

文章编号: 1671-6612 (2026) 04-529-12

面向 125°C 工业供热的 高温热泵循环构建与参数优化研究

钱辉金¹ 周霖^{1,2} 彭玉兰^{1,3} 林郁郁¹ 汪郑强¹ 徐晓瑶¹ 张金锐^{1,3}

(1. 中节能城市节能研究院有限公司 常州 213032;

2. 天津大学 天津 300072; 3. 东南大学 南京 210018)

【摘要】 为实现 125°C 工业高温供热并评估 R245fa 低 GWP 替代工质, 基于 Aspen Plus 构建并对比基础循环、回热器循环、经济器循环及组合循环四种方案, 系统分析 R245fa 与 R1233zd(E) 在 20°C 蒸发、125°C 冷凝条件下的 COP、排气温度、湿压缩风险与容积性能。结果表明: R1233zd(E) 在全部循环中均优于 R245fa, 最高 COP 达 2.73; 针对常规螺杆/涡旋压缩机, 经济器循环兼顾安全与能效; 针对耐高温磁悬浮离心压缩机, 组合循环可释放更高性能潜力。综合能效、运行安全与环保等因素, R1233zd(E) 是面向 125°C 工业供热的优选替代工质。

【关键词】 高温热泵; 低 GWP 工质; R1233zd(E); 回热器; 经济器; 热力学性能

中图分类号 TK124 文献标志码 A

Cycle Configuration and Parameter Optimization of High-Temperature Heat Pumps for 125°C Industrial Heating

Qian Huijin¹ Zhou Lin^{1,2} Peng Yulan^{1,3}

Lin Yuyu¹ Wang Zhengqiang¹ Xu Xiaoyao¹ Zhang Jinrui^{1,3}

(1. CECEP City Energy Conservation Co., Ltd, Changzhou, 213032;

2. Tianjin University, Tianjin, 300072; 3. Southeast University, Nanjing, 210018)

【Abstract】 To achieve 125°C industrial high temperature heating and evaluate low global warming potential alternatives to R245fa, this paper establishes and compares four configurations using Aspen Plus: basic cycle, regenerator cycle, economizer cycle, and combined cycle. The study systematically analyzes the COP, discharge temperature, wet compression risk, and volumetric performance of R245fa and R1233zd(E) under conditions of 20°C evaporation and 125°C condensation. The results indicate that R1233zd(E) outperforms R245fa in all cycles with a maximum COP of 2.73. For conventional screw and scroll compressors, the economizer cycle balances safety and energy efficiency. For high temperature resistant magnetic bearing centrifugal compressors, the combined cycle unlocks greater performance potential. Considering energy efficiency, operational safety, and environmental attributes, R1233zd(E) is the optimal alternative working fluid for 125°C industrial heating.

【Keywords】 High-temperature heat pump; Low-GWP refrigerant; R1233zd(E); Internal heat exchanger; Economizer; Thermodynamic performance

基金项目: 江苏省碳达峰碳中和创新专项资金项目资助 (BT2025007); 长三角科技创新共同体联合攻关 (基础研究) 项目 (2024CSJZN01400)

作者简介: 钱辉金 (1988-), 男, 硕士, 正高级工程师, E-mail: qianhuijin@cecep.cn

通讯作者: 张金锐 (1992-), 男, 博士, 工程师, E-mail: zhang_jinrui@yeah.net

收稿日期: 2025-12-16

0 引言

工业部门是全球能源消耗和温室气体排放的主要来源之一。在实现“双碳”目标和全球能源转型的背景下,工业过程热脱碳已成为亟待解决的关键问题,工业过程热需求占据了工业总能耗的很大比例,其中 100℃ 至 200℃ 的中低品位热能需求尤为巨大。Rehfeldt 等人^[1]通过对欧盟工业热需求的自下而上分析发现,造纸、食品饮料及化工等行业存在大量的中低温热需求,且主要依赖化石燃料锅炉供给。Marina 等人^[2]进一步量化了欧洲工业热泵的市场潜力,指出仅在化工、炼油和食品行业,热泵就有望覆盖高达 178TWh/a 的工艺热需求。在中国,工业能耗占全国总能耗的 60% 以上,其中工艺用热占工业能耗的 50%–70%^[3]。随着国家“2060 碳中和”目标的提出,工业用能的清洁化与电气化转型迫在眉睫。高温热泵(High-Temperature Heat Pump, HTHP)作为一种能够高效回收工业废热并将其品位提升至 100℃ 以上来替代传统锅炉的最具潜力的关键技术,随着技术的成熟将在干燥、蒸馏及巴氏杀菌等工艺中发挥核心作用^[4]。

尽管高温热泵技术前景广阔,但将其应用温区扩展至 120℃ 甚至更高仍面临诸多挑战,主要集中在适宜工质的筛选和热力循环的优化设计两个方面。

在工质选择方面,传统的氢氟碳化物(HFCs)如 R245fa 因具有较高的全球变暖潜能值(GWP),正面临《基加利修正案》的淘汰压力。近年来,氢氟烯烃(HFOs)和氢氯氟烯烃(HCFOs)因极低的 GWP 值和优良的热稳定性成为研究热点。Kondou 和 Koyama^[5]的评估表明, R1234ze(Z) 和 R1233zd(E) 在高温工况下性能优异。Mateu-Royo 等人^[6]对比研究发现, HCFO-1233zd(E) 不仅环保属性更佳,其能效比(COP)也优于 R245fa。除了合成工质,自然工质的研究也取得了显著进展。Bamigbetan 等人^[7]综述了烃类(如正丁烷、正戊烷)在高温热泵中的应用,指出其在特定温区具有良好的热力学性能,但需解决易燃性带来的安全问题。此外, Wu 等人^[8]对水蒸汽(R718)压缩技术进行了实验与模拟研究,证实了其在 130℃ 以上温区应用的可行性与高能效潜力。

国内针对高温热泵工质的研究也十分活跃。张迪等人^[9]对新型工质 HFO-1234ze(Z) 在高温热泵中

的应用进行了综述,肯定了其作为 R245fa 替代物的潜力。同时,针对单一工质热物性的限制,混合工质的研究也成为热点。Zhang 等人^[10]将一种新型的二元近共沸混合工质 BY-5 应用于单级热泵循环,在 110~130℃ 冷凝温度下验证了其可行性。此外,针对自然工质, Wu 等人^[11]评估了水作为制冷剂的性能,指出 R718 在 140℃ 以上供热具有显著优势。在循环构建方面,国内学者也开展了大量工作。Hu 等人^[12]对比了单级、两级和三级压缩热泵循环,结果表明随着压缩级数增加,系统能效和焓效率均有提升。对于大温升需求,复叠式循环被广泛采用,例如 Zou 等人^[13]开发了带有喷气增焓的高温级复叠热泵样机,实现了 140℃ 的供热温度。除了传统的压缩式热泵,吸收式及压缩-吸收混合式热泵在中国也有较多研究与应用,例如 Xu 等人^[14]构建了利用电厂冷凝热的溴化锂-水吸收式热泵系统用于区域供暖。

