储能材料与器件

内置加热器布置对熔盐储热单罐熔化传热及储热性能的影响

梁立强[1]，宋庆松[1]，张志鹏[1]，纪运广[1]，董富强[2]，李洪涛[1]
（[1]河北科技大学，河北 石家庄 050018；[2]河北省第四建筑工程有限公司，河北 石家庄 050000）

摘 要：针对单罐熔盐储热系统在停机、低负荷运行或过度放热后易发生熔盐凝固并导致冷态重启困难的问题，以Hitec熔盐为储热介质，建立配置内置电加热器的三维瞬态数值模型，采用焓-多孔介质法模拟凝固熔盐再熔化过程，研究加热器数量、垂向位置及输入功率对解凝传热与储热性能的影响，并结合加热器尺度有效Rayleigh数、液相Péclet数和量纲为1的熔化速率表征传热阶段演化。结果表明，再熔化过程依次经历局部热扩散、自然对流强化和后期局部传热受限3个阶段；加热器由4组增至8组时，完全熔化时间缩短5.04%，热源空间覆盖改善，残余未熔区域减小；安装高度由400 mm提高至800 mm时，完全熔化时间增加25.98%，表明垂向位置显著影响残余固相分布及尾端熔化过程；输入功率由260 kW提高至300 kW时，完全熔化时间缩短9.65%，但归一化能量利用系数由1.000降至约0.959，说明提高功率可缩短解凝时间，但能量利用水平有所降低。研究表明，工程尺度单罐冷态重启性能不仅受热输入强度影响，还显著取决于内置热源空间配置及热量输运路径；合理优化加热器数量与垂向位置可改善液相区连通和残余固相演化，为工业热风干燥用单罐熔盐储热系统冷态重启及内置电加热器配置提供参考。

关键词：熔盐储热；单罐储热；内置电加热器；凝固熔盐再熔化；自然对流；冷态重启
doi：10.19799/j.cnki.2095-4239.2026.0546
中图分类号：TK 124 文献标志码：A 文章编号：2095-4239（2026）09-3559-14

Effects of built-in heater arrangement on melting heat transfer and thermal storage performance of a single-tank molten salt thermal energy storage system

LIANG Liqiang[1], SONG Qingsong[1], ZHANG Zhipeng[1], JI Yunguang[1], DONG Fuqiang[2], LI Hongtao[1]
([1]Hebei University of Science and Technology, Shijiazhuang 050018, Hebei, China; [2]Hebeisijian Construction Engineering Co., Ltd, Shijiazhuang 050000, Hebei, China)

Abstract: To address cold-restart difficulties caused by molten salt solidification during shutdown, low-load operation, or excessive heat discharge in single-tank molten salt thermal energy storage systems, Hitec molten salt was selected as the thermal storage medium. Subsequently, a three-dimensional transient numerical model equipped with built-in electric heaters was established. The enthalpy-porosity method was used to simulate the remelting of the solidified molten salt. The effects of heater number, vertical position, and input power on

收稿日期：2026-06-28；修改稿日期：2026-07-09。
基金项目：河北省重大科技支撑计划项目（24294501Z）。
第一作者：梁立强（2001—），男，硕士研究生，研究方向为相变材料及零碳建筑，E-mail：15128551608@163.com；通信作者：李洪涛，教授，研究新能源利用及储热技术，E-mail：lht9542@163.com。
引用本文：梁立强, 宋庆松, 张志鹏, 等. 内置加热器布置对熔盐储热单罐熔化传热及储热性能的影响[J]. 储能科学与技术, 2026, 15(9): 3559-3572.
Citation：LIANG Liqiang, SONG Qingsong, ZHANG Zhipeng, et al. Effects of built-in heater arrangement on melting heat transfer and thermal storage performance of a single-tank molten salt thermal energy storage system[J]. Energy Storage Science and Technology, 2026, 15(9): 3559-3572.

remelting heat transfer and thermal storage performance were investigated. The evolution of heat-transfer stages was characterized using the heater-scale effective Rayleigh number, liquid-phase Péclet number, and dimensionless melting rate. The results demonstrate that the remelting process successively undergoes three stages: local thermal diffusion, natural-convection enhancement, and late-stage local heat-transfer limitation. Increasing the number of heaters from four to eight groups shortens the complete melting time by approximately 5.0%, thereby improving the spatial coverage of heat sources and reducing residual unmelted regions. Increasing the installation height from 400 to 800 mm prolongs the complete melting time by approximately 25.9%, indicating that the vertical heater position significantly affects residual solid distribution and final-stage melting. With an increase in input power from 260 to 300 kW, the complete melting time decreases by approximately 9.6%, whereas the normalized energy utilization coefficient decreases from 1.00 to approximately 0.96, indicating that higher input power accelerates remelting but reduces the energy utilization level. These results demonstrate that the cold-restart performance of an engineering-scale single-tank system depends not only on heat-input intensity but also strongly on the spatial configuration of internal heat sources and the resulting heat transport paths. Rational optimization of heater number and vertical position can promote liquid-region connectivity and improve residual solid evolution, providing a reference for the cold restart and built-in electric heater configuration of single-tank molten salt thermal energy storage systems for industrial hot-air drying applications.

Keywords: molten salt thermal energy storage; single-tank thermal storage; built-in electric heater; remelting of solidified molten salt; natural convection; cold restart

纺织、印染、造纸、食品加工等行业的热风干燥过程能耗密集，降低用热成本是相关企业的重要需求。利用储热技术结合峰谷电价机制，可在低谷时段储热、高峰时段释热，从而降低工业供热成本[1-2]。熔盐具有工作温度范围宽、储热密度较高和热稳定性好等特点，适用于中高温工业供热场景[3-4]。然而，上述行业多依托既有厂房开展用能系统改造，厂区剩余空间有限。传统双罐式熔盐储热系统需分别设置冷罐和热罐，并配套加热装置、循环泵及连接管路，设备数量多、占地面积较大。相比之下，单罐熔盐储热系统可在同一储罐内完成不同温位熔盐的储存与热量调配，具有结构紧凑、空间利用率高等特点，更适合空间受限的分散式工业用热场景[5-6]。若进一步将电加热装置集成于储罐内部，可减少外置加热设备及部分连接管路，提高系统集成度。但当系统长时间停机、低负荷运行或过度放热时，罐内熔盐可能发生大范围凝固，从而增加再次启动难度。

围绕工业尺度熔盐储罐熔化、单罐系统设计及内置电加热方式，国内外已开展了相关研究。李洪涛等[7]将单罐式熔盐储能换热系统应用于热风无纺布工艺，验证了其降低用电成本的可行性，并指出熔盐冻堵和热风温度稳定性是工程运行中需要关注的问题。Li 等[8]在 20 m^3 工业级熔盐储罐内配置多组电加热器，开展了硝酸盐熔化实验，验证了多热源条件下大尺度熔盐熔化的工程可行性，但研究重点主要集中于整体熔化过程及运行控制策略。Ouyang 等[9]和 Klasing 等[10]分别从循环热特性、壁面结构及热应力等方面研究了单罐系统的运行性能与结构安全。Li 等[11]进一步研究了分布式内置热源数量和轴向位置对单罐储热系统结构应力的影响，但未涉及完全凝固熔盐再熔化过程中的液相区扩展与流动组织。Wang 等[12]分析了熔盐储罐热损失、冷却特性及辅助电加热需求，并比较了不同电加热方式对储罐热性能的影响，其研究重点在于储罐热管理与辅助加热策略。Zhang 等[13]针对自然对流单罐熔盐储热系统，研究了电加热器数量、径向位置及高度参数对流动与传热特性的影响，重点考察加热时间、温度均匀性及局部过热问题；Zhu 等[14]分

析了电加热棒作用下单罐熔盐充热过程中的瞬态自然对流行为。上述研究表明，工业尺度储罐熔化、多组内置加热以及电加热方式优化已具备一定的研究基础，但现有工作主要关注运行控制、正常充热、热损失或结构安全，对完全凝固冷启动条件下不同内置热源空间配置如何影响整体再熔化过程仍缺乏系统比较。

