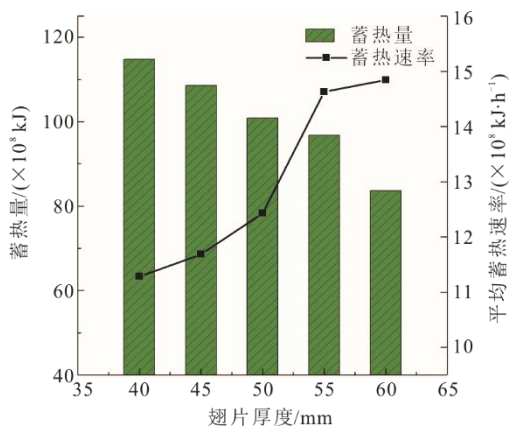


图 10 不同翅片厚度下相变填充材料的平均蓄热速率和总体蓄热量

Fig.10 The average charging rates and total heat storage quantities of the PCM at different fin thicknesses

## 2.4 翅片倾斜角度的影响

本节设定翅片的长度和厚度分别为 1.0 m 和 50 mm, 评估翅片角度对双套管式 PCM 储热罐蓄热性能的影响, 结果如图 11 和图 12 所示。图 11 和图 12 表明, 在翅片角度从  $-30^\circ$  变化到  $30^\circ$  的过程中, PCM 的总熔化时间和总蓄热量均先减小后增大。由图 11 可知: 当翅片角度为  $-30^\circ$ 、 $-15^\circ$ 、 $0^\circ$ 、 $15^\circ$  和  $30^\circ$  时, PCM 的总熔化时间约为 8、7、8、10、11 h, 对应的总蓄热量分别为  $98.5 \times 10^8$ 、 $95.2 \times 10^8$ 、 $100.9 \times 10^8$ 、 $124.5 \times 10^8$ 、 $139.8 \times 10^8$  kJ; 当翅片角度为

$-15^\circ$  时, 储热罐的总蓄热量最小, 但由于其熔化时间短, 因此平均蓄热速率最大, 为  $14.3 \times 10^8$  kJ/h; 在翅片角度为  $30^\circ$  时, PCM 的总熔化时间最长, 因此与其他条件相比, PCM 最终的平均温度更高, 总蓄热量也更大。

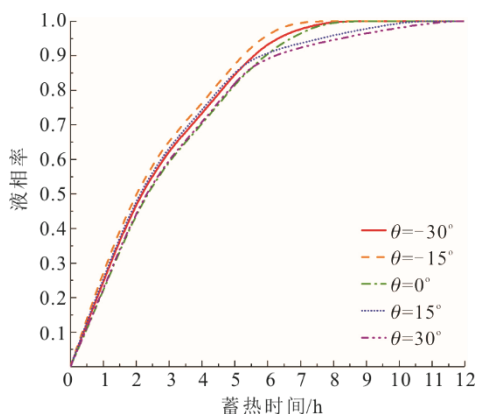


图 11 不同翅片倾斜角度下相变填充材料的液相率

Fig.11 Liquid fractions of the PCM at different fin angles

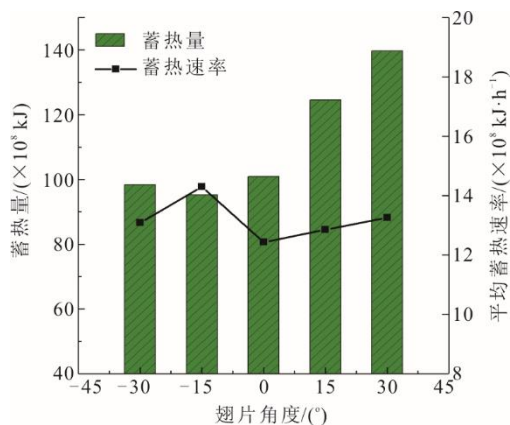


图 12 不同翅片倾斜角度下相变填充材料的平均蓄热速率和总体蓄热量

Fig.12 The average charging rates and total heat storage quantities of the PCM at different fin angles

考虑到实际日照时间通常小于 8 h, 因此对本文双套管式 PCM 储热罐, 为了满足更短的总熔化时间和更大的平均蓄热速率, 最佳倾斜角度约  $-15^\circ$ 。

## 3 结 论

1) 当翅片长度  $\geq 1.0$  m 时, 在蓄热过程结束后, PCM 的液相率可以达到 1。随着翅片长度由 1.0 m 增至 1.2 m, PCM 的总熔化时间从 8 h 缩短至 5 h。

2) 当翅片厚度由 40 mm 增至 60 mm 时, PCM 的总熔化时间从 10 h 缩短至约 6 h, 总蓄热量从  $114.8 \times 10^8$  kJ 下降至  $83.6 \times 10^8$  kJ, 而平均蓄热速率从  $11.3 \times 10^8$  kJ/h 增大至  $14.8 \times 10^8$  kJ/h。

3) 当翅片角度为 $-15^\circ$ 时, 储热罐的总蓄热量最小, 但由于其熔化时间短, 因此平均蓄热速率最大, 为 $14.3 \times 10^8 \text{ kJ/h}$ 。对于本研究中的双套管式PCM储热罐, 为了满足更短的总熔化时间和更大的平均蓄热速率, 最佳翅片倾斜角度约为 $-15^\circ$ 。

