

储能测试与评价



储能装置不同参与方式下准二级压缩空气源热泵性能对比研究

宋春雨¹, 李 勇^{1,2}, 穆文一³, 李凯明⁴, 智 楠¹, 马素霞^{1,2}

(¹太原理工大学电气与动力工程学院, 山西 太原 030024; ²煤电清洁控制教育部重点实验室, 山西 太原 030024; ³山西焦煤集团森源节能环保有限公司, 山西 太原 030032; ⁴青岛海尔智能技术研发有限公司, 山东 青岛 266101)

摘要: 针对寒冷地区空气源热泵低温工况下制热性能衰减、压缩机排气温度偏高、系统稳定性不足等问题, 本研究搭建准二级压缩耦合储能装置空气源热泵实验系统, 设置主路制冷剂经蓄热器过冷的模式A与主路制冷剂不经蓄热器过冷的模式B, 开展两种储能参与方式的对比实验。在-25℃、-15℃、-5℃环境温度下, 系统测试制热量、COP、压缩机运行参数、制冷剂流量分配、焓效率及变负荷稳定性。结果表明: 与模式A相比, 模式B在-25℃、-15℃、-5℃工况下制热量分别提升2.93%、2.14%、15.01%, COP分别提升9.39%、5.60%、6.53%; -25℃时排气温度与排气压力分别降低28.5℃、0.24 MPa。制冷剂分配显示, 模式B可将更多制冷剂分配至经济器与蓄热器补气支路, 经济器补气流量提高32.81%~49.18%, 蓄热器补气支路流量提高33.84%~38.76%, 低温补气强化效果更显著。焓分析表明, 模式B总焓损失分别降低10.31%、4.89%、3.48%, 焓效率分别提高5.91%、1.90%、8.79%, 且在-25℃变负荷条件下运行稳定。研究表明, 储能装置参与方式显著影响系统低温性能与热力学特性, 取消主路过冷环节的模式B可减小流动阻力与不可逆损失, 优化制冷剂分配, 提升低温适应性与综合运行性能, 可为严寒地区空气源热泵系统优化设计提供实验依据与技术参考。

关键词: 储能装置; 空气源热泵; 低温性能; 制冷剂分配; 焓效率; 变负荷

doi: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2026.0266

中图分类号: TU 832; TK 02

文献标志码: A

文章编号: 2095-4239 (2026) 08-3356-10

Comparative study on the performance of a quasi-two-stage compression air-source heat pump under different participation modes of the thermal storage unit

SONG Chunyu¹, LI Yong^{1,2}, MU Wenyi³, LI Kaiming⁴, ZHI Nan¹, MA Suxia^{1,2}

(¹College of Electrical and Power Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, Shanxi, China; ²Key Laboratory of Cleaner Intelligent Control on Coal & Electricity, Ministry of Education, Taiyuan 030024, Shanxi, China; ³Shanxi Coking Coal Group Senyuan Energy Saving and Environmental Protection Co., Ltd., Taiyuan 030032, Shanxi, China; ⁴Qingdao Haier Intelligent Technology R & D Co., Ltd., Qingdao 266101, Shandong, China)

Abstract: To address problems such as heating performance degradation, high compressor discharge temperature, and insufficient system stability in air-source heat pumps operating at low temperatures in cold regions, an experimental quasi-two-stage compression air-source

收稿日期: 2026-03-30; 修改稿日期: 2026-05-04。

基金项目: 山西省重点研发计划项目 (202302060301008)。

第一作者: 宋春雨 (2001—), 男, 硕士研究生, 研究方向为热泵技术, E-mail: 2023520629@link.tyut.edu.cn; 通信作者: 李勇, 副教授, 研究方向为热泵技术, E-mail: yongli@tyut.edu.cn。

引用本文: 宋春雨, 李勇, 穆文一, 等. 储能装置不同参与方式下准二级压缩空气源热泵性能对比研究[J]. 储能科学与技术, 2026, 15(8): 3356-3365.

Citation: SONG Chunyu, LI Yong, MU Wenyi, et al. Comparative study on the performance of a quasi-two-stage compression air-source heat pump under different participation modes of the thermal storage unit[J]. Energy Storage Science and Technology, 2026, 15(8): 3356-3365.

heat pump system coupled with a thermal storage unit was built. Two operation modes were compared: Mode A (main refrigerant subcooled by the thermal storage unit) and Mode B (main refrigerant not subcooled by the thermal storage unit). Experiments were conducted at ambient temperatures of -25°C , -15°C , and -5°C to evaluate the heating capacity, coefficient of performance (COP), compressor parameters, refrigerant flow distribution, exergy efficiency, and variable-load stability. The results showed that, compared with Mode A, the heating capacity of Mode B was increased by 2.93%, 2.14%, and 15.01%, and the COP was increased by 9.39%, 5.60%, and 6.53% at -25°C , -15°C , and -5°C , respectively. At -25°C , the discharge temperature and pressure were reduced by 28.5°C and 0.24 MPa, respectively. Refrigerant distribution revealed that Mode B distributed more refrigerant to the economizer and thermal storage unit vapor-injection branches, with flow rates increasing by 32.81%—49.18% and 33.84%—38.76%, respectively, strengthening low-temperature vapor injection. Exergy analysis indicated that the total exergy loss of Mode B was reduced by 10.31%, 4.89%, and 3.48%, and the exergy efficiency was improved by 5.91%, 1.90%, and 8.79%. Mode B also remained stable under variable load at -25°C . The participation mode of the thermal storage unit markedly affects low-temperature and thermodynamic performance. Mode B, which does not subcool the main flow, reduces flow resistance and irreversible loss, optimizes refrigerant distribution, and improves low-temperature adaptability and overall performance, thereby providing experimental support and a technical reference for the optimal design of air-source heat pumps in severe cold regions.

