DOI: 10.19666/j.rlfd.202510032

相变材料储热系统对火电机组抽汽调峰性能的影响

武惠平[1]，李春峰[1]，张佳乐[2]，刘　翔[2]，吴冯永康[2]，周　昊[2]
（1. 上海电气集团股份有限公司，上海　200070；
2. 浙江大学能源高效清洁利用全国重点实验室，浙江　杭州　310027）

［摘　　要］【目的】传统火力发电机组的调峰能力不能满足大规模风能和太阳能的并网需求。为提高火电机组的灵活性，本文提出了一种基于相变材料（PCM）储热系统的火电机组抽汽调峰优化方案。【方法】以我国西部某电厂 350 MW 超临界发电机组的运行参数为基准，通过将相变储热系统与火电机组耦合，研究相变材料物性参数及换热器结构参数对火电机组抽汽调峰性能的影响。【结果】研究结果表明，相变材料赤藓糖醇表现出最佳的储热能力，可达到 18.70 MW，能提升火电机组的调峰性能。此外，通过优化换热器结构参数，能够有效提升储热系统的储热能力，当管径由 0.20 m 减少至 0.05 m，管数由 200 增加至 3 200 时，再热蒸汽的出入口焓值差由 204.72 kJ/kg 增加到了 448.72 kJ/kg。经济性分析表明，换热器和相变材料及储罐是系统成本的主要来源，分别占总成本的 58.9%和 35.2%。【结论】本文为火电机组调峰性能的优化提供了理论依据和技术支持。

［关　键　词］火电机组；抽汽调峰；相变储热；耦合系统

［［引用本文格式］武惠平，李春峰，张佳乐，等. 相变材料储热系统对火电机组抽汽调峰性能的影响[J]. 热力发电，2026，55(7): 95.　Wu H P, Li C F, Zhang J L, et al. Effect of phase change material heat storage system on steam extraction peak regulation performance of thermal power unit [J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(7): 95.

Effect of phase change material heat storage system on steam extraction peak regulation performance of thermal power unit

Wu Huiping[1], Li Chunfeng[1], Zhang Jiale[2], Liu Xiang[2], Wu Fengyongkang[2], Zhou Hao[2]
(1. Shanghai Electric Group Company Limited, Shanghai 200070, China;
2. State Key Laboratory of Clean Energy Utilization, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: [Objective] The rapid expansion of grid-connected wind and solar power generation has created an urgent need for enhanced flexibility within power systems. The inherent variability and intermittency of renewable sources demand that traditional thermal power plants provide greater peak regulation capacity, a requirement that often exceeds the inherent operating limits of conventional units. In order to improve the flexibility of thermal power units, an optimization scheme for steam extraction and peak regulation of thermal power units based on phase change material (PCM) heat storage system is proposed. [Methods] The research is grounded in a practical case study, utilizing the detailed operational parameters of a 350 MW supercritical thermal power unit located in western China. A comprehensive simulation model was developed to couple the PCM heat storage system with the thermodynamic cycle of the reference power plant. This model enabled a systematic parametric study to evaluate the influence of two key factor groups: the thermophysical properties of the PCM itself and the structural design parameters of the heat exchanger that facilitates the energy transfer. [Results] The simulation results provide clear and actionable insights. Regarding material selection, erythritol was identified as the most effective PCM among

收 稿 日 期：2025-10-25　修 回 日 期：2025-12-25　接 受 日 期：2026-01-05
基 金 项 目：中央高校基本科研业务费专项资金资助（2022ZFJH04）
Supported by：Fundamental Research Funds for the Central Universities (2022ZFJH04)
第一作者简介：武惠平（1984），男，工程师，主要研究方向为煤电技能改造，wuhp@shanghai-electric.com。
通信作者简介：周昊（1973），男，博士，教授，主要研究方向为火电灵活性改造和锅炉燃烧优化，zhouhao@zju.edu.cn。

the options studied, delivering a superior heat storage capacity of 18.70 MW, which improves the peak regulation performance of thermal power units. The structural optimization of the heat exchanger proved equally important. By reducing the tube diameter from 0.20 m to 0.05 m and simultaneously increasing the number of tubes from 200 to 3 200, the enthalpy difference of the reheated steam was boosted dramatically from 204.72 kJ/kg to 448.72 kJ/kg. A preliminary techno-economic analysis was conducted to assess the viability of the proposed system. The cost breakdown reveals that the capital investment is predominantly driven by two components: the heat exchanger, which accounts for approximately 58.9% of the total cost, and the PCM material combined with its storage tanks, which represent about 35.2%. [Conclusion] In conclusion, this study demonstrates that integrating a PCM thermal energy storage system is a technically viable and promising strategy for unlocking the flexible operation potential of existing thermal power infrastructure. The findings offer a solid theoretical foundation, detailed technical guidance on parameter optimization for power units, and an initial economic framework, thereby providing essential support for the practical implementation of such retrofits. This work helps reduce the use of fossil fuels and advance the deep integration of renewable energy around the world.

Key words: thermal power unit; steam extraction peak regulation; phase change heat storage; coupled system

可再生能源包括太阳能、风能和水力发电[1]，被广泛认为是化石燃料的可行和可持续的替代品。根据我国“双碳”目标，到 2030 年，全国风能和太阳能的总容量将达到 12 亿千瓦以上，并已于 2024 年提前完成[2]。然而，风光输出因具有间歇性和波动性的固有特性，使得传统火力发电机组的调峰能力不足以满足大规模风能和太阳能的并网需求[3]。因此，提高传统火力发电厂灵活性对于优化可再生能源的整合、确保稳定可靠的电力供应至关重要。

为了解决上述问题，将火电机组中热能储存（thermal energy storage，TES）技术和深度调峰相结合的运行策略得到了快速发展，该运行策略主要包括将压缩空气储能（compressed air energy storage，CAES）[4]、液态空气储能（liquid air energy storage，LAES）[5]、压缩捕获二氧化碳储能（compressed CO_2 energy storage，CCES）[6]和熔盐热能储存（molten salt thermal energy storage，MSTES）[7]等技术与燃煤机组和燃气机组耦合。Zhang 等人[8]通过从汽轮机侧抽取一部分蒸汽，通过调节阀开度调节抽汽流量，从提高调峰深度和调峰速度两方面，改善了燃煤电厂的动态特性，最大峰值速率分别为 9.27%Pe/min 和 5.11%Pe/min。Zhou 等人[9]开发了一种结合相变和液态熔盐的混合熔盐储能系统，用于 1 050 MW 超超临界燃煤机组，蓄热系统的最大循环效率可达 76.22%，投资回收期为 3.72 年。Zhang 等人[10]提出一种集成于火电厂蓄热子系统的新型压缩空气蓄热系统。结果表明，在环境温度为 20 ℃时，系统的往返效率和㶲效率分别为 78.85%和 83.81%。方立军等[11]选用 Hitec 盐为储热介质，耦合熔盐储能系统进行调峰，设计出 5 种储能方案和 4 种释热方案，实现储热最大调峰容量 141.78 MW，释热最大调峰容量 33.09 MW，调峰深度最高为 17.49%。

