

DOI: 10.19666/j.rlfed.202506115

级联热泵驱动的超临界有机朗肯循环 卡诺电池特性研究

韩东辰, 孙恩慧, 许方宁, 张伟琪

(河北省储能与综合能源系统重点实验室, 华北电力大学, 河北 保定 071003)

[摘要] 卡诺电池 (CB) 具有储能密度高、投资成本低的优点。基本有机朗肯循环 CB (B-CB) 的单级热泵 (HP) 在高储能密度情况下热泵系数 (COP) 较低, 存在热量的高质低用现象, 为解决这一问题, 提出了一种采用级联热泵 (CHP)、超临界有机朗肯循环的 CB, 通过建模分析, 得到了 CHP-CB 的最佳工质组合, 探讨了余热源温度、高低温储热罐温度、CHP 中间温度对系统 COP、能量转换效率 (PTP)、储能密度 (E_D) 的影响以及系统的焓损。在高储能密度条件下, 低温储热罐温度分别为 50、32 °C 时 CHP-CB 较基本 CB, 热泵系数分别提高约 23.5% 和 26.9%, 低温储热罐温度为 30 °C 时能量转换效率可达 63.11%。在高低温储热罐温度相差 93 °C 时系统 E_D 可达 13.9 kW·h/m³, 且能够对储热工质进行梯级加热。

[关键词] 级联热泵; 超临界有机朗肯循环; 储能密度; 卡诺电池

[引用本文格式] 韩东辰, 孙恩慧, 许方宁, 等. 级联热泵驱动的超临界有机朗肯循环卡诺电池特性研究[J]. 热力发电, 2025, 54(12): 19-26. HAN Dongchen, SUN Enhui, XU Fangning, et al. Characteristics of cascaded heat pump driven supercritical organic Rankine Carnot battery[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(12): 19-26.

Characteristics of cascaded heat pump driven supercritical organic Rankine Carnot battery

HAN Dongchen, SUN Enhui, XU Fangning, ZHANG Weiqi

(Hebei Key Laboratory of Energy Storage and Integrated Energy Systems, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

Abstract: Carnot battery (CB) is an energy storage technology with the advantages of high energy storage density and low investment cost. The single-stage heat pump of basic Carnot battery have a low coefficient of performance (COP) under high energy storage density conditions, resulting in a phenomenon of high quality but low utilization of heat. In order to solve this problem, a CB using cascaded heat pump (CHP) and supercritical organic Rankine cycle (ORC) is proposed. Through modeling and analysis, the optimal combination of CHP-CB working fluids is obtained, and the effects of waste heat source temperature, high and low temperature heat storage tank temperature, CHP intermediate temperature on system COP, energy conversion efficiency, energy storage density (E_D) and system exergy loss are discussed. The results show that under high energy density conditions, the COP of the CHP-CB is about 23.5% and 26.9% higher than that of the basic CB when the temperature of the low-temperature storage tank is 50 °C and 32 °C, respectively. When the temperature of the low-temperature storage tank is 30 °C, the energy conversion efficiency of the CHP-CB can reach 63.11%. The E_D can reach 13.9 kW·h/m³ when the temperature difference between the high- and low-temperature storage tank is 93 °C, and cascade heating for the heat storage working fluid can be realized.

Key words: cascaded heat pumps; supercritical organic Rankine cycle; energy storage density; Carnot battery

收稿日期: 2025-06-12

基金项目: 国家自然科学基金项目 (52206010)

Supported by: National Natural Science Foundation of China (52206010)

第一作者简介: 韩东辰 (2004), 男, 本科生, 主要研究方向为储能科学与工程, 220221020109@ncepu.edu.cn.

通信作者简介: 孙恩慧 (1991), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为新型发电与储能技术, ehsun@ncepu.edu.cn.

太阳能、风能等新能源发电方式具有显著的间歇性和波动性,会对电网的稳定性造成冲击^[1]。储能设备在消纳新能源电能、实现削峰填谷以及增强电网稳定性方面发挥着至关重要的作用^[2]。

卡诺电池(CB)作为一种新兴的储能技术,主要由热泵(HP)、储热罐(ST)以及热机(HE)组成^[3]。HP可将电能转化为热能储存在ST中,当需要发电时,ST中的流体与HE换热,通过HE将热能重新转化为电能^[4]。与抽水蓄能和压缩空气储能相比,CB并不依赖于特定的地理条件^[5],同时具有储能密度高、投资成本低的优点,是一种极具潜力的储能技术^[6]。

CB的应用具有多种可能性。Vecchi等人^[7]对CB的系统性能、应用和商业进展进行了综述,表明不同类型的CB在能量转换效率(PTP)和储能密度(E_D)方面表现出显著差异,可在供热、供电及废弃电厂改造方面应用。Sorknæs等人^[8]研究了将CB集成到100%可再生能源中的经济潜力,提出大规模集成的CB成本应低于62欧元/(MW·h)这一经济阈值。Wang等人^[9]则研究了一种新型CB,将其与燃煤电厂相结合以实现节煤并提高整体能量效率,整体效率最高可达42.2%。Basta等人^[10]探讨了将小型燃煤热电厂改造成CB的前景,指出小型燃煤热电厂因其灵活性和热电联产特性相比燃煤电厂更适合改造成CB。可见其适合与多种热源结合,通过余热源引入实现储能效率提升。

