DOI: 10.19666/j.rlfd.202505079

集成电加热的热泵储电系统热力性能分析

闫 宇，闫学文，邵明轩，戴天乐，辛团团，许 诚
（华北电力大学能源动力与机械工程学院，北京 102206）

［摘 要］基于能量分析和㶲分析方法，综合考虑压缩、膨胀和换热过程的不可逆损失，比较了常规热泵储电（basic pumped thermal electricity storage，BC-PTES）系统和集成电加热器的热泵储电（electric heater-integrated pumped thermal electricity storage，EH-PTES）系统在设计工况下的性能指标以及不可逆损失分布特性，并探讨了关键参数对 EH-PTES 系统性能的影响。结果表明：设计工况下 BC-PTES 系统与 EH-PTES 系统均在放电过程透平中产生较大㶲损失，分别为 456、455 kW；EH-PTES 系统具有较高的往返效率（41.50%）与储能密度（54.1 kW h/m^3），其中电加热器㶲效率为 63%。存在最佳放电过程压缩机出口压力使放电过程㶲损失最小，系统往返效率最高。对于 EH-PTES 系统，在最佳放电压力下，系统往返效率随电加热器出口温度升高呈先降低后增加的趋势，随压缩机出口温度升高呈单调递增趋势。当压缩机出口温度为 550 ℃、电加热器出口温度由 600 ℃升至 1 000 ℃时，EH-PTES 系统往返效率由 45.03%先降低至 44.81%，随后增加至 45.75%；电加热器出口温度为 850 ℃、压缩机出口温度由 400 ℃升至 550 ℃时，系统往返效率由 39.17%单调递增至 45.14%；系统往返效率对电加热器出口温度的敏感性小于压缩机出口温度。集成电加热器大幅提高了 PTES 系统的储能密度，在电加热器出口温度为 1 000 ℃时，EH-PTES 系统储能密度高达 113.9 kW h/m^3。研究结果可为热泵储电系统的优化设计提供参考。

［关 键 词］热泵储电技术；集成电加热器；能量分析；㶲分析

［引用本文格式］闫宇，闫学文，邵明轩，等. 集成电加热的热泵储电系统热力性能分析[J]. 热力发电，2026，55(2)：13-22.
YAN Yu，YAN Xuewen，SHAO Mingxuan，et al. Thermodynamic performance analysis of an electric heater-integrated pumped thermal electricity storage system[J]. Thermal Power Generation，2026，55(2)：13-22.

Thermodynamic performance analysis of an electric heater-integrated pumped thermal electricity storage system

YAN Yu，YAN Xuewen，SHAO Mingxuan，DAI Tianle，XIN Tuantuan，XU Cheng
(School of Energy Power and Mechanical Engineering，North China Electric Power University，Beijing 102206，China)

Abstract: Using energy analysis and exergy analysis methods，and considering the irreversible losses in the compression，expansion，and heat-exchange processes comprehensively，the performance indicators and irreversible loss distribution characteristics between a basic PTES (BC-PTES) system and an electric heater-integrated PTES (EH-PTES) system under defined operational conditions are compared，and the influence of key parameters on the EH-PTES system’s performance is investigated. The results indicate that both the BC-PTES and EH-PTES systems generate large exergy losses in the turbine during the discharge，with values of 456 kW and 455 kW respectively. The EH-PTES system demonstrates higher round-trip efficiency (41.50%) and energy storage density (54.1 kW h/m^3)，with the exergy efficiency of the electric heater at 63%. Parameter analysis reveals that there exists an optimal discharge-phase compressor outlet pressure which can minimize the exergy loss and maximize system round-trip efficiency. For the EH-PTES system，at the optimal discharge pressure，the round-trip efficiency of the EH-PTES system initially decreases and then increases with the rising electric heater outlet

收 稿 日 期：2025-05-16 修 回 日 期：2025-06-10 接 受 日 期：2025-06-17 网络首发日期：2025-10-09
基 金 项 目：中央高校青年教师科研创新能力支持项目（ZYGXONJSKYCXNLZCXM-E5）
Supported by：Scientific Research Innovation Capability Support Project for Young Faculty (ZYGXONJSKYCXNLZCXM-E5)
第一作者简介：闫宇（2001），男，硕士，主要研究方向为卡诺电池技术、能量系统分析，yanyu@ncepu.edu.cn。
通信作者简介：许诚（1987），男，教授，主要研究方向为富氧燃烧超临界二氧化碳循环发电、压缩二氧化碳储能、卡诺电池储能、燃煤电站低能耗二氧化碳捕集等，xucheng@ncepu.edu.cn。

temperature, and it increases with the compressor outlet temperature. For example, when the compressor outlet temperature is 550 ℃ and the electric heater outlet temperature increases from 600 ℃ to 1 000 ℃, the EH-PTES system round-trip efficiency decreases from 45.03% to 44.81% at first, and subsequently increases to 45.75%. When the electric heater outlet temperature is 850 ℃ and the compressor outlet temperature increases from 400 ℃ to 550 ℃, the system round-trip efficiency increases from 39.17% to 45.14%. Notably, the round-trip efficiency is less sensitive to the electric heater outlet temperature than to the compressor outlet temperature. By integrating electric heaters, the energy storage density can be substantially enhanced, reaching 113.9 kW h/m ³at an electric heater outlet temperature of 1 000 ℃. These findings provide critical insights for optimizing the PTES system design.

Key words: pumped thermal electricity storage technology; integrated electric heater; energy analysis; exergy analysis

在碳达峰碳中和背景下，以风能、太阳能为代表的可再生能源大规模并网。据统计，2024 年我国可再生能源发电装机容量超过 1 890 GW，占总装机容量比重超过 56.4%，其中风电、光电装机容量占比达 42%[1]。然而，可再生能源的波动性和间歇性给电力系统的稳定运行带来挑战，为提高电网的稳定性和可靠性，亟需发展一种新型储能技术以消纳可再生能源[2]。

热泵储电（pumped thermal electricity storage，PTES）技术，又称卡诺电池[3]技术，是一种基于“电-热-电”的新型大规模储能技术，可依托大型风力发电厂、光伏光热发电厂以及传统热力发电厂等多种场景进行建设[4]，具有成本低、能量密度大、不受地理条件限制等优势[5]。根据循环构型不同，可将 PTES 系统分为基于布雷顿循环的 PTES 系统和基于朗肯循环的 PTES 系统[6]。基于朗肯循环的 PTES 系统储热温度较低，相关研究主要集中在循环工质的选择以及不同热集成场景下系统的性能表现[7-9]，而基于布雷顿循环的 PTES 系统结构简单，储热温度较高，被认为是最具可行性的储能技术[10]。