在冻结恢复与相变熔化方面，吴旺松等[15]研究了管内电伴热条件下熔盐熔化过程，发现热源位置、尺寸和功率显著影响液相区扩展；Zhang 等[16-17]分析了冷态管路中熔盐启动流动与传热特性，指出启动温度、流速和换热条件是影响冻结风险的重要因素；Prieto 等[18]针对以熔盐为传热流体的槽式太阳能集热系统，建立了冻结恢复模型，比较了管路及设备电伴热与集热场阻抗加热等恢复方式，分析了不同熔盐体系下冻结恢复的能耗与可行性。在相变熔化强化方面，Uddin 等[19]表明自然对流能够促进液相区混合和熔化界面推进；Bouzennada 等[20]和 Ebrahimi 等[21]进一步指出热源位置、数量及尺度会改变液相区演化和整体熔化速率。然而，此类研究多基于小尺度相变单元，其结论难以直接表征工程尺度单罐中多组内置热源共同作用下的浮力环流和残余固相演化。

综上，工业级储罐熔化、多热源加热、单罐结构设计及电加热器配置优化已具有一定的研究基础，工业尺度熔盐解凝及单罐内热源布置本身并非研究空白。现有研究多聚焦于正常充热、温升均匀性、热损失、运行控制或结构安全，而对于完全凝固冷启动条件下，内置热源配置如何影响局部液相形成与连通、浮力驱动输运及后期残余固相消除，仍缺乏统一模型框架下的系统比较；同时，加热器数量、垂向位置与输入功率对完全熔化时间及能量利用水平的相对作用仍需进一步明确。上述问题直接关系到集成式单罐系统的冷态重启性能及内置电加热器工程配置。

基于此，本工作以工业热风干燥用工程尺度单罐熔盐储热系统为对象，建立完全凝固 Hitec 熔盐冷态再熔化过程的三维瞬态数值模型，系统考察加热器数量、垂向位置及输入功率对温度场、液相率、流动特征、完全熔化时间和储热能量利用水平的影响。通过对比不同工况下液相区扩展、自然对流发展及残余固相演化过程，辨析热源空间配置与热输入强度对罐内热量输运及整体再熔化性能的影响，为集成式单罐熔盐储热系统冷态重启及内置电加热器合理配置提供参考。

1　模型建立

1.1　物理模型

基于某工业热风干燥项目的储热供热需求，建立单罐熔盐储热系统三维物理模型，如图 1 所示。该系统以 Hitec 熔盐为储热介质，将加热、储热、释热和解凝重启功能集成于同一储罐内。罐内布置电加热器，当系统停机或异常工况导致熔盐凝固后，可通过内置电加热器对罐内凝固熔盐进行加热，促进其再熔化并恢复流动性，从而实现系统快速重启。

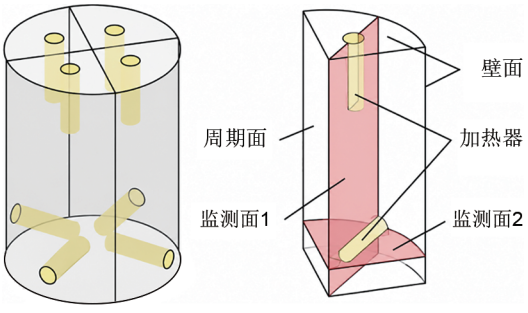


图 1　单罐熔盐储热系统简化几何模型

Fig. 1　Simplified geometric model of the single-tank molten salt thermal energy storage system

实际工程系统由储罐、熔盐、内置电加热器、循环泵、连接管路及外部保温结构等组成。为降低计算成本并提高求解效率，在保证熔盐相变传热和自然对流特征准确描述的前提下，对模型进行适当简化：忽略循环泵、连接管路、支撑结构及外部保温层等附属部件，仅保留储罐壁面、熔盐区域和内置电加热器等主要传热结构，并将储罐和电加热器等效为规则圆柱体结构。

由于电加热器沿储罐周向近似对称分布，本工作选取周期性计算域进行数值模拟，并在两侧设置周期性边界，以降低计算量。储罐壁面设置为壁面边界，电加热器表面设置为热源边界。为分析罐内温度场、液相率及固-液界面演化规律，在计算域内设置监测面 1 和监测面 2，用于提取典型截面上的熔化传热特征。系统主要结构参数见表 1。

1.2　数学模型

熔盐解凝再熔化过程涉及固-液相变、热传导、

表1 单罐熔盐储热系统主要结构参数 单位：mm

Table 1 Main structural parameters of the single-tank molten salt thermal energy storage system

Unit: mm

参数	数值
储罐壁厚	10
储罐直径	2600
储罐高度	3500
储罐顶部厚度	15
电加热器直径	280
电加热器长度	1000

自然对流及固-液界面迁移等耦合传热现象。为描述内置电加热器作用下罐内凝固熔盐的再熔化过程，本工作基于ANSYS Fluent软件中的Solidification/Melting（凝固/熔化）模块，采用焓-多孔介质法（enthalpy-porosity method）建立三维瞬态数值模型[22]。该方法通过液相率变化表征固-液界面演化，无需显式追踪移动相界面，适用于复杂相变传热问题的数值模拟。

为突出主要传热与流动特征，并兼顾计算效率，本工作做如下假设：

（1）熔盐为均匀各向同性介质；

（2）液态熔盐为不可压缩牛顿流体；

（3）密度变化仅在浮力项中采用Boussinesq近似处理[23]；

（4）忽略相变过程中的体积变化、黏性耗散及接触热阻；

（5）储罐壁面绝热，电加热器采用恒定功率输入。

在焓-多孔介质模型中，熔盐液相区被视为可流动区域，而固相区和糊状区则通过引入多孔介质阻力源项来抑制流体运动。计算过程中，液态熔盐流动由动量守恒方程描述，其表达式为

$$\frac{\partial(\rho \boldsymbol{u})}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho \boldsymbol{u}\boldsymbol{u})=-\nabla p+\mu\nabla^2\boldsymbol{u}+\rho \boldsymbol{g}\beta_v(T-T_{\mathrm{ref}})-S_{\mathrm{m}} \quad (1)$$

式中，$\boldsymbol{u}$为速度矢量，m/s；ρ为密度，kg/m^3；p为压力，Pa；μ为动力黏度，Pa·s；$\boldsymbol{g}$为重力加速度矢量，m/s^2；β_v为体膨胀系数，K^{-1}；T_{ref}为参考温度，K；S_{m}为多孔介质阻力源项，N/m^3。

其中，多孔介质阻力源项用于表征固相区和糊状区对流动的抑制作用，其表达式为

$$S_{\mathrm{m}}=A_{\mathrm{m}}\frac{(1-f_{\mathrm{l}})^2}{f_{\mathrm{l}}^3+\varepsilon}\boldsymbol{u} \quad (2)$$

式中，A_{m}为糊状区常数，kg/(m^3·s)，用于调节固-液共存区域的动量阻尼强度；f_{l}为液相率；ε为避免分母为零的微小常数。需要说明的是，固-液共存温度范围主要由固相线温度T_{s}、液相线温度T_{l}及液相率关系确定，而A_{m}主要控制糊状区的等效流动阻力。随着A_{m}增大，低液相率区域的流动抑制增强，并可能进一步影响界面附近换热及熔化进程。鉴于该参数对焓-多孔介质模型计算结果具有潜在影响，本工作进一步开展参数敏感性分析。

熔盐熔化过程中的热量传递和相变吸热过程由能量守恒方程描述，其表达式为

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho \boldsymbol{u}H)=\nabla\cdot(\lambda\nabla T)+S_{\mathrm{h}} \quad (3)$$

式中，H为总焓，J/kg；λ为导热系数，W/(m·K)；S_{h}为加热器热源项，W/m^3。

总焓由显热焓与潜热焓组成，其表达式为[24]

$$H=h_{\mathrm{ref}}+c_p(T-T_{\mathrm{ref}})+f_{\mathrm{l}}L \quad (4)$$

式中，h_{ref}为参考焓，J/kg；c_p为定压比热容，J/(kg·K)；L为熔盐相变潜热，J/kg。式中等号右边前两项表示温度变化引起的显热焓，$f_{\mathrm{l}}L$表示固-液相变过程中的潜热焓。

液相率采用温度分段函数表示[24]：

$$f_{\mathrm{l}}=\begin{cases}0, & T<T_{\mathrm{s}}\\ \dfrac{T-T_{\mathrm{s}}}{T_{\mathrm{l}}-T_{\mathrm{s}}}, & T_{\mathrm{s}}\leqslant T\leqslant T_{\mathrm{l}}\\ 1, & T>T_{\mathrm{l}}\end{cases} \quad (5)$$