CB的系统较为多样,Dawahdeh等人^[11]提出了一种吸收式热泵CB,利用单极溴化锂吸收式热泵加大储热罐温差,与基本CB相比实现了1.69倍的PTP和1.33倍的净功输出。Zhang等人^[12]研究了2种带预热器的CB(R-CB与PR-CB)与基本有机朗肯循环CB(B-CB)之间的差别,其中R-CB相比B-CB增加了热泵侧热量回收换热器和热机侧热量回收换热器,PR-CB又在R-CB的基础上增加了热机侧的预热器。结果发现PR-CB及R-CB的PTP分别比B-CB提高了18.4%和12.6%,且随着PR-CB排出的余热温度升高,PTP提高。上述作者对CB的热泵及热机进行了改进以提高系统PTP与 E_D ,其中预热以及加大储热罐温差的方法较为关键,可由级联设计实现。

目前对CB进行级联设计的研究较少,主要集中在级联潜热储存(CLHS)方面,旨在提高CB系统的能量储存效率。Li等人^[13]探讨了二级储热罐

CB的系统性能,将储热罐分为低温、中温及高温储热罐,系统能量回收效率较B-CB提高了3.31%~24.07%。Dai等人^[14]研究了带CLHS的CB系统,发现随着CLHS级数的增加,系统PTP和焓效率显著提高,但超过4级后提升有限。Dai等人^[15]在另一篇文章中提出了多种CLHS模块的体积分配方案,其中基于功率的方案表现最佳,与单级热泵系统相比,PTP提升了27.9%,焓效率提升了14.0%。Zhao等人^[16]研究了一种基于CB的多能源系统,该系统配备了CLHS装置,在提供多等级热能和冷能方面表现出显著的灵活性。

CB面临PTP、 E_D 以及余热源利用率相互制约的三难问题^[17],为了在高 E_D 情况下提高CB整体的PTP效率,实现对余热源的梯级利用,本文提出了一种由级联热泵(CHP)、储热罐(ST)及超临界有机朗肯循环(SORC)组成的新系统。该系统通过采用CHP对ST工质进行两段式加热,可以实现余热源流体对ST工质的对口加热,同B-CB系统相比级联热泵卡诺电池(CHP-CB)系统拥有更高的热泵系数(COP)。本文使用MATLAB调用REFPROP对CHP-CB进行了系统参数探究,分析了级联热泵吸热比、余热源温度等因素对系统的影响。

1 系统组成

1.1 基本有机朗肯循环卡诺电池

基本有机朗肯循环(ORC)卡诺电池(图1)是由单热泵、储热罐、ORC热机组成。热泵从余热源吸热后,将热量传递给储热工质。发电时热机从储热工质吸热做功发电,并向环境散热进行冷凝。

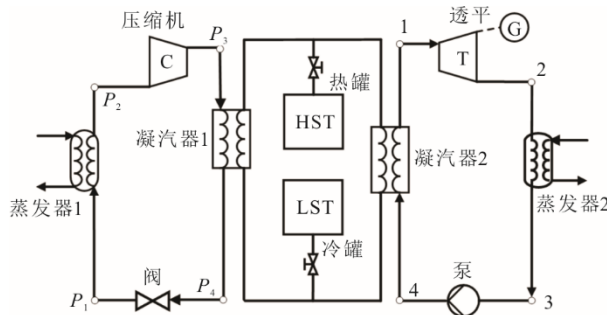


图1 基本卡诺电池系统
Fig.1 Basic Carnot battery system

1.2 级联热泵卡诺电池

级联热泵卡诺电池由级联热泵(CHP)、储热罐、超临界有机朗肯循环(SORC)热机组成(图2)。

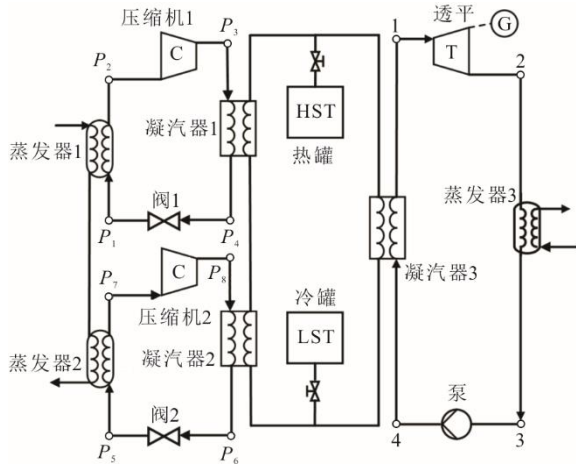


图 2 级联热泵卡诺电池系统

Fig.2 The Carnot battery system with cascade heat pumps

1.3 级联热泵

热泵侧在原有单热泵基础上增加了 P5678 循环作为一级热泵，且 CHP 均采用朗肯循环，循环由蒸发器、压缩机、凝汽器、节流阀组成。CHP 向 ST 传递热量的过程如图 3 所示，其中实线代表级联热泵，虚线代表单热泵。级联热泵的一级热泵从经过一次换热的中温余热源吸热并将热量传递给低温储热工质；二级热泵从高温余热源吸热并将热量传递给预热过的中温储热工质，相比单热泵将高质热量传递给冷罐低温储热工质进行加热，级联热泵通过两段式加热将中温热能传递给冷罐低温储热工质，高温热能传递给中温储热工质，实现对余热源热量的梯级利用。