张琼等[7]采用控制变量法，分析了基于逆/正布雷顿循环的 PTES 系统中循环工质、充放电过程压比、压缩膨胀过程的等熵效率和机械效率等参数对系统性能的影响，指出压缩膨胀过程的等熵效率对系统效率的影响最大，等熵效率每提高 1%，往返效率可提升 2.63%。Wang 等人[6]提出使用填充床储热的焦耳-布雷顿循环空气工质系统在储热温度为 823 K 时往返效率达 52.43%，较储热温度为 550 K 时提升超 40%，表明提升储热温度是提高该系统往返效率的有效策略。Zhang 等人[8]对比了直接热能存储（D-PTES）与间接热能存储（I-PTES）系统，发现 I-PTES 在长时储能场景中具有显著成本优势，对于一个 10 MW 的 I-PTES 系统，其最佳往返效率和能量密度分别可达 65%和 26 kW h/m^3。Huang 等人[9]针对集成热源的卡诺电池系统研究表明：只集成热源时，系统的电效率为 68.8%~78.0%；在集成冷热源时，系统的电效率可提高到 113.9%~115.2%。吴智泉等[10]分析了 PTES 系统中主要设备的㶲损失与㶲效率，结果表明叶轮机械总㶲损占系统总㶲损的 55.7%。White 等人[11]着重研究了各种损失对系统往返效率的影响，提出减少储热储冷温差可降低不可逆性造成的效率损失。Wang 等人[12]采用㶲分析方法对充放电和储释热过程进行了解析，推导出最佳放电压比表达式和往返效率上限方程，结果表明在合理的热量和压力损失下，最高温度为 1 100 K 时往返效率可以达到 59%。

基于上述文献可知，PTES 系统可通过提高储热温度改善系统性能[13]，而储热温度一般由充电过程压缩机出口温度决定，现有的空气压缩机出口温度受技术限制一般不超过 550 ℃[14]。因此，压缩机性能在一定程度上决定了 PTES 系统的热力性能上限。通过在充电过程集成电加热器进一步提高储热温度[15]，可解决现有 PTES 系统储热温度受限于压缩机工作温区的问题，使系统以较低的循环压比达到较高的储热温度，实现储热温度的灵活调控，满足高温储能需求。同时，集成电加热器可提高 PTES 系统的储能密度[16]，减小储热单元和热交换器的尺寸[17]。

Belik[14]探究了集成电加热器对基于布雷顿循环的 PTES 系统的成本和效率的影响，结果表明在电加热功率为 17 MW 时，可以系统往返效率下降 5%的代价实现投资成本降低 23%。Chen 等人[18]提出与有机朗肯循环相结合是提高集成电加热器的热泵储电系统往返效率的有效途径。Laterre 等人[19]针对数据中心场景开展了电加热辅助热泵的性能研究，结果表明未来混合加热系统有望成为平衡效率与成本的重要技术方向。

目前，针对集成电加热的 PTES（electric heater-integrated pumped thermal electricity storage，EH-PTES）系统的相关研究较少，集成电加热对 PTES 系统的往返效率、㶲效率、储能密度等性能指标影响尚未

系统揭示，亟需开展常规热泵储电（basic pumped thermal electricity storage，BC-PTES）系统与 EH-PTES 系统热力性能对比研究，查清集成电加热对 PTES 系统热力性能的影响机理，明确 EH-PTES 系统与 BC-PTES 系统应用场景的差异。

对此，本文基于能量分析和㶲分析的方法，综合考虑压缩、膨胀和换热过程的不可逆损失，对比了 BC-PTES 系统和 EH-PTES 系统能量损失和㶲损失分布特性，研究了充电过程压缩机出口温度、电加热器出口温度、放电过程压缩机出口压力等关键设计参数对系统性能的影响，以期为集成电加热的 PTES 技术优化设计提供理论参考。

1 系统介绍

EH-PTES 系统流程如图 1 所示。

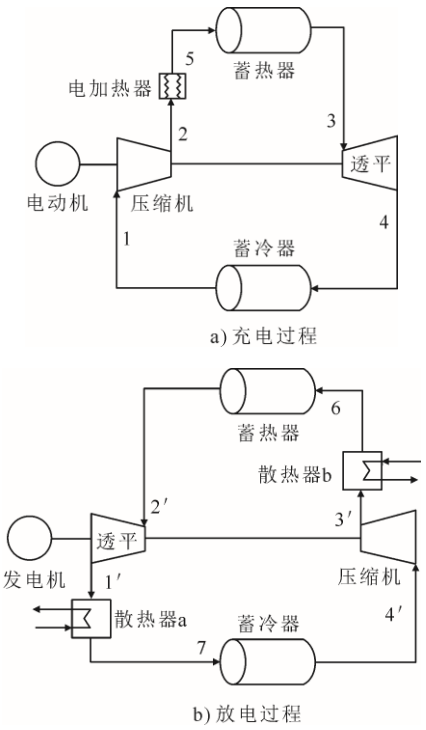


图 1 EH-PTES 系统流程图
Fig.1 Flow chart of the EH-PTES system

充电过程中，电能驱动电动机，带动共轴的压缩机和透平运转，循环工质经压缩机压缩至高温高压状态后在电加热器中被进一步加热到额定温度，加热后的工质将热能传递给蓄热器中的蓄热介质进行储存，随后进入透平膨胀到低温低压状态，经蓄冷器回收低温冷能并回到初始状态；放电过程中，常温常压工质吸收蓄冷器储存的冷能后经压缩机加压至高压状态，经过散热器 b 冷却到环境温度后在蓄热器吸热并进入透平膨胀做功，透平和压缩机共轴并带动发电机发电，膨胀后工质通过散热器 a 冷却到环境温度后进入蓄冷器，完成放电循环。

2 系统热力学建模

使用 EBSILON Professional 软件建立 EH-PTES 储能系统的热力学模型，工质物性由 Refprop 读取。为简化系统便于分析，进行以下假设：系统的动能、势能和化学能忽略不计[20]；系统在充电和放电过程的设计点上进行热力学计算，充、放电时间均为 6 h[21]，且系统始终处于稳态运行状态[22]。

2.1 能量分析模型

主要给出压缩机、透平、电加热器、蓄热/冷器等部件的热力学模型。

压缩机实际出口温度 $T_{c,out}$ 可由式(1)得出：

$$T_{c,out}=\left(\frac{\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}-1}{\eta_c}+1\right)T_{c,in} \tag{1}$$

式中：η_c 为压缩机的等熵效率；$T_{c,in}$ 为压缩机入口温度，K；β_c 为压缩机压比；循环工质的比热容比 $\gamma=c_p/c_v$；下标 c 表示压缩机。

