

文章编号:0253-4339(2025)03-0024-08  
doi:10.12465/j.issn.0253-4339.2025.03.024

面向零碳能源消纳的储冷储热技术

# 储放热时间对相变储热单元肋片拓扑结构的影响机理

谢昀<sup>1</sup> 赵耀<sup>1,2</sup>

(1 上海交通大学智慧能源创新学院 上海 200240; 2 上海非碳基能源转换与利用研究院 上海 200240)

**摘要** 拓扑优化肋片能够有效强化相变储热单元的传热与储热性能。通过建立管壳式相变储热单元二维数学模型,对比研究了不同储、放热时间下的最优肋片,开发了适用于不同储、放热循环的多工况肋片,并采用计盒维数、单位长度表面积对肋片结构定量表征。结果表明:增加储热时间使肋片分支更简单且呈非均匀分布;放热时间超过600 s后,肋片向储热单元中部延长以增大表面积。3 000 s 储热-放热循环肋片相比于单工况肋片,传热面积增大80%,单位质量放热量提高37.6%;300 s 放热-储热循环肋片的分支末端得到了延展,单位质量储热量提高7.7%。

**关键词** 相变储热;拓扑优化;肋片;自然对流;多工况优化

**中图分类号**:TK11<sup>+</sup>4; TK02

**文献标识码**: A

## Influence Mechanism of Heat Storage/Release Duration on the Topological Structure of Fins in Latent Thermal Energy Storage Units

Xie Yun<sup>1</sup> Zhao Yao<sup>1,2</sup>

(1. College of Smart Energy, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China; 2. Shanghai Institute of Non-carbon-based Energy Conversion and Utilisation, Shanghai, 200240, China)

**Abstract** Topological fins can significantly improve heat transfer in latent heat storage units. In this study, a two-dimensional topology optimization model for a shell-and-tube latent heat storage unit was developed and experimentally validated. The optimal fin for different operating conditions and charge-discharge cycles was investigated. Box-counting dimensions and fin surface areas per unit length were used to characterize the topological fins. The results showed that increasing the charging time simplified the fin structures, whereas discharging times of more than 600 s extended the fin tips. For the 3 000 s charge-discharge cycle, the optimal fin increased the surface area per unit length by 80% and the discharge energy density by 37.6% compared to the fin for the 3 000 s charging process. The topological fin for a 300 s discharge-charge cycle with an extended branch resulted in a 7.7% increase in heat storage density.

**Keywords** latent thermal energy storage; topology optimization; fin structure; natural convection; multi-condition optimization

随着可再生能源在电网中的渗透率不断提高,对高效储能提出了需求<sup>[1]</sup>。相变储热(latent heat storage, LHS)具有储能密度高和工作温度稳定的优势<sup>[2]</sup>,但相变材料(phase change material, PCM)的导热系数普遍较低,导致其储、放热速率较慢。肋片被广泛用于增强壳管式相变储热单元的传热性能<sup>[3-4]</sup>。Wu Liangyu等<sup>[5]</sup>设计了蛛网型仿生肋片,与体积分数相同的直肋相比,放热速率提高1.44倍;Yu Cheng等<sup>[6]</sup>采用响应曲面法优化了树枝状肋片,使储热速率提高45.4%。但肋片设计仍依赖工程经验,难以针对不同工况确定肋片的最优结构。

拓扑优化是一种直接改变材料的分布与连接属

性的高自由度结构优化方法,该方法在管壳式相变储热单元内肋片的优化设计中具有较大潜力<sup>[7]</sup>。A. Pizzolato等<sup>[8]</sup>提出了以储热时间最小化为目标的肋片拓扑优化模型。Zhao Yao等<sup>[9]</sup>发现较小的惩罚指数会促进肋片分支的形成。Zhang Xinyu等<sup>[10]</sup>研究表明,较小的投影斜率会抑制肋片边缘的延展。

对于水平布置的壳管式相变储热单元,相变材料自然对流的作用难以忽视<sup>[11]</sup>。A. Pizzolato等<sup>[12]</sup>发现,储热过程中的自然对流使拓扑优化肋片呈现非对称结构。Zhao Yao等<sup>[13]</sup>得到的焓最大化肋片在储热单元中部保留了强化自然对流的空腔结构。Tian Yang等<sup>[14]</sup>尝试了焓耗散最小化目标函数,得到的优

基金项目:国家自然科学基金(51906150)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51906150).)

收稿日期:2024-12-16;修回日期:2025-01-06;录用日期:2025-01-13

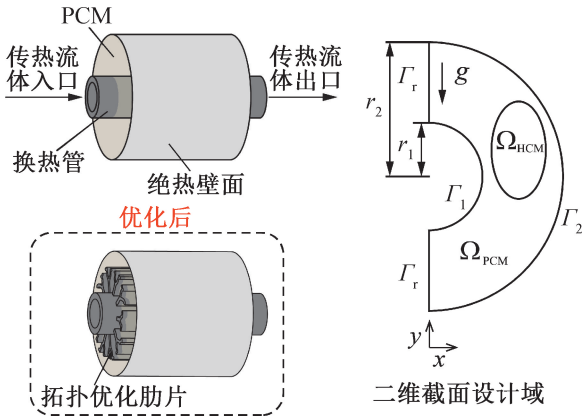
化肋片相比直肋减少 46% 的熔化时间。

目前,关于储热时间对拓扑优化肋片的影响已有初步研究。Wang Tianye 等<sup>[15]</sup>研究表明,随着储热时间的增加,自然对流会引导肋片发展为简单的 V 形。但不同储放热时间下自然对流与拓扑优化肋片的耦合机理尚未明确揭示,也尚未提出适用于储放热循环工况的肋片。本文建立了经过实验验证的管壳式相变储热单元的二维拓扑优化模型,基于计盒维数、单位长度表面积等参数定量分析了储放热时间对拓扑优化肋片的影响,并研究了储热-放热循环及放热-储热循环下的最优肋片。