为了克服单一压缩循环在高温升工况下压比过高、排气温度过热及效率衰减等问题,国内外学者针对双级压缩、回热器及经济器循环开展了大量研究。Cao 等人^[15]对比分析了单级、双级及带闪蒸罐等六种热泵系统在低品位废热回收中的表现,指出带闪蒸罐的双级压缩系统在热力性能和经济性上均具有显著优势。Jin 等人^[16]进一步研究了中间补气对双级压缩系统在寒冷地区应用的影响,实验证实了补气技术能有效提升系统制热量并改善低温适应性。针对大压比工况下压缩机易发生液击的问题,张彦廷等人^[17]提出了具有回热特性的双级压缩高温热泵系统,通过中间回热器调节吸气过热度,有效规避了液击风险并提升了 COP。在准二级压缩循环的优化方面,孙文倩等人^[18]设计了结合闪蒸器与回热器的热泵系统,在 120℃ 出水工况下实现了高效运行,且排气温度控制在安全范围内。此外, Li 等人^[19]创新性地探索了经济器与相变蓄热耦合的准二级压缩系统,显著提升了系统在极端工况下的性能。王林等人^[20]则将双级压缩应用于自复叠热泵循环,通过高低沸点组分的分级压缩匹配,有效降低了排气温度和压缩机功耗。

综上所述,现有研究多集中于单一维度的工质对比或特定循环的理论分析,或者针对低温环境下的空气源热泵应用,针对 120℃–130℃ 这一典型工业供热温区^[21],综合考虑新型环保工质替代、多种

循环结构优化及其对系统功耗影响的对比研究仍有待深入。特别是对于 R1233zd(E) 这类新型干工质, 如何通过循环结构的精细化组合来平衡系统功耗、控制排气温度并最大化能效, 仍需进一步量化分析。为实现 125℃ 的高温供热, 本文基于模拟软件 Aspen Plus 对两级、带回热器 (IHX)、带经济器 (Economizer) 等不同热泵循环进行了性能分析, 并对比了 R245fa 和 R1233zd(E) 两种工质下的表现, 重点评估了各项改进措施对系统 COP 和功耗的影响。本研究旨在为工业高温热泵的设计选型及工质替代提供理论依据和数据支持。

1 热力学模型与边界条件

本研究基于化工流程模拟平台 Aspen Plus 对高温热泵系统开展稳态建模与热力性能仿真。热物性计算模型的选择对于模拟结果的准确性具有决定性影响。鉴于本研究选用的工质 R245fa 和 R1233zd(E) 均为卤代烃类, 属于非极性或弱极性流体, 故采用 Peng-Robinson(PR) 状态方程进行物性计算。该方程在预测此类工质在高温高压工况下的气液相平衡行为及热力学性质 (如焓、熵、密度) 方面表现出较高的精度与适用性^[6]。为了简化模型计算并聚焦于循环架构的热力性能对比, 本研究基于以下假设建立模型: 系统处于稳态运行工况, 各状态点参数不随时间波动; 同时, 忽略工质在连接管道及换热器内的流动压降, 即认为工质在除压缩机和节流阀以外的部件中流动时压力保持恒定。换

热器及管道压降通常约占系统高低压差的 1%~3% (约 0.1~0.5 bar), 对应 COP 影响约 0.5%~2%, 显著小于本文不同循环构型间的性能差异; 且同类研究^[6,15,18]普遍采用该简化。由于各方案在统一假设下比较, 该处理不影响不同循环间横向对比结论的有效性。

工质的热力学性质直接决定了循环的构建方式与运行安全性。R245fa 和 R1233zd(E) 均属于干工质或等熵工质。理论上, 此类工质在等熵压缩过程中会自然远离两相区, 进入过热蒸汽区。然而, 如图 1 所示^[26], 这两种工质的饱和蒸汽线斜率 dT/ds 虽然为正值, 但其数值大于等熵压缩线的斜率, 即在压焓图 (P-h Diagram) 中表现为饱和蒸汽线向右上方倾斜的程度较大。当压缩机执行大压比压缩任务时, 垂直向上的等熵压缩路径极易与向右上方倾斜的饱和蒸汽线相交, 从而导致工质进入气液两相区。一旦进入两相区, 压缩机将面临严重的“湿压缩”风险, 可能引发液击现象, 对压缩机叶片或涡旋盘造成不可逆的损坏^[17]。因此, 尽管 R245fa 和 R1233zd(E) 通常被归类为干工质, 但在本研究的高温高压比工况下, 仅依靠工质自身的物性不足以完全规避湿压缩风险。必须通过循环设计确保足够的吸气过热度。鉴于此, 本研究在所有循环模拟中均设定了有效吸气过热度, 以抵消大压比带来的潜在风险, 确保系统的安全稳定运行。在基础循环和经济器循环中, 过热所需热量由冷凝器提供; 在其他循环中, 过热所需热量由回热器提供。

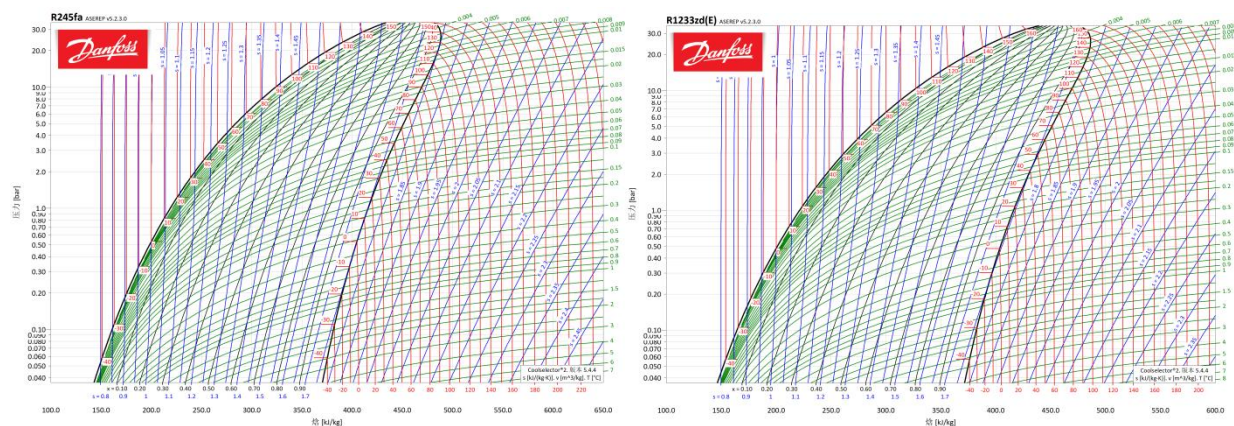


图 1 R245fa 与 R1233zd(E) 压焓图

Fig.1 Pressure-Enthalpy (P-h) diagram of R245fa and R1233zd(E)

