

# 整体旋转式三角形管相变蓄热器性能及场协同分析

郑宇豪, 赵 明

上海理工大学能源与动力工程学院, 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室, 上海  
Email: 798813713@qq.com

收稿日期: 2021年2月18日; 录用日期: 2021年5月4日; 发布日期: 2021年5月11日

---

## 摘 要

应用数值模拟的方法对旋转式三角形管相变蓄热器蓄热性能进行研究, 并进行了相变区域的场协同分析。研究表明, 和非旋转模型相比, 旋转模型可显著提升相变蓄热器蓄热效果, 缩短蓄热时间, 蓄热效率总体可提高80%左右。但转速并非愈高愈好, 从节能和场协同性角度综合考虑, 不宜过高提升转速, 本文计算参数下3 rad/s为最佳转速。

## 关键词

数值模拟, 相变蓄热, 三角形管, 旋转, 场协同

---

# Performance and Field Synergy Analysis of Integral Rotating Phase Change Heat Accumulator with Triangular Tube

Yuhao Zheng, Ming Zhao

Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power Engineering, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai  
Email: 798813713@qq.com

Received: Feb. 18<sup>th</sup>, 2021; accepted: May 4<sup>th</sup>, 2021; published: May 11<sup>th</sup>, 2021

## Abstract

The heat storage performance of rotating phase change heat accumulator with triangular tube is studied by numerical simulation method, and the field synergy analysis of phase change region is carried out. The results show that compared with the non-rotating model, the rotating model can significantly improve the heat storage efficiency, shorten the heat storage time, and increase the heat storage efficiency by about 80%. But not the higher the speed is, the better it is. From the perspective of energy saving and field synergy, it is not suitable to raise the speed too high. The optimum speed is 3 rad/s according the calculation in this paper.

## Keywords

Numerical Simulation, Phase Change Heat Storage, Triangular Tube, Rotating, Synergy

Copyright © 2021 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

相变储热技术利用相变材料(Phase change material, PCM)的特性来存储/释放热量,具有设备设计简单,储热密度高,储热温度相对恒定等优点。但是由于相变材料的热导率低,为了减小换热器尺寸,必须引入相变蓄热器的优化技术。目前开展的许多相关的研究工作,主要可以分为以下两个方面:1)针对相变材料进行优化,如加入石墨等制成复合相变材料以提高热导率;2)针对相变蓄热器的结构进行优化,如加装肋片或采用多种熔化温度的相变材料进行分腔填充等。

在传热领域,换热器管壁形状对换热效率和换热机理的影响已有少量的研究者进行了报导。如吴孟丽等[1]提出一种新型双螺旋梯形槽管的异型管设计,以满足对高黏度除冰液快速加热需求。王伟洁等[2]模拟计算了5种换热管管型(圆管、扁管、椭圆管、滴形管和蛋形管)的降膜蒸发器的管外液膜厚度,发现蛋形管成膜效果最好。王腾[3]研究了类梯形管在相同断面周长下的最佳长宽比。闫登强等[4]研究了热管换热器中三角形、方形、圆形及混排组合的换热性能,发现三角形热管的综合传热系数最高。Shahsavari等[5]从能量效率和(火用)效率的角度,对三种截面为圆形、三角形和矩形的蛇形管对光伏/热(pv/t)单元特性的影响进行了实验评估,并与传统光伏系统进行了比较。但在相变蓄热器的蓄热强化领域,异型管的应用还少见报导。Rabienataj Darzi等[6][7][8]采用数值模拟的方法分别研究了相变材料在水平环形结构中、两椭圆柱之间、倾斜的椭圆环的熔化和凝固过程。

二十一世纪伊始,过增元等[9]从能量方程的角度出发,重新审视了热量运输的物理机制,将对流换热等效为有内热源的导热,认为对流换热的强度不仅取决于流体的物性,同样取决于温度场与速度场的协同性。减小流体温度梯度矢量与速度矢量之间的夹角可以更为有效的强化换热,这一原理被称之为场协同理论。如孟继安等[10]在场协同原理的指导下设计了多纵向涡传热强化技术的换热器,换热强化好,阻力小。何雅玲等[11]的数值计算结果证明了在交变流动下的换热,场协同理论具有指导强化换热的意义。Chen等[12]通过研究两个平行板之间的多孔介质中的强制对流换热,最大的场协同角对应于对流阻力最高的位置。Zhai等[13]研究了三种微通道的热传递协同性和熵产,发现扇形腔微通道的协同性更好。

近年来, 赵明等[14] [15] [16]分别从管束式储能单元几何设计、多相变材料分腔填充、加装分形肋片以及基于拓扑优化方法设计的肋片等角度进行了蓄热单元的结构优化。本文将异型管设计引入相变蓄热器的结构优化中, 在场协同理论指导下, 加入外部功源进行强化换热, 研究蓄热器整体旋转对三角形双套管蓄热器蓄热性能的影响, 并从对流强度和速度场与温度场的协同性方面分析了优化的原则和机理。