式中，T_{s}和T_{l}分别为固相线温度和液相线温度。当温度低于固相线温度时，熔盐为固态；当温度高于液相线温度时，熔盐为液态；当温度处于二者之间时，熔盐处于固-液共存的糊状区。通过液相率随温度的连续变化，可实现熔盐再熔化过程中固-液界面演化的数值表征。

本工作采用Hitec熔盐作为相变储热介质，其主要热物性参数如表2所示。除密度在浮力项中采用Boussinesq近似处理外，其余热物性参数均视为常数。

1.3 数值方法与边界条件

本工作基于ANSYS Fluent平台建立单罐熔盐储热系统三维瞬态凝固/熔化模型，采用压力基瞬态求解器进行计算。压力-速度耦合采用PISO算法，压力项采用PRESTO!格式离散，动量方程和能量方程采用一阶迎风格式。液态熔盐温差引起的浮力效应采用Boussinesq近似处理，即全场计算

表2　Hitec熔盐主要热物性参数[25]

Table 2　Thermophysical properties of Hitec molten salt[25]

参数	数值
Boussinesq参考密度 ρ_0/(kg/m^3)	1990
比热容 c_p/[J/(kg·K)]	1560
导热系数 λ/[W/(m·K)]	0.50
动力黏度 μ/Pa·s	3.2×10^{-3}
熔化潜热 L/(J/kg)	80000
固相线温度 T_s/K	415
液相线温度 T_l/K	423

除浮力项外，密度统一采用参考密度ρ_0，温度变化引起的密度差异仅通过浮力项进行表征。

为检验Boussinesq近似在本工作温度范围内的适用性，参考Sohal等整理的液态熔盐热物性工程数据库[25]进行计算：

$$\rho(T) = 2293.6 - 0.7497T \tag{6}$$

式中，$\rho(T)$为温度T下的熔盐密度，kg/m^3；T为热力学温度，K。本工作初始温度为300 K，此时熔盐处于完全凝固状态，低液相率区域的流动受到焓-多孔介质模型阻力源项抑制，因此Boussinesq近似主要用于液相形成后的温差浮力计算。选取固相线温度415 K、液相线温度423 K及进一步升温过程中的代表性温度，对密度变化幅度进行检验，结果见表3。

表3　Hitec熔盐密度随温度变化及Boussinesq近似适用性检验

Table 3　Variation of Hitec molten-salt density with temperature and applicability assessment of the Boussinesq approximation

温度(T)/K	密度$\rho(T)$/(kg/m^3)	相对于415 K密度变化/%	相对于参考密度ρ_0=1990kg/m^{3}偏差/%
415	1982.5	0	0.38
423	1976.5	0.30	0.68
470	1941.2	2.08	2.45
500	1918.8	3.21	3.58
523	1901.5	4.08	4.45
550	1881.3	5.11	5.46
556	1876.8	5.33	5.69

结果表明，在415~423 K相变温区内，估算密度由1982.5 kg/m^{3}降至1976.5 kg/m^3，相对变化约0.30%；进一步升温至556 K时，密度降至1876.8 kg/m^3，相对于415 K的变化约5.33%，相对于Boussinesq参考密度1990 kg/m^{3}的偏差约5.69%。上述密度变化幅度均低于10%，表明采用Boussinesq近似描述液相形成后的温差浮力具有一定的合理性。

1.4　糊状区常数敏感性分析

糊状区常数A_m用于控制焓-多孔介质模型中固-液共存区域的动量阻尼强度，其取值可能通过改变界面附近流动进一步影响局部换热及熔化进程。为评估计算结果对该参数的敏感程度，选取代表性基准工况，分别设置不同A_m取值进行对比计算，其余几何参数、边界条件、网格及时间步长均保持一致。

$$A_m = 1.0\times10^4,\ 1.0\times10^5,\ 1.0\times10^6\ \mathrm{kg/(m^3\cdot s)} \tag{7}$$

采用整体液相率达到0.90和0.95的特征时间$t_{0.90}$、$t_{0.95}$以及完全熔化时间t_m评价计算结果对A_m的敏感程度，结果见表4。

表4　糊状区常数敏感性分析结果

Table 4　Sensitivity analysis results for the mushy-zone constant

工况	A_m/[kg/(m^3·s)]	$t_{0.90}$/s	$t_{0.95}$/s	t_m/s	t_m相对偏差/%
Case M1	1.0×10^4	64520	70380	75840	1.59
Case M2	1.0×10^5	65360	71190	77063	0
Case M3	1.0×10^6	65740	71680	77720	0.85

由表4可知，随着A_m由1.0×10^4 kg/(m^3·s)增大至1.0×10^6 kg/(m^3·s)，$t_{0.90}$、$t_{0.95}$和t_m均呈小幅增加趋势，说明增强糊状区动量阻尼会在一定程度上抑制低液相率区域的流动与局部对流输运，从而延缓固-液界面推进。具体而言，当A_m由1.0×10^5 kg/(m^3·s)增大至1.0×10^6 kg/(m^3·s)时，$t_{0.90}$、$t_{0.95}$和完全熔化时间分别增加约0.58%、0.69%和0.85%，变化幅度均低于1%。同时，以A_m=1.0×10^5 kg/(m^3·s)为基准，A_m=1.0×10^4 kg/(m^3·s)和1.0×10^6 kg/(m^3·s)工况的完全熔化时间相对偏差分别为1.59%和0.85%。由此表明，在本工作考察范围内，糊状区常数变化会对熔化进程产生一定影响，但主要特征熔化时间的差异总体较小，尤其是当$A_m\geqslant1.0\times10^5$ kg/(m^3·s)时，计算结果对该参数的敏感性明显减弱并趋于稳定。

综合参数敏感性、固相区流动抑制需求及数值计算稳定性，本工作最终取糊状区常数为1.0×10^5 kg/(m^3·s)。

1.5 模型验证

为验证数值方法对电加热熔盐熔化过程的适用性，选取张天福[26]的40 kW恒功率实验工况进行对比。原实验采用Solar Salt（质量分数60% $NaNO_3$+质量分数40% KNO_3）作为储热介质，储罐直径1300 mm、容积2.76 m^3，采用内插式电加热器；本工作依据文献几何、热物性及边界条件建立独立验证模型，将典型测点温度随时间的变化与文献实验结果及模拟结果进行对比，如图2所示。

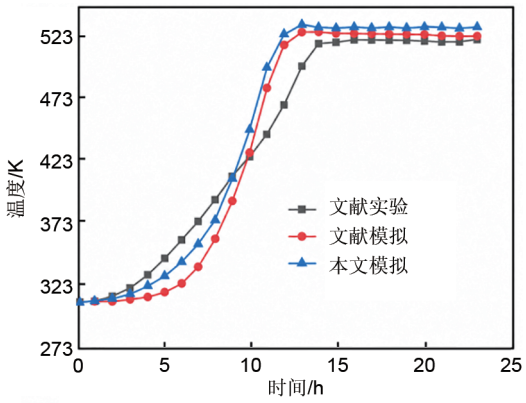


图2 模型验证

Fig. 2 Model validation results

由图2可知，本文模拟结果与文献实验结果及模拟结果总体变化趋势一致，能够较好地反映电加热条件下熔盐升温及相变过程的温度响应。初始升温及快速变化阶段仍存在一定偏差，这主要与实验初始温度场非均匀、实际多管式加热器局部热流分布与数值模型理想化边界之间的差异有关；随着加热过程的推进，模拟与实验变化趋势逐渐接近。鉴于验证工况与本工作工业级Hitec单罐模型在熔盐种类、几何尺度及热源布置方面存在差异，该验证主要用于检验数值方法对总体温度响应与相变传热趋势的描述能力，而不作为工程尺度完全熔化时间绝对值的直接实验验证。

1.6 网格无关性验证

为保证计算结果的可靠性，并兼顾计算精度与计算成本，本工作开展了网格无关性验证。考虑到熔盐熔化过程计算周期较长，选取熔化初期典型测点温度作为评价指标，分别建立网格数为75421、152381、280745、437815和563527的5组网格模型，并对时间步长为1 s和0.1 s的工况进行对比分析。