相变材料作为储能介质，因其储能密度高、温度稳定、储能容量大等优点而被广泛应用于太阳能利用[12-13]、削峰填谷[14-15]以及建筑温度调节[16]等领域[17-18]。相较于熔盐储能，在相近的储放热温度区间内，相变材料单位质量的储能密度远高于熔盐储能密度，意味着在储存热量相同时，相变材料系统在理论上可以更加紧凑。Zhao 等人[19]分析了东北地区 2 台典型的 300 MW 和 200 MW 供热机组在安装相变储热站后的影响。结果显示，给定热负荷水平下，2 台机组的峰值削减能力可分别提升 21%和 14%。王珠等[20]设计了抽取部分中压缸排汽进行储热的相变储能系统，以某 660 MW 超超临界机组为例进行效果评估。结果表明系统的最大储热量为 118.73 GJ，最大储㶲量为 28.97 GJ。

然而，相变材料因其固有的热物理性质限制、换热器结构及储热系统动态响应与电网需求匹配的复杂性，限制了其在火电机组灵活性改造中的推广。为此，本文以锅炉−汽轮机为研究对象，在定抽汽比例的情况下，改变相变储热系统参数，形成了机−炉−储集成系统。本文创新性地采用了 MATLAB 和 Aspen Plus 双向数据交互和迭代计算的方法，实现了系统在变工况条件下精确仿真。同时选取 4 种不同类型的相变材料，探究了相变材料物性参数对火电机组汽轮机功率的作用机制。此外，通过优化相变换热器结构，进一步研究了相变材料换热器尺寸对火电机组汽轮机功率的影响规律。

1 系统描述

1.1 集成系统结构设计

本系统以我国西部某电厂 350 MW 超临界发电

机组的运行参数为基准，在传统火电机组的基础上创新性地设计了耦合相变储热改造方案，如图 1 所示。该集成系统主要由火电机组系统和相变储能系统两大模块构成。

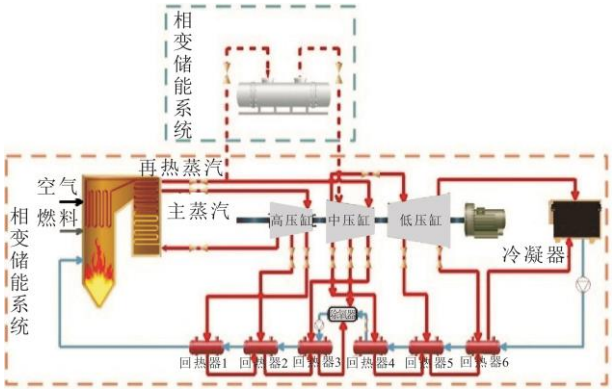


图 1 集成系统结构示意
Fig.1 Integrated system structure diagram

火电机组系统采用典型的热力循环配置，其主要设备包括锅炉、汽轮机组、发电机、冷凝器、给水泵、再热器组以及除氧器等关键组件。系统运行时，锅炉产生的再热蒸汽分流为两路：一路直接输送至汽轮机中压缸前半程进行膨胀做功；另一路则进入相变储能系统进行热能存储与释放，待完成放热过程后，该部分蒸汽进入中压缸后半程参与做功过程。

相变储能系统的核心结构为管壳式换热器，选择相变材料作为储能介质，其换热器结构如图 2 所示。在管壳式换热器中，流体工质在管壳式换热器中沿套管流动，相变材料则填充在套管外的空间内，这种结构设计有效实现了热能的存储与释放。

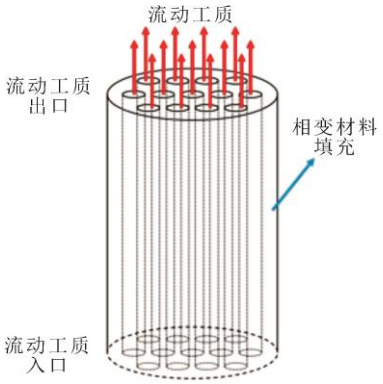


图 2 相变材料换热器结构示意
Fig.2 Schematic diagram of PCM heat exchanger

1.2 集成系统控制策略

为探究相变储热系统对火电机组调峰性能的影响机制，本文采用 MATLAB 与 Aspen Plus 协同仿真的跨平台建模方法，构建了火电机组耦合相变储热系统的调峰性能分析模型。

在建模方法上，本文基于支持向量回归（support vector regression，SVR）机器学习算法，在 MATLAB 平台构建了汽轮机多级输出预测模型。首先，收集火电机组各级汽轮机在不同工况下的历史运行数据，并对数据进行标准化预处理以消除量纲影响；随后，分别训练出口压力和出口温度的 SVR 预测模型。在仿真过程中，系统将实时抽汽数据输入训练好的 SVR 模型，实现对汽轮机各级出口参数的动态预测。

此外，本文在 MATLAB 中建立了相变储热系统的数学模型。该模型通过与 Aspen Plus 进行数据交互，实时读取抽汽参数并在 MATLAB 中完成换热计算，随后将计算结果反馈至 Aspen Plus 中进行火电机组系统的流程模拟。

2 模型建立

2.1 火电机组系统模型

本文以中国西部某电厂 350 MW 超临界发电机组的实际运行参数为基准，采用 MATLAB 与 Aspen Plus 协同仿真的跨平台建模方法，构建了火电机组系统的仿真模型，图 3 为火电机组系统的 Aspen Plus 示意。与图 1 相同，锅炉产生的再热蒸汽分流为两路，分为直接输送至汽轮机中压缸前半程进行膨胀做功，以及进入相变储能系统进行热能存储与释放，然后返回中压缸后半程。