## 2. 物理模型

如图 1 所示, 物理模型为等边三角形的双套管蓄热单元, 该模型参照文献模型[17]给出, 文献中的模型内管为传统圆管, 内部半径  $R_{in}$  为 20 mm, 外部半径  $R_{out}$  为 40 mm; 三角形管模型设计为与文献模型内管二维横截面面积相等, 即等质量流量, 则等腰三角形边长定为 53.87 mm, 外圆直径为 80 mm。该模型同时采用外置动力源, 使蓄热器整体延顺时针方向保持恒定的转速  $\omega$  进行整体旋转。

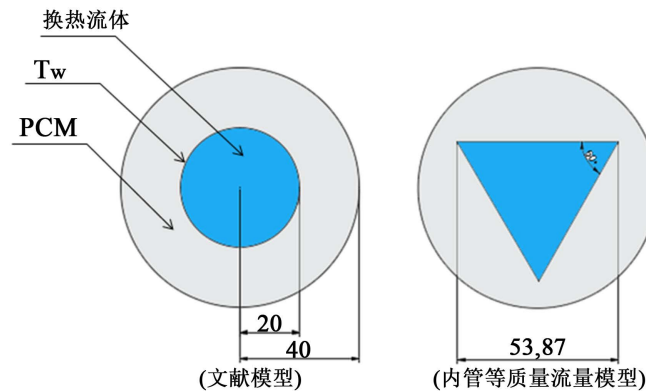


Figure 1. Physical model  
图 1. 物理模型

## 3. 数学模型

### 3.1. 数学描述

本文研究模型中计算区域的旋转, 因此我们需要建立如下速度关系式:

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_r + \mathbf{u}_t \tag{1}$$

其中牵引速度  $\mathbf{u}_t$  表达为:

$$\mathbf{u}_t = \omega \times \mathbf{r} \tag{2}$$

上式中  $\mathbf{v}$ : 绝对速度,  $\mathbf{v}_r$ : 相对速度,  $\mathbf{u}_t$ : 牵引速度,  $\omega$ : 旋转角速度。

由于管道沿轴向的温度几乎是恒定的, 而直管在出口和弯管处的影响可以忽略, 因此可将物理模型简化为二维传热问题, 考虑到相变材料融化中的自然对流影响, 必须同时建立连续性方程、动量方程和能量方程, 其中材料相变的能量方程采用焓法模型建立, 引入热焓, 不考虑内部热源, 将焓和温度作为待求参数。并作出以下假设:

- 1) 相变材料相变过程中的自然对流采用层流模型, 为低速非稳态不可压流动过程;
- 2) 相变材料和管壁材料为均质和各向同性;
- 3) 不考虑粘性耗散。

基于上述分析和假定的控制方程描述如下:

- 1) 连续性方程:

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (3)$$

2) 动量方程:

$$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} = \frac{1}{\rho} \left( -\nabla P + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + \rho \beta \mathbf{g} (T - T_{ref}) \right) + \mathbf{S}_g \quad (4)$$

3) 能量方程:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{v}H) = \nabla \cdot \left( \frac{\lambda}{\rho C_p} \nabla H \right) \quad (5)$$

其中潜热焓值为:

$$\Delta h = \beta \cdot \Gamma_p \quad (6)$$

显热焓值为:

$$h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T C_p dT \quad (7)$$

相变材料的总焓为:

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

上式中:  $\mathbf{v}$  为液态材料流体速度、 $t$  为时间、 $\mu$  为动力粘度、 $\rho$  为材料密度、 $P$  为压力、 $T$  为相变材料温度、 $T_{ref}$  为参考温度、 $\mathbf{g}$  为重力加速度、 $\mathbf{S}_g$  为源项、 $\lambda$  为相变材料导热系数、 $h_{ref}$  为参考焓值、 $C_p$  是相变材料比热容、 $\Gamma_p$  为 PCM 相变潜热。  $\beta$  为液相分数, 其定义如下所示:

$$\begin{cases} T < T_s & \beta = 0 \\ T > T_l & \beta = 1 \\ T_s < T < T_l & \beta = \frac{T - T_s}{T_l - T_s} \end{cases} \quad (9)$$

其中  $T_s$ : 固态临界温度,  $T_l$ : 液态临界温度, 部分相变材料为同一数值。  $\mathbf{S}_g$ : 源项, 其定义如下:

$$\mathbf{S}_g = \frac{(1-\beta)^2}{\beta^3 + \varepsilon} A_{mush} \mathbf{v}_p \quad (10)$$

其中  $A_{mush}$ : 模糊区常数, 一般取值在  $10^4 \sim 10^7$  之间, 取值愈高, 相变材料凝固时速度回落的愈快, 容易引起解的波动和发散, 本文取值为  $10^5$ ;  $\varepsilon$  取值为 0.0001, 该值的意义在于提供一个小数, 防止分母为 0, 计算溢出。

边界条件的取值如下: 内部边界条件  $T_w = 363.15 \text{ K}$ , 相变材料初始温度  $T_{init} = 293.15 \text{ K}$ , 外边界为绝热边界条件。

### 3.2. 物性条件

- 1) 相变材料相变过程中采用层流模型, 为低速非稳态不可压流动过程;
- 2) 相变材料和管壁材料为均质和各向同性;
- 3) 不考虑粘性耗散, 密度采用 Boussinesq 假设, 物性参数如表 1:

**Table 1.** Physical property parameter table  
**表 1.** 物性参数表

名称	RT50	Steel
固体密度(kg·m <sup>-3</sup> )	880	8030
液体密度(kg·m <sup>-3</sup> )	760	
定压比热容(J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )	2000	502.5

## Continued

相变潜热( $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ )	168,000	
相变温度(K)	318	
导热率( $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )	0.2	16.27
动力粘度( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ )	0.005302	
热膨胀系数( $1\cdot\text{K}^{-1}$ )	0.0006	

## 4. 数值计算方法及模型验证

### 4.1. 数值计算方法

本文采用 ANSYS Fluent 中的“焓法 - 多孔模型”处理材料相变过程。该模型中的“多孔”本质上就是处理动量方程中的固相 - 液相 - 及固液界面的统一性问题。方程(4)中的源项  $S_g$  就是体现“多孔”内涵的参数, 即将相变界面模糊的“两相区”视为多孔性等于液体区域的多孔介质区域, 并设孔隙率与液相分数相等。此外, 采用滑移网格技术处理计算区域内壁面的旋转和网格问题。速度与压力求解方法采用非稳态隐式的 SIMPLEC 算法, 压力项采用 PRESTO 方法离散, 对流项采用 QUICK 格式离散, 能量为一阶迎风格式。

### 4.2. 网格考核与时间步长考核

模型整体采用结构化网格, 沿径向采用 1.3 向内增长速率, 对内壁面边界网格进行加密。网格考核结果如图 2 所示。由图可知, 在蓄热过程中, 随着网格数目的增加, 液相分数相差很小, 最大计算误差分别为 0.73%, 考虑经济性, 选用网格数目为 24,480。

在网格数为 24,480 情况下, 通过对比时间步长 0.05 s、0.1 s 和 0.2 s 时液相分数的变化情况, 研究其对数值模拟结果的影响, 时间步长考核结果如下图 3 所示。蓄热过程中时间步长影响很小, 液相分数最大误差分别为 0.56%。选择 0.1 s 作为时间步长进行后续计算。

### 4.3. 模型有效性验证

利用文献[17]所提供的实验数据进行模型有效性考核。通过监测模型加热面上方 5 mm 处的温度和文献实验数据进行对比, 结果如图 4 所示, 最大数据误差为 4.5%。因此模拟数据和实验数据吻合较好, 模型验证正确。