透平实际出口温度 $T_{t,out}$ 可由式(2)得到。

$$T_{t,out}=\left[1-\eta_t\left(1-\beta_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)\right]T_{t,in} \tag{2}$$

式中：η_t 为透平的等熵效率；$T_{t,in}$ 为透平入口温度，K；β_t 为膨胀比；下标 t 表示透平。

电加热器消耗的功率可由式(3)表示：

$$W_Q=m_{charge}(h_{out}-h_{in})/\eta_Q \tag{3}$$

式中：m_{charge} 为充电过程循环工质的质量流量，kg/s；η_Q 为电加热器的电热转化效率；h_{in}、h_{out} 分别为电加热器入口和出口工质的焓值，kJ/kg。

假设填充床换热过程热量可以完全释放，换热过程能量平衡方程为：

$$m_f(h_{f,in}-h_{f,out})\cdot t=M(h_{PB,end}-h_{PB,begin}) \tag{4}$$

式中：m_f 为循环工质的质量流量，kg/s；h 为工质的比焓，kJ/kg；t 为换热过程的持续时间，s；M 为填充床内蓄热介质的总质量，kg；下标 in 和 out 分别代表填充床（packed bed，PB）进、出口，begin 和 end 分别代表换热起始与结束时刻。

2.2 㶲分析模型

对于给定的系统部件，㶲平衡方程、㶲效率分别定义为[23]：

$$E_{F,k}=E_{P,k}+E_{D,k} \tag{5}$$

$$\psi = \frac{E_{\mathrm{P,k}}}{E_{\mathrm{F,k}}} \tag{6}$$

式中：$E_{\mathrm{F,k}}$ 为该部件总的输入㶲，kJ/kg；$E_{\mathrm{P,k}}$ 为部件的㶲产，kJ/kg；$E_{\mathrm{D,k}}$ 为部件的㶲损失，kJ/kg。

压缩机和透平的㶲平衡方程分别为：

$$E_{\mathrm{c,in}} + W_{\mathrm{c}} = E_{\mathrm{c,out}} + I_{\mathrm{c}} \tag{7}$$

$$E_{\mathrm{t,in}} = E_{\mathrm{t,out}} + W_{\mathrm{t}} + I_{\mathrm{t}} \tag{8}$$

式中：I 代表㶲损，kJ/kg；E_{in} 和 E_{out} 表示进、出口工质㶲，kJ/kg。

换热过程的㶲平衡方程为：

$$E_{\mathrm{HEh,in}} + E_{\mathrm{HEc,in}} = E_{\mathrm{HEh,out}} + E_{\mathrm{HEc,out}} + I_{\mathrm{HE}} \tag{9}$$

式中：下标 HEh、HEc 表示换热过程高温工质和低温工质，in 和 out 分别代表为换热过程工质的初态和末态。

2.3 模型验证

基于案例数据，选取与文献[18]相同的边界条件，将本文建立的集成电加热器的热泵储电模型与文献[18]提供的充放电过程模拟数据进行对比，具体结果见表 1。结果显示，压缩机、透平输出功等关键参数的相对误差均不超过 2%，表明本文模型具有较高的精度。

表 1 系统模型精确度验证

Tab.1 Validation of accuracy of the system model

项目	参考值	模拟值	相对误差/%
充电压缩机耗功/MJ	107 509	106 761	0.70
电加热器耗电/MJ	27 182	27 284	0.38
充电透平输出功/MJ	127 122	125 841	1.00
放电压缩机耗功/MJ	48 260	48 530	0.56
放电透平输出功/MJ	135 368	135 709	0.25
放电过程散热量/MJ	35 279	35 945	1.89
系统往返效率/%	41.99	42.50	1.21

2.4 评价指标

充电过程采用储热量与总耗电量的比值（COP，公式中用 c_{COP} 表示）以及储热㶲与总耗电量的比值（COEP，公式中用 c_{COEP} 表示）作为评价指标，表达式为：

$$c_{\mathrm{COP}} = \frac{Q_{\mathrm{h,charge}}}{W_{\mathrm{net,charge}}} \tag{10}$$

$$c_{\mathrm{COEP}} = \frac{E_{\mathrm{charge}}}{W_{\mathrm{net,charge}}} \tag{11}$$

式中 $Q_{\mathrm{h,charge}}$ 为充电过程蓄热器中存储的总热量，kJ；$W_{\mathrm{net,charge}}$ 为充电过程消耗的电能，kJ；E_{charge} 为充电过程结束后蓄热器中增加的热㶲，kJ。

放电过程使用放电热效率作为评价指标，其被定义为放电过程发电量与所用热量的比值：

$$\eta_{\mathrm{discharge}} = \frac{W_{\mathrm{net,discharge}}}{Q_{\mathrm{h,diacharge}}} \tag{12}$$

式中：$Q_{\mathrm{h,discharge}}$ 为放电过程蓄热器中释放的总热量，kJ；$W_{\mathrm{net,discharge}}$ 为放电过程输出的电能，kJ。

在整个充放电循环中，使用往返效率和储能密度作为系统的评价指标，往返效率定义为放电过程的总发电量与充电过程总耗电量之比，表达式为：

$$\chi = \frac{W_{\mathrm{net,discharge}}}{W_{\mathrm{net,charge}}} \tag{13}$$

储能密度定义为放电过程中单位储存体积所释放的电能，表达式为：

$$\rho_{\mathrm{E}} = \frac{W_{\mathrm{net,discharge}}}{V_{\mathrm{h}} + V_{\mathrm{c}}} \tag{14}$$

式中：V_{h}、V_{c} 分别为蓄热器和蓄冷器的体积，m^3。

2.5 系统边界假设

系统循环工质采用空气，压缩机进口压力为 0.5 MPa，以压缩机出口温度 400 ℃作为分界，高温压缩机等熵效率为 80%，低温压缩机等熵效率为 85%，透平等熵效率为 90%[24]，电加热器效率为 95%[25]，电动机和发电机效率分别为 97%和 99%。蓄冷器和蓄热器为填充床蓄热装置，储热/冷材料选择玄武岩，材料密度为 3 350 kg/m^3，孔隙率为 0.4，材料比热容 c_s（J/(kg·K)）与温度 T（℃）的关系为 c_s=2.0T+778.7[8]；蓄冷器、蓄热器初始温度分别为 15、35 ℃，蓄冷换热端差固定为 10 ℃，压损为 1%；系统每次循环后由散热器调节温度回到初始状态；环境温度和环境压力分别设定为 25 ℃和 0.1 MPa。