## 1 物理模型

### 1.1 优化设计域

图 1 所示为水平放置的管壳式相变储热单元。换热管外径  $r_1 = 20 \text{ mm}$ , 储罐内壁半径  $r_2 = 50 \text{ mm}$ 。取储热单元径向截面的半侧作为设计域,设计域  $\Omega$  中填充相变材料与导热材料(heat conduction material, HCM)组成虚拟复合材料,即  $\Omega_D$  为  $\Omega_{\text{PCM}}$  与  $\Omega_{\text{HCM}}$  之和。相变材料为石蜡 RT60, 肋片管的导热材料为铝,表 1 所示为材料的主要物性参数<sup>[16]</sup>。



$\Gamma_1$  换热管壁;  $\Gamma_2$  储罐内壁;  $\Gamma_r$  对称边界。

图 1 管壳式相变储热单元的物理模型

Fig.1 Physical model of shell-and-tube LHS unit

### 1.2 优化建模假设

本文对固液相变传热模型进行如下假设:1) 相变材料在液相下为不可压缩牛顿流体,流动为层流;2) 固、液相间的界面是具有一定宽度的、由固液相混合构成的糊状区,视为多孔介质;3) 忽略相变传热过程中的辐射和黏度耗散;4) 不考虑相变材料固相的运动与接触熔化;5) 忽略材料热物性参数随温度的变化。

## 2 数学模型

固液相变传热模型基于焓-孔隙率法建立,采用

表 1 材料物性参数<sup>[16]</sup>

Tab.1 Major properties of PCM and HCM<sup>[16]</sup>

参数	值
相变材料导热系数 $k_{\text{PCM}}/[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$	0.15
导热材料导热系数 $k_{\text{HCM}}/[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$	214
相变材料密度 $\rho_{\text{PCM}}/(\text{kg}/\text{m}^3)$	780
导热材料密度 $\rho_{\text{HCM}}/(\text{kg}/\text{m}^3)$	2 700
相变焓 $L/(\text{kJ}/\text{kg})$	200
相变材料比定压热容 $c_{p,\text{PCM}}/[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	2 120
导热材料比定压热容 $c_{p,\text{HCM}}/[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	891
热膨胀系数 $\beta/\text{K}^{-1}$	0.002
相变温度下限 $T_s/\text{K}$	323.15
相变温度上限 $T_L/\text{K}$	343.15
动力黏度 $\mu_{\text{PCM}}/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.003 388

Boussinesq 模拟相变材料液相中的自然对流。

### 2.1 控制方程

基于质量守恒定律,连续性方程如下:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

考虑自然对流的动量方程表述为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \left( u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} \right) &= \\ - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - P(f) u & \quad (2) \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \left( u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \right) &= \\ - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \rho \beta g (T - T_{\text{ref}}) - P(f) v & \quad (3) \end{aligned}$$

式中:  $u, v$  分别为  $x$  方向和  $y$  方向的流速,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $p$  为压力,  $\text{Pa}$ ;  $t$  为时间,  $\text{s}$ ;  $\mu$  为动力黏度,  $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ;  $g$  为重力加速度,  $\text{m}/\text{s}^2$ ; 浮力项  $\rho \beta g (T - T_{\text{ref}})$  采用 Boussinesq 近似表示,取决于当前温度  $T$  与参考温度  $T_{\text{ref}}$  的温差。

孔隙率函数  $P(f)$  用于惩罚相变材料固相中的流动,其定义参考 Carman-Kozeny 方程:

$$P(f) = A_{\text{mush}} (1 - f)^2 / (f^3 + \varepsilon) \quad (4)$$

式中:  $\varepsilon$  为计算常数,取值为  $10^{-3}$ ;  $A_{\text{mush}}$  为糊状区常数,采用 G. Ziskind 等<sup>[17]</sup>的推荐值  $10^8 \text{ kg}/(\text{m}^3\cdot\text{s})$ 。

液相分数  $f$  定义为:

$$f = \begin{cases} 0 & T < T_s \\ (T - T_s) / (T_L - T_s) & T_s \leq T \leq T_L \\ 1 & T > T_L \end{cases} \quad (5)$$

能量方程采用焓法表示,焓  $h$  为显热焓  $h_{\text{sens}}$  与潜热焓  $h_{\text{lat}}$  之和:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \left[ \frac{\partial(\rho u h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v h)}{\partial y} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (6)$$

$$h = h_{\text{sens}} + h_{\text{lat}} = h_{\text{ref}} + \int_{T_{\text{ref}}}^T c_p dT + Lf \quad (7)$$

式中:  $h_{\text{ref}}$  为参考焓;  $\text{kJ/kg}$ 。

## 2.2 边界及初始条件

储热过程中,换热管壁  $\Gamma_1$  的温度  $T_{\Gamma_1}$  为 373.15 K, 设计域的初始温度  $T_{\text{int}}$  为 293.15 K; 放热过程  $T_{\Gamma_1}$  为 293.15 K,  $T_{\text{int}}$  为 373.15 K。储罐内壁  $\Gamma_2$  为绝热边界。换热管壁  $\Gamma_1$  与储罐内壁  $\Gamma_2$  均为无滑移壁面。