Keywords: thermal storage unit; air-source heat pump; low-temperature performance; refrigerant distribution; exergy efficiency; variable load

随着光电、风电等清洁能源的发展, 供热系统电气化已成为重要发展方向^[1]。空气源热泵因具有高效能量转化率和良好环境效益, 被广泛认为是建筑供暖领域的重要技术之一。然而, 在寒冷地区运行时, 空气源热泵仍面临制冷剂流量下降、蒸发器结霜以及系统性能衰减等问题, 限制了其在严寒环境下的进一步推广应用。为改善空气源热泵低温运行性能, 利用储能装置对系统进行耦合强化逐渐成为研究热点。

储能技术被认为是应用于寒冷地区辅助空气源热泵供暖的一种极具前景的方法。Zou 等^[2]设计了一种以水作为相变蓄热介质的蓄热器, 相较于传统蓄热器, 从 15°C 加热至 55°C 所需的蓄热时间缩短了 13%, 系统性能系数 (coefficient of performance, COP) 提高了 4.47%, 说明蓄热器的合理设计能够强化系统储放热过程并提升能效。刘红娟等^[3]引入相变蓄热单元, 实现了对冷凝热的回收利用, 并验证该方案能够满足供热需求, 体现出储能装置在热量回收方面的应用潜力, 为准二级

压缩与相变蓄热相结合提供了思路。Liu 等^[4]将蓄热器作为辅助蒸发器与主蒸发器并联, 通过回收压缩机余热提高吸气温度, 从而降低排气温度, 并使系统 COP 提高了 0.85%~4.72%, 这项研究将蓄热器作为辅助蒸发器, 成功提高了准二级系统的 COP。Zhu 等^[5]构建了相变蓄热耦合太阳能热泵系统的焓分析模型, 指出储能装置在系统参数匹配和能源利用效率提升方面具有积极作用, 这是相变蓄热技术与太阳能热泵结合的成功案例。

此外, 围绕相变蓄热与空气源热泵的耦合应用, 国内外学者还从系统结构优化和功能拓展角度开展了较多研究。马素霞等^[6]对相变蓄热蒸发型空气源热泵进行了性能实验研究; 谢豪等^[7]在此基础上进一步开展了性能优化研究; 闫泽滨等^[8]设计了太阳能-相变蓄热蒸发型空气源热泵复合供热系统; 范文英等^[9]提出空气源相变储能复合热泵系统, 结果表明该系统在低温环境下仍具有较好的运行能力。相关研究表明, 储能装置不仅能够起到热量储存与释放作用, 还可通过参与蒸发侧辅助换热、冷

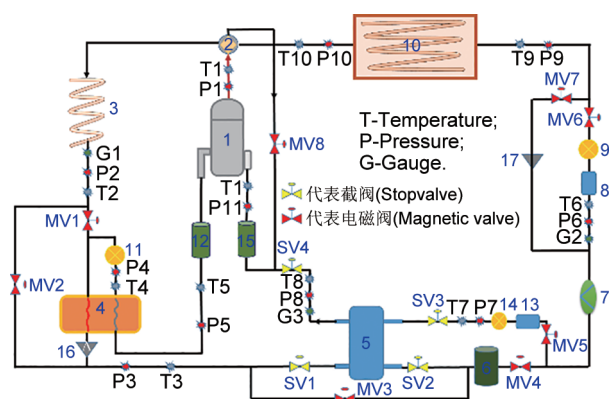
凝热回收以及多能源耦合过程,改善系统换热条件和低温运行稳定性。

基于此,本研究围绕空气源热泵耦合储能装置系统,针对储能装置不同参与方式开展实验研究,重点分析不同环境温度下系统制热性能、制冷剂分配及热力学性能的变化规律,以揭示储能装置运行模式改变后对系统低温性能和稳定性的影响,为该耦合系统的优化设计与应用提供参考。

1 实验原理及方法

1.1 热泵系统原理

本研究所提出的空气源热泵聚焦于蓄热器补气运行模式开展深入分析。图1为经济器耦合相变蓄热器系统流程图,本实验围绕主路制冷剂是否经过相变蓄热器进行过冷开展对比研究。



注: 1—压缩机; 2—四通换向阀; 3—冷凝器; 4—经济器; 5—相变蓄热器; 6—储液罐; 7—视液镜; 8、13—干燥过滤器; 9、11、14—膨胀阀; 10—蒸发器; 12、15—气液分离器; 16、17—单向阀; MV1~MV8—电磁膨胀阀; SV1~SV4—截止阀; T1~T11—温度传感器; P1~P11—压力传感器; G1~G3—流量传感器

图1 耦合系统工作流程图

Fig. 1 Working flow chart of the coupled system

(1) 主路制冷剂经过蓄热器过冷

如图2所示,制冷剂工作时经过相变蓄热器,在给蓄热器蓄能的同时为压缩机补气(下文称模式A)。

(2) 主路制冷剂未经过蓄热器过冷

如图3所示,制冷剂工作时未经过相变蓄热器,从经济器主路出来的制冷剂直接进行分流进入蓄热器取热为压缩机补气(下文称模式B)。

图4所示为系统在两种运行模式下的压焓图。模式A的系统运行流程如下:自冷凝器出口流出的高压液态制冷剂分流为两路。其中一路流经节流阀

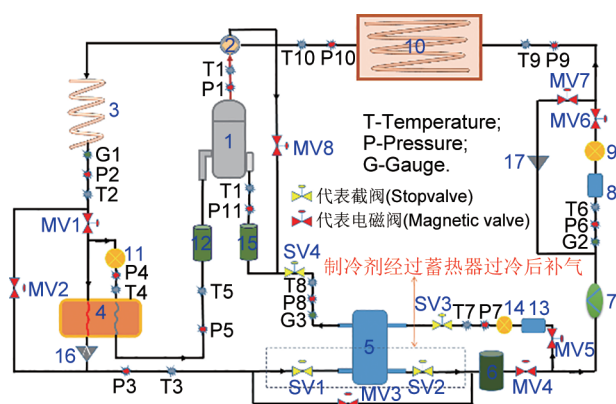


图2 耦合补气过冷模式

Fig. 2 Coupled vapor injection and subcooling mode

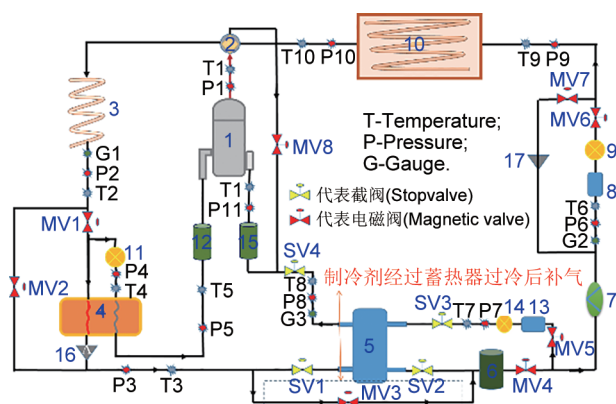


图3 耦合补气未过冷模式

Fig. 3 Coupled Vapor Injection without Subcooling Mode

降压后进入经济器,在经济器内与另一路制冷剂进行换热,随后通过专用管路引入至压缩机的级间补气口(对应流程路径:4-5-6-7-11-12-2)。与此同时,另一路制冷剂在流经经济器时释放热量,从而变为过冷度更高的液态工质,随后该股制冷剂流经蓄热器,在蓄热器出口再次分流,一路经膨胀阀节流后进入蓄热器吸热,随后补气到压缩机(对应路径:7-8-13-14);另外一路,节流后进入蒸发器吸热最后回到压缩机(对应路径:8-9-10-1)。