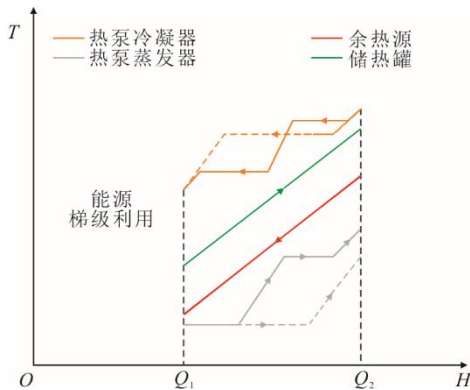


图 3 热泵改进示意

Fig.3 Schematic diagram of the heat pump improvement

1.4 储热罐

储热罐与 B-CB 相同，均采用水作为储热工质。水的储热性能良好，同时成本低廉、环境友好，是一种优秀的储热工质。在冷罐 (LST) 和热罐 (HST) 之间循环流动。储热时，水从热泵吸热后进入 HST；

发电时，水将热量传递给 SORC 后进入 LST。

1.5 SORC 热机

本文通过固定高温储罐温度 T_{HST} ，降低低温储罐温度 T_{LST} 的方式提高 E_D ，ORC 与 SORC 改进示意如图 4 所示。由图 4 可知，ORC 热机在降低 T_{LST} 时由于温度限制，压力下降导致热机效率降低，若设定 ST 温度线与 ORC 换热曲线距离即图 4 中 δ_1 与 δ_2 相等且为一恒定值 δ ，则随着 T_{LST} 下降，ORC 循环需降低蒸发器压力以维持 δ 恒定，而这会降低热机效率。为了避免这一问题，CHP-CB 采用 SORC 热机，其换热曲线不存在平直段，压力不因 T_{LST} 下降而降低。SORC 循环由高温换热器、压缩机、发电机、低温换热器、水泵组成。

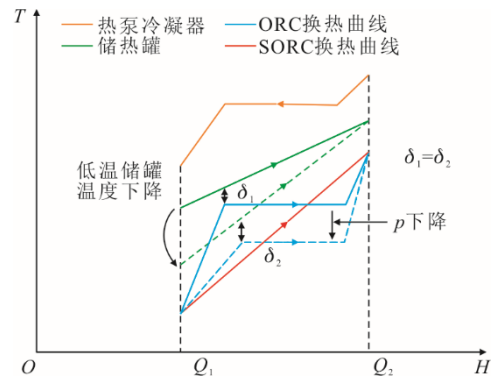


图 4 ORC 与 SORC 改进示意

Fig.4 Schematic diagram of the ORC and SORC improvement

2 数学模型

2.1 数学假设

本文使用 MATLAB 对 REFPROP 进行调用计算，经预设蒸发器及换热器出入口压力、温度，可由各点已知的 2 个参数计算出其他参数。为了便于计算，循环遵循以下假设^[11]：1) 忽略循环中沿程压力损失，确保一条管道中压力处处相同，保证循环各点参数连续；2) 换热仅在换热器、蒸发器、冷凝器中发生，其他管道无热量损失。在换热设备中流体按照出入口预设温度进行变化，且换热迅速；3) 管道各处无泄漏，流量保持守恒。

压缩机及透平过程为等熵过程，其等熵效率为 0.85。避免了复杂现实工况变化时的不确定性，保证系统在稳态下运行。

2.2 评价指标

本文提出的 CHP-CB 主要在高 E_D 的储能环境下工作，本文使用的储能密度公式^[5]为：

$$E_D = \eta_{\text{SORC}} \cdot \rho_{\text{ST}} \cdot c_{p,\text{ST}} \cdot \Delta T_{\text{ST}} / 3\ 600 \quad (1)$$

式中： η_{SORC} 为 SORC 热机效率； ρ_{ST} 为储热工质密度，计算时采用储热工质平均温度下的密度； $c_{p,\text{ST}}$ 为储热工质等压比热容，采用储热工质平均温度下的等压比热容； ΔT_{ST} 为高低温储热罐的温差。其中 η_{SORC} 由式(2)计算。

$$\eta_{\text{SORC}} = \frac{W_{\text{turb}} - W_{\text{pump}}}{Q_{\text{in,SORC}}} \quad (2)$$

式中： W_{turb} 为 SORC 热机透平做工； W_{pump} 为凝结泵耗功； $Q_{\text{in,SORC}}$ 为 SORC 热机吸热量。

系统的能量转换效率 η_{PTP} 公式如下：

$$\eta_{\text{PTP}} = \eta_{\text{COP}} \cdot \eta_{\text{ST}} \cdot \eta_{\text{SORC}} \quad (3)$$