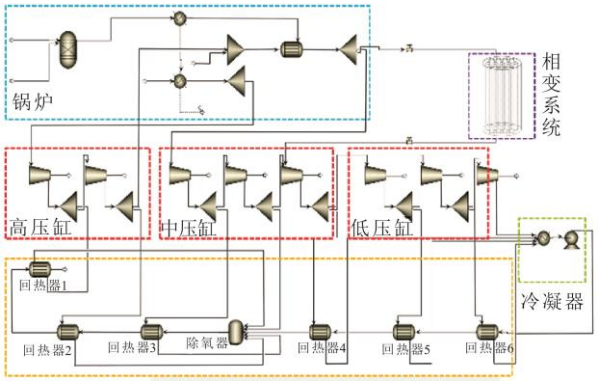


图 3 火电机组系统的 Aspen Plus 示意
Fig.3 Aspen Plus diagram of thermal power unit system

2.2 仿真条件设置

为进一步实现上述火电机组调峰模拟过程，本文以 75%基础运行负荷为例进行分析，再热蒸汽抽汽流量为 150 t/h。表 1 为火电机组模拟参数。

表 1 火电机组模拟参数
Tab.1 Simulation parameters

项目	数值
基础运行负荷	75%THA
主蒸汽温度/℃	569
主蒸汽压力/MPa	20.39
主蒸汽流量/(t·h^{-1})	773.7
再热蒸汽温度/℃	569
再热蒸汽压力/MPa	4.8
再热蒸汽流量/(t·h^{-1})	774.9
再热蒸汽抽汽压力/MPa	3.8
再热蒸汽抽汽流量/(t·h^{-1})	150
再热蒸汽出口压力/MPa	0.5

2.3 相变储能系统模型

为简化相变换热器的数值分析，将其结构简化为多套管式结构。本文采用 MATLAB 编程的方法，实现了对相变换热器瞬态过程的动态建模，在建模过程中引入以下假设：1）相变材料填充区域与流体工质流动区域同轴分布，且位于外侧，两者直径比为 1.3[21]；2）相变材料在相变过程中的自然对流效应可忽略；3）流体工质的轴向导热对系统热传递的影响可忽略；4）管道间的微小间隙对整体传热性能的影响可忽略；5）系统与环境之间的散热损失可忽略不计。

基于上述假设，建立流体工质侧的能量守恒方程如下：

$$\pi r_0^2 \cdot \mathrm{d}z \cdot \frac{\partial(\rho_\mathrm{f} h_\mathrm{f})}{\partial t} = -\left(\frac{G_\mathrm{cq}}{N_\mathrm{p}}\right)(h_\mathrm{f,in} - h_\mathrm{f,out}) + Q_\mathrm{f,ex} \tag{1}$$

$$Q_\mathrm{f,ex} = h_\mathrm{a} \cdot 2\pi r_0 \cdot \mathrm{d}z \cdot (T_\mathrm{f} - T_{\mathrm{pcm},r_0}) \tag{2}$$

式中：r_0、dz 分别为相变换热器的套管内径和 z 方向上的步长，m；$h_\mathrm{f,in}$、$h_\mathrm{f,out}$ 分别为流体工质的进、出口焓值，J/kg；T_f、T_{pcm,r_0} 分别为流体工质的温度和 r=r_0 处相变材料的温度，K；N_p 为相变换热器的管数；ρ_f 为流体工质的密度，kg/m^3；$Q_\mathrm{f,ex}$ 为流体工质流经相变换热器时的换热量，W；h_a 为流体工质与相变换热器之间的换热系数，W/(m^2·K)。

相变材料所涉及的能量变化严格遵守能量守恒定律：

$$\rho_\mathrm{pcm} c_{p,\mathrm{pcm}} \frac{\partial T_\mathrm{pcm}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z}\left(k_\mathrm{pcm} \frac{\partial T_\mathrm{pcm}}{\partial z}\right) + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r k_\mathrm{pcm} \frac{\partial T_\mathrm{pcm}}{\partial r}\right) - \rho_\mathrm{pcm} Q_{s-1} \frac{\partial f}{\partial t} \tag{3}$$

式中：ρ_pcm 为相变材料的密度，kg/m^3；T_pcm 为相变材料的温度，K；$c_{p,\mathrm{pcm}}$ 为相变材料的比热容，J/(kg·K)；$k_\mathrm{p,pcm}$ 为相变材料的导热系数，W/(m·K)；Q_{s-1} 为相变材料的潜热，J/kg；f 为相变材料的液相分数。

边界条件如下：

$$T_\mathrm{f} = T_\mathrm{f,in},\ z = 0,\ r,\ t > 0 \tag{4}$$

$$\frac{\partial T_\mathrm{pcm}}{\partial z}(z = 0,\ r_0 \leqslant r \leqslant R) = 0 \tag{5}$$

$$\frac{\partial T_\mathrm{pcm}}{\partial z}(z = L,\ r_0 \leqslant r \leqslant R) = 0 \tag{6}$$

$$k_\mathrm{pcm} \frac{\partial T_\mathrm{pcm}}{\partial r}(z,\ r = r_0) = h_\mathrm{a}(T_\mathrm{f} - T_{\mathrm{pcm},r_0}) \tag{7}$$

$$\frac{\partial T_\mathrm{pcm}}{\partial r}(z,\ r = R) = 0 \tag{8}$$

式中：$T_\mathrm{f,out}$ 为流体工质流经换热器的出口温度，K；L 为相变换热器中管道的长度，m。

管内压降计算方法为[20]：

$$\Delta p = f_\mathrm{d} \frac{L}{d} \rho_\mathrm{f} \frac{u_\mathrm{f}^2}{2} \tag{9}$$

$$f_\mathrm{d} = \begin{cases} (0.790 \log_{10} Re_\mathrm{f} - 1.64)^{-2}, & Re_\mathrm{f} > 2\ 200 \\ \dfrac{64}{Re_\mathrm{f}}, & Re_\mathrm{f} \leqslant 2\ 200 \end{cases} \tag{10}$$

式中：Δp 为流体工质流经套管后的管内压降，MPa；f_d 为达西摩擦系数，无量纲数；d 为相变换热器的套管内径，m；u_f 为流体速度，m/s；Re_f 为雷诺数，无量纲数。

在空间导数项的离散化过程中，流体工质区域和相变材料区域分别采用一阶迎风格式和二阶中心格式；在时间导数项的离散化过程中，流体工质区域和相变材料区域均采用一阶隐式后向欧拉法。对于代数方程组的求解，流体工质区域采用托马斯算法进行求解，相变材料区域则采用交替方向隐式法进行迭代求解。