为确保模拟过程严格遵循物理规律并避免产生非物理收敛解 (如压缩机吸入液相), 在压缩机

模块的收敛设置中, 强制执行了“仅汽相 (Valid phases: Vapor-Only)”约束, 并启用了气液平衡

(VL) 检查功能。此设置确保压缩机吸气状态始终维持在过热蒸汽区,有效规避了湿压缩可能导致的潜在机械损伤^[17]。为保证不同循环构型对比分析的公平性与科学性,所有模拟均基于统一的边界条件和部件参数设定。制热量基准统一设定为 1000kW,旨在模拟典型的中型工业供热场景^[2,4]。蒸发温度设定为 20℃,以模拟低温工业余热回收工况^[15,18];冷凝温度设定为 125℃,以满足工业蒸汽或高温热水的制备需求^[4,8]。压缩机模型采用多

变效率计算^[15],设定等熵效率为 0.82,机械效率为 0.95,该数值代表了当前先进工业级双级螺杆或涡旋压缩机的性能水平(排气温度≤150℃)^[18]。针对潜在的超高温工况(排气温度接近或超过 200℃),模型参数参考了双级磁悬浮离心压缩机的技术指标^[24]。此外,为确保换热过程的工程可行性,所有换热器(包括冷凝器、蒸发器、回热器及中间换热器)的最小传热温差均设定为大于 5K^[6,15]。详细参数设定如表 1 所示。

表 1 循环模拟关键参数设定

Table 1 Key parameter settings for cycle simulation

参数名称	单位	设定值	说明	参考文献
制热量	kW	1000	比较基准	—
热源/蒸发温度	℃	20	模拟低温工业余热	[6, 22]
供热/冷凝温度	℃	125	满足工业需求	[4, 8, 21]
工质	——	R245fa vs R1233zd(E)	HFC 基准 vs HCFO 替代	[5, 6, 22]
压缩机等熵效率	——	0.82	螺杆/涡旋	[21, 22]
压缩机机械效率	——	0.95	螺杆/涡旋	[6]
总压比	——	15~25	螺杆/涡旋	[12, 23]
有效过热度	K	>10	满足“仅汽相”约束的最小值	[17]
压缩机排气温度限制	℃	≤150	螺杆/涡旋	[4, 8, 25]
	℃	150~200	磁悬浮离心	
换热器最小传热温差	K	>5	确保换热可行性	[6, 24]
物性方法	——	Peng-Robinson	非极性/弱极性流体	[6, 24]

高温热泵的性能系数是由公式(1)计算,性能系数 COP 是由制热功率 Q (kW)、吸气过热所需热量 $Q_{\text{overheating}}$ (kW) 和压缩机功率 W_1+W_2 (kW) 决定的。

$$COP = \frac{Q - Q_{\text{overheating}}}{W_1 + W_2} \quad (1)$$

本文从物性计算与循环结构两个维度对系统模型进行了可靠性验证。在物性层面,将 Aspen Plus 中利用 Peng-Robinson 状态方程求解的 R245fa 与 R1233zd(E)饱和蒸汽压、气相密度及气相焓值同 NIST REFPROP 10.0 数据库进行了比对。在 20℃至 125℃温度区间内,各项关键热力学参数的最大偏差均小于 2%。在系统层面,本文构建了以 R245fa 与 R1233zd(E)为工质的双级压缩热泵基础循环,设定蒸发温度为 20℃、冷凝温度为 110℃,并将其性能参数与 Jiang 等^[22]在相近工况下的仿真数据进行对比。结果显示,系统 COP、压缩机排气温度及

各级压比等核心参数的相对偏差均在 3%以内。上述验证结果表明,本文所构建的计算模型具有良好的准确性与可靠性。

2 高温热泵循环

基础循环为双级压缩热泵循环。由于蒸发温度(20℃)与冷凝温度(125℃)之间存在巨大温差,系统运行的总压比高达 15~25。在此工况下,若采用单级压缩循环,将面临极低的容积效率和过高的排气温度,严重威胁系统的安全性与使用寿命。因此,本研究选取串联双级压缩循环作为性能对比的基准方案基础循环。

如图 2 所示,该循环主要由低压级压缩机 (COMP1)、高压级压缩机 (COMP2)、冷凝器 (COND)、蒸发器 (EVA)、节流阀 (VALVE) 及吸气过热加热器 (HEATER) 依次串联构成。工质在蒸发器中吸收低品位热量蒸发后,先经低压级