式中： η_{COP} 为 CHP 整体的热泵系数，计算公式如式(4)； η_{ST} 为储热罐效率，取 0.95。

$$\eta_{\text{COP}} = \frac{Q_{\text{out,HP1}} + Q_{\text{out,HP2}}}{W_{\text{comp1}} + W_{\text{comp2}}} \quad (4)$$

式中： $Q_{\text{out,HP1}}$ 和 $Q_{\text{out,HP2}}$ 分别为一级热泵和二级热泵对储热罐的放热量； W_{comp1} 和 W_{comp2} 分别为一级热泵循环和二级热泵循环中压缩机的耗功。

系统的充电功率 (CP) W_{CP} 为：

$$W_{\text{CP}} = W_{\text{comp1}} + W_{\text{comp2}} = \frac{Q_{\text{out,HP}}}{\eta_{\text{COP}}} \quad (5)$$

式中： $Q_{\text{out,HP}}$ 为 CHP 向储热罐工质传递的总热量。

在工质经过压缩机时，设备的等熵效率 $\eta_{\text{s,comp}}$ ^[18] 为：

$$\eta_{\text{s,comp}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

式中： h_1 为入口焓值； h_{2s} 为等熵条件下出口焓值； h_2 为真实出口焓值。

工质经过透平时，设备的等效效率 $\eta_{\text{s,turb}}$ ^[19] 为：

$$\eta_{\text{s,turb}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (7)$$

系统所用单位流量工质焓值如式(8)所示，工质焓值为流量与单位流量焓值的乘积，具体如式(9)所示。

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (8)$$

$$E = e \cdot m \quad (9)$$

式中： e 为循环内单位流量的焓值； h 、 s 分别为该点工质的焓值、熵值； h_0 、 s_0 为该点工质在温度 T_0 下的焓值、熵值； m 为工质流量； T_0 设为 20 °C；系统内各器件焓损计算采用表 1 公式。

本文通过设置系统 CHP 与 SORC 热机的压力以及重要状态点温度，并采用上述公式对系统参数进行计算。

表 1 焓损方程
Tab.1 Equations for exergy loss

器件	公式	图例
透平	$E_{\text{turb}} = E_1 - E_2 - E_3 - W$	
泵	$E_{\text{pump}} = E_1 + W - E_2$	
凝汽器	$E_{\text{cond}} = E_1 + E_2 - E_3 - E_4$	
压缩机	$E_{\text{comp}} = E_1 + W - E_2$	
节流阀	$E_{\text{valve}} = E_1 - E_2$	
蒸发器	$E_{\text{eva}} = E_1 + E_2 - E_3 - E_4$	

2.3 参数设置

本文所建立模型参数见表 2，图 2 各器件能量守恒方程见表 3，焓损计算式见表 1。

表 2 基本参数
Tab.2 Basic parameters

项目	数值
储热工质	水
环境压力/kPa	101.325
压缩机等熵效率	0.85
透平等熵效率	0.85
储热罐效率	0.95
泵效率	0.80
余热源流量/(kg·s ⁻¹)	10

表 3 能量守恒方程
Tab.3 Equations for conservation of energy

器件	公式	隶属循环
蒸发器 1	$m_{p_{1234}}(h_{p_2} - h_{p_1}) = m_{\text{wh}}(h_{\text{wh1}} - h_{\text{wh2}})$	一级热泵
蒸发器 2	$m_{p_{5678}}(h_{p_7} - h_{p_6}) = m_{\text{wh}}(h_{\text{wh3}} - h_{\text{wh4}})$	二级热泵
凝汽器 1	$m_{p_{1234}}(h_{p_3} - h_{p_4}) = m_{\text{ST}}(h_{\text{ST4}} - h_{\text{ST3}})$	一级热泵
凝汽器 2	$m_{p_{5678}}(h_{p_8} - h_{p_5}) = m_{\text{ST}}(h_{\text{ST2}} - h_{\text{ST1}})$	二级热泵
压缩机 1	$W_{p_{23}} = m_{p_{1234}}(h_{p_3} - h_{p_2})$	一级热泵
压缩机 2	$W_{p_{78}} = m_{p_{5678}}(h_{p_8} - h_{p_7})$	二级热泵
阀 1	$h_{p_2} = h_{p_1}$	一级热泵
阀 2	$h_{p_5} = h_{p_6}$	二级热泵
蒸发器 3	$m_{\text{SORC}}(h_2 - h_1) = m_{\text{ST}}(h_{\text{ST4}} - h_{\text{ST1}})$	热机
透平	$W_{23} = m_{\text{SORC}}(h_2 - h_3)$	热机
凝汽器 3	$m_{\text{SORC}}(h_3 - h_4) = m_{\text{env}}h_{25^\circ\text{C}} \rightarrow \infty$	热机
泵	$W_{41} = m_{\text{SORC}}(h_1 - h_4)$	热机