在设计相变换热器的过程中，需要先确定流体工质的出口温度。随后，通过计算单位质量流体工质的放热量和相变材料的吸热量，进而确定相变换热器的热力学性能。最后，在确定相变换热器内径、外径及长度等关键几何尺寸的基础上，进一步计算出所需管数，从而完成完整换热器的设计工作。

具体公式为[11]：

$$Q_\mathrm{f,e} = \int_{t_\mathrm{s}}^{t_\mathrm{b}} G_\mathrm{f}(h_\mathrm{f,in} - h_\mathrm{f,out})\mathrm{d}t \tag{11}$$

$$q_\mathrm{pcm,e} = \rho_\mathrm{p,s} c_\mathrm{p,s}(T_\mathrm{pcm,l} - T_\mathrm{pcm,0}) + \rho_\mathrm{p,l} q_\mathrm{la} + \rho_\mathrm{p,l} c_\mathrm{p,l}(T_\mathrm{pcm,f} - T_\mathrm{pcm,h}) \tag{12}$$

$$V_{\mathrm{pcm}}=\frac{Q_{\mathrm{f,e}}}{q_{\mathrm{pcm,e}}} \tag{13}$$

$$N_{\mathrm{p}}=\frac{V_{\mathrm{pcm}}}{\pi(R^2-r_0^2)L} \tag{14}$$

式中：$Q_{\mathrm{f,e}}$为流体工质放热量，kJ；G_{f}为流体流量，kg/s；$q_{\mathrm{pcm,e}}$为单位体积相变材料吸热量，kJ；V_{pcm}为相变材料体积，m^3。

2.4 网格无关性验证

本文进行了严谨的网格无关性验证，结果表明相变材料储热系统的再热蒸汽回汽温度的偏差范围小于 0.5%，汽轮机功率的偏差范围小于 0.1%。因此，综合考量计算资源和计算精确度，设定时间步长 dt 为 0.02 s，空间步长 dz 和 r_0 分别为 0.2 m 和 0.001 m。

2.5 模型准确性验证

为了确定火电机组系统模型的准确性，在模拟结果与电厂给出的设计数据之间进行比较，获得的仿真结果见表 2。模拟得到的各项数据与设计参数的误差均小于 2%。

表 2 模拟结果和设计数据对比

Tab.2 Comparison of simulation results and design data

参数	负荷	设计参数	模拟结果	误差/%	参数	负荷	设计参数	模拟结果	误差/%
主蒸汽温度/℃	100%THA	569	569	0	给水温度/℃	100%THA	291.0	288.0	1.03
	75%THA	569	569	0		75%THA	271.7	267.4	1.58
再热蒸汽温度/℃	100%THA	569	569	0	输出功率/MW	100%THA	350.002	349.932	0.02
	75%THA	569	569	0		75%THA	262.522	261.973	0.21

2.6 成本模型

相变材料储热系统的设备成本主要包括储罐、泵和换热器的成本。系统组件成本估算公式[8]如下。

泵成本：

$$C_{\mathrm{p}}=19.6\times\exp[9.5+0.62\ln S+0.09(\ln S)^2] \tag{15}$$

$$S=Q\sqrt{H} \tag{16}$$

换热器成本：

$$C_{\mathrm{p}}=7.2F_{\mathrm{M}}F_{\mathrm{P}}F_{\mathrm{L}}C_{\mathrm{B}} \tag{17}$$

$$F_{\mathrm{M}}=2.7+0.86\left(\frac{A}{100}\right)^{0.07} \tag{18}$$

$$F_{\mathrm{P}}=0.98-0.03\left(\frac{P_{\mathrm{S}}}{100}\right)+0.003\,6\left(\frac{P_{\mathrm{S}}}{100}\right)^2 C_{\mathrm{B}}= \tag{19}$$

$$\exp\left[9.78-0.45\ln(S)+0.10(\ln(S))^2\right]$$

$$F_{\mathrm{L}}=1 \tag{20}$$

$$C_{\mathrm{B}}=\mathrm{e}^{[10.47-0.44\ln S+0.09(\ln S)^2]} \tag{21}$$

储罐成本：

$$C_{\mathrm{P}}=4\,216Vt^{0.513} \tag{22}$$

3 结果与讨论

相变材料初始温度设置为 325 ℃，其物性参数见表 3，所选相变材料换热器的结构参数见表 4。

表 3 相变材料的物性参数

Tab.3 Physical properties of PCMs

材料名称	熔化温度/℃	固态密度/(kg m^{-3})	液态密度/(kg m^{-3})	固态比热容/(J kg^{-1} K^{-1})	液态比热容/(J kg^{-1} K^{-1})	固态热导率/(W m^{-1} K^{-1})	液态热导率/(W m^{-1} K^{-1})
赤藓糖醇	117.7	1 300	1 480	2 250	2 610	0.733	0.326
H425[22]	425	2 100	2 100	1 535	1 535	0.55	0.55
$LiNO_3$-NaCl(87/13)[23]	208	1 889	1 889	1 430	1 740	0.587	0.485
$LiNO_3$-KCl(58.1/41.9)[23]	166	1 918	1 918	1 450	1 680	0.482	0.396

表 4 相变材料换热器结构参数

Tab.4 PCM heat exchanger parameters

案例	管内径/m	PCM 外径/m	管数/根	管长/m
案例 1	0.200	0.260 0	200	20
案例 2	0.125	0.162 5	512	20
案例 3	0.100	0.130 0	800	20
案例 4	0.050	0.065 0	3 200	20

3.1 相变材料物性参数的影响

相变材料的温度变化特性是影响储热系统储热能力的关键因素，进而对调峰能力产生影响。图 4 为在案例 4 换热器参数下，换热时间为 30 min，不同相变材料填充换热器时的温度分布云图。图 4 中，纵向长度为 20 m，横向长度为 0.007 5 m。为了便于

对比，横向并未按照实际长度比例体现而是以节点数进行绘制，下同。由图 4 可见，所有相变材料的温度分布云图呈现相似的趋势：蒸汽入口处温度较高，沿着换热器轴向，温度逐渐降低，表现出明显的温度梯度分布。各相变材料的最低温度、最高温度及最大温差见表 6。相变材料赤藓糖醇表现出较大的温度梯度，其最大温差为 208.0 ℃，而相变材料 LiNO3-KCl (58.1/41.9)的最大温差则为 202.3 ℃。这主要归因于赤藓糖醇的熔化温度仅为 117.7 ℃，相较于其他材料更早进入液态，而液态热导率骤降，导致加热过程中表面易熔化形成低导热层，从而产生显著的温度梯度。