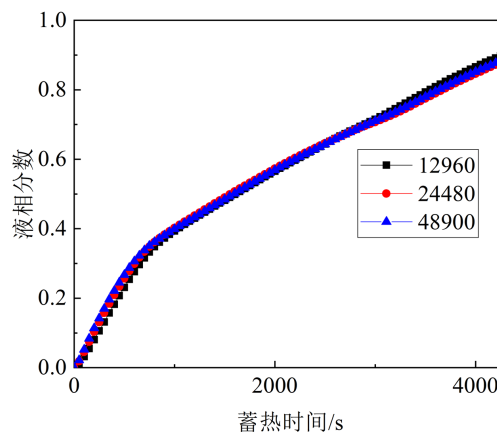


Figure 2. Liquid fraction under different grid numbers  
图 2. 不同网格数目下液相分数

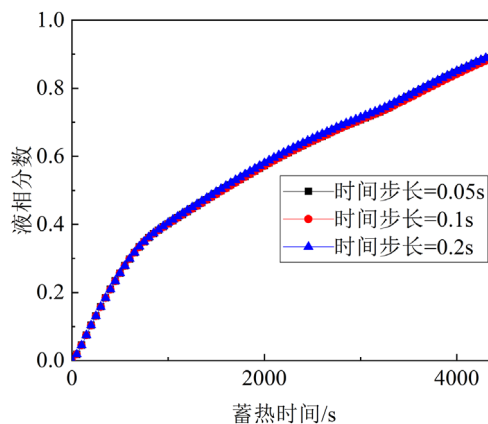


Figure 3. Liquid fraction under different time steps  
图3. 不同时间步长下液相分数

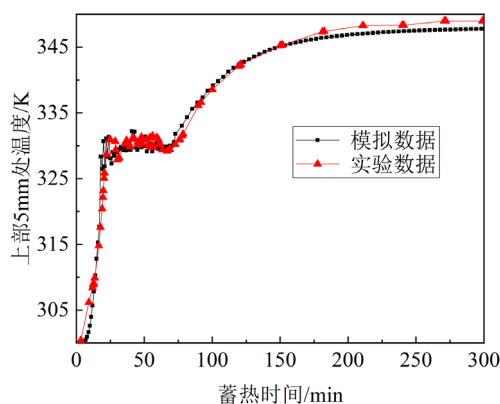
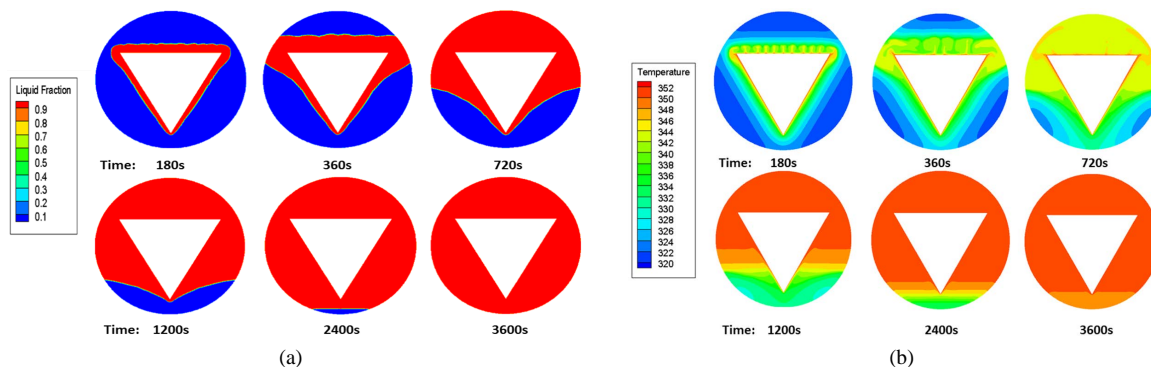


Figure 4. Model validity verification  
图4. 模型有效性验证

## 5. 结果与讨论

### 5.1. 不同转速下蓄热过程模拟

转速为 0 时的数值模拟结果如图 5 所示。由图可知, 可以将 0 转速模型蓄热过程分为三个阶段, 阶段一: 相变材料在加热壁面处率先融化, 生成液相 PCM 流体薄层, 液相区域沿径向增大。阶段二: 由于浮升力作用, 液态的 PCM 向蓄热器上部聚集, 此时自然对流十分强烈, 整体温度从上到下递减。在 PCM 上部完全融化以后, 液相区域从两侧向下扩散。阶段三: 模型上部蓄热融化充分进行, 自然对流较为充



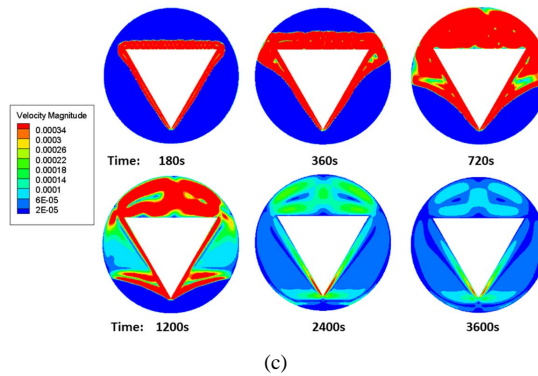


Figure 5. 0 rad/s model heat storage process simulation results. (a) Liquid phase diagram; (b) Temperature field diagram; (c) Flow field diagram

图 5. 0 rad/s 模型蓄热过程模拟结果。(a) 液相图; (b) 温度场图; (c) 流场图

分, 由于相变材料导热率偏低, 在自然对流进一步减小的情况下, 热量难以扩散, 相变区域下部液化速度减慢。综上, 转速为 0 rad/s 时, 由于自然对流的影响, 融化过程中流场分布极为不均匀, 导致上半部融化完后下半部才开始融化, 因此考虑通过输入外部动力源使蓄热单元旋转的方式强化对流效应, 使蓄热器上下融化更加均匀、快捷。

为了研究不同转速对蓄热过程的影响, 将转速分别设定为 2 rad/s, 3 rad/s, 4 rad/s, 和 5 rad/s。

图 6、图 7 和图 8 展示了不同转速下的液相图, 温度场图和流场图。以 2rad/s 为例, 蓄热过程可以分为两个阶段。阶段 1: 由液相图(以图 6 为例)知, 当蓄热器开始以恒定速度整体旋转时, 内壁面附近的 PCM 材料率先融化, 并随着旋转加强了换热, 三角形内管与其外接圆之间区域(旋转区)的 PCM 材料快速全部融化, 且其融化区域的温度场较为均匀。阶段 2: 旋转区之外的圆环区域逐步开始融化, 因为该区域为有限尺寸的圆环, 此时的换热形式主要通过导热作用逐步将固态 PCM 逐层融化剥离。

为了进一步分析转速对蓄热过程的影响, 引入无量纲量  $F_o$  数, 其定义如下:

$$F_o = \frac{\alpha \cdot \tau}{D^2} \tag{11}$$

其中  $\alpha$ : 热扩散系数, 等于  $\lambda/(\rho \cdot c_p)$ ;  $\tau$ : 计算所用时间;  $D$ : 当量直径。