3 结果与讨论

3.1 级联热泵与单级热泵性能对比

级联热泵与单级热泵的 COP 随低温储罐温度变化如图 5 所示。由图 5 可知，在工作流体为 R245FA, T_{HST} 为 123 °C, T_{LST} 分别为 50、32 °C 时, CHP 的 η_{COP} 相比 HP 分别提高约 23.5% 和 26.9%。随着 T_{LST} 进一步下降, CHP 与 HP 的 η_{COP} 均升高, 其中 CHP 的增长率较大, 说明在 ΔT_{ST} 较大的情况下, 即 CB 具有更高的 E_D 下 (式(1)), CHP 相比 HP 更具优势。

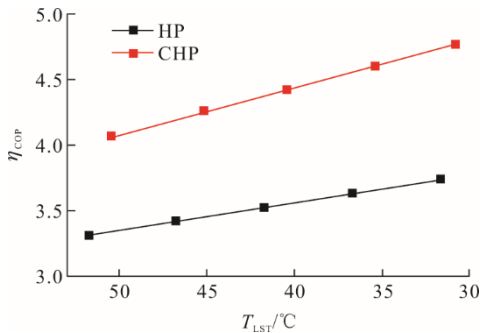


图 5 级联热泵与单级热泵的 COP 随低温储罐温度变化对比
Fig.5 Changes of COP of the CHP and HP with temperature of low-temperature storage tank

CHP 与 HP 的 COP 随充电功率变化对比如图 6 所示。由图 6 可知, 在工作流体为 R245FA, T_{HST} 为 123 °C, CP 分别为 0.65、0.95 kW 时, CHP 的 η_{COP} 相比 HP 分别提高约 13.5% 和 18.8%, 表明在同等电能输入情况下 (式(5)), CHP 可向储热罐工质传递更多热量, 提高系统 E_D 。

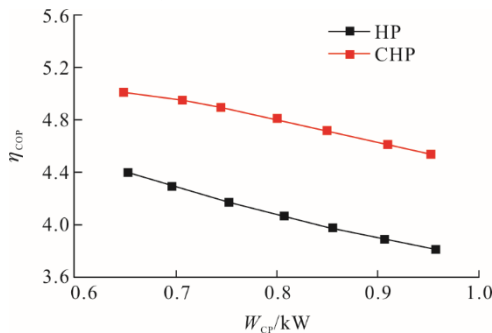


图 6 CHP 与 HP 的 COP 随充电功率变化对比
Fig.6 Changes of COP of the CHP and HP with charging power

图 5 及图 6 证明了 CHP-CB 相比 B-CB 能够提高系统 E_D , 并且在高 E_D 情况下工作性能更优。

3.2 级联热泵卡诺电池工作流体分析

对系统热泵侧进行了 R123、R1233ZD(E)、R1224YD(Z)、R245FA 以及热机侧 R227EA、

R1234YF、R1234ZE(E)、R134A 各 4 种流体的计算。其中热泵侧工质临界温度均在 150 ~185 °C, 保证其在工作时处在亚临界状态; 热机侧工质临界温度均为 100 °C 左右, 保证在设计工况下工质能够保持气态, 且吸热时曲线与储热罐温度线无交叉、膨胀时不经过两相区。各点参数见表 4, 系统工质 PTP 能力对比如图 7 所示。从图 7 可以看出热泵侧采用 R123 与热机侧采用 R1234ZE(E)工质时的 η_{PTP} 最高, 可达到 63.12%, 接下来对 CHP-CB 系统运行的讨论均建立在此工质对工作情况下。

表 4 工质运行参数 单位: °C
Tab.4 Operation parameters of the working fluid

项目	数值
T_{HST}	123
T_{LST}	30
余热源温度 T_{wh}	85
凝汽器 1 入口温度	128
凝汽器 1 出口温度	40
凝汽器 2 出口温度	15
凝汽器 3 出口温度	25
蒸发器 3 出口温度	118

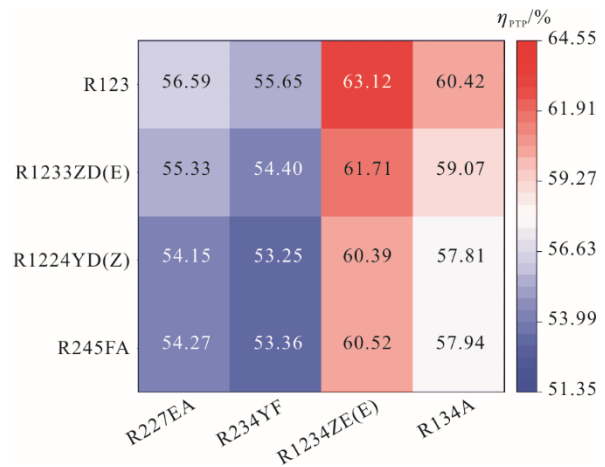


图 7 系统工质 PTP 能力对比
Fig.7 PTP capacity of the system working fluids

3.3 余热源温度 T_{wh} 变化对系统的影响

余热源温度变化对系统影响如图 8 所示。在余热源温度 T_{wh} 从 95 °C 变化到 70 °C 的情况下 (表 5), 由于可供利用的热量减少, T_{LST} 逐渐提高, 导致系统的 E_D 减少、 W_{CP} 减小。由式(4)一式(5)可知, 此时 η_{COP} 升高说明 W_{CP} 减小速度大于 $Q_{out,HP}$ 的减小速度。由于蒸发器 3 能量守恒方程的制约, 热机侧流量发生变化, η_{SORC} 保持不变, 由式(3)可知, η_{PTP} 随 η_{COP} 升高而升高。