模式B的系统运行流程如下:自冷凝器出口流出的高压液态制冷剂分流为两路。其中一路流经节流阀降压后进入经济器,在经济器内与另一路制冷剂进行换热,随后通过专用管路引入压缩机的级间补气口(对应流程路径:4-5-6-7-13-14-2)。与此同时,另一路制冷剂在流经经济器时释放热量,从而变为过冷度更高的液态工质;随后再次分流,一路经膨胀阀节流后进入蓄热器吸热,随后补气到压

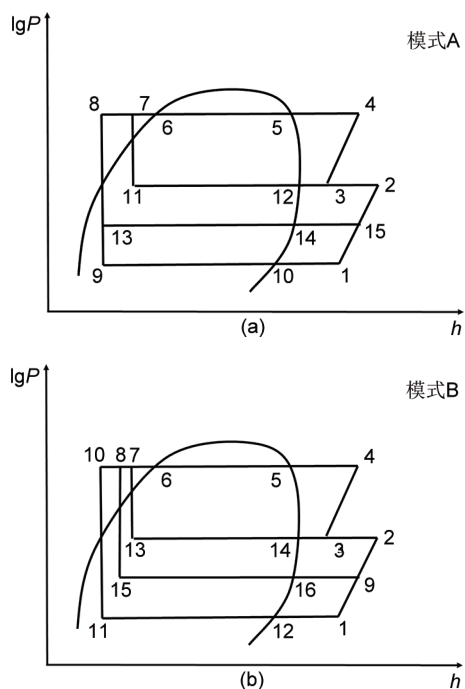


图4 系统压焓图

Fig. 4 Pressure-enthalpy diagram of the system

压缩机（对应路径：7-8-15-16-9）；另外一路，节流后进入蒸发器吸热，最后回到压缩机（对应路径：10-11-12-1）。模式A与模式B的主要区别在于耦合补气模式下制冷剂是否经过蓄热器过冷。

模式A中主路制冷剂经相变蓄热器过冷后再进入蒸发器，导致蒸发器入口制冷剂温度较低，从而使压缩机吸气温度下降，吸气过热度减小。在低温环境下，过低的吸气温度会导致压缩比进一步增大，不利于压缩机安全稳定运行。而模式B取消主路过冷过程，使蒸发器入口制冷剂温度相对提高，从而提高吸气温度并维持合理的吸气过热度，有助于降低压缩比。模式A由于部分制冷剂在蓄热器中进行过冷，系统流动阻力增大，导致进入经济器及补气支路的制冷剂流量相对减少，从而使中间补气压力波动较大。相比之下，模式B减少了主路阻力损失，使更多制冷剂进入经济器及蓄热器补气支路，从而维持更高且稳定的补气压力水平，有利于强化喷气增焓效果。模式B中补气支路制冷剂流量显著增加，进入压缩机级间的补气焓值提高，增强了中间混合气体的能量水平，从而降低主压缩过程的负担。同时，由于喷气量增加，使压缩过程更接近理想分级压缩过程，进一步降低压缩机排气温度并提高系统效率。

1.2 实验平台搭建

如图5所示，本研究的实验平台是在课题组前期已搭建空气源热泵实验系统的基础上，结合本课题研究需求进一步完善而成。整个实验平台主要由热泵循环系统、储能单元以及参数测量与数据采集系统组成，可满足不同运行模式下空气源热泵系统实验研究的需要。平台核心部件包括ZW34KS-TFP-582型涡旋式压缩机、冷凝器、蒸发器、经济器、相变蓄热器、膨胀阀、干燥过滤器及气液分离器等，各部件通过管路连接形成完整的实验回路。

其中，相变蓄热器是本研究引入的重要储能装置，其通过与热泵系统连接，实现热量的储存与释放，是开展储能参与条件下系统运行特性研究的重要基础。该装置的引入使实验平台不仅具备常规空气源热泵系统性能测试功能，同时也能够满足储能装置参与的系统性能分析需求。为实现对系统运行状态的实时监测，实验平台还布置了相应的测量仪器与数据采集装置，用于采集温度、压力、流量及功率等关键参数，为后续实验分析提供可靠的数据支撑。相变蓄热器采用立式长方体结构，外壳为304不锈钢，内衬50 mm厚聚氨酯保温层；外部尺寸650 mm×550 mm×1050 mm，内部尺寸530 mm×430 mm×900 mm，最大容积0.206 m³，设计有效容积0.1558 m³。相变材料为水，相变温度0℃，相变潜热334 kJ/kg。

1.3 性能评价指标

对于热泵系统而言，制热量、性能系数（COP）和焓效率是评价其整体性能和效率的关键指标。其理论计算公式分别为：

热泵系统的制热量：

$$Q_k = mc_p \Delta t \quad (1)$$

式中， Q_k 为系统的制热量，kW； m 为冷却水的流量，kg/s； c_p 为水的定压比热容，J/(kg·K)； Δt 为冷却水的温升，℃。

热泵系统的能效比由式(2)计算：

$$\text{COP} = \frac{Q_k}{W} \quad (2)$$

式中， W 为压缩机消耗的电功率，kW。

在设定环境温度下，能量中具有可转化为有用功的最大份额即为该能量的焓。焓分析是一种比能量分析更全面的分析方式，更能揭示能量消耗的本质，可为减少损失、提高能量利用率指明方向。