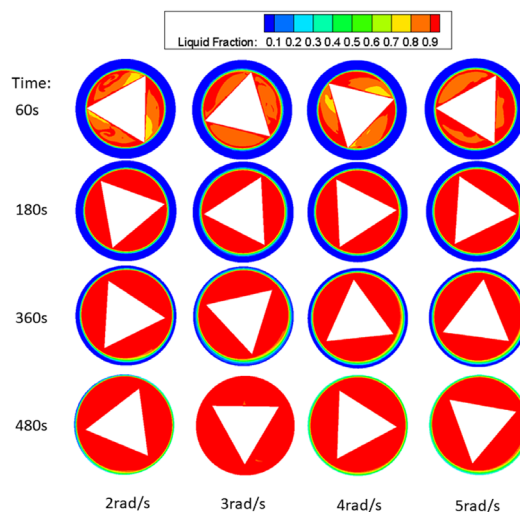


Figure 6. Liquid phase diagram at different speeds

图 6. 不同转速液相图

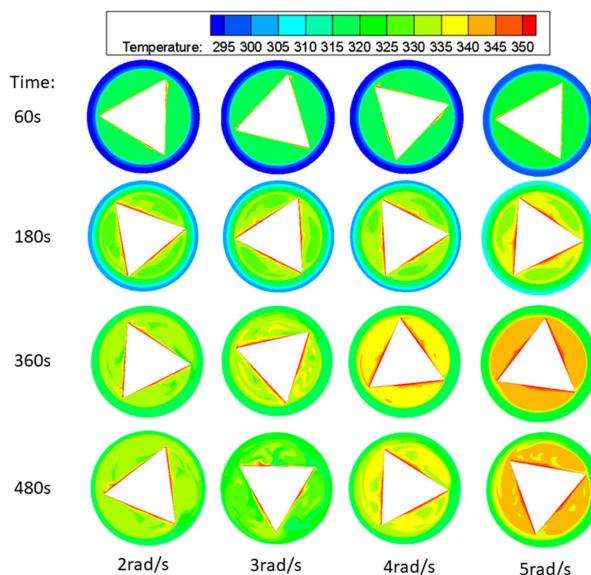


Figure 7. Temperature diagram at different speeds

图 7. 不同转速温度图

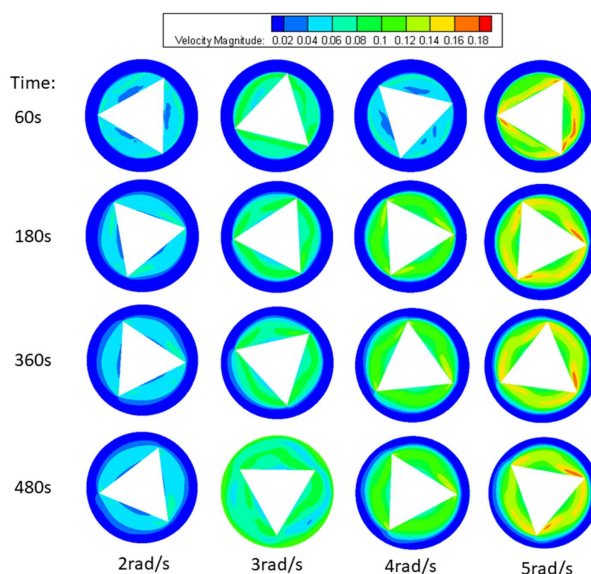


Figure 8. Speed diagram of different speeds

图 8. 不同转速速度图

对于 PCM 区域对流换热引入平均努赛尔数  $\overline{Nu}$ ，定义如下：

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h} \cdot D}{k} \tag{12}$$

其中  $\overline{h}$  为 PCM 材料液相流体的平均对流传热系数。

根据数值计算的结果，由图 9 可知，在约 300 s 之前，转速越高的模型液相分数较大，但模型之间差别不大。在此之后，3 rad/s 的液化速率迅速增加，最先融化。由图 10 可得，0 rad/s 在 3051 s 完全融化，2 rad/s、3 rad/s、4 rad/s、5 rad/s 的完全融化时间分别为 512 s、487 s、522 s、525 s。相比于非旋转模型，旋转极大地提升了融化效率(平均提升 80%左右)。从图 11 中可以看出，转速越快，平均温度的升温速率



就越大。由图 12 可知, 旋转模型在蓄热初期的平均对流强度明显高于 0 rad/s, 且对流强度的减弱速度也相对较慢, 不同转速之间的对流强度之间差别不大。蓄热过程中对流强度持续减小, 最后保持稳定, 在旋转模型最外层 PCM 全部融化时, 液态 PCM 的平均速度会有小幅度的上升, 在图 12 中表现为 Nu 数的小波峰, 因此融化速率也会有小幅度的提高, 在图 9 中表现出完全融化前的液相分数急剧上升。在蓄热器优化方案的设计上, 既要增加蓄热器强制对流, 又要考虑经济性, 转速的选择并非愈高愈好, 在本文的计算参数下, 转速在 3 rad/s 左右为最佳。