压缩机压缩至中间压力, 随即直接进入高压级压缩机进一步压缩至冷凝压力, 最终在冷凝器中释放热量并冷凝为液体, 经节流降压后返回蒸发器。此基

础模型未采取任何中间冷却或回热措施, 旨在评估最基础的双级压缩架构在高温大温升工况下的热力学表现。

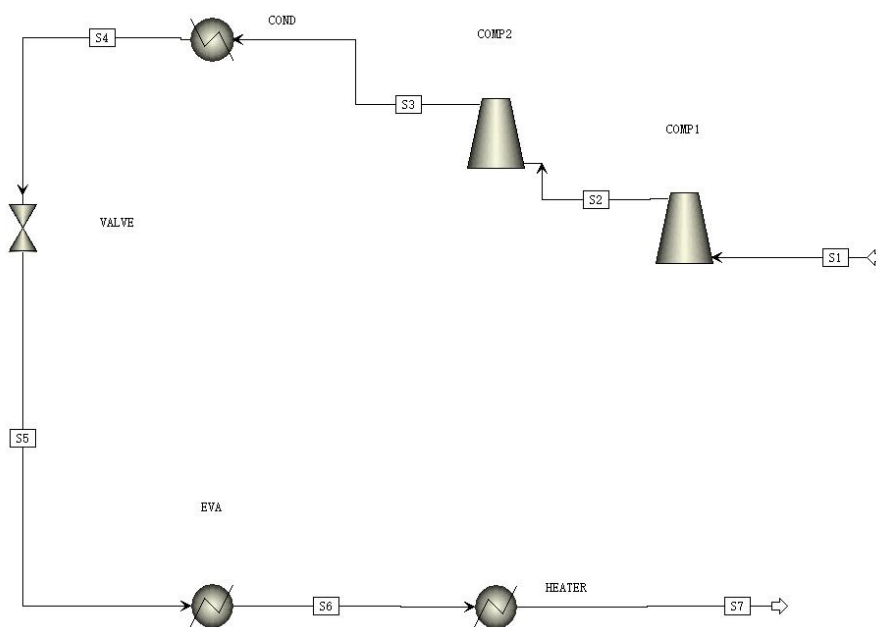


图 2 基础双级压缩热泵循环流程图

Fig.2 Flowsheet of the basic two-stage compression heat pump cycle

为回收冷凝后液态工质的显热并提升压缩机吸气过热度, 回热器循环在基础循环架构上引入了吸气回热器 (Internal Heat Exchanger, IHX)。如图 3 所示, 从冷凝器流出的高温高压液态工质进入回热器的热侧, 与来自蒸发器的低温低压气态工质 (冷侧) 进行逆流换热。该过程引发了两方面的热

力学效应: 一方面, 高压液体的过冷度显著增加, 从而提升了蒸发器的单位制冷量; 另一方面, 低压吸气温度的升高虽然导致压缩机吸气比容增大及功耗上升, 但有效提升了吸气过热度, 使其工况点进一步远离湿压缩区域。

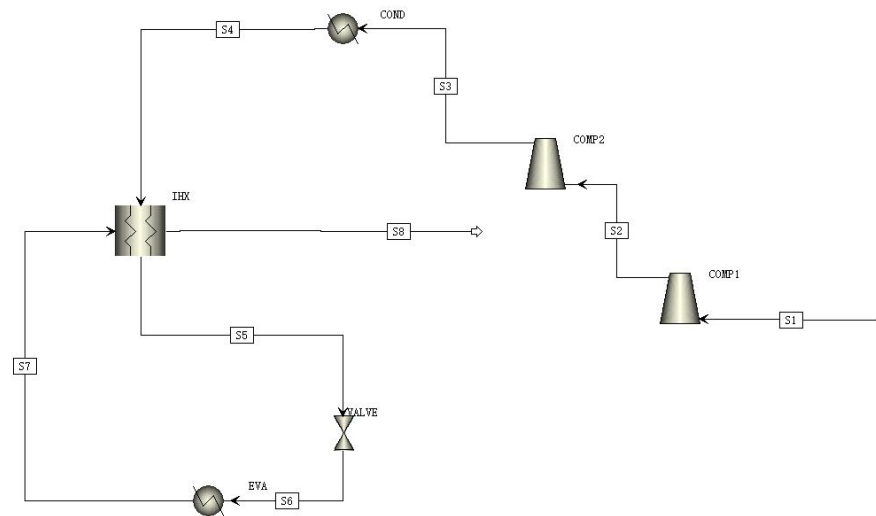


图 3 带回热器 (IHX) 的双级压缩循环流程图

Fig.3 Flowsheet of the two-stage compression cycle with Internal Heat Exchanger (IHX)

为有效降低高压级压缩机的排气温度并改善循环效率,经济器循环引入了经济器(Economizer, ECO)系统,本研究选用中间换热器形式的经济器。如图4所示,冷凝器出口的高压液体被分流为两路:主路(Main Stream)进入经济器的热侧被过

冷;支路(Injection Stream)经膨胀阀降压后进入经济器的冷侧。支路工质在经济器中吸收主路热量而蒸发,随即汇入低压级压缩机的排气管道,与低压排气混合后进入高压级压缩机。主路工质在过热加热器加热后进入低压级压缩机进气口。

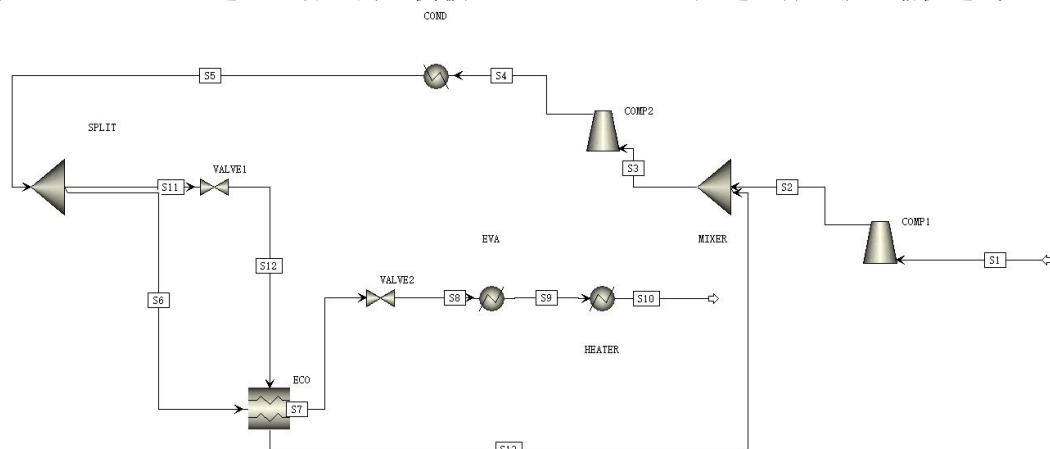


图4 带经济器(ECO)的双级压缩循环流程图

Fig.4 Flowsheet of the two-stage compression cycle with Economizer (ECO)

为融合回热器提升过冷度与经济器降低排气温度的双重优势,本研究构建了回热器和经济器循环,即带回热器与经济器的组合循环。如图5所示,该系统在冷凝器出口首先经过分流器(SPLIT)。一部分工质作为补气支路,经节流阀(VALVE1)降压后进入经济器(ECO)的冷侧;另一部分作为主路,先流经经济器的热侧被初步过冷,随后进入

回热器(IHX)的热侧被进一步深度过冷。在回热器中,主路液体与来自蒸发器的低压气体进行换热,提升了低压级压缩机(COMP1)的吸气过热度。从低压级排出的气体与来自经济器冷侧的中压气体在混合器(MIXER)中混合,从而降低了进入高压级压缩机(COMP2)的吸气温度。