根据定义，循环系统中状态点的焓为^[10]：

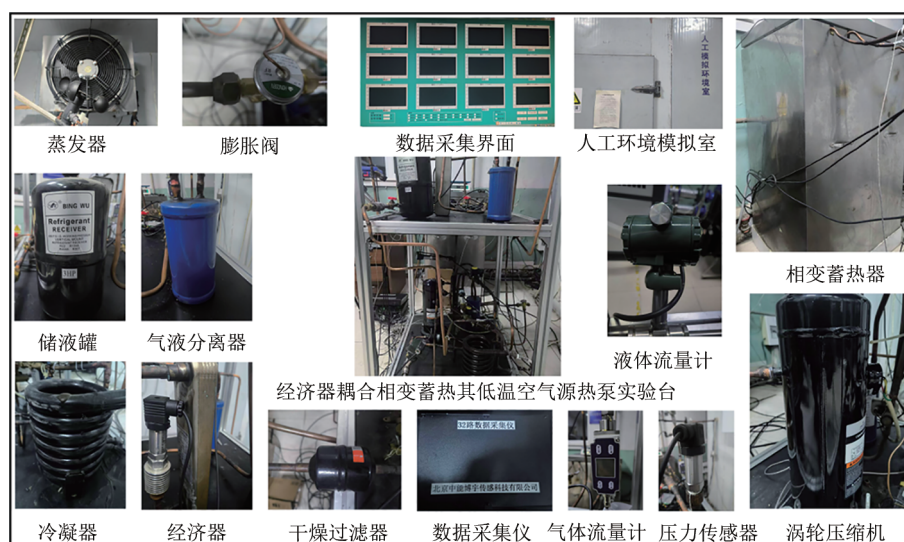


图5 耦合系统实验台

Fig. 5 Experimental platform of the coupled system

$$E_x = q_{m1}[(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (3)$$

式中, q_{m1} 为循环系统中制冷剂流量, kg/s; h_i 为比焓, kJ/kg; s_i 为比熵, kJ/(kg·K); T_0 为环境温度, K; 下标*i*为循环系统中的各个状态点。

由上式与焓平衡公式可以推导出系统中各个部件的焓损, 以模式B中的压缩机为例, 假设压缩过

程是在绝热条件下进行的, 则其焓损为:

$$\Delta E_{xcom} = E_{xw} + q_{m1}e_{x1} + q_{m14}e_{x14} - q_{m4}e_{x4} \quad (4)$$

$$\Delta E_{xcom} = E_{xw} + q_{m1}h_1 + q_{m14}h_{14} - q_{m4}h_4 - T_0(q_{m1}s_1 + q_{m14}s_{14} - q_{m4}s_4) \quad (5)$$

其他系统部件焓损的计算公式如表1所示 (基于模式B)。

表1 系统各部件的焓损失计算公式

Table 1 Calculation formula for the exergy loss of system components

部件名称	焓损失
压缩机	$\Delta E_{xcom} = E_{xw} + q_{m1}h_1 + q_{m14}h_{14} - q_{m4}h_4 - T_0(q_{m1}s_1 + q_{m14}s_{14} - q_{m4}s_4)$
冷凝器	$\Delta E_{xcon} = q_{m4}[(h_4 - h_5) - T_0(s_9 - s_2)] - (\Delta T_1/T_k)Q_k$
蒸发器	$\Delta E_{xeva} = q_{m10}[(h_{10} - h_1) - T_0(s_{10} - s_1)]$
经济器	$\Delta E_{xeco} = q_{m13}(h_{13} - h_{14}) - T_0(s_{13} - s_{14}) + q_{m6}[(h_5 - h_6) - T_0(s_5 - s_6)]$
相变蓄热器	$\Delta E_{xacc} = q_{m6}[(h_6 - h_7)(1 - \Delta T_2/T_k) - T_0(s_6 - s_7) + q_{m8}[(h_8 - h_9)(1 - \Delta T_3/T_0) - T_0(s_8 - s_9)]$
膨胀阀1	$\Delta E_{xexm1} = q_{m13}[h_5 - h_{13} - T_0(s_5 - s_{13})]$
膨胀阀2	$\Delta E_{xexm2} = q_{m6}[h_7 - h_8 - T_0(s_7 - s_8)]$
膨胀阀3	$\Delta E_{xexm3} = q_{m10}[h_7 - h_{10} - T_0(s_7 - s_{10})]$

注: $\Delta T_2 = T_6 - T_0$, T_6 为蒸发温度; $\Delta T_3 = T_a - T_0$, T_a 为蓄热温度; ΔE_{xcom} 、 ΔE_{xcon} 、 ΔE_{xeva} 、 ΔE_{xeco} 、 ΔE_{xacc} 、 ΔE_{xexm1} 、 ΔE_{xexm2} 、 ΔE_{xexm3} 分别为各部件的焓损失; q_{m1} 为循环系统中制冷剂流量, kg/s; h_i 为比焓, kJ/kg; s_i 为比熵, kJ/(kg·K); T_0 为环境温度, K; 下标*i*为压焓图中的各个状态点。

系统输入焓即压缩机输入焓:

$$E_{in} = W_{in} \quad (6)$$

系统输出焓即冷凝器制热焓:

$$E_{out} = \frac{\Delta T_1}{T_k} \times Q_k \quad (7)$$

$$\Delta T_1 = T_k - T_0 \quad (8)$$

式中, T_k 为冷凝温度, T_0 为环境温度。

系统焓效率为:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{out}}{E_{in}} \quad (9)$$

2 系统性能分析

为保证不同运行模式下实验结果的可比性, 实验在相同边界条件下进行。环境温度分别设定为 -25°C 、 -15°C 和 -5°C , 冷凝侧水流量 ($0.8 \text{ m}^3/\text{h}$)及进水温度恒定 (36°C), 压缩机运行频率不变。实验过程中实时采集系统温度、压力、流量及功率等参数, 以保证数据的准确性与可靠性, 表2为 -25°C 运行时, 模式A和模式B的详细运行参数。

表 2 系统详细运行参数

Table 2 Detailed operating parameters of the system

参数	模式 A	模式 B
排气参数	109.9℃/1.82 MPa	81.4℃/1.58 MPa
冷凝器出口	48.93℃/1.79 MPa	49.65℃/1.45 MPa
蓄热器进口	39.8℃/1.21 MPa	
蓄热器出口	12.5℃/0.95 MPa	
蒸发器进口	-27.8℃/0.26 MPa	-26.6℃/0.28 MPa
蒸发器出口	-25.4℃/0.219 MPa	-25.07℃/0.23 MPa
消耗功率	1954 W	1830 W
水流量	0.8 m ³ /h	0.8 m ³ /h