## 3 拓扑优化模型

### 3.1 优化问题

基于密度法建立拓扑优化模型。设计变量  $s_e$  定义为 0~1 间的连续变量,  $s_e = 0$  为相变材料,  $s_e = 1$  为导热材料。拓扑优化问题可以表述为: 在控制方程与肋片体积分数 ( $f_v = 0.15$ ) 的约束下, 寻找使目标函数最大化或最小化的材料分布。  $F$  为约束方程,  $\xi$  为设计域中的状态变量。

$$\begin{aligned} \text{Find} \quad & s_e \in S_e = (s_{e1}, s_{e2}, \dots, s_{eN}) \\ \text{Max or Min} \quad & Z(\xi, s_e) \\ \text{S. T.} \quad & F(\xi, s_e) = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

$$\int_{\Omega} s_e dV \leq f_v \int_{\Omega} dV$$

### 3.2 材料插值

使用固体各向同性材料惩罚法 (solid isotropic material with penalisation, SIMP) 插值模型区分设计域内不同材料, 重新定义后的物性参数如下:

$$k(s_e) = k_{\text{PCM}} + s_e^P (k_{\text{HCM}} - k_{\text{PCM}}) \quad (9)$$

$$\rho(s_e) = \rho_{\text{PCM}} + s_e^P (\rho_{\text{HCM}} - \rho_{\text{PCM}}) \quad (10)$$

$$c_p(s_e) = c_{p,\text{PCM}} + s_e^P (c_{p,\text{HCM}} - c_{p,\text{PCM}}) \quad (11)$$

$$L(s_e) = (1 - s_e^P) L \quad (12)$$

$$\mu(s_e) = \mu_{\text{PCM}} + s_e^P (\mu_{\text{HCM}} - \mu_{\text{PCM}}) \quad (13)$$

式中: 动力黏度  $\mu$  插值用于惩罚肋片中的流速,  $\mu_{\text{HCM}}$  取值为  $10^6 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ; 引入惩罚指数  $P$  消除设计变量  $s_e$  中间值的影响<sup>[18]</sup>, 使插值后的物性参数更贴近实际值。为取得较好的惩罚效果,  $P$  取值为 12。

### 3.3 目标函数

焓最大化或最小化目标能够同时考虑相变材料储存的显热和潜热, 反映储热单元的储热能力:

$$Z = \int_{\Omega} [L(s_e)f + c_p(s_e)\Delta T] dV \quad (14)$$

### 3.4 设计变量的过滤与投影

对迭代后的设计变量进行过滤, 能够改善棋盘格效应, 避免相邻节点间的突变影响收敛性:

$$s_e = \nabla \cdot (-r_f \nabla s_f) + \nabla s_f \quad (15)$$

式中:  $s_f$  为过滤后的设计变量;  $r_f$  为过滤半径,  $\text{mm}$ , 取值为 0.6。引入了双曲正切函数进行投影处理:

$$s_p = \frac{\tan(\gamma\eta) + \tan(\gamma(s_f - \eta))}{\tan(\gamma\eta) + \tan(\gamma(1 - \eta))} \quad (16)$$

式中:  $s_p$  为投影后的设计变量;  $\eta$  为映射门槛, 取值为 0.5。  $\gamma$  为投影斜率, 取值为 5。

### 3.5 数值方法

网格无关性验证模型为无肋片的管壳式相变储热单元, 划分四边形网格, 网格尺寸由 0.8  $\text{mm}$  增至 1.6  $\text{mm}$ , 如图 2 所示。考虑到计算成本, 本文选择网格尺寸为 1.2  $\text{mm}$ 。

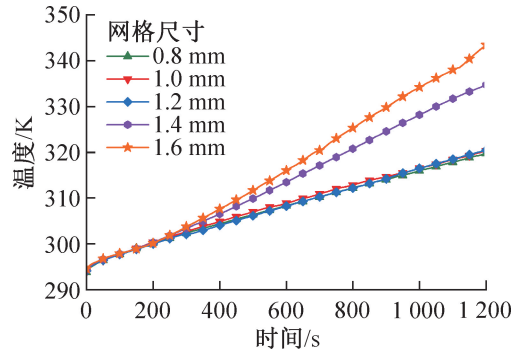


图2 网格无关性验证

Fig.2 Mesh size independence test

采用全局移动渐近线法 (global convergent moving asymptotes method, GCMAM) 求解拓扑优化问题<sup>[19]</sup>, 收敛条件为相邻迭代间设计变量相对变化小于  $10^{-10}$ 。

### 3.6 量化表征方法

为定量表示拓扑优化肋片的复杂度并表征肋片间的差异, 本文引入计盒维数<sup>[20-21]</sup>:

$$D_{\text{Fin}} = \lim_{\delta \rightarrow 0} \frac{\log N_{\delta}(F)}{-\log \delta} \quad (17)$$

肋片图像被划分为尺寸为  $\delta$  的网格 ( $\delta = 1, 2, \dots, 100$ ), 包含肋片  $F$  的部分计为  $N_{\delta}$ 。随着网格尺寸增大, 分支复杂的肋片更有可能出现在不同网格, 使  $N_{\delta}$  增大。因此, 可以认为肋片复杂度与  $D_{\text{Fin}}$  反相关。