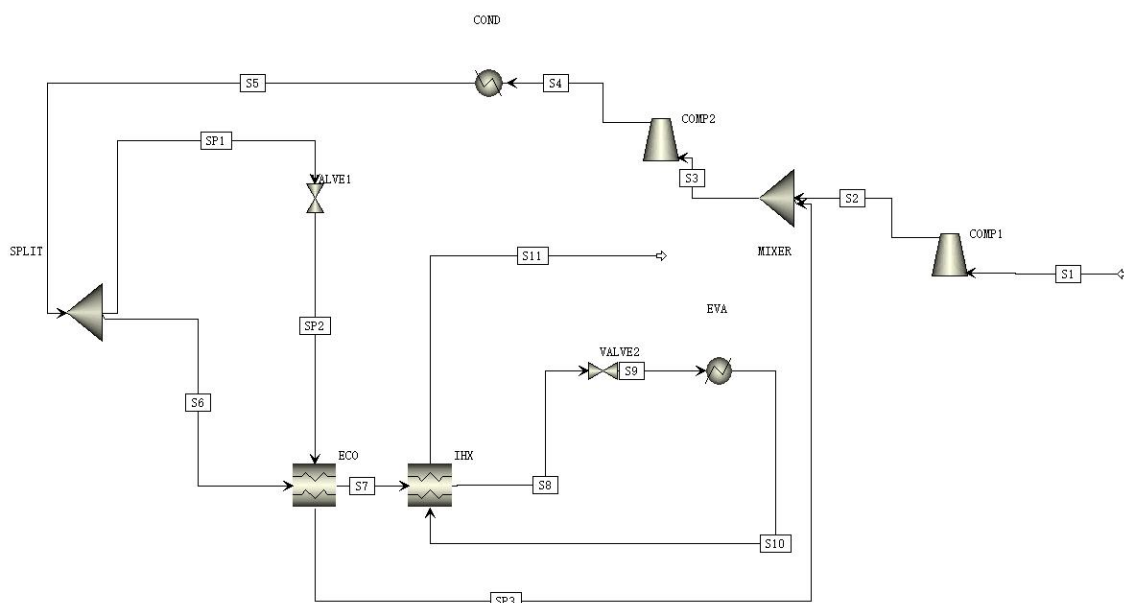


图5 带回热器与经济器的组合双级压缩循环流程图

Fig.5 Flowsheet of the combined two-stage compression cycle with both IHX and ECO

3 结果与讨论

在基于 Aspen Plus 构建的四种高温热泵循环模型（基础循环、回热器循环、经济器循环、回热器与经济器组合循环）中，本章详细分析了 R245fa 和 R1233zd(E) 两种工质在 20℃ 蒸发、125℃ 冷凝工况下的热力学性能。重点分析了不同循环构型对系统性能系数（COP）、压缩机排气温度及系统功耗的影响，并对带经济器循环中的分流比进行了优化分析。

3.1 基础循环

基础循环的模拟结果如表 2 所示。在 20℃ 至 125℃ 的大温升工况下，系统整体运行压力比较高。R1233zd(E) 的总压比为 16.1，略低于 R245fa 的 17.3。从运行压力水平来看，R1233zd(E) 的高低压侧压力（1.08bar/17.35bar）均低于 R245fa（1.23bar/21.30bar）。采用 R1233zd(E) 对系统的承压要求相对较低，有利于降低设备制造成本。

受工质饱和蒸汽线斜率特性的影响，两种工质在 20℃ 起始压缩时均面临湿压缩风险。为严格满足压缩机“仅汽相”运行的约束条件，系统必须引入吸气过热。模拟结果显示，R245fa 需要 14.5℃ 的有效过热度，而 R1233zd(E) 需要 10.5℃。其机理在于 R1233zd(E) 在 T-s 图上的饱和蒸汽线斜率（dT/ds）更大，与等熵压缩线偏离程度更高，在相同压比下进入两相区的风险更低，因此仅需更小过热度即可满足安全约束。由此，R245fa 循环需加热器提供 115.87kW 的热量，显著高于 R1233zd(E) 的 67.44kW。根据公式（1）定义的 COP 计算方式，这部分用于过热的热量（ $Q_{\text{overheating}}$ ）被视为系统总制热量的扣除项，从而直接降低了系统的有效制热收益。

得益于双级压缩两个循环压缩出口最高温度都控制在 130℃ 左右，处于安全范围。在容积性能方面，尽管 R245fa 的质量流量（34300kg/h）明显高于 R1233zd(E)（28890kg/h），但在一级压缩机进口体积流量上，R1233zd(E)（83001.23L/min）略高于 R245fa（81371.76L/min）。这意味着在相同制热量下，使用 R1233zd(E) 所需的压缩机排量略大，即 R245fa 拥有稍高的单位容积制热量，有利于缩小设备体积。

在系统能效（COP）对比中，R1233zd(E) 表现出显著优势。一方面，R1233zd(E) 的总压缩功耗

（520.48kW）明显低于 R245fa（581.54kW）；另一方面，如前所述，R1233zd(E) 用于防止湿压缩的额外热负荷更小。综合上述因素，R1233zd(E) 在基础循环下的 COP 达到 1.79，相比 R245f 的 1.52 提升了约 17.8%。这表明在相同的高温供热工况下，新型环保工质 R1233zd(E) 不仅具备环境友好属性，在能源利用效率上也明显优于传统的 R245fa。

表 2 基础循环模拟结果

Table 2 Simulation results of base cycle

参数名称	单位	R245fa	R1233zd(E)
压缩机 1 进口压力	bar	1.23	1.08
压缩机 1 出口压力	bar	5.12	4.33
压缩机 2 进口压力	bar	5.12	4.33
压缩机 2 出口压力	bar	21.30	17.35
压缩功 1	kW	295.95	260.19
压缩功 2	kW	285.59	260.29
冷凝器出口温度	℃	125.08	124.71
冷凝器供热功率	kW	-1000.41	-1000.20
蒸发器出口温度	℃	20.03	20.08
蒸发器吸热功率	kW	303.01	412.28
防止湿压缩加热	kW	115.87	67.44
压缩机 1 进口温度	℃	34.50	30.50
压缩机 1 出口温度	℃	75.62	74.58
压缩机 2 进口温度	℃	75.62	74.58
压缩机 2 出口温度	℃	129.36	130.14
制冷剂流量	kg/h	34300.00	28890.00
制冷剂体积流量 ^a	L/min	81371.76	83001.23
COP	—	1.52	1.79
COP ^b	—	1.72	1.92

注：^a 为压缩机 1 进口的流量，即循环体积流量最大值；

^b 为不计防止湿压缩所需热量的循环 COP。

3.2 回热器循环

基础循环的模拟结果如表 3 所示。与基础循环相比，引入回热器（IHx）后最显著的变化在于系统不再需要外部热源来防止湿压缩。数据显示，在所有模拟工况下，防止湿压缩所需的加热量均为 0.00kW。这是因为回热器有效利用了冷凝器出口的高温高压制冷剂液体与压缩机吸气口处的低温低压气体进行热交换，在通过过冷液体回收热量的同时，自然地提高了吸气过热度，从而避免了液击