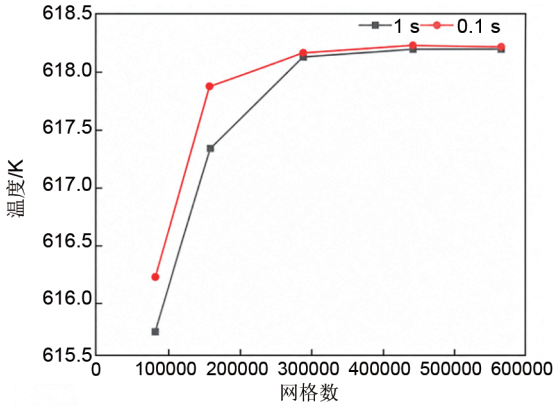


图3 网格无关性验证结果

Fig. 3 Grid independence verification results

由图3可知，当网格数量由75421增加至280745时，测点温度变化较明显，表明粗网格难以准确捕捉局部温度梯度及固-液界面演化特征；当网格数量继续增加时，不同网格及时间步长下的温度变化趋于一致，继续加密网格对计算结果的影响较小。综合考虑计算精度与计算效率，本工作最终选取网格数量为437815、时间步长为1 s的模型用于后续数值模拟。

1.7 能量与时间性能评价指标

为定量比较不同加热功率工况下单罐熔盐储热系统的解凝性能，本工作分别从能量利用和时间响应2个维度进行评价。

定义相变储热能量利用系数η_ε为熔盐理论相变潜热储热量与达到完全熔化时系统总输入能量之比：

$$\eta_E = \frac{E_{st}}{E_{in}} = \frac{mL}{Pt_m} \tag{8}$$

式中，η_ε为相变储热能量利用系数；E_{st}为熔盐理论相变储热量，J；E_{in}为系统达到完全熔化时的总输入能量，J；m为熔盐质量，kg；L为熔化潜热，J/kg；P为加热功率，W；t_m为完全熔化时间，s。对于不同加热功率工况，储罐结构、熔盐质量及热物性参数保持一致，因此mL为定值。η_ε越大，表明达到完全熔化所需累计输入能量越少，输入能量的相变储热利用水平越高。

考虑到单独采用η_ε不能独立反映解凝过程的时间响应特性，进一步定义归一化熔化时间性能指标：

$$\Phi_t = \frac{t_{m,ref}}{t_m} \tag{9}$$

式中，Φ_t为归一化熔化时间性能指标；$t_{m,ref}$为基准工况完全熔化时间，s；t_m为当前工况完全熔化时间，s。当$\Phi_t > 1$时，表明当前工况较基准工况具有更快的熔化响应；当$\Phi_t < 1$时，则表明其时间响应性能降低。

综上，η_ε用于表征系统达到完全熔化过程中的相对能量利用水平，Φ_t用于表征整体熔化时间响应。二者结合可从能量利用与时间响应2个维度评价不同加热功率工况下的解凝性能。

2　熔盐解凝过程及传热阶段分析

为分析单罐熔盐储热系统中凝固熔盐的再熔化过程，选取z=400 mm处电加热器中心平面和储罐纵向对称平面作为典型监测面，分析温度场、液相率及流动特征随时间的演化规律。在此基础上，引入加热器尺度有效Rayleigh数、液相Péclet数及量纲为1熔化速率，对浮力驱动潜力、实际对流输运强度及相变推进过程进行定量表征。

2.1　温度场与液相率演化特征

图4给出了恒功率加热条件下z=400 mm截面温度场及液相率分布随时间的变化规律。熔化初期，液相区主要集中于电加热器附近，固-液界面围绕热源向外扩展。由于液态区域范围较小且尚未形成大范围连通通道，热量主要通过温度梯度向周围固态熔盐扩散，液相区扩展相对缓慢。

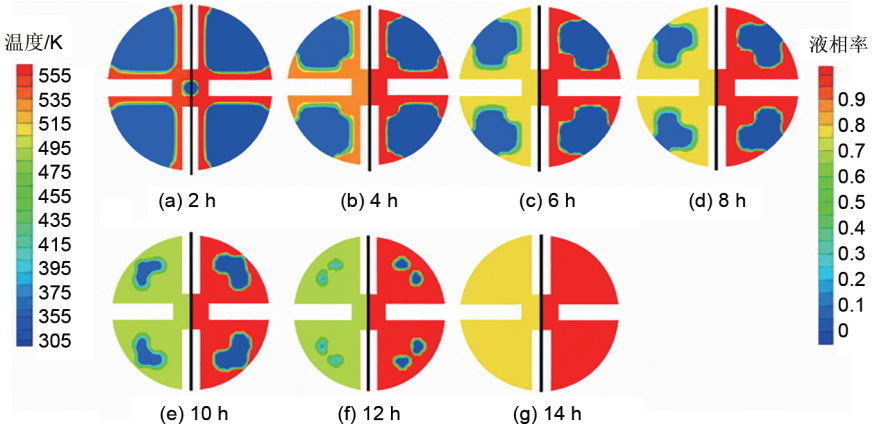


图4　恒功率加热条件下z=400 mm截面熔盐温度场（左）与液相率分布（右）随时间的演化规律

Fig. 4　Temporal evolution of molten salt temperature field (left) and liquid fraction distribution (right) on the z=400 mm plane under constant-power heating conditions

随着加热时间延长，加热器周围液态熔盐逐渐增多，高温低密度熔盐沿热源附近上升，低温熔盐向下补充，液相区由近似对称扩展逐渐转变为明显的上部优先扩展。熔化中期，液相区非对称性不断增强，固-液界面向储罐上部及外围区域加快推进，表明浮力驱动流动对热量输运的影响逐渐增强。进入熔化后期后，截面内大部分熔盐已完成相变，剩余未熔区域主要集中于局部流动较弱区域，固-液界面推进速度降低。

2.2　自然对流发展规律

图5给出了储罐纵向对称平面温度场与液相率分布随时间的演化规律。熔化初期，液相区首先在顶部浸入式和下部套管式电加热器附近形成。此时液相尺度较小且尚未充分连通，热量主要通过局部热扩散向周围固态熔盐传递，固-液界面主要在热源邻近区域推进。随着液相区逐渐扩大并相互连通，浮力驱动作用增强，高温液态熔盐向上输运，促使热量由局部热源区向储罐上部扩展，上部区域升温及熔化速度明显加快。与此同时，部分中下部区域热量补给相对不足，形成明显的空间非均匀熔化特征，表明自然对流已成为影响中期热量输运和固-液界面演化的重要因素。

进入熔化后期后，罐内大部分熔盐转变为液态，整体温差逐渐减小，浮力驱动作用随之减弱。剩余未熔区域主要分布于加热器下方及局部热量输运较弱区域，其进一步熔化受局部传热能力限制，固-液界面推进速度降低。总体而言，熔盐再熔化过程表现出由局部热扩散向自然对流强化，并进一步向后期局部传热受限演化的阶段性特征。需要说明的是，图5中局部残余固相的“悬空”特征与固

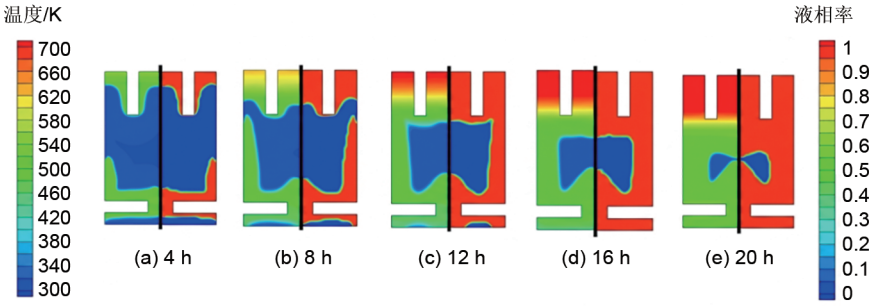


图5 对称平面温度场（左）与液相率分布（右）随时间的演化规律

Fig. 5 Temporal evolution of temperature field (left) and liquid fraction distribution (right) on the symmetry plane, illustrating the melting characteristics of molten salt in the axial and radial directions