2.1 两种模式下机组整体制热性能对比

图 6 和图 7 给出了两种模式在不同环境温度下的制热量和 COP 变化。由实验数据可以看出，在 -25℃、-15℃ 和 -5℃ 三个温度点下，模式 B 的制热量均高于模式 A，分别由 4780 W 提高至 4920 W、由 5320 W 提高至 5433.6 W、由 5930 W 提高至 6820 W，对应提升幅度为 2.93%、2.14% 和 15.01%；同时，COP 也分别由 2.45、2.68 和 2.91 提升至 2.68、2.83 和 3.10，增幅为 9.39%、5.60% 和 6.53%。产生上述差异的原因主要在于，模式 A 中主路制冷剂需要经过蓄热器进行过冷，这一过程在一定程度上增加了系统流动阻力，同时也带来了额外的换热损失，使得系统整体效率有所下降；而模式 B 取消了这一过冷环节，使制冷剂流动路径更加直接，系统压降减小，同时减少了不必要的换热过程，有利于降低能量损失。

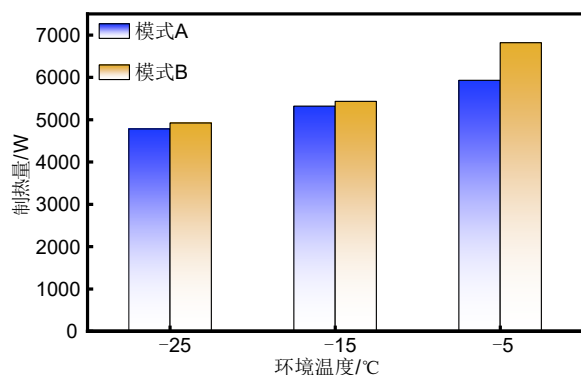


图 6 两种运行模式下制热量随环境温度的变化

Fig. 6 Variation in heating capacity at ambient temperature under two operating modes

2.2 压缩机运行特性分析

图 8 和图 9 比较了两种模式下压缩机排气温度和排气压力的变化规律。在 -25℃ 工况下，模式 B

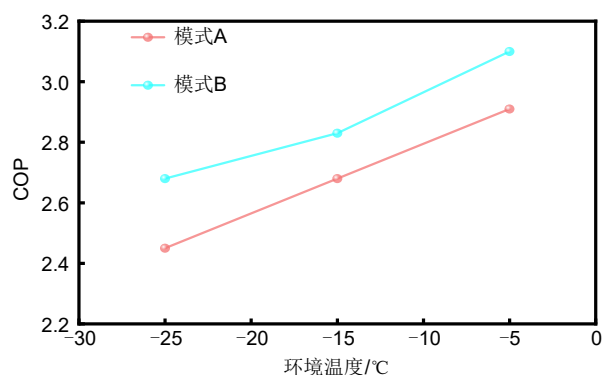


图 7 两种运行模式下 COP 随环境温度的变化

Fig. 7 Variation in COP at ambient temperature under two operating modes

的排气温度由 109.9℃ 降至 81.4℃，下降 28.5℃；排气压力由 1.82 MPa 降至 1.58 MPa，下降 0.24 MPa。在 -15℃ 工况下，排气温度由 105.3℃ 降至 85.3℃，排气压力由 1.85 MPa 降至 1.75 MPa。在 -5℃ 工况下，模式 B 排气温度高于模式 A，但两者差值仅为 5.3℃，且排气压力仍由 1.92 MPa 降至 1.84 MPa。上述结果说明，主路未过蓄热器过冷的流路可有效改善低温下压缩机的安全运行状态。两种运行模式在不同环境温度下排气温度变化规律存在差异，在低温工况（如 -25℃）下，模式 A 中主路制冷剂经蓄热器过冷，不仅增加了系统流动阻力和换热不可逆损失，还限制了进入经济器及蓄热器补气支路的制冷剂流量，从而削弱喷气增焓作用，使压缩机需承受较高压缩比，导致排气温度升高。相比之下，模式 B 取消主路过冷过程，降低系统阻力，使更多制冷剂进入补气支路，显著增强喷气增焓效果，使压缩过程趋于分级压缩，从而有效降低排气温度。随着环境温度升高至 -5℃，系统蒸发温度提高、整体压缩比下降，喷气增焓对降低排气温度的作用相对减弱。在此情况下，模式 B 中较高的补气流量会提高压缩机级间混合气体的焓值，使中间温度升高，从而导致排气温度略高于模式 A。

2.3 冷凝器换热与总流量分析

从图 10 可以看出，模式 A 在 -25℃、-15℃ 和 -5℃ 工况下的冷凝器总流量分别为 113.5 kg/h、135.6 kg/h 和 180.3 kg/h，对应换热量为 6889.13 W、8004.92 W 和 9785 W；而模式 B 分别为 130.45 kg/h、156.23 kg/h 和 193.6 kg/h，以及 7956.32 W、9560.1 W 和 11277.2 W。整体来看，

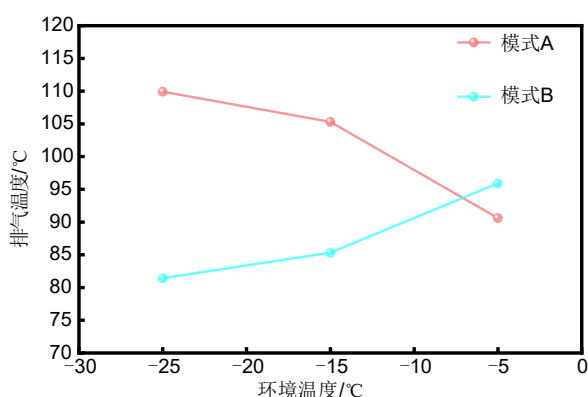


图8 两种运行模式下排气温度对比

Fig. 8 Comparison of discharge temperature under two operating modes

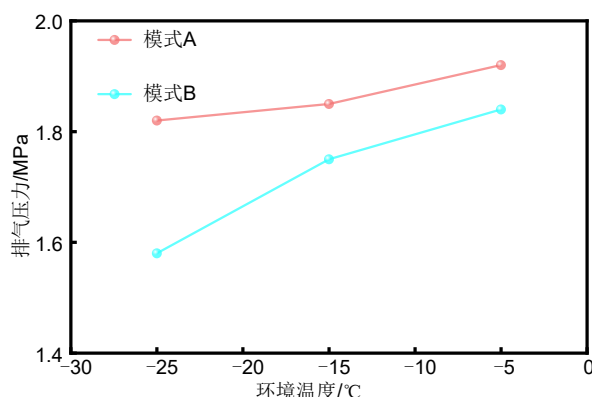


图9 两种运行模式下排气压力对比

Fig. 9 Comparison of discharge pressure under two operating modes

模式B在各温度条件下的总流量和换热量均高于模式A,并且随着环境温度的升高,两种模式之间的差距逐渐增大。产生这一现象的主要原因在于,模式A中主路制冷剂经过蓄热器过冷后进入后续流程,会增加系统流动阻力并对制冷剂流动产生一定抑制作用;而模式B取消了该过程,使主循环路径更加顺畅,系统压降减小,从而有利于提高循环质量流量。同时,流量的增加也直接强化了冷凝器侧的放热过程,使换热能力进一步提升。因此,在相同工况下,模式B能够通过提高循环流量和强化冷凝放热能力,从而为制热量和COP的提升提供支撑,且这一优势在较高环境温度下表现得更加明显。