风险。

压缩机排气温度是回热循环设计的关键约束变量。本研究依据不同压缩机类型的技术特点，分析了三种温度约束下的运行结果：150℃工况代表了当前工业级双级螺杆或涡旋压缩机的安全运行极限；而 200℃ 及 >200℃ 工况则参考了双级磁悬浮离心压缩机的技术指标，旨在探索先进装备支持下的回热循环理论性能边界。结果表明，回热量增加时，系统存在“正负双效应”：液体侧放热提高过冷度并提升蒸发器吸热能力（正效应），但气体侧吸气温度上升导致比容增大、压缩功上升（负效应）。两者共同作用使 COP 呈“先升高后趋于平缓”的变化趋势。若不加限制，虽然系统 COP 可

达最大值 2.53，但这将对压缩机材料的耐热性能提出极高挑战。

高效的内部热回收直接转化为系统能效的显著提升。在符合常规工程应用的 150℃ 控温工况下，R1233zd(E) 的 COP 达到 2.08，相比同工况下的 R245fa（COP1.94）高出约 7.2%，相比基础循环下的自身表现（COP1.79）更是提升了 16.2%。综上所述，R1233zd(E) 在回热循环中展现出更优异的热力匹配特性，能以更高的能源利用效率满足常规温度约束。然而，值得注意的是，R1233zd(E) 在获得高能效的同时，其所需的压缩机吸气容积流量略大于 R245fa，这意味着在相同制热量下可能需要更大排量的压缩机设备。

表 3 回热器循环模拟结果

Table 3 Simulation results of cycle with IHX

参数名称	单位	压缩机出口 150℃		压缩机出口 200℃		压缩机出口 >200℃	
		R245fa	R1233zd(E)	R245fa	R1233zd(E)	R245fa	R1233zd(E)
压缩机 1 进口压力	bar	1.23	1.08	1.23	1.08	1.23	1.08
压缩机 1 出口压力	bar	5.12	4.33	5.12	4.33	5.12	4.33
压缩机 2 进口压力	bar	5.12	4.33	5.12	4.33	5.12	4.33
压缩机 2 出口压力	bar	21.30	17.35	21.30	17.35	21.30	17.35
压缩功 1	kW	258.62	237.83	206.75	200.65	201.39	192.17
压缩功 2	kW	257.43	243.09	213.85	211.45	209.03	203.71
冷凝器出口温度	℃	125.08	124.71	125.08	124.71	125.08	124.71
冷凝器供热功率	kW	-999.90	-1000.00	-1000.00	-999.86	-999.63	-1000.08
蒸发器出口温度	℃	20.03	20.08	20.03	20.08	20.03	20.08
蒸发器吸热功率	kW	483.85	519.05	579.35	587.76	589.21	604.21
回热器换热功率	kW	239.22	168.00	412.74	334.17	430.29	371.88
防止湿压缩加热	kW	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
压缩机 1 进口温度	℃	56.30	50.00	107.60	99.00	115.08	114.72
压缩机 1 出口温度	℃	97.88	94.77	150.33	145.73	157.99	162.13
压缩机 2 进口温度	℃	97.88	94.77	150.33	145.73	157.99	162.13
压缩机 2 出口温度	℃	149.33	149.28	199.94	199.93	207.54	216.58
制冷剂流量	kg/h	26400.00	24600.00	17980.00	17770.00	17150.00	16280.00
制冷剂体积流量 ^a	L/min	70835.78	75661.94	56362.99	63589.20	54880.29	60859.25
COP	——	1.94	2.08	2.38	2.43	2.44	2.53

注：^a 为压缩机 1 进口的流量，即循环体积流量最大值。

3.3 经济器循环

经济器循环引入了中间补气技术，其性能高度

依赖于分流比例的优化。如图 6 所示，对分流比例与系统 COP 进行了二次多项式拟合，两条拟合曲

线均呈典型抛物线形态, R1233zd(E)和 R245fa 分别在分流比为 0.45 和 0.43 时达到最高 COP。分流比过低时中间冷却不足、二级压缩功偏高;分流比过高时主路流量被过度削弱、蒸发器吸热下降,二者竞争共同决定最优点。

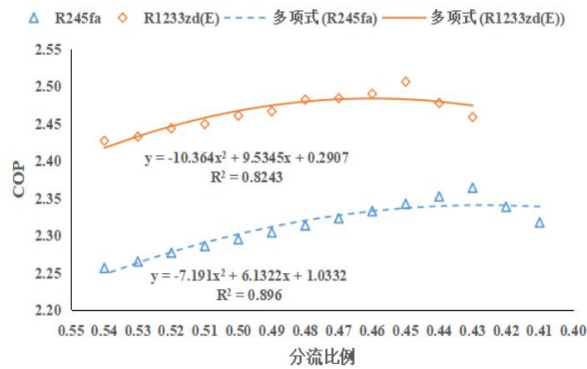


图 6 R245fa 与 R1233zd(E)分流比例和 COP 关系及拟合曲线

Fig.6 Split ratio vs COP for R245fa and R1233zd(E) with quadratic fitting

与回热器循环不同,仅依靠经济器并不能完全消除湿压缩风险。表 4 数据显示,为满足压缩机吸气“仅汽相”的运行约束,R245fa 和 R1233zd(E)仍分别需要 54.64kW 和 36.35kW 的外部加热量。尽管 R1233zd(E)所需的加热量较 R245fa 更低,但这部分热负荷根据公式(1)仍被计为系统有效制热收益的扣除项,降低系统的 COP。

在排气温度方面,经济器的级间补气冷却效应发挥了关键作用。两种工质的二级压缩排气温度被分别控制在 146.75℃(R245fa)和 146.64℃(R1233zd(E))。这一温度水平低于 150℃的安全阈值,表明该循环完全适用于当前工业级双级螺杆或涡旋压缩机,无需依赖昂贵的耐超高温特种设备,具有较好的工程落地性。

在系统能效对比中,R1233zd(E)再次展现出优势。得益于较低的湿压缩加热扣除项和工质自身的热力特性,R1233zd(E)的 COP 达到 2.50,优于 R245fa 的 2.36。然而,这种能效优势伴随着设备体积的权衡:R1233zd(E)的一级压缩机吸气体积流量为 44732.75L/min,显著高于 R245fa 的 38371.64L/min。这意味着在相同制热量下,采用 R1233zd(E)工质需要配置排量更大的压缩机。