3 结果与讨论

3.1 设计工况下性能对比分析

虽然 BC-PTES 和 EH-PTES 储能系统都实现了电转化为热，但电加热升温和热泵升温过程的热电比不同，因此集成电加热器会对系统效率以及储能密度产生影响。本节对 BC-PTES 和 EH-PTES 系统进行能量分析和㶲分析，对系统各个部件功率以及几个关键状态参数进行对比。

3.1.1 系统节点数据对比分析

为探究集成电加热器对系统的影响，BC-PTES 和 EH-PTES 系统压缩机出口温度均设为 550 ℃，充电过程循环工质流量均设为 10 kg/s，放电过程压缩机出口压力（放电压力）与充电过程压缩机出口压力（充电压力）相同。详细数据对比见表 2。

表 2 BC-PTES 和 EH-PTES 系统节点数据对比
Tab.2 Comparison of the main parameters between the BC-PTES system and the EH-PTES system

状态点	BC-PTES 系统		EH-PTES 系统	
	p/MPa	*T*/℃	*p*/MPa	*T*/℃
1	0.50	5.00	0.50	5.00
2	15.35	550.00	15.35	550.00
3	15.20	45.00	15.20	45.00
4	0.51	–140.64	0.51	–140.64
5			15.35	650.00
1'	5.05	89.88	5.05	140.04
2'	15.20	530.00	15.20	630.00
3'	15.35	182.92	15.35	182.92
4'	0.50	–120.64	0.50	–120.64
6	15.35	25.00	15.35	25.00
7	5.05	25.00	5.05	25.00

3.1.2 性能对比分析

表 3 对比了 BC-PTES 和 EH-PTES 系统关键参数和性能指标。可以看出：EH-PTES 系统的 COP 为 1.24，低于 BC-PTES 系统的 COP（1.32）；EH-PTES 系统的往返效率、储能密度均高于 BC-PTES 系统。

表 3 BC-PTES 和 EH-PTES 系统关键参数及性能指标对比
Tab.3 Key parameters and performance indicators of the BC-PTES system and the EH-PTES system

项目	BC-PTES 系统	EH-PTES 系统
充电压缩机功率/MW	5.77	5.77
电加热器功率/MW		1.18
充电透平功率/MW	1.67	1.67
放电压缩机功率/MW	2.99	2.99
放电透平功率/MW	4.64	5.27
总散热功率/MW	2.44	2.95
充电功率/MW	4.07	5.42
放电功率/MW	1.64	2.25
COP	1.32	1.24
往返效率/%	38.70	41.50
储能密度/(kW h/m^{-3})	38.5	54.1

BC-PTES 系统的最高温度和最低温度分别为 550、–140.64 ℃，而 EH-PTES 系统的为 650、–140.64 ℃，电加热过程增加了系统储热量。EH-PTES 系统总散热功率为 2.95 MW，较 BC-PTES 系统高 0.51 MW，这是因为电加热器对系统输入的热量可视为外来能量，破坏了系统本身的冷热平衡，导致放电过程需要将更多热量排出，然而 EH-PTES 系统平均吸热温度高，充电过程储存更高品位的热能，放电过程透平入口工质具有更高的温度，做功能力增强，放电透平功率比 BC-PTES 系统高 630 kW，因此 EH-PTES 系统往返效率较 BC-PTES 系统高 2.80 百分点。储能密度方面，由于储热材料比热容随温度升高而增大，EH-PTES 系统储热温区整体提高，且循环工质做功能力增强，故储能密度比 BC-PTES 系统大。

为进一步剖析所述系统的能量损失机理，图 2 对比了 BC-PTES 和 EH-PTES 系统中主要部件的㶲损失和㶲效率。

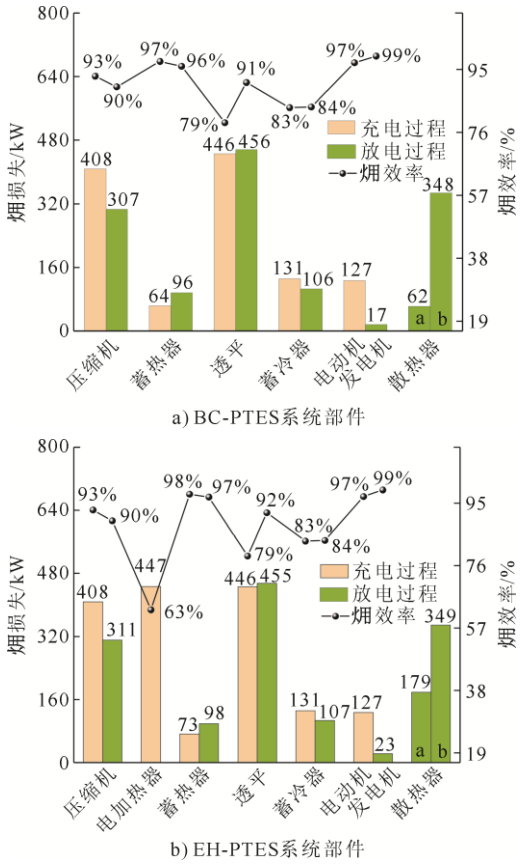


图 2 BC-PTES 和 EH-PTES 系统主要部件㶲损失和㶲效率
Fig.2 Exergy destructions and exergy efficiencies of major components in the BC-PTES system and the EH-PTES system

对于 BC-PTES 系统，放电过程透平和充电过程透平㶲损失最大，分别为 456、446 kW，充电过程透平㶲效率最低，为 79%。EH-PTES 系统中，放电过程透平㶲损失最大，为 455 kW，其次为电加热器（447 kW）。EH-PTES 系统放电过程透平㶲效率比 BC-PTES 系统高 1 百分点，原因为 EH-PTES 系统透平入口温度较高，工质做功能力更强。EH-PTES 系统中电加热器㶲效率最低，为 63%。这是因为电加热器将电能直接转化为热能，能量品位降低。蓄热器和蓄冷器㶲效率均高于 80%。散热器的热侧为空气，冷侧为常温水，系统未对冷却水吸收的热量进行利用，假设水在被加热后直接排放到环境中，最终达到与环境温度相同的状态，则散热器的㶲效率为零。电加热过程额外增加了一部分热量进入系统，同时系统不可逆损失产生的热量也留在系统中，必须通过散热器将多余的热量排出系统，保证系统能回到初始状态，因此 EH-PTES 系统散