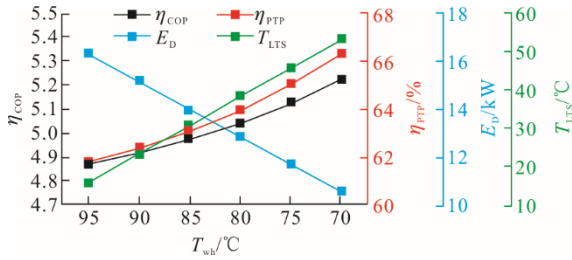


图 8 余热源温度变化对系统影响

Fig.8 Effect of waste heat source temperature on the system

表 5 余热源温度变化运行参数

Tab.5 Operation parameters for waste heat source temperature changes

项目	数值
$T_{HST}/^{\circ}\text{C}$	123
储热罐工质流量 $m_{ST}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	8.72
凝汽器 1 入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	128
凝汽器 1 出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	40
凝汽器 2 出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	15
凝汽器 3 出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	25
蒸发器 3 出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	118

3.4 高低温储罐温度对系统的影响

储热罐运行参数见表 6，通过增大 ΔT_{ST} 以增大系统 E_D 的过程中，提高 T_{HST} 与降低 T_{LST} 对系统的影响分别如图 9、图 10 所示。

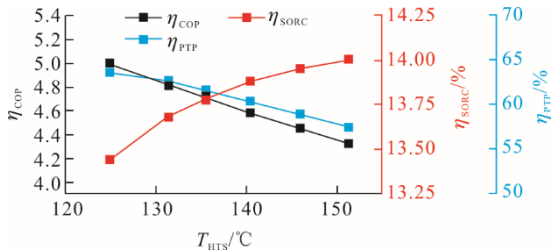


图 9 高温储罐温度对系统影响

Fig.9 Effect of temperature of high-temperature storage tank on the system

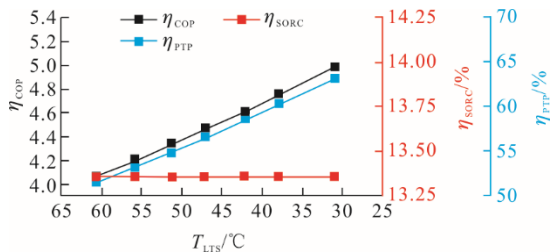


图 10 低温储罐温度对系统影响

Fig.10 Effect of temperature of low-temperature storage tank on the system

由图 9 可知，在 T_{LST} 为 30°C 、增大 T_{HST} 的过程中，由于余热源温度限制，需要大量电能驱动压缩机做功以提高工质温度，导致 η_{COP} 持续下降。提高 T_{HST} 会提高热机工质温度，并提高 η_{SORC} ，但随

着 η_{SORC} 增长率放缓，由式(3)可知， η_{PTP} 主要由 η_{COP} 主导，其随 T_{HST} 升高而下降。

由图 10 可知，当 T_{HST} 为 123°C 并减小 T_{LST} 时，虽然 η_{SORC} 无增长，但 η_{COP} 逐渐提高， η_{PTP} 由 η_{COP} 主导，随之提高，所以对于增大系统 E_D 来说，减小 T_{LST} 比增大 T_{HST} 更具优势。

表 6 储热罐运行参数

单位： $^{\circ}\text{C}$

Tab.6 Operation parameters of the storage tank

项目	数值
T_{wh}	85
凝汽器 1 出口温度	40
凝汽器 2 出口温度	15
凝汽器 3 出口温度	25
蒸发器 3 出口温度	118

3.5 级联热泵中间温度 T_{mid} 对系统的影响

中间温度 T_{mid} 为两级热泵的交接温度，即图 2 中 P_4 、 P_8 点温度，设计时两点温度相同。本部分运行参数同表 4，热泵中间温度影响如图 11 所示。由图 11 可知，当 T_{mid} 上升时，热泵向储热罐工质放热的平均温度上升，使 T_{LST} 提高，其对系统的影响如图 12 所示。由图 12 可知，当 T_{mid} 提高时，由于冷凝器能量守恒方程的限制， T_{LST} 提高，储热罐工质流量 m_{ST} 提高， Q_{out} 变化较少，但一级热泵压力提高，压缩机耗电提高，所以 η_{COP} 随 T_{mid} 提高而减小， η_{PTP} 随之减小。