在二维模型中, 肋片管的轴向长度  $l_{\text{Tube}}$  被忽略。肋片管边界  $\Gamma_{\text{Fin}}$  采用单位长度表面积  $A_{\text{sp}}$  量化:

$$A_{\text{sp}} = \int_{\Gamma_{\text{Fin}}} \sqrt{1 + \left( \frac{dx}{dy} \right)^2} dx \quad (18)$$

此处对肋片的其他几何特征做出定义。肋片数量为肋根与换热管的连接位点数量,肋片高度定义为包络肋片的同心圆半径与  $r_1$  间的差值。

## 4 实验验证

### 4.1 实验系统

图 3 所示为实验系统,用于验证数学模型的准确性。相变储热单元的壳体由透明聚碳酸酯制成;肋片由 PCM 区域焓最大化的拓扑优化结果重构得到,采用电火花线切割加工;K 型热电偶穿过储热单元的壳体安装。导热流体(二甲基硅油,CAS# 63148-62-9)在循环油浴锅中加热至  $373.15 \text{ K} \pm 0.05 \text{ K}$ ,泵入相变储热单元。储热时间持续 1 200 s。

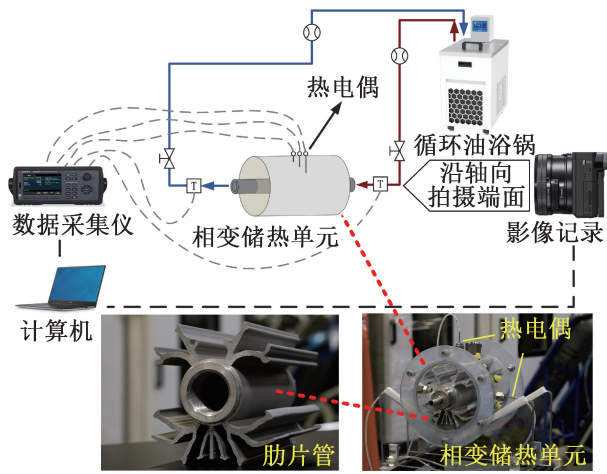


图 3 管壳式相变储热实验系统

Fig.3 Experimental system for latent heat storage

### 4.2 实验结果分析

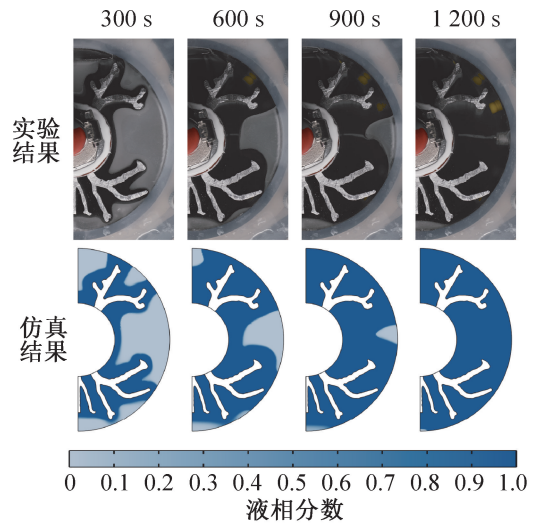
图 4(a) 所示为储热过程中的固液相位置分布。由图 4(a) 可知,采用重构肋片的实验与仿真结果中固液相分布基本一致。图 4(b) 所示为部分测温点温度及各测温点温度平均值,也证明了仿真结果与实验结果的一致性,从而验证了数学模型的准确性。

## 5 优化结果与分析

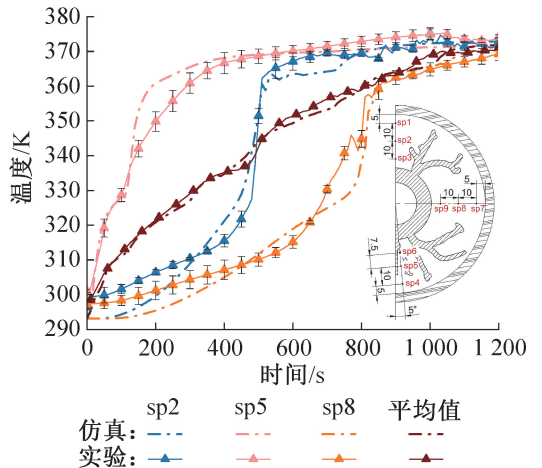
### 5.1 储放热时间对拓扑优化肋片的影响

本文对储热过程、放热过程的时长对肋片的影响进行研究。目标函数为设计域内焓最大化或最小化,储放热时间分别为 25、50、100、150、200、300、600、1 200、1 500、3 000 s。

基于不同储热时间下的焓最大化肋片,通过计盒维数、肋片数量与平均高度量化了其变化规律。由图 5(a) 可知,储热时间较短时,肋片与相变材料间的传热量有限,导致肋片未能完全发展。因此,储热 25 s