热㶲损失比 BC-PTES 系统高 118 kW。

通过不同部件㶲损失对比可知，攻关高性能叶轮机械设备，以及将散热器损失的热量加以利用，是减少两种系统㶲损失的关键。

3.2 状态点参数对系统性能指标的影响

系统关键参数可分为部件性能参数和循环状态点参数。部件性能参数包括压缩机等熵效率η_c、透平等熵效率η_t、电加热器效率η_Q、换热端差ΔT、换热过程压损f_p、电动机效率η_M和发电机效率η_G。循环状态点参数主要包括：循环状态点温度，如压缩机出口温度T_2、透平出口温度T_4、电加热器出口温度T_5；充放电循环最高压力，如充电压力p_2、放电压力p_3'。集成电加热器后，部件性能参数对系统的影响可参考常规 PTES 系统，本文重点分析状态点参数对系统性能的影响。

3.2.1 压缩机出口温度和电加热器出口温度对 COP 和 COEP 的影响

压缩机出口温度T_2和电加热器出口温度T_5影响充电过程热力性能，图 3 展示了不同压缩机出口温度和电加热器出口温度对充电过程 COP 和 COEP 的影响。

由图 3a)可知，EH-PTES 系统充电过程 COP 随T_2的升高单调递增，随T_5的升高单调递减，且 COP 均低于在相同压缩机出口温度下的 BC-PTES 系统。从能量转换机制分析，在充电过程的工质升温过程中，电加热器升温部分所占份额越大，COP 越低。这是由于热泵循环制热与耗电之比大于 1，而电加热器制热与耗电之比可近似为 1，所以充电过程整体的 COP 会因电加热器升温所占份额增加有所降低。此外，BC-PTES 系统 COP 随T_2升高而下降，即单独热泵循环中随着压缩机出口温度升高，其 COP 会相应下降。

由图 3b)可知，EH-PTES 系统在T_2为 400 ℃时，随着T_5从 600 ℃升高到 850 ℃，COEP 由 0.600 增加到 0.633，可见集成电加热器进一步提升温度会使 COEP 增大，且电加热器出口温度越高，COEP 增加越明显。通过电加热过程进一步提高工质温度，进而增强系统在放电过程的做功能力，因此集成电加热器后系统 COEP 均高于在相同压缩机出口温度下的 BC-PTES 系统。此外，EH-PTES 系统在T_5为 850 ℃时，随着T_2从 400 ℃升高到 550 ℃，COEP 由 0.633 升高到 0.654。T_5固定，即循环最高温度固定，随着T_2增加，电加热在整个升温过程所占比例越小，达到相同的储热温度时总耗功越少，故 COEP 逐渐增大。

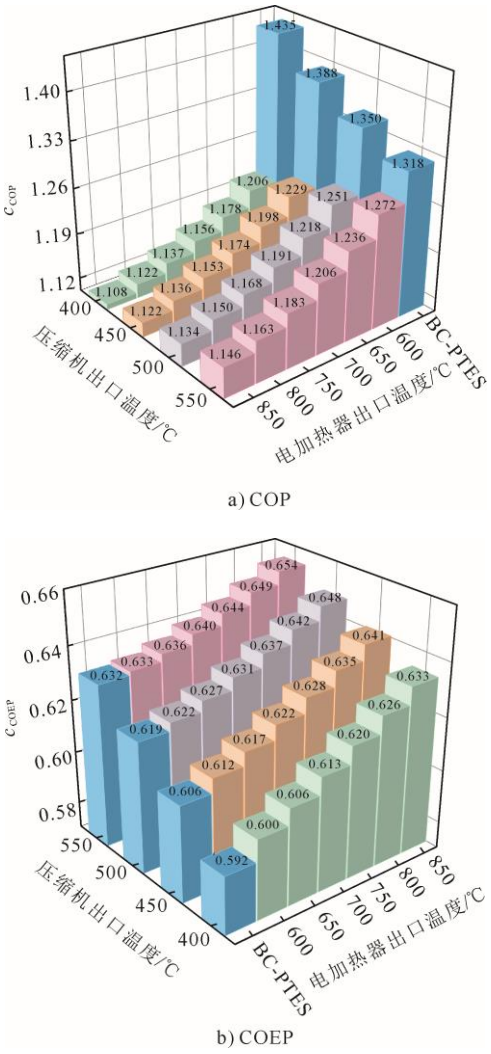


图 3 压缩机出口温度T_2和电加热器出口温度T_5对充电过程性能的影响

Fig.3 Effects of compressor outlet temperature T_2 and electric heater outlet temperature T_5 on the system performance during the charging process

3.2.2 放电压力对放电热效率的影响

储能系统不同的电加热器出口温度T_5导致储热温度不同，同时放电压力P_3'变化会影响放电过程透平和压缩机的功率，这些参数均会对放电过程放电热效率产生影响。

图 4a)展示了T_2为 550 ℃、T_5变化时，系统放电热效率随p_3'变化的曲线。图 4b)展示了T_5为 850 ℃、T_2变化时 EH-PTES 系统放电热效率随p_3'变化的曲线。可以看出，放电热效率随放电压力P_3'的增加均呈现先升高后降低的趋势，且最大放电热效率所对应的放电压力均随T_5和T_2的升高而

增大。当 T_5 由 600 ℃升高到 850 ℃时，最大放电热效率由 36.03%增加到 39.45%。这是由于随着 T_5 升高，放电循环的冷、热源温差增大，放电热效率相比在相同压缩机出口温度下 BC-PTES 系统的最大放电热效率（35.22%）有明显提升。由此可见集成电加热器进一步提高温度可提升放电热效率。当 T_2 由 400 ℃升高到 550 ℃时，HT-PTES 系统最大放电热效率由 35.22%增加到 39.45%，固定 T_5 即储热温度固定，随着 T_2 升高，充电压力提高，充电过程透平出口温度降低，相应的储冷温度降低，放电循环的冷、热源温差增加，因此放电热效率提高。

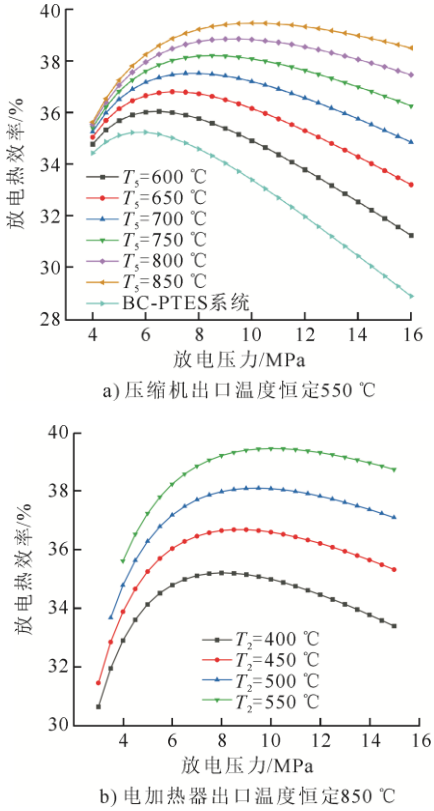


图 4　放电压力 p_3'对 EH-PTES 系统放电过程性能的影响
Fig.4 Effect of discharge pressure p_3' on the EH-PTES system's performance during the discharge process