定网格焓-多孔介质法未考虑固相整体迁移有关，可能影响后期局部界面形态及尾端熔化过程，因此相关结果主要用于统一模型框架下不同工况的相对比较。

2.3 熔化传热过程的定量表征

为概括内置电加热器作用下凝固熔盐的再熔化过程，根据前述温度场、液相率及流动特征绘制传热机制示意图，如图6所示。熔化过程总体经历局部热扩散、自然对流强化和后期局部传热受限3个阶段。初始液相区主要在加热器附近形成，受液相尺度和连通性限制，热量以局部热扩散为主；随着液相区扩大并相互连通，高温熔盐上浮、低温熔盐回流，罐内逐渐形成浮力驱动循环，热量由局部热源区向上部及外围输运；后期随着整体温差和流动强度降低，残余固相主要集中于加热器下方及局部低速区，完全熔化逐渐受局部传热路径限制。

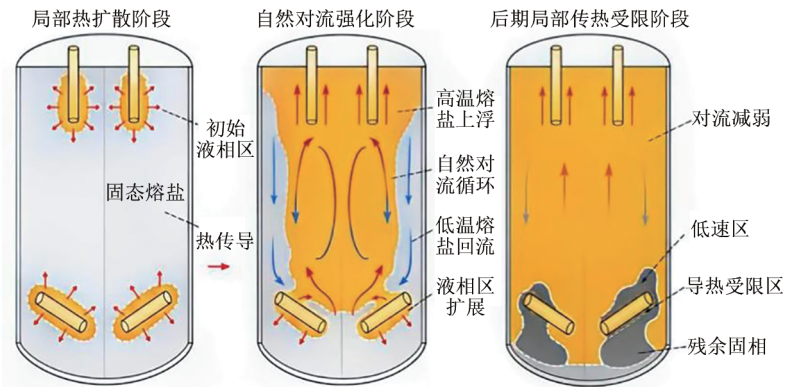


图6 单罐熔盐储热系统再熔化传热阶段示意图

Fig. 6 Schematic diagram of heat-transfer stages during molten-salt remelting in the single-tank thermal energy storage system

为避免仅依据云图对传热阶段进行定性判断，进一步引入整体平均液相率、加热器尺度有效Rayleigh数、液相Péclet数及量纲为1熔化速率，分别表征相变进程、浮力驱动潜力、实际对流输运强度及熔化响应。

为定量表征整体相变进程，参考相变储热研究中采用体积平均液相率描述熔化过程的方法[27]，整体平均液相率定义为

$$\bar{f}_l(t)=\frac{1}{V}\int_V f_l \mathrm{d}V \tag{10}$$

式中，$\bar{f}_l$为整体平均液相率；V为熔盐计算域总体积。

考虑熔化过程中液相区域持续变化，为突出实际液相区域的热状态和流动强度，本工作进一步定义液相率加权平均温度和速度为

$$\bar{T}_l(t)=\frac{\int_V f_l T \mathrm{d}V}{\int_V f_l \mathrm{d}V} \tag{11}$$

$$\bar{u}_l(t)=\frac{\int_V f_l |\boldsymbol{u}| \mathrm{d}V}{\int_V f_l \mathrm{d}V} \tag{12}$$

式中，$\bar{T}_l$为液相加权平均温度，K；f_l为局部液

相率；T为局部温度，K；$\bar{u}_l$为液相加权平均速度，m/s；$\boldsymbol{u}$为局部速度矢量，m/s。

Hitec熔盐的热扩散率和运动黏度分别为

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p} \tag{13}$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} \tag{14}$$

根据表2所列热物性参数，可得

$$\alpha = \frac{0.50}{1990 \times 1560} = 1.61 \times 10^{-7}\ \mathrm{m^2/s} \tag{15}$$

$$v = \frac{3.2 \times 10^{-3}}{1990} = 1.61 \times 10^{-6}\ \mathrm{m^2/s} \tag{16}$$

Rayleigh数广泛用于表征温差浮力相对于黏性与热扩散作用的强弱，并用于分析相变熔化过程中自然对流的发展；Fourier数则可用于描述量纲为1传热时间尺度[28-29]。考虑到本工作液相区域随熔化过程持续变化，且研究目的在于比较同一几何体系内不同时刻的浮力驱动潜力，本工作在经典Rayleigh数定义的基础上，以电加热器直径作为固定特征尺度，并结合热源与液相区域的有效温差，构造加热器尺度有效Rayleigh数为

$$Ra_h(t) = \frac{g\beta\left[\bar{T}_h(t) - \bar{T}_l(t)\right]D_h^3}{v\alpha} \tag{17}$$

式中，Ra_h为加热器尺度有效Rayleigh数；g为重力加速度，m/s²；β为体膨胀系数，K⁻¹；$\bar{T}_h$为全部有效加热表面面积加权平均温度，K；$\bar{T}_l$为液相加权平均温度，K；D_h为电加热器直径，取0.28 m；v为运动黏度，m²/s；α为热扩散率，m²/s。

Rayleigh数反映温差条件下的浮力驱动潜力，但不能直接表征已经形成的实际流动输运强度。为此，本工作在经典Péclet数定义基础上，采用液相率加权平均速度$\bar{u}_l$和加热器特征尺度D_h定义液相Péclet数为

$$Pe_l(t) = \frac{\bar{u}_l(t)D_h}{\alpha} \tag{18}$$

为统一熔化过程的时间尺度，参考相变熔化过程中采用Fourier数进行量纲为1时间分析的方法[28-29]，Fourier数定义为

$$Fo = \frac{\alpha t}{D_h^2} \tag{19}$$

式中，Fo为Fourier数；t为时间，s。

已有研究采用液相率与Fourier数、Rayleigh数等量纲为1参数之间的关系分析相变熔化过程[30]。在此基础上，为进一步表征单位量纲为1时间内整体相变推进程度，本工作定义量纲为1熔化速率为

$$M^*(Fo) = \frac{\mathrm{d}\bar{f}_l}{\mathrm{d}Fo} \tag{20}$$

式中，M^*为量纲为1熔化速率，用于表征单位量纲为1时间内整体液相率的增长程度。

图7给出了Ra_h、Pe_l、$\bar{f}_l$及M^*随Fourier数的变化规律。由于初始时刻熔盐完全凝固，液相加权平均温度和速度无定义，因此Ra_h与Pe_l从液相区域首次形成后的有效时刻开始统计。

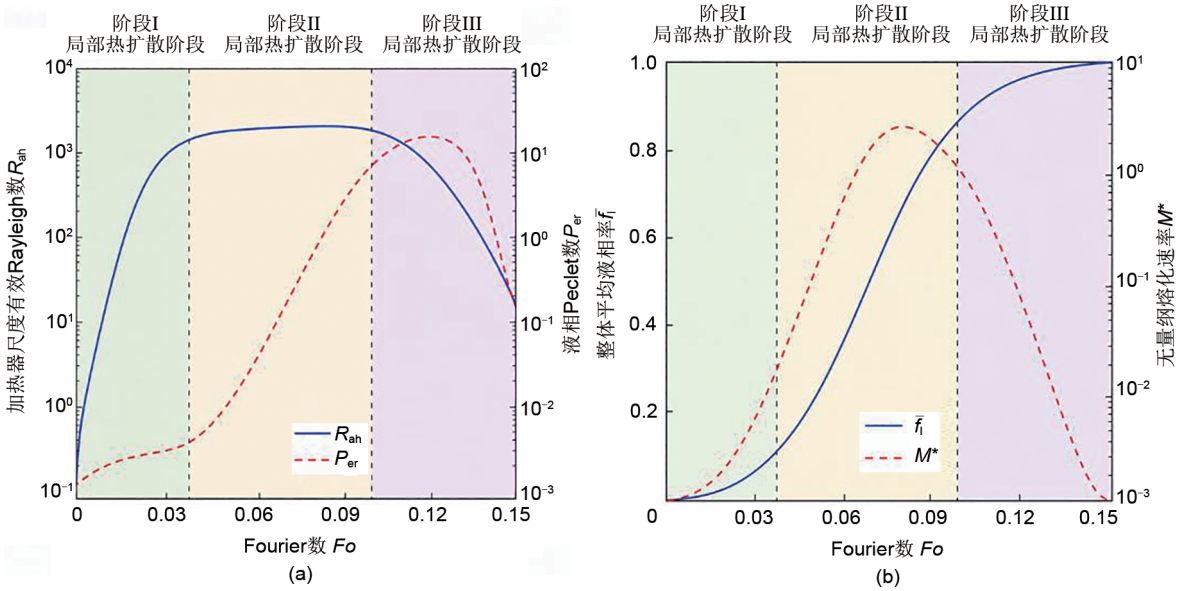


图7　(a) 加热器尺度有效Rayleigh数与液相Péclet数；(b) 整体平均液相率与量纲为1熔化速率

Fig. 7　(a) Heater-scale effective Rayleigh number and liquid-phase Péclet number; (b) Overall average liquid fraction and dimensionless melting rate