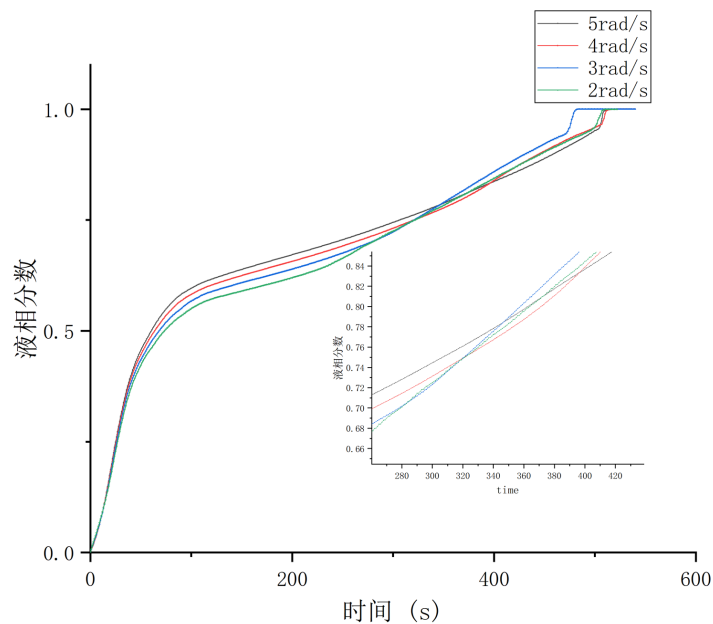


Figure 9. Different speeds liquid fraction

图 9. 不同转速液相分数图

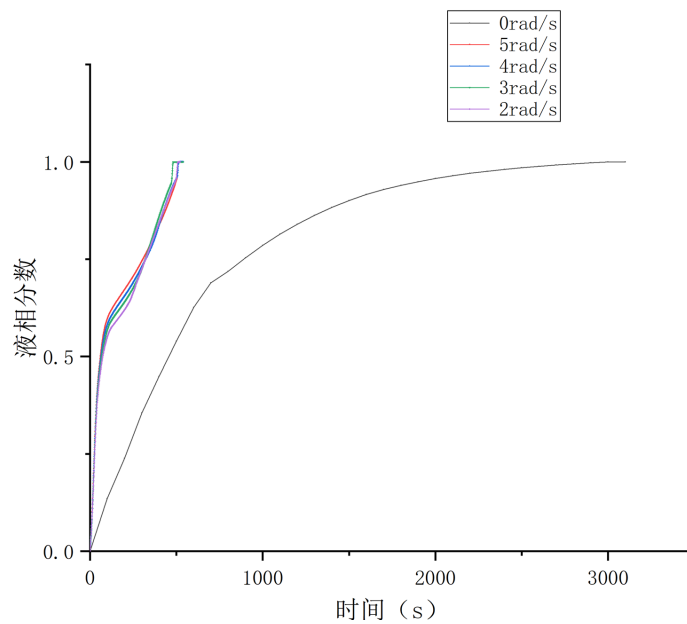
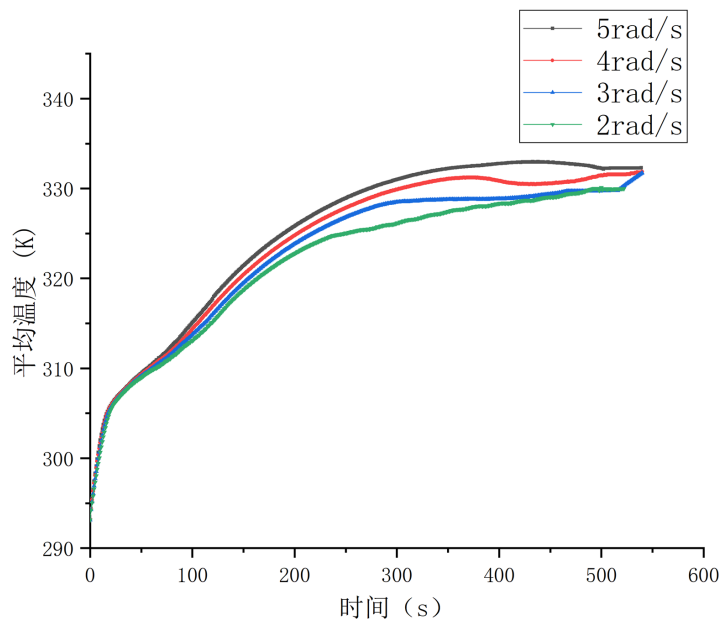
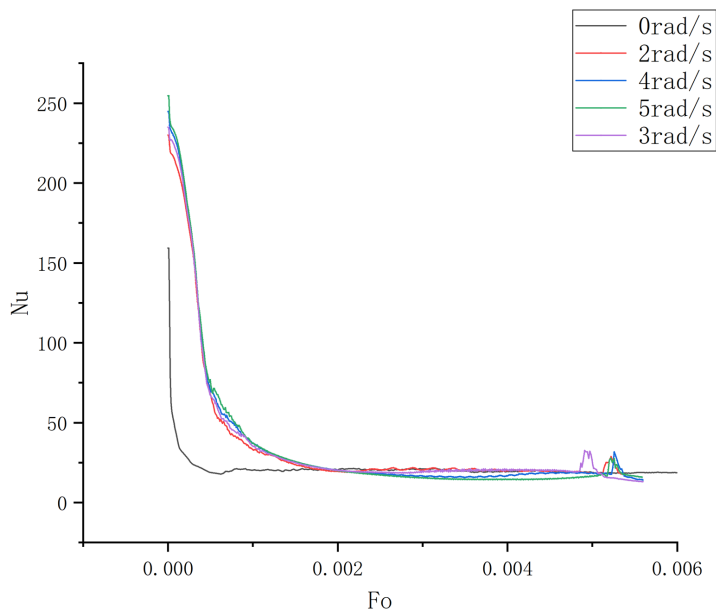