放电过程压缩机出口压力同时影响压缩机耗功和透平输出功，导致放电热效率存在拐点。以电加热器出口温度 650 ℃、压缩机出口温度 550 ℃为例，放电压力过高会导致放电过程压缩机出口温度高于蓄热介质初始温度，需通过散热器 b 进行散热，这将产生大量损失；而放电压力过低会导致放电压缩机出口温度低于蓄热介质初始温度，无法进行换热，因此必须将放电压力限制在一个合理的范围内（4~16 MPa）。图 5 给出了 T_2 为 550 ℃、T_5 为 650 ℃时放电压力变化对放电过程设备功率的影响。

由于放电过程中压缩机压比和透平膨胀比近似相等，随着放电压力的增大，放电过程压缩机耗功和透平输出功同时增大。当放电压力较低时，压缩机功率的增速低于透平输出功率的增速，表现为总体输出功增加，放电热效率增大；反之，当放电压力较高时，压缩机功率的增速高于透平输出功率的增速，表现为总体输出功率减小，放电热效率降低。在 p_3'=8 MPa 时，净轴功率达到最大值 2.46 MW，此时放电过程总散热功率为 2.68 MW。而在放电压力与充电压力相同时（设计工况），即 p_3'=15.3 MPa 时，净轴功率为 2.27 MW，总散热功率为 2.95 MW，由此可见通过放电压力的调整，总散热功率下降了 270 kW，净轴功率增加了 190 kW。图 6 展示了此时系统主要部件的㶲损失和㶲效率。由图 6 可以看出，与等压比放电工况相比，放电过程压缩机、透平、散热器㶲损失分别减小了 31、202、26 kW。通过调整放电压力可以最大限度利用储存的热量，使系统的㶲损失最小。

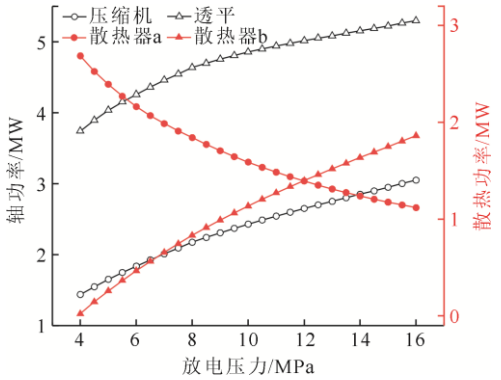


图 5　放电压力 p_3'对 EH-PTES 系统放电过程设备功率影响
Fig.5 Effect of discharge pressure p_3' on the equipment power during the discharge process of the EH-PTES system

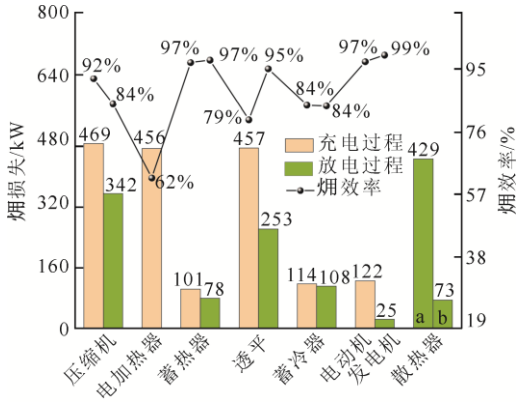


图 6　最佳放电压力下 EH-PTES 系统部件㶲损失和㶲效率
Fig.6 Exergy destruction and exergy efficiency of each component in the EH-PTES system at the optimal discharge pressure

3.2.3 状态点参数 T_2、T_5、p_3'对往返效率的影响

上述分析给出了状态点参数对单独充、放电过程性能的影响，下面以系统往返效率为指标，探究状态点参数对 EH-PTES 系统充、放电循环整体的影响。图 7a)展示了 T_2 为 550 ℃时 EH-PTES 系统往返效率随 T_5 和 p_3'的变化曲线，图 7b)展示了 T_5 为 850 ℃时 EH-PTES 系统往返效率随 T_2 和 p_3'的变化曲线。

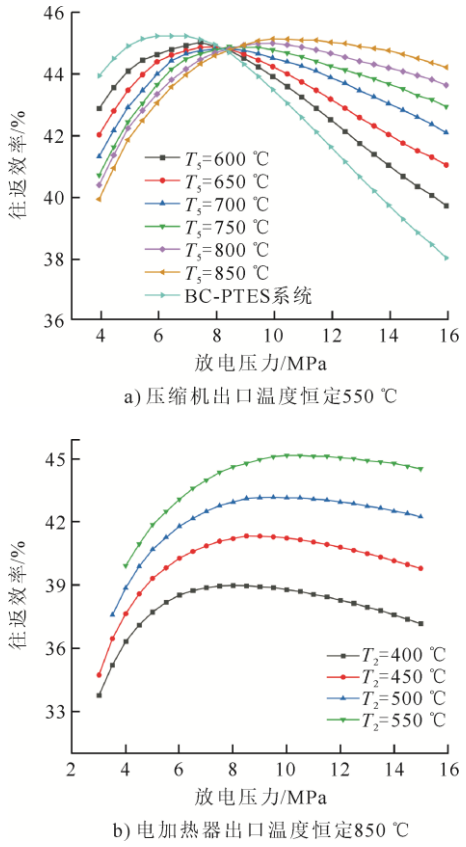


图 7 状态点参数对 EH-PTES 系统往返效率的影响
Fig.7 Effect of state point parameters on round-trip efficiency of the EH-PTES system

可以看出，EH-PTES 系统往返效率随 p_3'的增加呈先升高后降低的趋势，且最大值低于在相同压缩机出口温度下的 BC-PTES 系统，原因为集成电加热器后在充电过程系统 COP 下降，虽然提高电加热器出口温度可提高放电热效率，但 COP 下降更快。这也造成提高电加热器出口温度对 EH-PTES 系统往返效率的提升并不明显。当 T_5 由 600 ℃升高到 850 ℃时，系统最大往返效率由 45.03%增加到 45.10%，仅变化了 0.07 百分点；而提高压缩机出口温度时，往返效率变化较大，当 T_2 由 400 ℃升高到 550 ℃时，最大往返效率由 38.97%增加到 45.10%，主要原因为提高压缩机出口温度时，充电过程系统 COP 与放电过程放电热效率均增大。