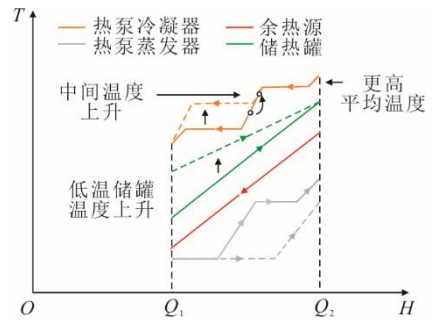


图 11 热泵中间温度影响

Fig.11 Effect of mid-temperature of the heat pump

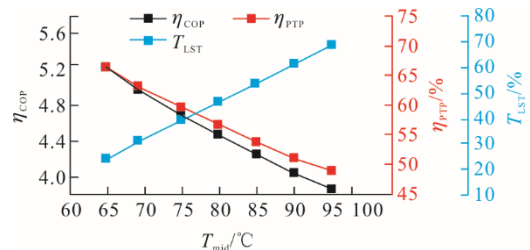


图 12 中间温度变化对系统影响

Fig.12 Effect of mid-temperature change on the system

3.6 系统焓损分析

系统运行参数见表 7，系统热泵侧及热机侧焓损分别如图 13、图 14 所示。系统热泵侧焓损主要集中在二级热泵，其焓损占比较一级热泵多 52%。二级热泵工作温度较高，工作压力跨度较大，焓损较大。其中由于从余热源吸收的热量不同、向储热工质放出的热量不同，两级热泵循环中各器件焓损排序不相同。热机侧焓损主要集中在透平及凝汽器，两者焓损占热机侧焓损的 92.3%。透平前后压力和温度差异较大，导致该位置产生较高的焓损。凝汽器向大环境散热至常温，温度变化大，导致焓损较大。蒸发器中 SORC 工质同储热罐热流体进行换热，两者换热温差较小，因此焓损较小。

表 7 焓损运行参数 单位: $^{\circ}\text{C}$
Tab.7 Parameters for exergy loss

项目	数值
T_{HST}	123
T_{LST}	40
T_{wh}	85
凝汽器 1 入口温度	128
凝汽器 1 出口温度	40
凝汽器 2 出口温度	15
凝汽器 3 出口温度	25
蒸发器 3 出口温度	118

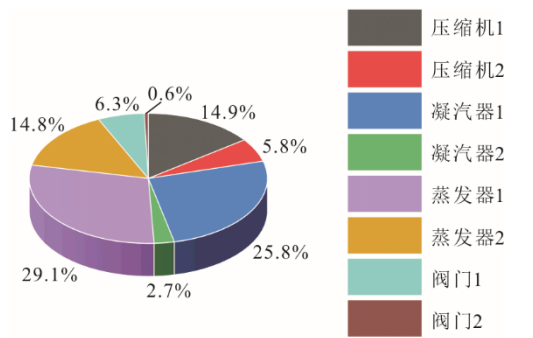


图 13 系统热泵侧焓损

Fig.13 Exergy losses at pump side of the system

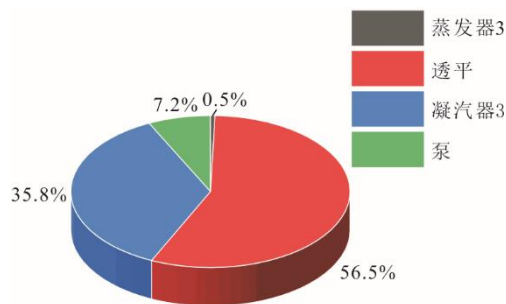


图 14 系统热机侧焓损

Fig.14 Exergy losses at turbine side of the system

4 结 论

本文提出了一种级联热泵耦合超临界有机朗肯循环的卡诺电池，针对单级热泵 CB 在高 E_D 下出现热量的高质低用问题进行了改进，并提高了系统整体性能。模型通过 MATLAB 软件调用 REFPROP 进行计算，对比了 CHP-CB 与 B-CB 系统的 η_{COP} 、 η_{PTP} 、 E_D 等，并对 CHP-CB 进行了不同参数设计研究，主要结论如下。

1) 本文提出的 CHP-CB 相比 B-CB，能够在高 ΔT_{ST} 下实现高 η_{PTP} ，低温储罐温度分别为 50、32 $^{\circ}\text{C}$ 时，CHP-CB 的 η_{COP} 相比 B-CB 分别提高了 23.5% 和 26.9%， T_{LST} 为 30 $^{\circ}\text{C}$ 时 η_{PTP} 可达 63.11%。CB 的 E_D 与 ΔT_{ST} 呈一次关系，在 ΔT_{ST} 为 93 $^{\circ}\text{C}$ 时系统 E_D 可达 13.9 $\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^3$ 。系统同时加强了对余热源的梯级利用，解决了 η_{PTP} 、 E_D 、余热源利用率相互制约问题。

2) CHP 从余热源吸收的热量随着余热源温度的升高而增加，进而加大 ΔT_{ST} ，提高系统的 E_D 。由于 CHP 的凝汽器放热温度对储热罐温度的限制，CHP 的 T_{mid} 即一级热泵的凝汽器进口、二级热泵的凝汽器出口温度越低、 ΔT_{ST} 越大，系统 E_D 越高。

3) 系统主要通过降低 T_{LST} ，固定 T_{HST} 以提高系统 E_D ，反之由于余热源最高温度的限制，热泵侧 η_{COP} 随 T_{HST} 升高而下降， η_{SORC} 增速随之放缓，出现 η_{PTP} 达到最大值 63.11% 后转而下降的情况。