熔化初期，液相区局限于加热器附近，Pe_l和M^*均处于较低水平，受液相尺度及连通性限制，固−液界面推进主要受局部热扩散影响。随着液相区扩大并连通，Pe_l和M^*明显升高，表明浮力驱动逐渐形成有效对流输运路径，促进整体液相率快速增长。进入后期，热源与液相区域温差减小，Ra_h、Pe_l和M^*均呈下降趋势，残余固相熔化逐渐受局部传热路径及空间分布制约。

综合图6和图7，凝固Hitec熔盐再熔化过程依次经历局部热扩散、自然对流强化和后期局部传热受限3个阶段。内置热源配置通过影响液相区连通、流动输运路径及残余固相分布，进一步改变整体解凝性能。

3 内置加热器参数对熔盐解凝性能的影响

3.1 加热器数量的影响

图8给出了不同加热器数量下熔盐液相率分布随时间的演化规律。熔化初期，各工况液相区均首先在热源附近形成，空间差异较小。随着熔化过程推进，4组工况中相邻热源之间仍保留较大尺度连续未熔区域，而6组和8组工况因热源覆盖范围扩大，局部液相区更易扩展并相互连通，残余固相逐渐被分割为尺度较小的局部区域。进入熔化后期后，4组工况仍存在较明显未熔区域，8组工况则更早趋近整体熔化状态。由此可见，增加加热器数量的主要作用在于扩大热源空间覆盖、缩短部分区域至邻近热源的有效传热距离，并减小大尺度连续残余固相区。

图9进一步给出了不同加热器数量下系统整体液相率随时间的变化规律。在总输入功率相同条件下，6组和8组工况的整体液相率总体高于4组工况，但局部时段内6组工况略高于8组工况。这表明加热器数量增加并非简单强化整体熔化速率，而是存在热源空间覆盖范围与单个热源局部热输入之间的竞争：较少数量工况下单个加热器承担的热负荷较高，而较多数量工况具有更充分的空间覆盖，两者在不同熔化阶段的相对作用不同。

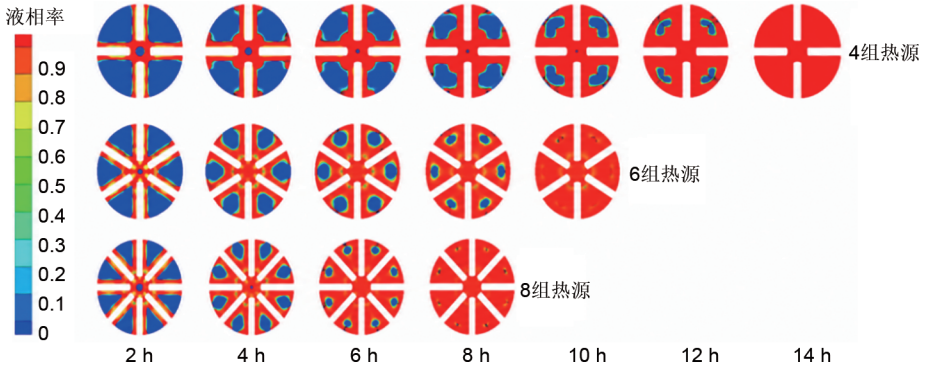


图8 不同加热器数量下熔盐液相率分布随时间的演化规律

Fig. 8 Temporal evolution of liquid fraction distribution under different numbers of heaters

4组、6组和8组工况的完全熔化时间分别为81154 s、78373 s和77063 s。与4组工况相比，8组工况完全熔化时间缩短5.04%。综合液相率空间分布与整体液相率变化可知，在总功率一定时，增加加热器数量对完全熔化时间的缩短作用相对有限，但能够改善热源空间覆盖并减小后期残余未熔区域，从而提高整体解凝充分性。

3.2 加热器布置位置的影响

图10给出了不同加热器安装高度下熔盐液相率分布随时间的演化规律。熔化初期，400 mm、600 mm和800 mm工况的液相区均主要集中于热源附近，整体差异较小。随着熔化过程的推进，不同安装高度逐渐改变热量在储罐轴向上的输运路径。较低位置布置有利于热量由下部向上部扩散，使中下部区域更充分地参与熔化；随着安装高度的提高，加热器下方及储罐底部区域的热量补给相对不足，残余固相逐渐向下部集中。由图10可见，至16~20 h，600 mm和800 mm工况在底部及局部区域仍保留较明显未熔区域，其中高位布置工况的尾端熔化受限问题更为突出。

图11给出了不同安装高度下整体液相率随时间的变化规律。熔化初期，各工况液相率较为接

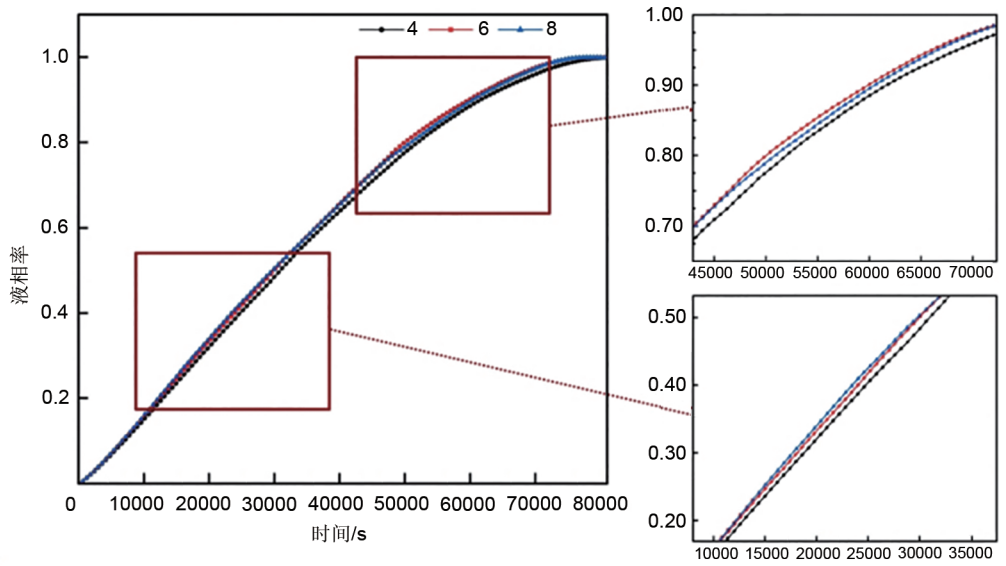


图 9　不同加热器数量下整体液相率随时间的变化规律

Fig. 9　Variation of overall liquid fraction with time under different numbers of heaters

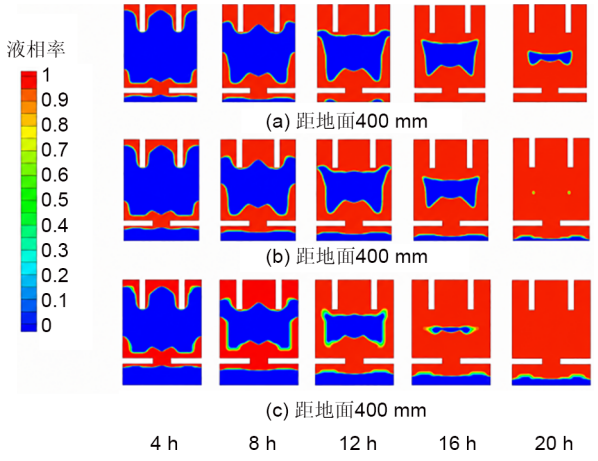


图 10　不同加热器安装高度下熔盐液相率分布随时间的演化规律

Fig. 10　Temporal evolution of liquid fraction distribution at different heater installation heights

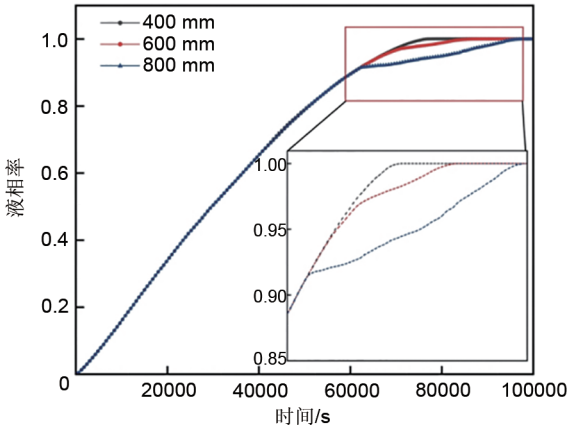


图 11　不同加热器安装高度下整体液相率随时间的变化规律

Fig. 11　Variation of overall liquid fraction with time at different heater installation heights