2.4 制冷剂流量分配特征

由图11~图13可知,两种模式下蒸发器支路流量均随环境温度升高而增加,但模式A增长更明显。模式A中蒸发器支路流量由34.96 kg/h增至

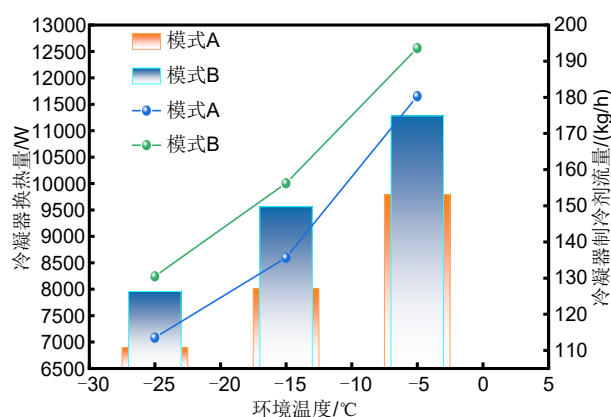


图10 两种运行模式下冷凝器运行对比

Fig. 10 Comparison of condenser performance under two operating modes

70.36 kg/h,增幅为101.26%;模式B由25.52 kg/h增至39.30 kg/h,增幅为54.00%。在相同工况下,模式B蒸发器支路流量始终低于模式A,分别降低27.00%、35.95%和44.14%,表明模式B在蒸发器支路上的制冷剂分配相对更少。

经济器支路流量在两种模式下变化幅度均较小。模式A中经济器补气流量由18.35 kg/h小幅降至17.26 kg/h,整体下降5.94%;模式B则由24.37 kg/h增至25.70 kg/h,整体增加5.46%。在相同温度下,模式B的经济器补气流量分别比模式A高32.81%、49.18%和48.90%,说明模式B能够维持更高且更稳定的经济器补气量,经济器支路的分配优势更加明显。

蓄热器支路流量在两种模式下均占较大比例,且均随环境温度升高而增加。模式A中蓄热器补气支路流量由60.19 kg/h增至92.68 kg/h,增幅为53.98%;模式B由80.56 kg/h增至128.60 kg/h,增幅为59.63%。在相同温度下,模式B分别比模式A高33.84%、38.20%和38.76%,说明模式B始终将更多制冷剂分配至蓄热器支路。此外,模式A中蓄热器还承担主路过冷过程,而模式B则主要表现为蓄热器补气换热,支路功能更加集中。

总体来看,模式A随环境温度升高表现出更明显的蒸发器支路流量增长,而模式B在经济器和蓄热器支路上始终保持更高的制冷剂分配水平,尤其在低温工况下,这种分配特征更加有利于发挥补气支路作用。说明模式B能够在低温环境下将更多制冷剂有效分配至经济器和蓄热器补气支路,强化喷气增焓效果,改善系统在严寒条件下的制冷剂分配