(a) 储热 300、600、900、1 200 s 时的固液相分布



(b) 测温点温度及各测温点温度平均值

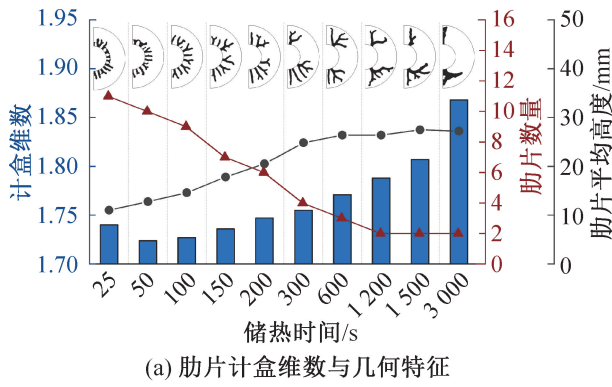
图 4 实验与仿真结果的对比

Fig.4 Comparison between numerical results and experimental results

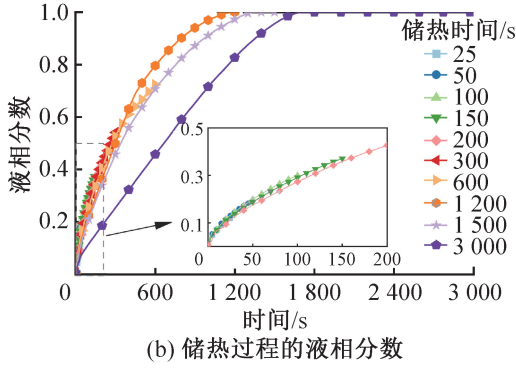
时的肋片比储热 50 s 时的肋片复杂度更低。由图 5(b) 可知,随着储热时间的增加,储热单元内熔化的相变材料增多,自然对流的作用逐渐显著。肋片数量逐渐减少,肋片高度增大,肋片的计盒维数整体呈上升趋势,演变为复杂度更低、分支更少的结构。储热时间超过 200 s 后,拓扑优化肋片逐渐聚集于储热单元的底部和顶部。该分布规律印证了 A. Pizzolato 等<sup>[12]</sup>的发现,表明肋片趋向于增强对流传热的非均匀布结构,为对流涡保留较大的空腔。

放热过程中储热单元内自然对流的发展过程不同于储热过程,肋片结构及其演化趋势呈现出 3 个阶段,如图 6(a) 所示。

阶段 1(25~100 s),肋片及周围的相变材料首先冷却,由温差驱动的自然对流逐渐增强,肋片仅分布在储热单元的顶部和底部,为大尺度对流涡提供足够的空间。阶段 2(150~300 s),温度进一步下降,肋片



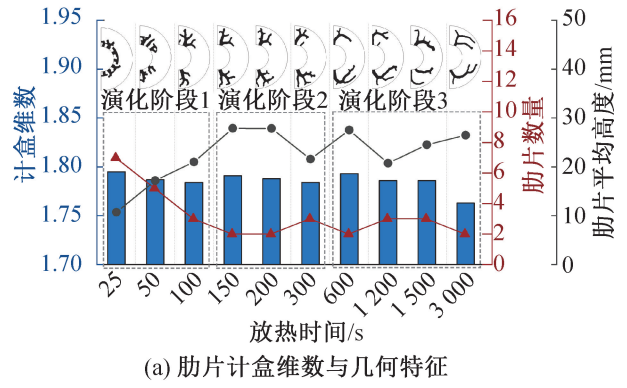
(a) 肋片计盒维数与几何特征



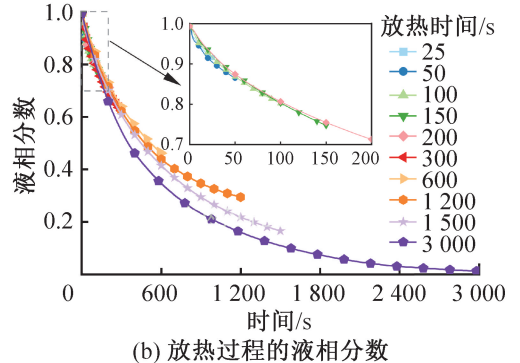
(b) 储热过程的液相分数

图5 不同储热时间下的肋片对比

Fig.5 Comparison of topological fins for different charging times



(a) 肋片计盒维数与几何特征



(b) 放热过程的液相分数

图6 不同放热时间下的肋片对比

Fig.6 Comparison of topological fins for different discharging times

附近和单元底部的相变材料逐渐凝固,空腔逐渐减小,对流传热缓慢减弱,但肋片结构变化不显著。阶段3(600~3 000 s),如图6(b)所示,相变材料大部分凝固,热传导占主导,肋片末端向中部延长来接触更多的固体相变材料。

## 5.2 适用于储放热循环的多工况肋片

适用于储热-放热循环的多工况肋片以5.1节的储热肋片为基础,对放热过程的焓最小化进行拓扑优化;放热-储热循环肋片则以5.1节的放热肋片为基础,对储热过程的焓最大化进行拓扑优化。选取4组结构与复杂度差异显著的单工况肋片作研究对象,储放热时间分别为100、300、1 200、3 000 s。