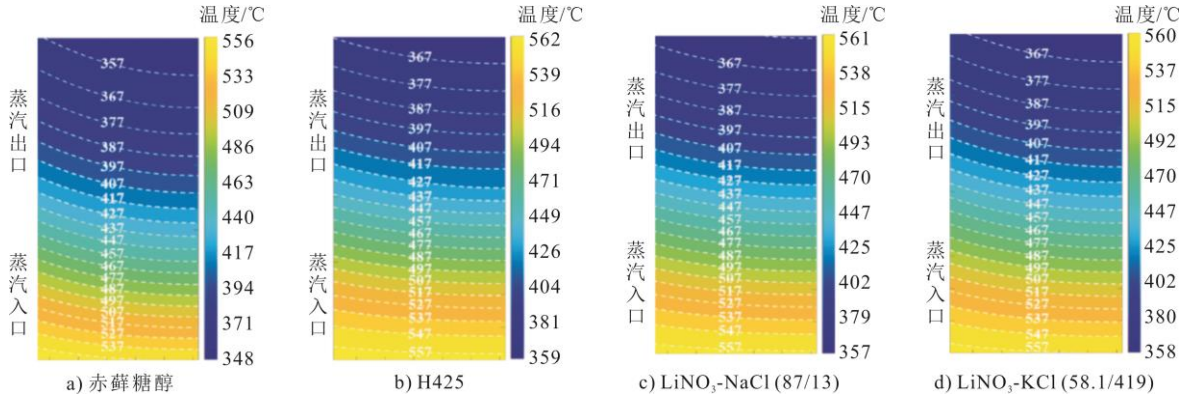


图 4 不同相变材料填充换热器时温度分布云图

Fig.4 Temperature distribution cloud image of heat exchangers filled with different PCMs

为更加清晰地了解换热过程中相变材料的相变过程，在案例 4 设定的换热器参数条件下，选择融化温度较高的相变材料 H425 进行研究。图 5 和图 6 分别为不同时间段相变材料 H425 的温度分布云图和相变分布云图。

由图 5 可见：在蒸汽入口处，相变材料温度较高；沿换热器轴向，温度逐渐降低。此外，相变材料的温度随着换热时间的增加而逐渐增加。当换热时间 t=600 s 时，相变材料的最高温度为 524.1 ℃，且高温区域较小；而当换热时间 t=3 600 s 时，相变材料最高温度为 565.0 ℃，同时高温区域显著扩大。

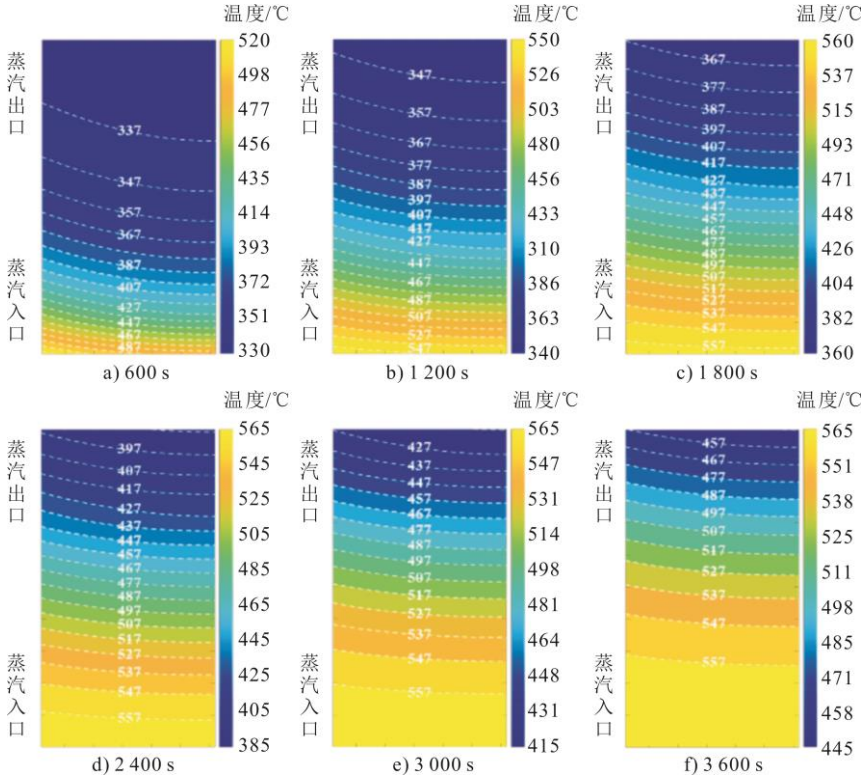


图 5 不同换热时间下温度分布云图

Fig.5 The temperature distribution cloud image under different heat charging times