4) CHP 的焓损主要集中在换热温度更高的二级热泵，二级热泵焓损占比较一级热泵多 52%。SORC 侧的焓损主要集中在透平及凝汽器，高温高压工作条件下的器件焓损较大，两者焓损占热机侧焓损的 92.3%。

[参 考 文 献]

- [1] 谢小荣, 马宁嘉, 刘威, 等. 新型电力系统中储能应用功能的综述与展望[J]. 中国电机工程学报, 2023, 43(1): 158-169.
XIE Xiaorong, MA Ningjia, LIU Wei, et al. Functions of energy storage in renewable energy dominated power systems: review and prospect[J]. Proceedings of the CSEE, 2023, 43(1): 158-169.
- [2] 唐文虎, 聂欣昊, 钱瞳, 等. 面向新型电力系统安全稳定的储能应用技术研究综述与展望[J]. 广东电力, 2024, 37(12): 3-15.
TANG Wenhui, NIE Xinhao, QIAN Tong, et al. Review and prospect on application technologies of energy storage for safety and stability of new power system[J]. Guangdong Electric Power, 2024, 37(12): 3-15.
- [3] NOVOTNY V, BASTA V, SMOLA P, et al. Review of carnot battery technology commercial development[J]. Energies, 2022, 15(2): 647.

- [4] 巨星, 徐超, 郝俊红, 等. 新型储能技术进展与挑战II: 物理储能与储热技术[J]. 太阳能, 2024(8): 48-58.
JU Xing, XU Chao, HAO Junhong, et al. Progress and challenges in novel energy storage technologies II: physical energy storage and thermal storage technology[J]. Solar Energy, 2024(8): 48-58.
- [5] FRATE G F, FERRARI L, DESIDERI U. Multi-criteria investigation of a pumped thermal electricity storage (PTES) system with thermal integration and sensible heat storage[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 208: 112530.
- [6] FAN R, XI H. Exergoeconomic optimization and working fluid comparison of low-temperature Carnot battery systems for energy storage[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 51: 104453.
- [7] VECCHI A, KNOBLOCH K, LIANG T, et al. Carnot battery development: a review on system performance, applications and commercial state-of-the-art[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 55: 105782.
- [8] SORKNÆS P, THELLUFSEN J Z, KNOBLOCH K, et al. Economic potentials of Carnot batteries in 100% renewable energy systems[J]. Energy, 2023, 282: 128837.
- [9] WANG D, SUN Z, XU Q, et al. Thermodynamic modeling and analysis of a Carnot battery system integrating calcium looping thermochemical energy storage with coal-fired power plant[J]. Energy Conversion and Management, 2024, 318: 118888.
- [10] BASTA A, BASTA V, SPALE J, et al. Conversion of combined heat and power coal-fired plants to Carnot batteries-prospective sites for early grid-scale applications[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 55: 105548.
- [11] DAWAHDEH A I, MOH'D A A N. Energy and exergy analysis for a novel modified absorption Carnot battery[J]. Journal of Energy Storage, 2025, 114: 115779.
- [12] ZHANG M, SHI L, HU P, et al. Carnot battery system integrated with low-grade waste heat recovery: toward high energy storage efficiency[J]. Journal of Energy Storage, 2023, 57: 106234.
- [13] LI Y, HU P, NI H. Thermal-economic analysis and optimization of a novel segmented energy storage Carnot battery[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 266: 125713.
- [14] DAI R, WEI M, TIAN R. Thermodynamic and advanced exergy analysis of Rankine Carnot battery with cascaded latent heat storage[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 258: 124580.
- [15] DAI R, WEI M, TIAN R, et al. Enhancing performance of Rankine Carnot battery through cascaded latent heat storage with non-uniform volume allocation[J]. Renewable Energy, 2025, 242: 122472.
- [16] ZHAO Y, HUANG J, SONG J, et al. Thermodynamic investigation of a Carnot battery based multi-energy system with cascaded latent thermal (heat and cold) energy stores[J]. Energy, 2024, 296: 131148.
- [17] WEITZER M, MÜLLER D, KARL J. Two-phase expansion processes in heat pump-ORC systems (Carnot batteries) with volumetric machines for enhanced off-design efficiency[J]. Renewable Energy, 2022, 199: 720-732.
- [18] 司化, 申道明, 夏锦红, 等. R134a 制冷机组中压缩机和回热器性能的试验研究[J]. 流体机械, 2024, 52(7): 8-14.
SI Hua, SHEN Daoming, XIA Jinhong, et al. Experimental study on compressor and regenerator operation performance in R134a refrigeration unit[J]. Fluid Machinery, 2024, 52(7): 8-14.
- [19] 王慧荣, 熊联友, 刘立强. 氦液化循环中透平流量的优化及影响因素热力学分析[J]. 低温工程, 2016(4): 41-44.
WANG Huirong, XIONG Lianyou, LIU Liqiang. Turbine mass flow optimization in helium liquefiers and thermodynamic analysis of factors for affecting optimal turbine mass flow[J]. Cryogenics, 2016(4): 41-44.

(责任编辑 邓玲惠)