4) 未来工作可重点集中在2方面: 建设缩比储热罐实验装置并开展相关实验验证; 考虑储热罐蓄热性能与力学性能的环形翅片结构参数优化。

### [参考文献]

- [1] WANG G, CHAO Y, JIANG T, et al. Facilitating developments of solar thermal power and nuclear power generations for carbon neutral: a study based on evolutionary game theoretic method[J]. *Science of the Total Environment*, 2022, 814: 151927.
- [2] GOSHAYESHI H R, SAFAEI M R. Effect of absorber plate surface shape and glass cover inclination angle on the performance of a passive solar still[J]. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 2020, 30: 3183-3198.
- [3] WANG G, DONG B, CHEN Z. Design and behaviour estimate of a novel concentrated solar-driven power and desalination system using S-CO<sub>2</sub> Brayton cycle and MSF technology[J]. *Renewable Energy*, 2021, 176: 555-564.
- [4] JORDEHI A R. Parameter estimation of solar photovoltaic (PV) cells: a review[J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2016, 61: 354-371.
- [5] WANG G, CHAO Y, CHEN Z. Promoting developments of hydrogen powered vehicle and solar PV hydrogen production in China: a study based on evolutionary game theory method[J]. *Energy*, 2021, 237: 121649.
- [6] WANG G, WANG S, CAO Y, et al. Design and performance evaluation of a novel hybrid solar-gas power and ORC-based hydrogen-production system[J]. *Energy*, 2022, 251: 123945.
- [7] OLIA H, TORABI M, BAHIRAEI M, et al. Application of nanofluids in thermal performance enhancement of parabolic trough solar collector: state-of-the-art[J]. *Applied Sciences*, 2019, 9: 463.
- [8] ZHANG H L, BAEYENS J, DEGREVE J, et al. Concentrated solar power plants: review and design methodology[J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2013, 22: 466-481.
- [9] MUHAMMAD M D. Review of PCMS and heat transfer enhancement methods applied in parabolic trough solar plants thermal storage systems[J]. *Nigerian Journal of Technology*, 2018, 37: 96-107.
- [10] WANG G, LIU Z, HAN W, et al. Influence investigation of hot molten salt temperature on operation and mechanical behaviours of latent heat storage tank[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2021, 28: 101522.
- [11] VOTYAKOV E V, BONANOS A M. A perturbation model for stratified thermal energy storage tanks[J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2014, 75: 218-223.
- [12] BONANOS A M, VOTYAKOV E V. Sensitivity analysis for thermocline thermal storage tank design[J]. *Renewable Energy*, 2016, 99: 764-771.
- [13] MAO Q, LI Y, LI G, et al. Study on the influence of tank structure and fin configuration on heat transfer performance of phase change thermal storage system[J]. *Energy*, 2021, 235: 121382.
- [14] YUAN Y, CAO X, XIANG B, et al. Effect of installation angle of fins on melting characteristics of annular unit for latent heat thermal energy storage[J]. *Solar Energy*, 2016, 136: 365-378.
- [15] YU C, WU S, HUANG Y, et al. Charging performance optimization of a latent heat storage unit with fractal tree-like fins[J]. *Journal of Energy Storage*, 2020, 30: 101498.
- [16] ZHANG C, LI J, CHEN Y. Improving the energy discharging performance of a latent heat storage (LHS) unit using fractal-tree shaped fins[J]. *Applied Energy*, 2020, 259: 114102.
- [17] 罗新梅, 古家安. 不同长径比的分形肋片强化PCM熔化传热数值分析[J]. *储能科学与技术*, 2021, 10(2): 523-533.  
LUO Xinmei, GU Jiaan. Numerical analysis of fractal fins with different aspect ratios to enhance PCM melting heat transfer[J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2021, 10(2): 523-533.
- [18] WANG P, YAO H, LAN Z, et al. Numerical investigation of PCM melting process in sleeve tube with internal fins[J]. *Energy Conversion & Management*, 2016, 110: 428-435.
- [19] 韩广顺, 丁红胜, 童莉葛. 列管式相变储能换热器强化换热的数值研究[J]. *工程热物理学报*, 2016, 37(9): 2012-2018.  
HAN Guangshun, DING Hongsheng, TONG Lige. Numerical study on heat transfer enhancement of the cross-flow latent thermal energy storage heat exchange[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2016, 37(9): 2012-2018.
- [20] HOSSEINZADEH K, MOGHADDAM M A E, ASADI A, et al. Effect of two different fins (longitudinal-tree like) and hybrid nano-particles (MoS<sub>2</sub>-TiO<sub>2</sub>) on solidification process in triplex latent heat thermal energy storage system[J]. *Alexandria Engineering Journal*, 2021, 60: 1967-1979.
- [21] SCIACOVELLI A, GAGLIARDI F, VERDA V. Maximization of performance of a PCM latent heat storage system with innovative fins[J]. *Applied Energy*, 2015, 137: 707-715.
- [22] YAGCI O K, AVCI M, AYDIN O. Melting and solidification of PCM in a tube-in-shell unit: effect of fin edge lengths' ratio[J]. *Journal of Energy Storage*, 2019, 24: 100802.
- [23] ROZENFELD A, KOZAK Y, ROZENFELD T, et al. Experimental demonstration, modeling and analysis of a novel latent-heat thermal energy storage unit with a helical fin[J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2017, 110: 692-709.
- [24] ZAVOICO A B. Solar power tower design basis document[R]. Sandia National Laboratories, 2001: 1.
- [25] WU B, YUAN Z, SUN T, et al. Unsteady heat transfer of HITEC molten salt in two-dimensional square cavity[J]. *Sustainable Energy*, 2017, 7: 97-107.

(责任编辑 李园)