3.3 最佳放电压力下 PTES 系统性能分析

基于上述参数分析，通过协同调节 T_2、T_5 以及 p_3'，可在任意目标蓄热温度下实现系统往返效率的优化。图 8 对比了不同最高温度下 EH-PTES 系统与 BC-PTES 系统的最大往返效率与储能密度。

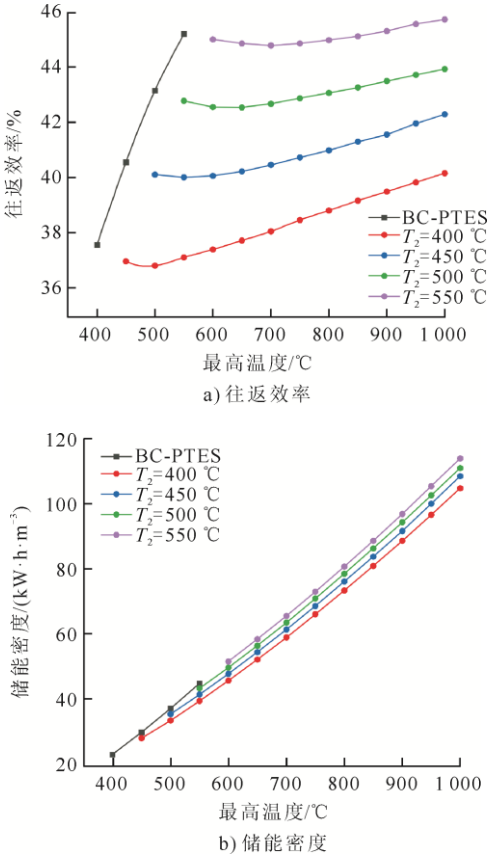


图 8 相同最高温度时 BC-PTES 和 EH-PTES 系统性能对比
Fig.8 Performances of the BC-PTES system and EH-PTES system at the same maximum temperatures

如图 8a)所示，随着电加热温度升高，EH-PTES 系统最大往返效率先减小后增大，在电加热升温幅度为 100 ℃左右时效率最低。这是因为集成电加热器之后系统 COP 下降，只有当提温幅度超过一定程度后，集成带来的放电热效率增加得以弥补 COP 的下降，进而提升往返效率。同时，两系统在相同的压缩机出口温度下，当电加热器升温幅度超过 200 ℃时效率才与未集成电加热器时相当，例如在压缩机出口温度 550 ℃、电加热器出口温度 900 ℃时，系统往返效率为 45.33%，与未集成电加热器时的往返效率（45.23%）接近。且随着压缩机出口温度的升高，电加热器出口温度变化对往返效率的影

响逐渐减小，而压缩机出口温度变化对往返效率的影响更明显。这一现象揭示了高温工况下压缩机性能对系统能效的关键制约作用，建议优先围绕压缩机设计展开技术研发，重点攻克流道优化、材料耐热性提升等核心技术，以突破高温能效瓶颈。

在往返效率层面：热泵储电系统在储热温度低于 550 ℃时，电加热器集成对往返效率的能效增益有限，甚至可能因其不可逆损失较大导致效率损失，故不建议采用；而当储热温度突破压缩机技术极限进入高温区间时，电加热器与压缩机的耦合优势显著增强，优先在 550 ℃以上温区构建电加热辅助系统，通过精准匹配加热幅度与储热温度，可实现系统往返效率的最大化。

如图 8b)所示，在相同的最高温度下，随着电加热器出口温度进一步提升，储能密度明显增大。在压缩机出口温度为 550 ℃时，电加热器出口温度由 600 ℃升高到 1 000 ℃，系统储能密度由 51.74 kW h/m^3 增加到 113.90 kW h/m^3，高于 BC-PTES 系统在压缩机出口温度为 550 ℃时的储能密度（45.04 kW h/m^3）；提高压缩机出口温度也可提高系统储能密度，但储能密度对压缩机出口温度的敏感性小于电加热器出口温度。

4 结　论

本文开展了 BC-PTES 系统和 EH-PTES 系统在设计工况下的性能对比研究，通过建立系统各部件的热平衡和㶲分析模型，得到了集成电加热器后系统能量损失和㶲损分布特性的变化，并对比了两者在设计工况下的性能指标。探究了充电过程压缩机出口温度、电加热器出口温度、放电过程压缩机出口压力对系统性能的影响，并在最佳放电压力下对比了不同最高温度时 EH-PTES 与 BC-PTES 系统的往返效率与储能密度。具体结论如下：

1）在设计工况下，EH-PTES 与 BC-PTES 系统具有相同的循环压比和冷源温度，EH-PTES 系统 COP 为 1.24，较 BC-PTES 系统下降 0.08，往返效率与储能密度分别为 41.50% 和 54.1 kW h/m^3，较 BC-PTES 系统高 2.8 百分点和 15.6 kW h/m^3；EH-PTES 与 BC-PTES 系统㶲损失最大部件均为放电过程透平，EH-PTES 系统电加热过程具有最低的㶲效率（63%）。

2）对于 EH-PTES 系统：当电加热器出口温度恒定时，系统 COP 与放电热效率均随压缩机出口温度升高呈单调递增趋势，以电加热温度恒定 850 ℃为例，当压缩机出口温度从 400 ℃升至 550 ℃时，系统 COP 由 1.108 增至 1.146，放电热效率从 35.21%增至 39.45%；当压缩机出口温度恒定时，系统 COP 与电加热器出口温度呈负相关，而与放电热效率呈正相关，以压缩机出口温度恒定 550 ℃为例，电加热器出口温度从 600 ℃升至 850 ℃过程中，系统 COP 由 1.318 降至 1.146，放电热效率则从 36.04%增至 39.45%。压缩机出口温度和电加热器出口温度均固定时，存在最佳放电压力使放电过程㶲损失最小，系统往返效率最大。

3）在最佳放电压力工况下，随电加热器出口温度升高，系统往返效率先减小后增大，储能密度持续增大。当压缩机出口温度为 550 ℃时，在电加热器出口温度从 600 ℃升至 1 000 ℃的过程中，系统往返效率由 45.03% 先降至 44.81%，后升至 45.75%，储能密度由 51.74 kW h/m^3 单调增加到 113.90 kW h/m^3；往返效率对充电过程压缩机出口温度的敏感性大于电加热器出口温度，储能密度对电加热器出口温度的敏感性大于充电过程压缩机出口温度。在较低储热温度时 BC-PTES 系统更有优势，而在储热温度超过压缩机温度限制时，EH-PTES 系统可在兼顾往返效率的同时大幅提高系统储能密度。

［参 考 文 献］

［1］ 方宇娟, 杨汶瑾, 李姚旺, 等. 中国绿电交易市场机制研究综述及发展展望[J/OL]. 电力系统自动化, 2025: 1-15. [2025-10-24]. https://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1180.TP.20250925.1359.002.html.
FANG Yujuan, YANG Wenjin, LI Yaowang, et al. Research review and development prospect of green electricity trading market mechanism in China[J]. Automation of Electric Power Systems, 2025: 1-15. [2025-10-24]. https://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1180. TP.20250925.1359.002.html.