### 5.2.1 储热-放热循环

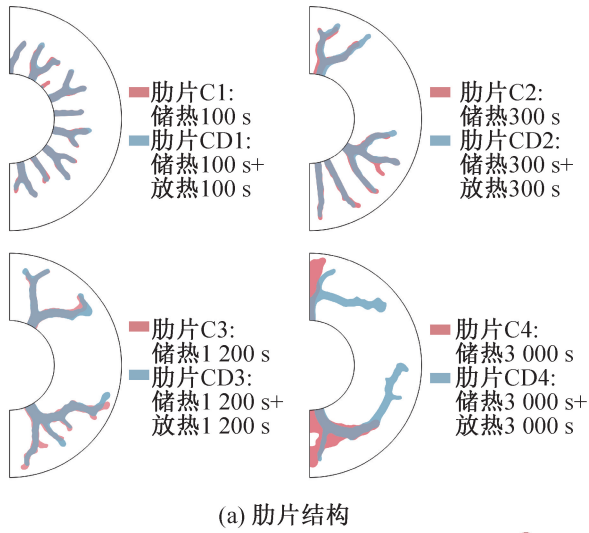
图7(a)所示为不同储放热时间下储热-放热循环肋片与储热肋片的结构,并通过计盒维数、单位长度表面积与肋片平均高度量化了其差异,如图7(b)所示。在放热时间较短的情况下(CD1、CD2),储热单元内充满液体相变材料,并在其温差驱动下形成自然对流。为减少对自然对流的阻碍,肋片末端分支萎缩,使肋片复杂度与传热面积下降。肋片CD3相比于肋片C3变化较小,单位长度表面积仅减少0.4%。肋片C4与肋片CD4则表现出显著的结构差异。在较长的储热时间下,肋片C4形成分支极少的非均布

结构,而该结构在相变材料大量凝固的3 000 s放热过程中效率极差。因此,肋片CD4在肋片C4的基础上,将肋片末端向储热单元中部延长,并形成更多的分支来扩大与固体相变材料的接触面积。肋片复杂度显著增加,单位长度表面积增至 $325.94 \text{ mm}^2/\text{mm}$ ,为肋片C4的1.8倍。

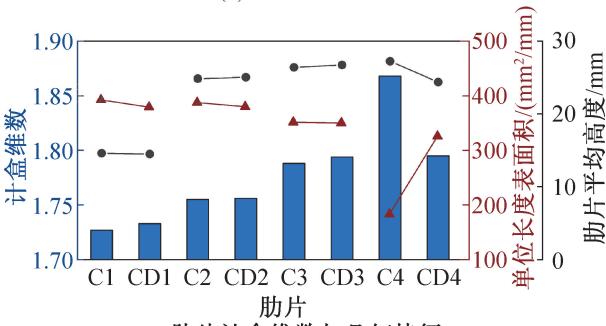
图8所示为针对储热-放热循环的多工况拓扑优化肋片在放热过程中的性能。肋片CD1与肋片CD2末端的分支有所简化,但放热时间较短,结构变化未能显著增强对流传热,特定时间内的放热量与储热肋片基本一致。而具有更复杂分支的肋片CD4相比于肋片C4,使3 000 s放热过程的单位质量放热量提高37.6%。

### 5.2.2 放热-储热循环

图9所示为放热-储热循环肋片与放热肋片间的结构差异。在时间较短的储热过程中,非均布、低复杂度的肋片D1与肋片D2效率较低。因此,肋片DC1与肋片DC2末端分支略微延长,单位长度表面积扩大大约3.4%~4%,强化固体相变材料中传热。肋片DC3在延长部分分支末端的同时,其余分支出现了退化,仅表现为肋片复杂度的提高,传热面积几乎无变化。对于时间较长的储热过程,过于复杂肋片D4会阻碍自然对流,因此肋片DC4位于中、上部的