状态, 因此更有利于提升机组低温适应性和稳定运行能力, 体现出更明显的低温运行优势。

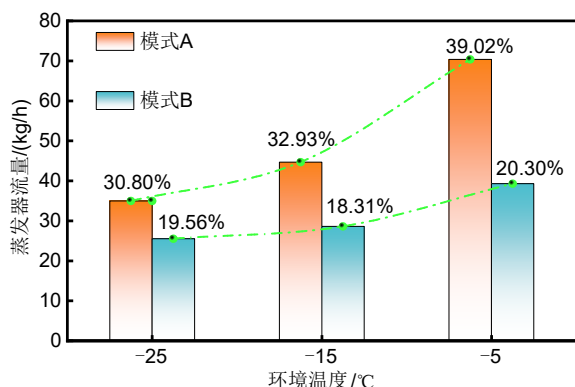


图 11 两种运行模式下蒸发器流量对比

Fig. 11 Comparison of evaporator flow rate under two operating modes

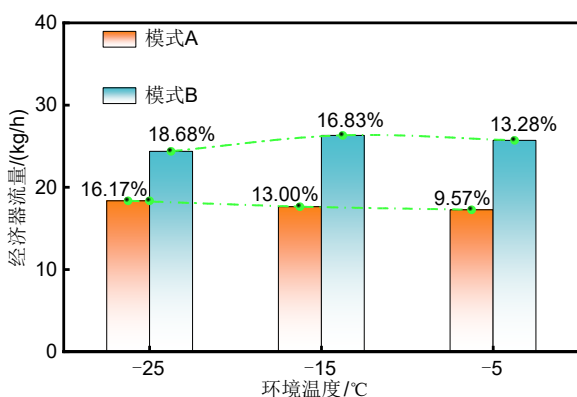


图 12 两种运行模式下经济器流量对比

Fig. 12 Comparison of economizer flow rate under two operating modes

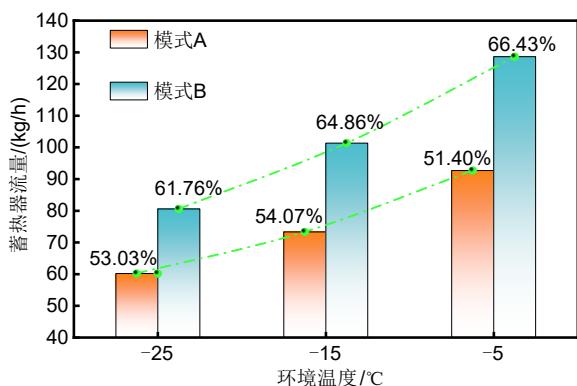


图 13 两种运行模式下蓄热器流量对比

Fig. 13 Comparison of thermal storage unit flow rate under two operating modes

2.5 焓效率分析

为评价不同运行模式下系统的热力学性能, 对

各工况下系统总焓损失及焓效率进行了比较分析。由图 14 可见, 模式 A 在 -25°C 、 -15°C 和 -5°C 工况下的系统总焓损失分别为 1.1402 kW、1.1086 kW 和 1.0823 kW, 随环境温度升高分别下降 2.77% 和 2.37%; 对应焓效率分别为 0.4165、0.4424 和 0.4684, 分别提高 6.22% 和 5.88%。模式 B 在 -25°C 、 -15°C 和 -5°C 工况下的系统总焓损失分别为 1.0227 kW、1.0544 kW 和 1.0446 kW, 由 -25°C 升高至 -15°C 时增加 3.10%, 由 -15°C 升高至 -5°C 时下降 0.93%; 对应焓效率分别为 0.4411、0.4508 和 0.5096, 分别提高 2.20% 和 13.04%。总体来看, 两种模式下焓效率均随环境温度升高而增大, 说明系统在较高环境温度下具有更好的能量利用能力。

由图 15 可知, 模式 B 在 -25°C 、 -15°C 和 -5°C 工况下的系统总焓损失相较于模式 A 分别降低 10.31%、4.89% 和 3.48%, 对应焓效率分别提高 5.91%、1.90% 和 8.79%。其中, -25°C 工况下模式 B 的降损效果最明显, 而 -5°C 工况下模式 B 的焓效率提升最为突出, 说明模式 B 在低温及相对较高环境温度下均表现出较好的热力学优势。

从各部件分布来看, 冷凝器、蒸发器和压缩机仍是系统主要焓损失来源。以 -25°C 工况为例, 模式 B 相较模式 A, 冷凝器焓损失降低 21.61%, 蒸发器降低 19.02%, 压缩机降低 4.91%; 在 -15°C 工况下, 模式 B 蒸发器焓损失相较于模式 A 降低 12.11%, 冷凝器降低 10.98%; 在 -5°C 工况下, 模式 B 蒸发器焓损失相较于模式 A 降低 10.19%, 但冷凝器焓损失相较于模式 A 增加 12.39%。此外, 模式 A 在 -5°C 时经济器焓损失达到 0.1930 kW, 较 -25°C 和 -15°C 分别增加 69.89% 和 54.40%, 而模式 B 经济器焓损失仅在 0.1190~0.1260 kW 之间波动, 变化较小。相变蓄热器方面, 模式 B 在 -25°C 和 -15°C 下相较于模式 A 分别降低 10.09% 和 8.09%, -5°C 时两种模式基本一致。模式 B 在 3 个工况下均具有更低的总焓损失和更高的焓效率, 表明其不可逆损失更小, 系统热力学性能更优。

2.6 变负荷工况下的稳定性分析

由图 16、17 可知在 -25°C 工况下, 选择模式 B 开展变水流量实验, 分析系统在不同水流量条件下的运行稳定性。原始数据表明, 当水流量从 $0.82\text{ m}^3/\text{h}$ 调整至 $0.65\text{ m}^3/\text{h}$ 和 $0.49\text{ m}^3/\text{h}$ 时, 系统制

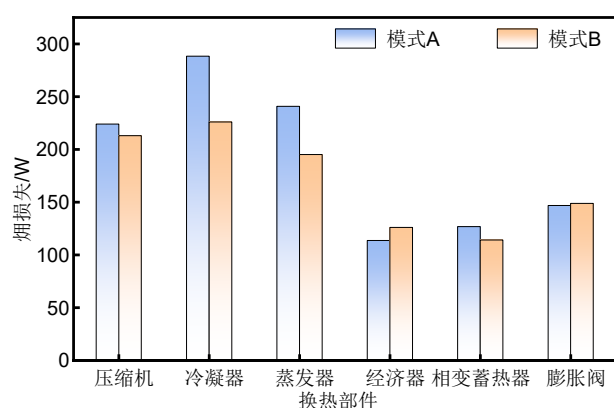


图14 两种运行模式下换热部件焓损失对比

Fig. 14 Comparison of exergy losses of heat exchange components under two operating modes

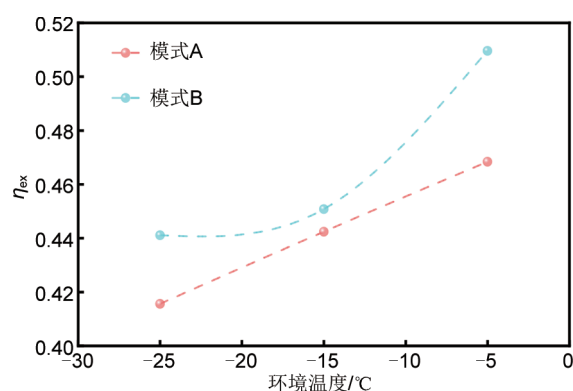


图15 两种运行模式下焓效率对比

Fig. 15 Comparison of exergy efficiency under two operating modes

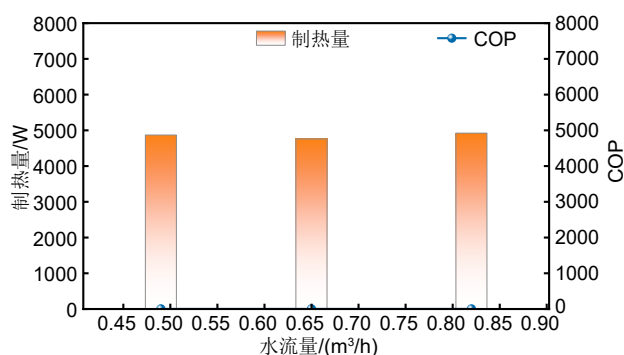


图16 -25°C下不同水流量条件下的制热量与COP

Fig. 16 Heating capacity and COP under different water flow rates at -25°C

热量分别为4920 W、4756 W和4869.56 W，波动幅度较小；对应COP为2.68、2.55和2.70，未出现明显恶化。压缩机排气温度分别为81.4°C、82.3°C和80.6°C，最大温差仅1.7°C；排气压力分别为1.58 MPa、1.62 MPa和1.61 MPa，最大压差