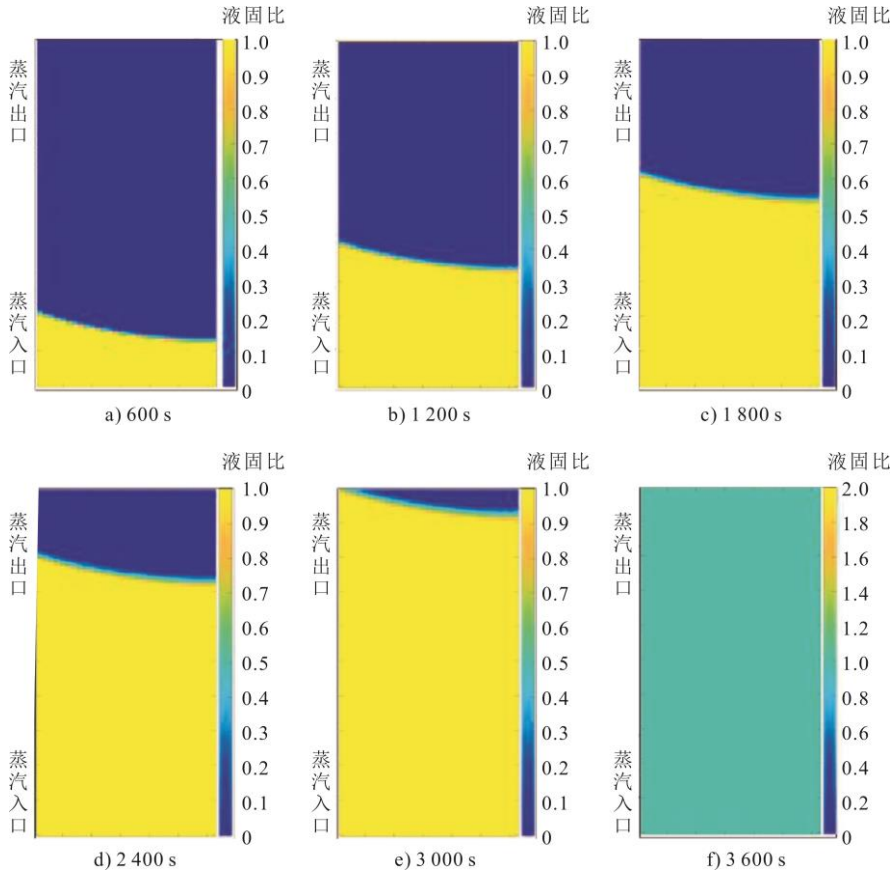


图 6 不同换热时间下相变分布云图

Fig.6 The phase change distribution cloud diagram under different heat charging times

由图 6 可见，相变材料 H425 的相变云图与温度云图基本保持一致。具体而言，在蒸汽入口处，由于温度较高，相变材料整体处于液态；而沿换热器轴向，随着温度逐渐降低，相变材料逐渐凝固为固相。此外，随着换热时间的增加，液相区域也逐渐扩大，最终于 t=3 600 s 时完全熔化。

根据热力学基本原理，系统储热能力 Q 可通过蒸气焓值的变化ΔH 与质量流量 m 的乘积来确定：

$$Q = m \times \Delta H \tag{23}$$

在案例 4 换热器参数下，不同相变材料填充换热器，换热时间为 30 min 时，不同相变材料填充条件下的蒸汽焓值变化曲线如图 7 所示，换热器出入口处气体焓值之差见表 5。由图 7 和表 5 可见：当流经赤藓糖醇时，蒸汽焓值降低幅度最大，此时出入口处焓值差为 448.72 kJ/kg；当流经 $LiNO_3$-KCl (58.1/41.9)，蒸汽焓值降幅最小，出入口处焓值差 420.65 kJ/kg。通过计算可得，相变材料赤藓糖醇的储热能力最强，达到 18.70 MW；而相变材料 $LiNO_3$-KCl (58.1/ 41.9)则为 17.53 MW。

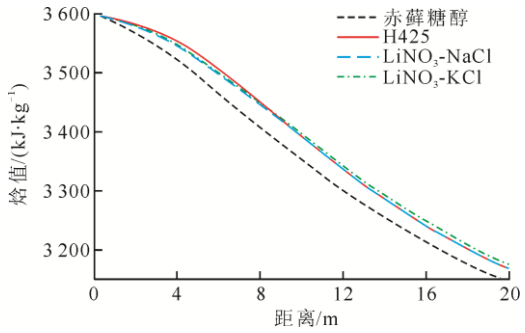


图 7 不同相变材料填充换热器时回汽焓值变化曲线

Fig.7 Change curve of steam return enthalpy when the heat exchanger filled with different PCMs

表 5 不同相变材料填充时出入口焓值差及储热能力

Tab.5 The difference of steam return enthalpy value and heat storage capacity of heat storage system when filled with different PCMs

材料名称	出入口处焓值之差/(kJ kg⁻¹)	储热能力/MW
赤藓糖醇	448.72	18.70
H425	427.89	17.83
$LiNO_3$-NaCl(87/13)	431.17	17.97
$LiNO_3$-KCl(58.1/41.9)	420.65	17.53

在案例 4 换热器参数下，不同相变材料填充换热器，换热时间为 30 min 时，回汽温度和火电机组汽轮机功率的变化如图 8 所示，具体数据见表 6。

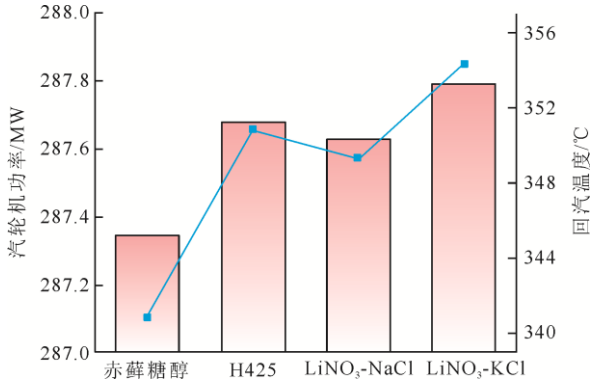


图 8 不同相变材料填充换热器时汽轮机功率及回汽温度
Fig.8 Turbine power and return temperature when heat exchangers filled with different PCMs

表 6 不同相变材料填充时火电机组系统输出
Tab.6 Thermal power unit system output when filled with different PCMs

材料名称	最低温度/℃	最高温度/℃	最大温差/℃	回汽温度/℃	汽轮机功率/MW
赤藓糖醇	348.2	556.2	208.0	340.8	287.35
H425	359.0	561.9	202.9	350.9	287.68
$LiNO_3$-NaCl (87/13)	356.4	561.3	204.9	349.3	287.63
$LiNO_3$-KCl (58.1/41.9)	358.5	560.8	202.3	354.3	287.79

比热容反映了相变材料在非相变阶段的吸放热能力。热导率决定了热量在材料内部的传递速率，影响相变过程的均匀性和效率。由于换热时间为 30 min，相变材料吸收的热量有足够的时间传递至内部，保证了相变过程的均匀性，因此热导率对相变材料储热能力的影响小于比热容对相变材料储热能力的影响。

赤藓糖醇比热容为 2 250/2 610 J/(kg·K)（固/液），虽然其热导率较低，但是赤藓糖醇依旧拥有最强的储热能力，此时回汽温度最低，为 340.8 ℃。而 $LiNO_3$-KCl (58.1/41.9)的比热容虽与 H425 和 $LiNO_3$-NaCl (87/13)相差不大，但其热导率较低，因此 $LiNO_3$-KCl (58.1/41.9)的储热能力最差，同时回汽温度最高，为 354.3 ℃。