Figure 10. Liquid phase fraction between 0 rad/s and rotating model

图 10. 0 rad/s 与旋转模型液相分数图



**Figure 11.** Average temperature graph at different speeds  
**图 11.** 不同转速平均温度图



**Figure 12.** Nu comparison graph at different speeds  
**图 12.** 不同转速 Nu 对比图

### 5.2. 不同转速下的场协同分析

为了更进一步深入分析转速对蓄热过程的影响, 引入场协同理论进行换热分析, 场协同角的定义如下:

$$\beta = \arccos \left( \frac{\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}}{|\bar{U}| |\nabla \bar{T}|} \right) \quad (13)$$

其中  $\beta$ : 温度梯度矢量与速度矢量之间的夹角。夹角越小, 对流与换热的协同性越好。

图 13 中展示了不同转速下场协同角的分布。可以从图中看出, 随着换热的进行, 从里向外的场协同角有所降低, 在远离内管的地方, 场协同角减小幅度较大, 使得温度场和速度场产生很好的协同性。随着转速的提升, 场协同角的均匀性越来越好, 尤其在蓄热的后期阶段, 转速高的场协同角明显低于转速低的场协同角。将模型一分为二的看, 在内管三角形及其外接圆所包裹的区域中, 转速的提升对场协同角的影响并不大, 在外接圆与外壁面之间的区域, 转速越大, 场协同角越小。从整体来看, 场协同角的范围集中在  $0^{\circ}\sim 20^{\circ}$  和  $160^{\circ}\sim 180^{\circ}$ , 说明旋转使对流和温度场产生了很好的协同性。

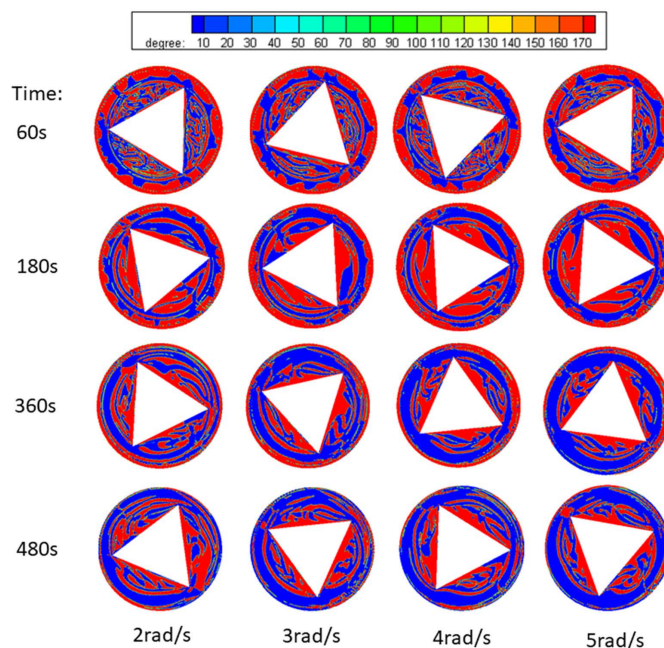


Figure 13. Angle distribution of field synergy at different speeds

图 13. 不同转速下场协同角分布

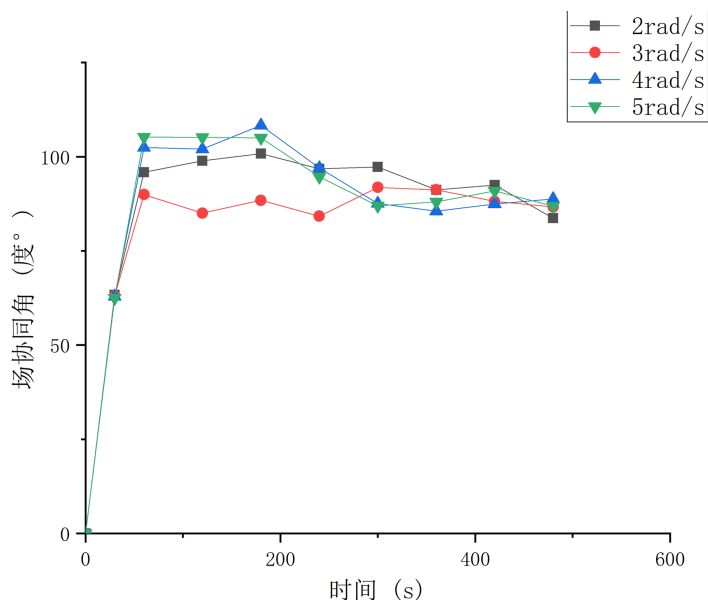


Figure 14. Mean field synergy angle at different speeds

图 14. 不同转速平均场协同角

为了研究分析蓄热过程中流动与换热协同性, 统计蓄热过程中相变材料区域的平均场协同角, 如图 14 所示。如图, 场协同角的变化可以大致分为两个阶段, 在换热初期, 场协同角迅速增大, 稳定在某个值上下波动, 随着换热的进一步进行, 场协同角有减小的趋势, 直到 PCM 完全融化。3 rad/s 模型的平均场协同角明显低于其他三个模型, 平均场协同角越小的模型融化速率越快, 符合场协同原理, 5 rad/s 平均场协同角相对最大, 融化最慢。