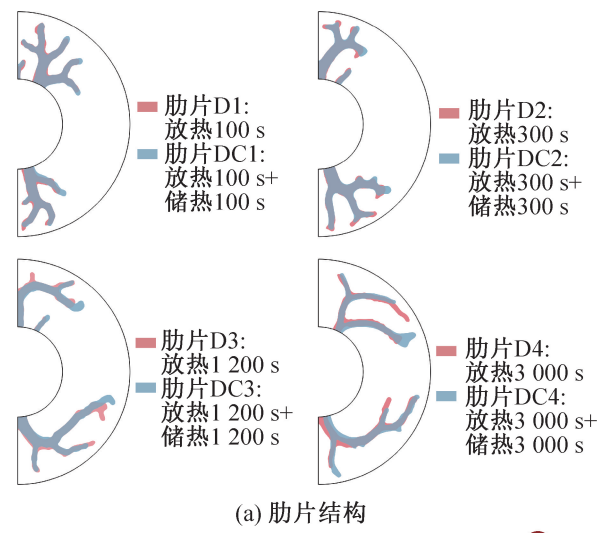
(a) 肋片结构



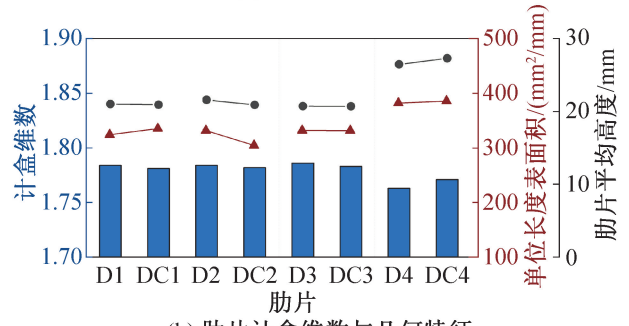
(b) 肋片计盒维数与几何特征

图7 储热-放热循环肋片的结构对比

Fig.7 Comparison of topological fin for charge-discharge cycles



(a) 肋片结构



(b) 肋片计盒维数与几何特征

图9 放热-储热循环肋片的结构对比

Fig.9 Comparison of topological fins for discharge-charge cycles

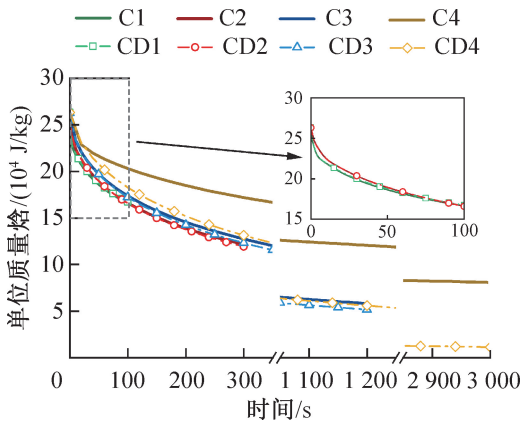


图8 储热-放热循环肋片在放热过程中的性能对比

Fig.8 Heat release performance of topological fins for charge-discharge cycles

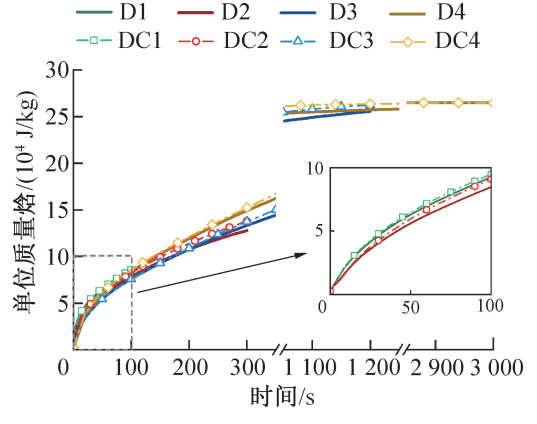


图10 放热-储热肋片在储热过程中的性能对比

Fig.10 Heat storage performance of topological fins for discharge-charge cycles

分支出现不同程度的萎缩。位于底部的肋片则延长至储罐壁,确保此处的相变材料充分熔化放热-储热循环肋片,与放热肋片在储热过程中的性能对比如图10所示。由于传热面积增大,肋片 DC1 与肋片 DC2 相比于单工况肋片,特定时间内的单位质量储热量分别增加 0.4%与 7.7%。肋片 D4 与肋片 DC4 的储热性能几乎无差异。

## 6 结论

本文建立了壳管式相变储热单元二维拓扑优化模型,通过改变储放热时间,研究了自然对流对拓扑优化肋片的影响机理,并针对储热-放热循环及放热-储热循环优化了肋片的多工况性能。此外,开展实验验证了数学模型的准确性。

采用计盒维数与单位长度表面积对拓扑优化肋片的结构进行定量分析。结果表明,随着储热时间的增加,肋片趋向于分支简单、位置分布不均匀的结构。放热时间较短时,自然对流的作用使肋片仅分布于储热单元的顶部与底部,且复杂度受限;当放热时间大于 600 s,肋片末端逐渐向储热单元中部延长以增大表面积。3 000 s 储热-放热循环肋片相比于 3 000 s 储热肋片,单位长度表面积增大 80%并使单位质量放热量提高 37.6%;300 s 放热-储热循环肋片在 300 s 放热肋片的基础上延展了分支末端,使单位质量储热量提高 7.7%。

本文受能源高效清洁利用全国重点实验室开放基金(ZJUCEU2022022)与国家电投-上海交大未来能源计划联合基金(WLNY-MS-2022-010)资助。(The project was supported by the Open Fund Project of State Key Laboratory of Clean Energy Utilisation (No. ZJUCEU2022022) and the Future Foundation of Energy Science (No. WLNY-MS-2022-010).)

#### 参 考 文 献

[1] DU Xiangwan. Thoughts on strategies and paths to achieve carbon peaking and carbon neutrality in China [J]. *Frontiers in Energy*, 2023, 17(3): 324-331.

[2] ORÓ E, DE GRACIA A, CASTELL A, et al. Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications[J]. *Applied Energy*, 2012, 99: 513-533.

[3] RATHOD M K, BANERJEE J. Thermal performance enhancement of shell and tube latent heat storage unit using longitudinal fins[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 75: 1084-1092.

[4] AL-SALAMI H A, DHAIDAN N S, ABBAS H H, et al. Review of PCM charging in latent heat thermal energy storage systems with fins [J]. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2024, 51: 102640.

[5] WU Liangyu, ZHANG Xuan, LIU Xiangdong. Numerical analysis and improvement of the thermal performance in a latent heat thermal energy storage device with spiderweb-like fins [J]. *Journal of Energy Storage*, 2020, 32: 101768.

[6] YU Cheng, WU Suchen, HUANG Yongping, et al. Charging performance optimization of a latent heat storage unit with fractal tree-like fins [J]. *Journal of Energy Storage*, 2020, 30: 101498.

[7] SUBRAMANIAM V, DBOUK T, HARION J L. Topology optimization of conjugate heat transfer systems: a competition between heat transfer enhancement and pressure drop reduction[J]. *International Journal of Heat*

and Fluid Flow, 2019, 75: 165-184.

[8] PIZZOLATO A, SHARMA A, MAUTE K, et al. Topology optimization for heat transfer enhancement in latent heat thermal energy storage [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 113: 875-888.

[9] ZHAO Yao, LIU Hongbing, YOU Yin, et al. Numerical and experimental study on topology optimization of fin configuration in latent heat storage[C]//Proceedings of the ISES Solar World Congress 2019. Santiago: International Solar Energy Society, 2019: 1-9.

[10] ZHANG Xinyu, YANG Xiaohong, ZHANG Yannan, et al. Phase change heat transfer enhancement based on topology optimization of fin structure [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023, 214: 124402.