火电机组汽轮机功率与回汽温度呈正相关关系。较高的回汽温度会使汽轮机维持较高的输出功率，削弱火电机组系统的调峰性能。当使用相变材料赤藓糖醇填充换热器时，汽轮机功率最低，为 287.35 MW，具有最优的火电机组调峰性能；而使用相变材料 $LiNO_3$-KCl (58.1/41.9)时，汽轮机功率最高，为 287.79 MW。然而，回汽温度对汽轮机功率的降低影响较小，是因为汽轮机功率主要取决于火电机组运行负荷及再热蒸汽抽汽量。

综上，相变材料赤藓糖醇具有最优的储热能力，其能使火电机组系统达到最佳的调峰性能。相比之下，相变材料 $LiNO_3$-KCl (58.1/41.9)的调峰能力较弱。

3.2 换热器尺寸的影响

本节以赤藓糖醇为研究对象，通过改变换热器的套管内径和套管数量，研究换热器结构参数对相变储热系统性能及火电机组调峰性能的影响。

当改变换热器结构尺寸，换热时间为 30 min 时，蒸汽焓值的变化曲线如图 9 所示，换热器出入口处气体焓值差见表 7。

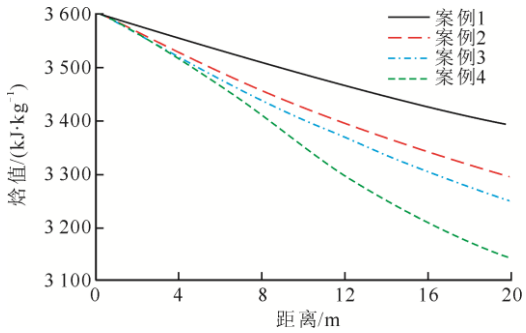


图 9 换热器结构尺寸不同时回汽焓值变化曲线
Fig.9 Change curve of steam return enthalpy with different parameter structures of heat exchangers

表 7 换热器结构尺寸不同时回汽焓值差及储热能力
Tab.7 The difference of steam return enthalpy value and heat storage capacity of heat storage system with different parameters structure of heat exchanger

案例	出入口处焓值之差/(kJ·kg⁻¹)	储热能力/MW
案例 1	204.72	8.53
案例 2	300.39	12.52
案例 3	342.97	14.29
案例 4	448.72	18.70

从图 9 和表 7 可以看出，蒸汽焓值随套管内径的减小呈现显著降低趋势。当管内径为 0.2 m 时，蒸汽焓值差仅为 204.72 kJ/kg，此时相变材料储热系统储热能力最弱（8.53 MW）。当套管内径减小至 0.05 m 时，蒸汽焓值差达到最大值（448.72 kJ/kg），此时相变材料储热系统的储热能力最强，为 18.70 MW。

蒸汽焓值随套管内径的减小而降低，主要原因是当蒸汽流动面积不变时，套管内径减小，蒸汽与

相变材料之间的换热面积增加，具体计算公式为：

$$A = 2N\pi r_0 L \tag{24}$$

式中：A 为换热面积，m^2。

案例 1—案例 4 换热面积分别为 2 513、4 021、5 027、10 053 m^2。换热面积的增加，蒸汽与相变材料之间的换热增强，提高了相变材料储热系统的储热能力。

当改变换热器结构尺寸，换热时间为 30 min 时，回汽温度和汽轮机功率的变化如图 10 所示。当套管内径为 0.2 m 时，回汽温度最高为（456.5 ℃），汽轮机功率达到最大值（291.21 MW）。随着套管内径的减小，回汽温度和汽轮机功率呈下降趋势。当套管内径减小至 0.05 m 时，回汽温度和汽轮机功率达到最小值，分别为 340.8 ℃和 287.35 MW。此时，火电机组的调峰性能达到最佳状态。

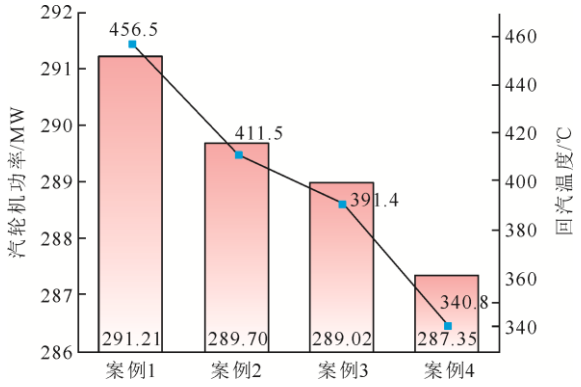


图 10 换热器结构参数不同时回汽温度及汽轮机功率
Fig.10 Return steam temperature and turbine power with different parameters structure of heat exchanger

综上所述，相变材料储热系统的储热能力及其对火电机组调峰性能的影响与换热器结构尺寸密切相关。随着套管内径的减小，换热面积增加，储热能力显著增强。

3.3 经济性分析

为全面评估 PCM 储热系统的可行性，本文对其经济性进行了深入分析，选择相变材料为赤藓糖醇，主要包括设备成本和相变材料成本，表 8 为相变储热系统组件成本估算。

设备和原材料费用共计为 567.4 万元人民币。成本构成主要包括换热器、相变材料及储罐、泵等关键设备的费用。换热器是系统中成本最高的组成部分，共计 334.1 万元，占总成本的 58.9%。相变材料及储罐的费用共计为 199.6 万元，占总成本的 35.2%。泵的成本为 33.7 万元，占总成本的 5.9%。

表 8 相变储热系统组件成本估算
Tab.8 Estimation of PCM heat storage system component cost

组件	成本估计
泵成本/万元	33.7
换热器成本/万元	334.1
储罐成本/万元	101.6
总设备成本/万元	469.4
赤藓糖醇质量/t	140
赤藓糖醇成本/万元	98.0
设备和材料总成本/万元	567.4

从成本构成可以看出，换热器和相变材料及储罐是系统成本的主要来源，两者合计占比 94.1%。因此，在未来的系统优化中，可通过改进换热器设计、优化相变材料选型以及合理控制储罐容积等措施，进一步降低系统成本。

4 结　论

本文通过将相变材料储热系统与火电机组耦合，研究了相变材料物性参数及换热器结构参数对火电机组抽汽调峰性能的影响。具体结论如下：

1）本文通过对比 4 种不同相变材料的储热性能，发现相变材料赤藓糖醇因其较高的比热容，表现出最佳的调峰性能。相比之下，相变材料 $LiNO_3$-KCl (58.1/41.9)储热能力较差。

2）通过优化换热器结构参数，能够有效提升储热系统的储热能力。当套管内径减小至 0.05 m 且管数增加至 3 200 根时，储热系统的储热能力达到最大值，火电机组的调峰性能显著改善。

3）经济性分析显示，换热器和相变材料及储罐是系统成本的主要来源，分别占总成本的 58.9%和 35.2%。

本文提出的基于相变材料储热系统的火电机组调峰优化方案，通过耦合相变储热系统与火电机组，显著提升了火电机组的调峰能力。研究结果为火电机组调峰性能的优化提供了理论依据和技术支持，具有重要的工程应用价值。

［参 考 文 献］

［1］ 魏佳琪. 我国能源转型的五条核心路径[N]. 中国石化报, 2024-12-02(005).
Wei J Q. Five core paths for China’s energy transition[N]. China Petrochemical News, 2024-12-02(005).