近；明显差异主要出现在液相率大于0.9以后。需要指出的是，这并不意味着加热器位置效应仅在后期产生。整体液相率属于全域积分量，前中期仍存在大范围固相时，不同位置导致的局部空间差异容易被总体平均效应削弱；实际上，图10表明8~12 h时各工况的残余固相形态已经出现明显差异。进入熔化后期后，剩余固相数量减少，其位置、尺度及至热源的有效传热路径逐渐成为控制尾端熔化的关键因素，因此不同工况的整体液相率曲线才明显分离。

400 mm、600 mm和800 mm工况的完全熔化时间分别为77063 s、86281 s和97082 s。当安装高度由400 mm提高至800 mm时，完全熔化时间增加25.98%。因此，加热器垂向位置的影响具有明显的时间累积特征：前中期位置变化通过改变轴向热量输运路径影响残余固相形成，后期则因不同残余固相分布和局部传热路径而放大尾端熔化差异。由此也可解释，熔化后期即使整体温差和浮力驱动作用减弱，不同位置工况之间的液相率差异仍会进一步显现。

3.3　加热功率的影响

图12给出了不同总加热功率下系统整体液相率和体积平均流速随时间的变化规律。

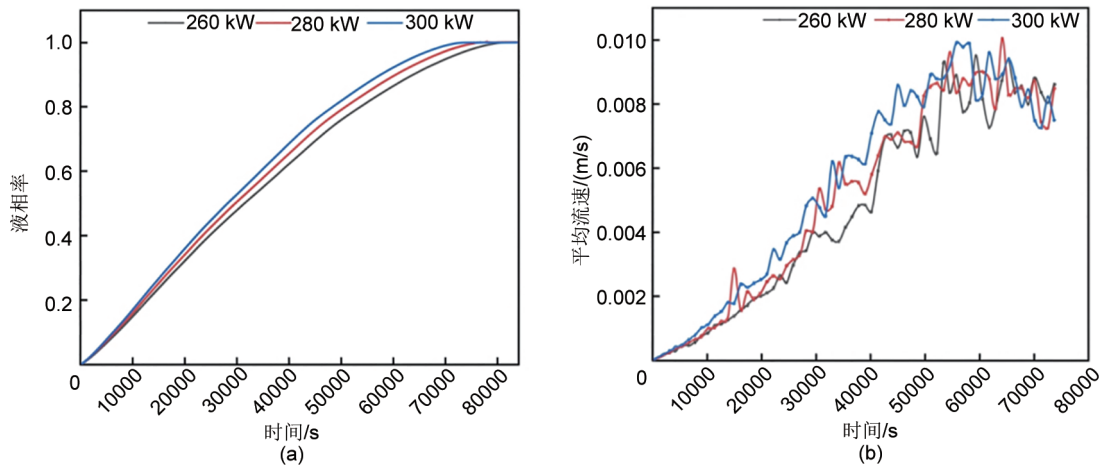


图 12 不同总加热功率下系统整体液相率 (a) 与体积平均流速 (b) 随时间的变化规律

Fig. 12 Variations of overall liquid fraction (a) and volume-averaged velocity (b) with time under different total heating powers

由图 12(a)可知，随着输入功率增大，系统整体液相率增长速度提高，完全熔化时间逐渐缩短。260 kW 和 280 kW 和 300 kW 工况下完全熔化时间分别为 81283 s、77063 s 和 73443 s。与 260 kW 工况相比，280 kW 和 300 kW 工况完全熔化时间分别缩短 5.19% 和 9.65%，说明提高加热功率能够增强热量输入，加快熔盐解凝过程。

图 12(b)显示，输入功率增加后，罐内体积平均流速整体升高，表明提高热量输入增强了温度梯度和浮力驱动力，从而强化自然对流换热。在熔化前中期，随着液相区不断扩大，流动空间增加，自然对流逐渐发展，平均流速持续上升；进入熔化后期后，罐内温度分布趋于均匀，浮力驱动减弱，平均流速出现波动并略有下降。

当功率由 260 kW 提高至 280 kW 时，完全熔化时间缩短 4220 s；而由 280 kW 进一步提高至 300 kW 时，完全熔化时间仅缩短 3620 s。这表明单纯提高输入功率虽可缩短解凝时间，但其强化效果逐渐受到自然对流组织能力和局部传热受限区域的制约。因此，相比于继续提高加热功率，合理优化加热器布置并改善罐内流动组织，更有利于提升单罐熔盐储热系统的解凝效率。

3.4 能量利用与时间响应综合评价

为综合评价不同加热功率下系统的解凝性能，采用第 1.7 节定义的相变储热能量利用系数 η_ε 和归一化熔化时间性能指标 Φ_t，分别从能量利用和时间响应 2 个维度进行分析，结果如图 13 所示。

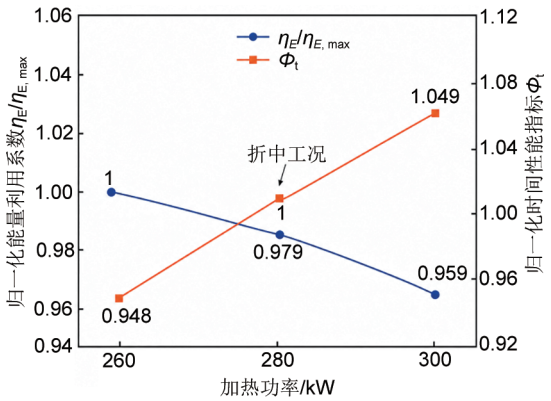


图 13 不同加热功率下能量利用与时间响应性能

Fig. 13 Energy-utilization and time-response performance under different heating powers

当加热功率分别为 260 kW、280 kW 和 300 kW 时，系统完全熔化时间分别为 81283 s、77063 s 和 73443 s，对应累计输入能量分别为 21.13 GJ、21.58 GJ 和 22.03 GJ。随着输入功率提高，完全熔化时间缩短 9.65%，但累计输入能量增加 4.26%，表明提高加热功率能够加快解凝过程，同时增加完成熔化所需的总输入能量。

由图 13 可知，归一化能量利用系数 $\eta_E/\eta_{E,\max}$ 分别为 1.000、0.979 和 0.959，随加热功率增加逐渐降低；归一化时间性能指标 Φ_t 分别为 0.948、1.000 和 1.049，呈逐渐升高趋势。这说明提高输入功率能够改善系统时间响应性能，但单位输入能量对应的相变储热利用水平有所下降。

综合这 2 项指标可知，较低功率有利于提高能量利用水平，但解凝时间较长；较高功率能够进一

步缩短完全熔化时间，却伴随能量利用水平下降。因此，单纯提高输入功率并不能同步优化能量利用和时间响应。结合加热器数量及垂向布置分析结果，在本工作研究范围内，8组加热器、安装高度400 mm及输入功率280 kW兼顾了较快的解凝速度与较高的能量利用水平，可作为工程应用的较优配置。

4　结　论

针对工业热风干燥用单罐熔盐储热系统冷态重启问题，本工作建立了内置电加热器作用下凝固Hitec熔盐再熔化过程的三维瞬态数值模型，分析了加热器数量、垂向位置及输入功率对解凝性能的影响。主要结论如下：

（1）凝固熔盐再熔化过程依次经历局部热扩散、自然对流强化和后期局部传热受限3个阶段。液相区形成并连通后，浮力驱动流动强化热量输运和固-液界面推进；进入熔化后期，残余固相位置及局部传热路径成为制约完全熔化的主要因素。

（2）内置热源空间配置显著影响解凝过程。加热器由4组增至8组时，热源覆盖范围扩大、残余未熔区域减小，完全熔化时间缩短5.04%；安装高度由400 mm提高至800 mm时，因轴向热量输运路径和残余固相分布改变，完全熔化时间增加25.98%，表明垂向位置对尾端熔化的影响更为显著。

（3）提高输入功率可加快解凝，但能量利用水平随之降低。输入功率由260 kW增至300 kW时，完全熔化时间缩短9.65%，累计输入能量增加4.26%，归一化能量利用系数由1.000降至0.959。在本工作考察参数范围内，8组加热器、400 mm安装高度和280 kW输入功率兼具较快的解凝速度与较高的能量利用水平，可作为同类系统的较优配置参考。

本工作所得具体熔化时间和参数配置基于特定储罐尺度、Hitec熔盐物性及计算边界条件，不宜直接推广至所有储罐；但热源配置通过影响液相区连通、热量输运路径和残余固相分布进而改变再熔化性能的规律，可为具有相似传热特征的工程尺度单罐系统提供参考。

参 考 文 献

[1] PALACIOS A, KRABBEN Y, LINDER E, et al. Thermal energy storage technology roadmap for decarbonising medium-temperature heat processes—A review[J]. Sustainability, 2025, 17 (21): 9693. DOI:10.3390/su17219693.