## 6. 结论

本章通过数值模拟的方法研究了整体旋转式三角形管相变蓄热器的蓄热性能并进行了场协同分析, 得出如下结论:

- 1) 整体旋转式相变蓄热器比相同结构的非旋转式蓄热器可以显著提升蓄热效果, 缩短蓄热时间约 80%。
- 2) 提升转速有利于提高相变区域的对流强度和协同性, 但转速并非愈高愈好, 应选择合理转速, 本文的计算参数下, 3 rad/s 的协同性最好, 为最佳转速。

## 参考文献

- [1] 吴孟丽, 李云鹏, 聂琪, 王驰宇, 龚淼. 新型飞机除冰液加热管的优化设计[J]. 机床与液压, 2020, 48(3): 141-145.
- [2] 王伟洁, 杨丽, 王宗伟. 水平异型管降膜蒸发器管外液膜流动数值模拟[J]. 煤气与热力, 2020, 40(1): 22-28.
- [3] 王滕. 一种新型钢制异形管散热器热工性能优化[D]: [硕士学位论文]. 青岛: 青岛理工大学, 2018.
- [4] 闫登强, 卿德藩, 邹家柱, 艾青锋. 异型管在热管换热器中传热数值模拟研究[J]. 机械研究与应用, 2010, 23(4): 21-23.
- [5] Shahsavar, A., Eisapour, M. and Talebizadehsardari, P. (2020) Experimental Evaluation of Novel Photovoltaic/Thermal Systems Using Serpentine Cooling Tubes with Different Cross-Sections of Circular, Triangular and Rectangular. *Energy*, **208**, Article ID: 118409. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118409>
- [6] Rabienataj Darzi, A.A., Jourabian, M. and Farhadi, M. (2016) Melting and Solidification of PCM Enhanced by Radial Conductive Fins and Nanoparticles in Cylindrical Annulus. *Energy Conversion and Management*, **118**, 253-263. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.04.016>
- [7] Faghani, M., Hosseini, M.J. and Bahrapoury, R. (2018) Numerical Simulation of Melting between Two Elliptical Cylinders. *Alexandria Engineering Journal*, **57**, 577-586. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2017.02.003>
- [8] Jourabian, M., Rabienataj Darzi, A.A., Akbari, O.A. and Toghraie, D. (2020) The Enthalpy-Based Lattice Boltzmann Method (LBM) for Simulation of NePCM Melting in Inclined Elliptical Annulus. *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, **548**, Article ID: 123887. <https://doi.org/10.1016/j.physa.2019.123887>
- [9] 过增元. 对流换热的物理机制及其控制: 速度场与热流场的协同[J]. 科学通报, 2000, 45(19): 2118-2122.
- [10] 孟继安. 基于场协同理论的纵向涡强化换热技术及其应用[D]: [博士学位论文]. 北京: 清华大学, 2003.
- [11] 何雅玲, 黄鹏波, 屈治国, 陶文铨. 场协同理论在交变流动缝隙式回热器中的数值验证[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(4): 649-651.
- [12] Chen, G.M., Tso, C.P. and Hung, Y.M. (2011) Field Synergy Principle Analysis on Fully Developed Forced Convection in Porous Medium with Uniform Heat Generation. *International Communications in Heat & Mass Transfer*, **38**, 1247-1252. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.06.010>
- [13] Zhai, Y.L., Xia, G.D., Liu, X.F. and Li, Y.F. (2014) Heat Transfer in the Microchannels with Fan-Shaped Reentrant Cavities and Different Ribs Based on Field Synergy Principle and Entropy Generation Analysis. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **68**, 224-233. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.08.086>
- [14] 赵明, 田扬, 胡明禹, 张峰鸣. 三套管式相变蓄热器分形肋片设计及(火积)耗散分析[J]. 热能动力工程, 2020, 35(2): 148-154.
- [15] Tian, Y. and Zhao, M. (2019) Numerical Simulation on the Thermal Performance Enhancement of Energy Storage Tank with Phase Change Materials. *Journal of Thermal Science and Technology*, **14**, Article ID: JTST0023. <https://doi.org/10.1299/jtst.2019jtst0023>
- [16] Zhao, M., Tian, Y., Hu, M.Y., Zhang, F. and Yang, M. (2020) Topology Optimization of Fins for Energy Storage Tank

with Phase Change Material. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, **77**, 284-301.  
<https://doi.org/10.1080/10407782.2019.1690338>

- [17] Cao, X.L., Yuan, Y.P., Xiang, B. and Haghghat, F. (2018) Effect of Natural Convection on Melting Performance of Eccentric Horizontal Shell and Tube Latent Heat Storage Unit. *Sustainable Cities and Society*, **38**, 571-581.  
<https://doi.org/10.1016/j.scs.2018.01.025>