[11] HAN Guangshun, DING Hongsheng, HUANG Yun, et al. A comparative study on the performances of different shell-and-tube type latent heat thermal energy storage units including the effects of natural convection [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2017, 88: 228-235.

[12] PIZZOLATO A, SHARMA A, MAUTE K, et al. Design of effective fins for fast PCM melting and solidification in shell-and-tube latent heat thermal energy storage through topology optimization [J]. *Applied Energy*, 2017, 208: 210-227.

[13] ZHAO Yao, XIE Yun, SONG Jian, et al. Heat transfer mechanism of topologically-optimised fin structures in latent heat storage units [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2025, 239: 126438.

[14] TIAN Yang, LIU Xianglei, XU Qiao, et al. Bionic topology optimization of fins for rapid latent heat thermal energy storage [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 194: 117104.

[15] WANG Tianye, QIAN Xiaoping. Topology optimization of HCM/PCM composites for thermal energy storage [J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 73: 108972.

[16] 游吟, 赵耀, 赵长颖, 等. 相变储热单元内肋片结构的拓扑优化[J]. *科学通报*, 2019, 64(11): 1191-1199. (YOU Yin, ZHAO Yao, ZHAO Changying, et al. The topology optimization of the fin structure in latent heat storage [J]. *Chinese Science Bulletin*, 2019, 64(11): 1191-1199.)

[17] CABEZA L F. *Advances in thermal energy storage systems: methods and applications* [M]. 2nd ed. Cambridge: Woodhead Publishing, 2021.

[18] BENDSØE M P. Optimal shape design as a material distribution problem[J]. *Structural Optimization*, 1989, 1(4): 193-202.

[19] BRUYNEEL M, DUYSINX P, FLEURY C. A family of

MMA approximations for structural optimization [ J ].  
Structural and Multidisciplinary Optimization, 2002, 24  
(4): 263-276.

- [20] IMRE A R, BOGAERT J. The fractal dimension as a measure of the quality of habitats [ J ]. Acta Biotheoretica, 2004, 52(1): 41-56.
- [21] 张虎明, 赵明, 许一帆. 基于分形理论的相变储热拓扑优化结构的换热特性分析 [ J ]. 化学工程, 2024, 52(11): 44-48. ( ZHANG Huming, ZHAO Ming, XU Yifan. Analysis of heat transfer characteristics in phase change thermal storage with optimized structure based on fractal theory [ J ]. Chemical Engineering ( China ), 2024,

52(11): 44-48. )

#### 通信作者简介

赵耀,男,副教授,上海交通大学智慧能源创新学院,021-64355111-6185,E-mail: zhaoyao@sjtu.edu.cn。研究方向:高效储热、热机械储能、智慧能源。

#### About the corresponding author

Zhao Yao, male, associate professor, College of Smart Energy, Shanghai Jiao Tong University, 86-21-64355111-6185, E-mail: zhaoyao@sjtu.edu.cn. Research fields: thermal energy storage, thermo-mechanical energy storage, smart energy.

(上接第 10 页)

soil heat balance of ground-coupled heat pump system [ J ].  
Journal of Refrigeration, 2016, 37(3): 42-47. )

- [32] 张思雨, 殷勇高, 贾鹏琦, 等. 双 U 型地埋管群跨季节蓄热特性研究 [ J ]. 化工学报, 2023, 74(增刊 1): 295-301. ( ZHANG Siyu, YIN Yonggao, JIA Pengqi, et al. Study on seasonal thermal energy storage characteristics of double U-shaped buried pipe group [ J ]. CIESC Journal, 2023, 74(Suppl. 1): 295-301. )

E-mail: y. yin@seu.edu.cn。研究方向:溶液除湿及低品位热利用、新型热泵与空调系统节能、面向建筑碳中和的储能技术研究。

#### About the corresponding author

Yin Yonggao, male, professor, School of Energy and Environment, Southeast University, 86-13611515279, E-mail: y. yin@seu.edu.cn. Research fields: solution dehumidification and low-grade heat utilization, energy-saving of new heat pumps and air conditioning systems, energy storage technology for building carbon neutrality.

#### 通信作者简介

殷勇高,男,教授,东南大学能源与环境学院,13611515279,

(上接第 23 页)

- [72] 游锦方, 高金彤, 闵恒, 等. 高储能密度三相吸收式储热系统的设计与测试 [ J ]. 制冷学报, 2024, 45(6): 33-40. ( YOU Jinfang, GAO Jintong, MIN Heng, et al. Design and test of a three-phase absorption thermal storage system with high energy storage density [ J ]. Journal of Refrigeration, 2024, 45(6): 33-40. )

- [73] 丁仲礼, 张涛. 碳中和: 逻辑体系与技术需求 [ M ]. 北京: 科学出版社, 2022. ( DING Zhongli, ZHANG Tao. Carbon neutralization: logical system and technical requirements [ M ]. Beijing: Science Press, 2022. )

#### 通信作者简介

吴伟,男,副教授,香港城市大学能源及环境学院,852-34424436,E-mail:weiwu53@cityu.edu.hk。研究方向:高效热泵、高密度储能、先进热管理、可再生能源利用、零能耗建筑等。

#### About the corresponding author

Wu Wei, male, associate professor, School of Energy and Environment, City University of Hong Kong, 86-852-34424436, E-mail:weiwu53@cityu.edu.hk. Research fields: advanced heat pumps, thermal energy storage, advanced thermal management, renewable energy utilization, net-zero energy buildings, etc.