[2] D'AURIA M, GRENA R, LANCHI M, et al. Heat supply to industrial processes *via* molten salt solar concentrators[J]. Energies, 2024, 17(18): 4541. DOI:10.3390/en17184541.

[3] GIL A, MEDRANO M, MARTORELL I, et al. State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010, 14(1): 31-55. DOI: 10.1016/j.rser.2009.07.035.

[4] CARABALLO A, GALÁN-CASADO S, CABALLERO Á, et al. Molten salts for sensible thermal energy storage: A review and an energy performance analysis[J]. Energies, 2021, 14(4): 1197. DOI:10.3390/en14041197.

[5] FLUECKIGER S M, YANG Z, GARIMELLA S V. Review of molten-salt thermocline tank modeling for solar thermal energy storage[J]. Heat Transfer Engineering, 2013, 34(10): 787-800. DOI:10.1080/01457632.2012.746152.

[6] RIVAS E, ROJAS E, BAYÓN R, et al. CFD model of a molten salt tank with integrated steam generator[J]. Energy Procedia, 2014, 49: 956-964. DOI:10.1016/j.egypro.2014.03.103.

[7] 李洪涛, 张帅, 李旭东, 等. 单罐式储能换热系统在热风无纺布工艺中的应用[J]. 储能科学与技术, 2022, 11(7): 2250-2257. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2022.0106.
LI H T, ZHANG S, LI X D, et al. Application of single tank energy storage and heat exchange system in hot air non-woven fabric process[J]. Energy Storage Science and Technology, 2022, 11(7): 2250-2257. DOI:10.19799/j.cnki.2095-4239.2022.0106.

[8] LI Z, ZHANG Q Q, WANG Z F, et al. Experimental study on melting process in an industrial level molten salt tank[J]. Journal of Thermal Science, 2020, 29(2): 457-463. DOI: 10.1007/s11630-019-1125-5.

[9] OUYANG Y M, LI Y H, ZHANG Y P. Numerical research on the thermal characteristics and mechanical properties of a molten-salt single tank storage system[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 80: 110328. DOI:10.1016/j.est.2023.110328.

[10] KLASING F, SCHMITZ M, GERDES C, et al. Critical diameter for a single-tank molten salt storage-Parametric study on structural tank design[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 101: 113870. DOI:10.1016/j.est.2024.113870.

[11] LI H T, WANG Z, SONG Q S, et al. Design and stress analysis of a new distributed single tank molten salt heat storage system with internal heat source[J]. Sustainability, 2025, 17(2): 758. DOI: 10.3390/su17020758.

[12] WANG Y J, LIU J N, MA X, et al. Numerical investigation on the thermal performance of a molten salt tank under different electric heating method[J]. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2024, 278: 113183. DOI:10.1016/j.solmat.2024.113183.

[13] ZHANG L, ZHANG Y, ZHANG H, et al. Fluid flow and heat transfer characteristics of natural convection in single-tank molten salt thermal energy storage system[J]. Journal of Energy

Storage, 2025, 133: 117987. DOI:10.1016/j.est.2025.117987.

[14] ZHU Z H, GONG G J, WANG Y, et al. Thermal performance of a single-tank molten salt storage unit with electric heating rods for charging[J]. Energies, 2026, 19(7): 1675. DOI: 10.3390/en19071675.

[15] 吴旺松, 匡敬柱, 毛正江, 等. 管内加装电伴热装置时熔盐熔化过程研究[J]. 热力发电, 2022, 51(3): 79-87.
WU W S, KUANG J Z, MAO Z J, et al. Study on melting process of molten salt in pipe equipped with a built-in electric tracing heater[J]. Thermal Power Generation, 2022, 51(3): 79-87.

[16] ZHANG Y, HADDAD F, LI P W. Analysis of heat transfer of molten salts startup flow in cold pipes avoiding freezing in solar and nuclear energy systems[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2025, 147: 011002. DOI:10.1115/1.4065509.

[17] ZHANG S Q, LIU M, ZHAO Y L, et al. Dynamic simulation and performance analysis of a parabolic trough concentrated solar power plant using molten salt during the start-up process[J]. Renewable Energy, 2021, 179: 1458-1471. DOI: 10.1016/j.renene.2021.07.127.

[18] PRIETO C, RODRÍGUEZ-SÁNCHEZ A, RUIZ-CABAÑAS F J, et al. Feasibility study of freeze recovery options in parabolic trough collector plants working with molten salt as heat transfer fluid[J]. Energies, 2019, 12(12): 2340. DOI:10.3390/en12122340.

[19] UDDIN M, VIRK A S, PARK C. Natural convection in the melting of phase change materials in a cylindrical thermal energy storage system: Effects of flow arrangements of heat transfer fluid and associated thermal boundary conditions[J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2023, 15(11): 111010. DOI:10.1115/1.4063045.

[20] BOUZENNADA T, MECHIGHEL F, GHACHEM K, et al. Numerical simulation of the impact of the heat source position on melting of a nano-enhanced phase change material[J]. Nanomaterials, 2021, 11(6): 1425. DOI:10.3390/nano11061425.

[21] EBRAHIMI A, DADVAND A. Simulation of melting of a nano-enhanced phase change material (NePCM) in a square cavity with two heat source-sink pairs[J]. Alexandria Engineering Journal, 2015, 54(4): 1003-1017. DOI:10.1016/j.aej.2015.09.007.

[22] VOLLER V R, CROSS M, MARKATOS N C. An enthalpy method for convection/diffusion phase change[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1987, 24(1): 271-284. DOI: 10.1002/nme.1620240119.

[23] BRENT A D, VOLLER V R, REID K J. Enthalpy-porosity technique for modeling convection-diffusion phase change: Application to the melting of a pure metal[J]. Numerical Heat Transfer, 1988, 13(3): 297-318. DOI: 10.1080/10407788808913615.

[24] GRAY D D, GIORGINI A. The validity of the boussinesq approximation for liquids and gases[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1976, 19(5): 545-551. DOI: 10.1016/0017-9310(76)90168-X.

[25] SOHAL M S, EBNER M A, SABHARWALL P, et al. Engineering database of liquid salt thermophysical and thermochemical properties: INL/EXT-10-18297 Rev. 1[R]. Idaho Falls: Idaho National Laboratory, 2013. DOI:10.2172/1086824.

[26] 张天福. 高温熔盐罐内熔化过程优化及控制研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2021.
ZHANG T F. Study on optimization and control of melting process in high-temperature molten salt tank[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2021.

[27] KOLLER M, WALTER H, HAMETER M. Transient numerical simulation of the melting and solidification behavior of $NaNO_3$ using a wire matrix for enhancing the heat transfer[J]. Energies, 2016, 9(3): 205. DOI:10.3390/en9030205.

[28] AZAD M, GROULX D, DONALDSON A. Natural convection onset during melting of phase change materials: Part II-Effects of Fourier, Grashof, and Rayleigh numbers[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2021, 170: 107062. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2021.107062.

[29] VOGEL J, JOHNSON M. Natural convection during melting in vertical finned tube latent thermal energy storage systems[J]. Applied Energy, 2019, 246: 38-52. DOI: 10.1016/j. apenergy. 2019.04.011.

[30] TALEBIZADEH SARDARI P, WALKER G S, GILLOTT M, et al. Numerical modelling of phase change material melting process embedded in porous media: Effect of heat storage size[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2020, 234(3): 365-383. DOI: 10.1177/0957650919862974.