［2］ 宋祉慧, 田军见, 倪战士, 等. 考虑可再生能源不确定性的风光火储联合调度优化[J]. 洁净煤技术, 2024, 30(8): 117-127.
SONG Zhihui, TIAN Junjian, NI Zhanshi, et al. Optimization of combined wind-solar-thermal-storage system considering the uncertainty of renewable energy output[J]. Clean Coal Technology, 2024, 30(8): 117-127.

［3］ SHARMA S, MORTAZAVI M. Pumped thermal energy storage: a review[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2023, 213: 124286.

［4］ 韩瑞, 廖志荣, 于博旭, 等. 面向火电厂改造的熔盐卡诺电池储能系统仿真研究[J]. 储能科学与技术, 2023, 12(12): 3605-3615.
HAN Rui, LIAO Zhirong, YU Boxu, et al. Simulation study of a molten-salt Carnot battery energy storage system for retrofitting a thermal power plant[J]. Energy

Storage Science and Technology, 2023, 12(12): 3605-3615.
[5] RABI A M, RADULOVIC J, BUICK J M. Pumped Thermal energy storage technology (PTES): review[J]. Thermo, 2023, 3(3): 396-411.
[6] WANG W, XU S, JU W, et al. Optimization of Carnot battery systems under different decision criteria: Configuration, working fluid and parameter[J]. Journal of Energy Storage, 2025, 125: 116906.
[7] 张琼, 王亮, 谢宁宁, 等. 基于正/逆布雷顿循环的热泵储电系统性能研究[J]. 中外能源, 2017, 22(2): 86-92.
ZHANG Qiong, WANG Liang, XIE Ningning, et al. The performance of heat pump electricity storage system based on normal and reverse Brayton cycle[J]. Sino-Global Energy, 2017, 22(2): 86-92.
[8] ZHANG H, WANG L, LIN X, et al. Technical and economic analysis of Brayton-cycle-based pumped thermal electricity storage systems with direct and indirect thermal energy storage[J]. Energy, 2022, 239: 121966.
[9] HUANG J, ZHAO Y, SONG J, et al. Thermodynamic investigation of a Joule-Brayton cycle Carnot battery multi-energy system integrated with external thermal (heat and cold) sources[J]. Applied Energy, 2025, 377: 124652.
[10] 吴智泉, 王际辉, 白宁. 闭式布雷顿循环热泵储电系统的㶲分析[J]. 太阳能学报, 2023, 44(3): 336-343.
WU Zhiquan, WANG Jihui, BAI Ning. Exergy analysis for pumped thermal electricity storage system based on closed Brayton cycle[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2023, 44(3): 336-343.
[11] WHITE A, PARKS G, MARKIDES C N. Thermodynamic analysis of pumped thermal electricity storage[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 53(2): 291-298.
[12] WANG L, LIN X, ZHANG H, et al. Analytic optimization of Joule-Brayton cycle-based pumped thermal electricity storage system[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 47: 103663.
[13] 王际辉, 白宁, 沈峰. 储热温度对热泵储电系统效率的影响[J]. 太阳能学报, 2023, 44(7): 48-54.
WANG Jihui, BAI Ning, SHEN Feng. Effect of thermal storage temperature on the efficiency of pumped thermal electricity storage system[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2023, 44(7): 48-54.
[14] BELIK S. Techno-economic evaluation of a Brayton battery configuration with power-to-heat extension[J]. Journal of Energy Storage, 2023, 68: 107416.
[15] BENATO A. Performance and cost evaluation of an innovative pumped thermal electricity storage power system[J]. Energy, 2017, 138: 419-436.
[16] DREIßIGACKER V, BELIK S. System configurations and operational concepts for highly efficient utilization of power-to-heat in A-CAES[J]. Applied Sciences, 2019, 9(7): 1317.
[17] HOUSSAINY S, JANBOZORGI M, KAVEHPOUR P. Thermodynamic performance and cost optimization of a novel hybrid thermal-compressed air energy storage system design[J]. Journal of Energy Storage, 2018, 18: 206-217.
[18] CHEN L X, HU P, ZHAO P P, et al. Thermodynamic analysis of a high temperature pumped thermal electricity storage (HT-PTES) integrated with a parallel organic Rankine cycle (ORC)[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 177: 150-160.
[19] LATERRE A, DUMONT O, LEMORT V, et al. Is waste heat recovery a promising avenue for the Carnot battery? Techno-economic optimisation of an electric booster-assisted Carnot battery integrated into different data centers[J]. Energy Conversion and Management, 2024, 301: 118030.
[20] ADUN H, ADEDEJI M, ADEBAYO V, et al. Multi-objective optimization and energy/exergy analysis of a ternary nanofluid based parabolic trough solar collector integrated with Kalina cycle[J]. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2021, 231: 111322.
[21] ZHANG Y, YAO E, TIAN Z, et al. Exergy destruction analysis of a low-temperature compressed carbon dioxide energy storage system based on conventional and advanced exergy methods[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 185: 116421.
[22] FU X, YAN X, LIU Z. Coupling thermodynamics and economics of liquid CO_2 energy storage system with refrigerant additives[J]. Energy, 2023, 284: 128642.
[23] 李乐璇, 徐玉杰, 尹钊, 等. 超临界二氧化碳储能系统㶲损特性分析[J]. 储能科学与技术, 2021, 10(5): 1824-1834.
LI Lexuan, XU Yujie, YIN Zhao, et al. Exergy destruction characteristics of a supercritical carbon-dioxide energy storage system[J]. Energy Storage Science and Technology, 2021, 10(5): 1824-1834.
[24] ZHANG H, WANG L, LIN X, et al. Technical and economic analysis of Brayton-cycle-based pumped thermal electricity storage systems with direct and indirect thermal energy storage[J]. Energy, 2022, 23: 121966.
[25] BELIK S, KHATER O, ZUNFT S. Induction heating of a fluidized pebble bed: numerical and experimental analysis[J]. Applied Sciences, 2023, 13(4): 2311.

（责任编辑　李园）