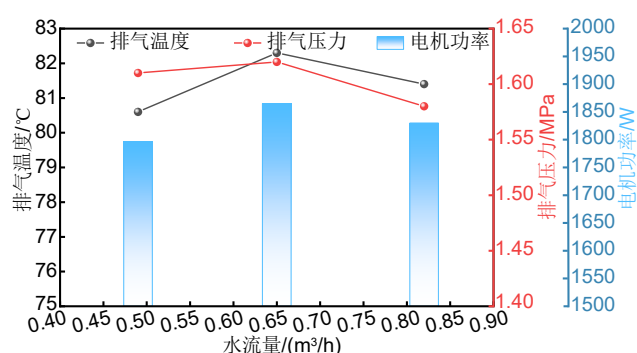


图17 -25°C下不同水流量条件的压缩机参数

Fig. 17 Compressor parameters under different water flow rates at -25°C

仅0.04 MPa；消耗功率分别为1830 W、1865 W和1796 W。说明该模式在极低温下具有良好的负荷适应性。

3 结论

(1) 耦合装置运行模式改变后，系统整体制热性能得到提升。与模式A相比，模式B在-25°C、-15°C和-5°C下的制热量分别提高2.93%、2.14%和15.01%，COP分别提高9.39%、5.60%和6.53%，表明取消主路制冷剂经过蓄热器过冷环节后，有利于提升系统制热能力与能效水平。

(2) 模式B在低温工况下表现出更优的压缩机运行特性。在-25°C工况下，其排气温度和排气压力较模式A分别降低28.5°C和0.24 MPa，说明运行模式改变后能够有效减轻压缩机低温运行负担，提高机组低温安全性与适应性。

(3) 模式B能够将更多制冷剂分配至经济器和蓄热器补气支路，其中经济器补气流量较模式A提高32.81%~49.18%，蓄热器补气支路流量提高33.84%~38.76%，更有利于发挥补气强化作用，体现出更明显的低温运行优势。

(4) 模式B的总焓损失更低、焓效率更高，在-25°C、-15°C和-5°C工况下总焓损失分别降低10.31%、4.89%和3.48%，焓效率分别提高5.91%、1.90%和8.79%；同时在-25°C变负荷条件下仍保持较好的运行稳定性。综合来看，模式B在低温性能、热力学表现和负荷适应性方面均优于模式A，更适合作为准二级压缩耦合储能装置空气源热泵系统的优选运行模式。

(5) 从工程应用角度来看，模式B取消主路制

冷剂经蓄热器过冷环节, 系统结构更为简化, 同时有效降低了流动阻力及不可逆损失。在低温环境下, 该模式能够通过强化补气作用改善压缩机运行状态, 提升机组低温适应性及运行稳定性。因此, 在严寒地区空气源热泵系统设计中, 可优先考虑采用类似模式B的运行方式, 以实现系统性能与可靠性的综合优化。

参考文献

- [1] 肖益民, 章程, 付祥钊. 冬季极端天气状况下空气源热泵运行实验研究[J]. 太阳能学报, 2010, 31(12): 1580-1584.
XIAO Y M, ZHANG C, FU X Z. Experimental studies on the operation of air source heat pump in extreme winter weather[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2010, 31(12): 1580-1584.
- [2] ZOU D Q, MA X F, LIU X S, et al. Experimental research of an air-source heat pump water heater using water-PCM for heat storage [J]. Applied Energy, 2017, 206: 784-792. DOI: 10.1016/j.apenergy.2017.08.209.
- [3] 刘红娟, 顾兆林, 令彤彤. 冷凝排热-相变蓄热回收空调系统的实验研究[J]. 制冷学报, 2005, 26(1): 1-4. DOI: 10.3969/j.issn.0253-4339.2005.01.001.
LIU H J, GU Z L, LING T T. Experimental study on air conditioning system with heat recovery of compressor discharge gas[J]. Journal of Refrigeration, 2005, 26(1): 1-4. DOI: 10.3969/j.issn.0253-4339.2005.01.001.
- [4] LIU Z B, LOU F F, QI X, et al. Enhancing heating performance of low-temperature air source heat pumps using compressor casing thermal storage[J]. Energies, 2020, 13(12): 3269. DOI: 10.3390/en13123269.
- [5] ZHU C H, YAN S B, DONG X D, et al. Exergy analysis of phase-change heat-storage coupled solar heat pump heating system[J]. Materials, 2021, 14(19): 5552. DOI:10.3390/ma14195552.
- [6] 马素霞, 蒋永明, 文博, 等. 相变蓄热蒸发型空气源热泵性能实验研究[J]. 太阳能学报, 2015, 36(3): 604-609.
MA S X, JIANG Y M, WEN B, et al. Experimental study on the performance of the ashp with phase change heat storage evaporator[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2015, 36(3): 604-609.
- [7] 谢豪, 马素霞, 尹建国, 等. 相变蓄热蒸发型空气源热泵性能优化实验研究[J]. 太阳能学报, 2017, 38(8): 2253-2257.
XIE H, MA S X, YIN J G, et al. Experimental study of performance optimization of phase change heat storage evaporator type air-source heat pump[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2017, 38(8): 2253-2257.
- [8] 闫泽滨, 马素霞, 李小刚. 太阳能-相变蓄热蒸发型空气源热泵复合供热系统的设计[J]. 可再生能源, 2018, 36(2): 209-214. DOI:10.3969/j.issn.1671-5292.2018.02.008.
YAN Z B, MA S X, LI X G. Design of solar energy-phase change heat storage evaporative air-source heat pumps compound heating system[J]. Renewable Energy Resources, 2018, 36(2): 209-214. DOI:10.3969/j.issn.1671-5292.2018.02.008.
- [9] 范文英, 蒋绿林, 蔡宝瑞, 等. 空气源相变储能复合热泵系统的运行分析[J]. 可再生能源, 2021, 39(9): 1175-1182. DOI: 10.3969/j.issn.1671-5292.2021.09.006.
FAN W Y, JIANG L L, CAI B R, et al. Operation analysis of air source phase change energy storage compound heat pump system[J]. Renewable Energy Resources, 2021, 39(9): 1175-1182. DOI:10.3969/j.issn.1671-5292.2021.09.006.
- [10] 杨悦, 李风雷, 李蓉蓉. 太阳能增压喷射制冷系统能量分析与(焓)分析[J]. 科学技术与工程, 2020, 20(6): 2272-2278. DOI: 10.3969/j.issn.1671-1815.2020.06.023.
YANG Y, LI F L, LI R R. Energy and exergy analyses of solar booster-assisted ejector refrigeration system[J]. Science Technology and Engineering, 2020, 20(6): 2272-2278. DOI:10.3969/j.issn.1671-1815.2020.06.023.