［2］ 矫勇. “双碳”目标下大力推进水风光储一体化发展的现状与对策建议[J]. 中国水利, 2025(4): 1.
Jiao Y. Current situation and countermeasure suggestions on vigorously promoting the integrated development of water, wind, solar and energy storage under the “dual

carbon" goal[J]. China Water Resources, 2025(4): 1.
[3] 刘风, 马铁驹. 风光电力消纳机制与方案研究现状及前沿展望[J]. 中国管理科学, 2025, 33(1): 247.
Liu F, Ma T J. Research status and frontier prospects of wind-solar power accommodation mechanisms and schemes[J]. Chinese Journal of Management Science, 2025, 33(1): 247.
[4] 李媛媛. 压缩空气储能技术步入发展快车道[N]. 中国证券报, 2025-01-07(A06).
Li Y Y. Compressed air energy storage technology enters the fast lane of development[N]. China Securities Journal, 2025-01-07(A06).
[5] 王林. 液态空气储能技术全球起势[N]. 中国能源报, 2025-03-03(011).
Wang L. Liquid air energy storage technology is gaining momentum worldwide[N]. China Energy News, 2025-03-03(011).
[6] 郝佳豪, 越云凯, 张家俊, 等. 二氧化碳储能技术研究现状与发展前景[J]. 储能科学与技术, 2022, 11(10): 3285.
Hao J H, Yue Y K, Zhang J J, et al. Research status and development prospects of carbon dioxide energy-storage technology[J]. Energy Storage Science and Technology, 2022, 11(10): 3285.
[7] 李广, 付一川, 余海存, 等. 光热发电储能熔盐研究进展[J]. 材料导报, 2025, 39(4): 10.
Li G, Fu Y C, Yu H C, et al. Research progress in thermal energy storage molten salts for concentrated solar power system[J]. Materials Reports, 2025, 39(4): 10.
[8] Zhang Q, Dong J, Chen H, et al. Dynamic characteristics and economic analysis of a coal-fired power plant integrated with molten salt thermal energy storage for improving peaking capacity[J]. Energy, 2024, 290: 130132.
[9] Zhou X, Zhang Z, Jiang Y. Design and thermodynamic analysis of 1 050 MW coal-fired power unit coupled with molten salt thermal energy storage system[J]. Energy, 2025, 320: 135292.
[10] Zhang L, Cui J, Zhang Y, et al. Performance analysis of a compressed air energy storage system integrated into a coal-fired power plant[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 225: 113446.
[11] 方立军, 高泽璠, 张硕, 等. 超超临界火电机组耦合熔盐储热系统调峰特性研究[J/OL]. 华北电力大学学报(自然科学版), 1-9 [2026-04-07]. https://kns.cnki.net/kcms/detail/10.1999.TM.20250319.1717.007.html.
Fang L J, Gao Z F, Zhang S, et al. Research on the peak regulation properties of a coupled molten salt heat storage system in an ultra-supercritical thermal power unit[J/OL]. Journal of North China Electric Power University(Natural Science Edition), 1-9 [2026-04-07]. https://kns.cnki.net/kcms/detail/10.1999.TM.20250319.1717.007.html.
[12] Mofijur M, Mahlia T M I, Silitonga A S, et al. Phase change materials (PCM) for solar energy usages and storage: an overview[J]. Energies, 2019, 12(16): 3167.
[13] Rea J E, Toberer E S, Siegel N P. Guidelines for phase change material selection based on a holistic system model[J]. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2020, 208: 110422.
[14] Gao Y, Zhang X, Xu X, et al. Application and research progress of phase change energy storage in new energy utilization[J]. Journal of Molecular Liquids, 2021, 343: 117554.
[15] Mengjie S, Pun W M, Swapnil D, et al. Thermal stability of organic binary PCMs for energy storage[J]. Energy Procedia, 2017, 142: 3287.
[16] Abdallah A S H. Passive air cooling system and solar water heater with phase change material for low energy buildings in hot arid climate[J]. Energy and Buildings, 2021, 239: 110854.
[17] Sun Q, Zhang H, Xue J, et al. Flexible phase change materials for thermal storage and temperature control[J]. Chemical Engineering Journal, 2018, 353: 920.
[18] Zhang H, Sun Q, Yuan Y, et al. A novel form-stable phase change composite with excellent thermal and electrical conductivities[J]. Chemical Engineering Journal, 2018, 336: 342.
[19] Zhao Q, Li Y, Zhang H, et al. Research on the control strategy of phase-change heat storage station with automatic generation system in power network peak regulation and frequency modulation[C]//2018 Chinese Control And Decision Conference (CCDC), IEEE, 2018.
[20] 王珠, 刘明, 赵永亮, 等. 耦合相变储能的火电机组集成系统控制策略优化及效果分析[J]. 中国电机工程学报, 2024, 44(18): 7235.
Wang Z, Liu M, Zhao Y L, et al. Control optimization and effect analysis of the integrated system for thermal power units coupled with phase-change energy storage[J]. Proceedings of the CSEE, 2024, 44(18): 7235.
[21] Tehrani S S M, Shoraka Y, Nithyanandam K, et al. Cyclic performance of cascaded and multi-layered solid-PCM shell-and-tube thermal energy storage systems: a case study of the 19.9 MWe Gemasolar CSP plant[J]. Applied Energy, 2018, 228: 240.
[22] Tehrani S S M, Taylor R A, Saberi P, et al. Design and feasibility of high temperature shell and tube latent heat thermal energy storage system for solar thermal power plants[J]. Renewable Energy, 2016, 96: 120.
[23] Wang X, Liu D, Gao G, et al. Thermal performance study of a solar-coupled phase changes thermal energy storage system for ORC power generation[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 78: 110126.

（责任编辑　杜亚勤）