表 4 经济器循环模拟结果

Table 4 Simulation results of cycle with ECO

参数名称	单位	R245fa	R1233zd(E)
压缩机 1 进口压力	bar	1.23	1.08
压缩机 1 出口压力	bar	5.12	4.33
压缩机 2 进口压力	bar	5.12	4.33
压缩机 2 出口压力	bar	21.30	17.35
压缩功 1	kW	139.56	140.23
压缩功 2	kW	260.48	245.27
冷凝器出口温度	℃	125.08	124.71
冷凝器供热功率	kW	-999.83	-1000.18
蒸发器出口温度	℃	20.03	20.08
蒸发器吸热功率	kW	545.14	578.34
防止湿压缩加热	kW	54.64	36.35
经济器换热功率	kW	402.26	356.14
压缩机 1 进口温度	℃	34.50	30.50
压缩机 1 出口温度	℃	75.62	74.58
压缩机 2 进口温度	℃	75.62	74.58
压缩机 2 出口温度	℃	146.75	146.64
制冷剂总流量	kg/h	27052.63	25112.90
分流比例	—	0.43	0.45
制冷剂体积流量 ^a	L/min	38371.64	44732.75
COP	—	2.36	2.50
COP ^b	—	2.50	2.59

注:^a为压缩机 1 进口的流量,即循环体积流量最大值;
^b为不计防止湿压缩所需热量的循环 COP。

3.4 经济器与回热器循环

经济器与回热器循环的模拟结果如表 5 所示。该循环旨在耦合经济器的能效优势与回热器的过热保障功能。引入回热器后,系统利用冷凝器出口液体的显热加热吸气,使得两种工质在防止湿压缩所需的外部加热量均成功降为零,从而消除了单一经济器循环中需要的防止湿压缩加热。

然而,回热器在此循环中的热回收潜力受到了经济器的显著制约。在组合循环中,冷凝器出口高压液体先在经济器热侧放热完成预过冷,显著消耗液体显热储量,随后进入 IHX 时液体温度与焓值已降低,导致 IHX 两侧可用温差缩小。模拟显示 R1233zd(E)在组合循环中的回热器换热功率仅为 135.36kW,明显低于单一回热循环,出现串联热交换衰减。因此,组合循环中回热器虽可消除湿压缩加热需求,但其额外 COP 增益受限,系统性能

提升主要来自经济器补气作用。

此外，双重热回收效应（经济器补气+回热器吸气过热）的叠加导致二级压缩排气温度的升高。表 5 显示，R245fa 和 R1233zd(E)的排气温度分别达到 162.35℃和 167.21℃。这一温区已完全突破了常规螺杆或涡旋压缩机的安全运行极限。因此，该循环方案必须依托于如前文 3.2 节所述的磁悬浮离心压缩机等耐高温先进装备，这在换取极致能效的同时，也显著推高了系统的设备技术门槛。

表 5 经济器与回热器循环模拟结果

Table 5 Simulation results of cycle with ECO&IHX			
参数名称	单位	R245fa	R1233zd(E)
压缩机 1 进口压力	bar	1.23	1.08
压缩机 1 出口压力	bar	5.12	4.33
压缩机 2 进口压力	bar	5.12	4.33
压缩机 2 出口压力	bar	21.30	17.35
压缩功 1	kW	134.89	135.99
压缩功 2	kW	243.52	230.26
冷凝器出口温度	℃	125.08	124.71
冷凝器供热功率	kW	-999.81	-1000.47
蒸发器出口温度	℃	20.03	20.08
蒸发器吸热功率	kW	621.39	634.21
回热器换热功率	kW	148.06	135.36
防止湿压缩加热	kW	0.00	0.00
经济器换热功率	kW	348.98	307.19
压缩机 1 进口温度	℃	63.88	63.69
压缩机 1 出口温度	℃	105.62	108.98
压缩机 2 进口温度	℃	105.62	108.98
压缩机 2 出口温度	℃	162.35	167.21
制冷剂总流量	kg/h	23543.86	21661.29
分流比例	——	0.43	0.38
制冷剂体积流量 ^a	L/min	36910.71	43204.09
COP	——	2.64	2.73

注：^a 压缩机 1 进口的流量，即循环体积流量最大值。

尽管存在上述制约与挑战，在消除了防止湿压缩的加热负荷后，R1233zd(E)的能效表现依然优于 R245fa。模拟结果显示，R1233zd(E)的 COP 达到 2.73，略高于 R245fa 的 2.64，相对提升幅度约为 3.4%。从循环改进的效果来看，与单一经济器循环相比，引入回热器构建的组合循环使 R1233zd(E)

的 COP 提升了约 9.2%，而 R245fa 的 COP 提升幅度则更为显著，达到约 11.9%。

在容积性能方面，R1233zd(E)的制冷剂体积流量比 R245fa 高出约 17.0%。这一数据意味着，在相同制热需求下，采用 R245fa 可以使用排量更小的压缩机来实现与 R1233zd(E)较为接近的能效水平，从而在设备初投资上具备一定优势。然而，综合考量长期运行能效收益，以及 R1233zd(E)的极低 GWP（R1233zd(E)：4.5，R245fa:1030）等环保特性，R1233zd(E)仍是配套先进耐高温压缩机的高效工业热泵系统的更佳工质选择。

4 结论

为实现 125℃的工业高温供热并探索 R245fa 的低 GWP 替代方案，本文基于 Aspen Plus 模拟平台，对比分析了 R245fa 和 R1233zd(E)两种工质在基础循环、回热器循环、经济器循环及组合循环中的热力学性能。通过对系统能效、排气温度、湿压缩风险及容积性能的综合评估，得出以下主要结论：

新型工质 R1233zd(E)在高温工业热泵领域展现出显著的综合优势，是替代 R245fa 的理想选择。在所有研究的循环构型中，R1233zd(E)的 COP 均优于 R245fa。得益于其较低的饱和蒸汽线斜率，R1233zd(E)在防止湿压缩所需的额外热负荷较小，从而降低了系统的能耗扣除项。特别是在消除湿压缩影响后的组合循环中，R1233zd(E)的 COP 高达 2.73，较 R245fa 提升了 3.4%，且其极低的 GWP 值使其成为替代高 GWP 工质 R245fa 的理想选择。尽管其制冷剂体积流量较 R245fa 高约 17%，意味着在相同制热量下需要配置排量更大的压缩机，并在一定程度上增加设备尺寸和初投资，但从全生命周期角度看，其更优的能效表现与突出的环保特性仍使其在高温工业热泵应用中具有更高的综合应用价值。

回热器是消除湿压缩风险的有效手段。针对 R245fa 和 R1233zd(E)在大压比工况下的湿压缩风险，引入回热器可有效利用冷凝液体的显热提升吸气过热度，将防止湿压缩所需的外部加热功耗降为零，极大提升了系统的运行可靠性。

循环架构与压缩机技术的匹配决定了系统性能边界。对于常规工业级双级螺杆或涡旋压缩机

(排气温度 $\leq 150^{\circ}\text{C}$),经济器循环是兼顾能效与安全性的最佳选择。模拟结果表明,R1233zd(E)在该循环下的排气温度被控制在 146.64°C ,满足设备安全限制,且COP达到2.50,显著优于同温区下回热器循环的2.08。尽管经济器循环仍需少量外部加热以防湿压缩,但其较高的能效收益使其成为常规设备条件下的更佳方案。对于先进的耐高温磁悬浮离心压缩机,经济器与回热器组合循环能释放最大潜力。虽然该循环导致排气温度升至 167.21°C ,但其COP达到2.73。

参考文献:

- [1] Rehfeldt M, Fleiter T, Toro F. A bottom-up estimation of the heating and cooling demand in European industry[J]. *Energy Efficiency*, 2018,11:1057-1082.
- [2] Marina A, Spoelstra S, Zondag H A, et al. An estimation of the European industrial heat pump market potential[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021,139:110545.
- [3] 董益秀,王如竹.高温热泵的循环、工质研究及应用展望[J].*化工学报*,2023,74(1):133-144.
- [4] Arpagaus C, Bless F, Uhlmann M, et al. High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials[J]. *Energy*, 2018,152:985-1010.
- [5] Kondou C, Koyama S. Thermodynamic assessment of high-temperature heat pumps using low-GWP HFO refrigerants for heat recovery[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015,53:126-141.
- [6] Mateu-Royo C, Navarro-Esbrí J, Mota-Babiloni A, et al. Thermodynamic analysis of low GWP alternatives to HFC-245fa in high-temperature heat pumps: HCFO-1224yd(Z), HCFO-1233zd(E) and HFO-1336mzz(Z)[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019,152:762-777.
- [7] Bamigbetan O, Eikevik T M, Neksa P, et al. Review of vapour compression heat pumps for high temperature heating using natural working fluids[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017,80:197-211.
- [8] Wu D, Yan H, Hu B, et al. Modeling and simulation on a water vapor high temperature heat pump system[J]. *Energy*, 2019,168:1063-1072.
- [9] 张迪,杨刚,刘冬鹏,等.新型低 GWP 高温热泵工质 HFO-1234ze(Z)的研究进展[J].*化工学报*,2020, 71,(9): 3995-4005.
- [10] Zhang Y, Zhang Y F, Yu X H, et al. Analysis of a high temperature heat pump using BY-5 as refrigerant[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017,127:1461-1468.
- [11] Wu D, Hu B, Wang R Z, et al. The performance comparison of high temperature heat pump among R718 and other refrigerants[J]. *Renewable Energy*, 2020,154: 715-722.
- [12] Hu B, Wu D, Wang L W, et al. Exergy analysis of R1234ze(Z) as high temperature heat pump working fluid with multi-stage compression[J]. *Frontiers in Energy*, 2017,11,(4):493-502.
- [13] Zou H M, Li X, Tang M S, et al. Temperature stage matching and experimental investigation of high-temperature cascade heat pump with vapor injection[J]. *Energy*, 2020,212:118734.
- [14] Xu Z Y, Mao H C, Liu D S, et al. Waste heat recovery of power plant with large scale serial absorption heat pumps[J]. *Energy*, 2018,165:1097-1105.
- [15] Cao X Q, Yang W W, Zhou F, et al. Performance analysis of different high-temperature heat pump systems for low-grade waste heat recovery[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014,71:291-300.
- [16] Jin X, Wu Z, Zhang K, et al. Analysis of performance and economical efficiency of two-stage compression heat pump system with inter-stage injection in cold regions of northern China[J]. *Building Simulation*, 2019,12:551-562.
- [17] 张彦廷,黄峥,张皓,等.具有回热特性的双级压缩高温热泵系统热力学性能分析及研究[J].*热力发电*,2021, 50,(7):40-47.
- [18] 孙文倩,黄国华,谷再丰,等.准二级高温热泵循环的性能分析及实验研究[J].*制冷学报*,2024,45,(5):98-104.
- [19] Li Y, Liu S, Zhao Y, et al. Performance study of a quasi-two-stage compression air-source heat pump system with an economizer coupled phase change accumulator[J]. *Energy & Buildings*, 2024,317:114384.
- [20] 王林,郭飞燕,谈莹莹,等.双级压缩自复叠热泵的循环特性研究[J].*工程热物理学报*,2025,46,(3):744-751.
- [21] Kosmadakis G, Arpagaus C, Neofytou P, et al.

- Techno-economic analysis of high-temperature heat pumps with low-global warming potential refrigerants for upgrading waste heat up to 150 °C [J]. *Energy Conversion and Management*, 2020,226:113488.
- [22] Jiang J, Hu B, Wang R Z, et al. Theoretical performance assessment of low-GWP refrigerant R1233zd(E) applied in high temperature heat pump system[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2022,131:897-908.
- [23] Adamson K M, Walmsley T G, Atkins M J, et al. High-temperature and transcritical heat pump cycles and advancements: A review[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2022,167:112798.
- [24] Hu B, Xu S Z, Wang R Z, et al. Investigation on advanced heat pump systems with improved energy efficiency[J]. *Energy Conversion and Management*, 2019,192:161-170.
- [25] Liu H, Zhao B Y, Zhang Z P, et al. Experimental validation of an advanced heat pump system with high-efficiency centrifugal compressor[J]. *Energy*, 2020,213:118968.
- [26] Danfoss. Coolselector®2[EB/OL]. <https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/>. [2026-06-04]
-

（上接第518页）

- [14] Zhang P, Wang B, Shi W, et al. Modeling and performance analysis of a two-phase thermosyphon loop with partially/fully liquid-filled downcomer[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015,58:172-185.
- [15] Zhang H, Shao S, Xu H, et al. Simulation on the performance and free cooling potential of the thermosyphon mode in an integrated system of mechanical refrigeration and thermosyphon[J]. *Applied Energy*, 2017,185:1604-1612.
- [16] Ding T, Wen Cao H, Guang He Z, et al. Boiling heat transfer characteristics of the R744 coolant in the evaporator of the separated heat pipe system[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017,113:1254-1264.
- [17] Zhang H, Shao S, Gao Y, et al. The effect of heating power distribution on the startup time and overshoot of a loop thermosyphon with dual evaporators[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018,132:554-559.