

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-09

doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250707001

## 中小型冷库用复叠系统制冷剂替代研究

何永宁<sup>1</sup> 王苏澳<sup>1</sup> 赵希航<sup>1</sup> 邱明召<sup>2</sup> 曹文良<sup>1</sup> 张振亚<sup>1</sup> 邢林芬<sup>1</sup>

(1 郑州轻工业大学能源与动力工程学院 郑州 450000; 2 郑州长城科工贸有限公司 郑州 450041)

**摘要** 中小型冷库在国民生活中发挥重要作用,使用量巨大,冷库用制冷机组的低碳化运行意义重大。复叠制冷机组可满足冷库对低温和高能效运行需求,在用的R134a/CO<sub>2</sub>复叠式系统性能表现良好。随着制冷剂使用政策的进一步收紧,寻找更低GWP的制冷剂具有重要意义。本文选取R515B、R513A、R449A、R448A和R450A替代传统制冷剂R134a,通过热力学、焓、环境与经济维度开展性能综合评价。结果表明:在蒸发温度为-50℃时,R515B、R513A与R450A在COP及压缩机功耗方面与R134a相当,R515B高温级排气温度下降9.97℃,运行稳定性提升显著。与R134a相比,在冷凝温度为50℃时,R450A焓效率减小0.41%,焓损失增加1.38%。R450A直接碳排放较R134a减少57.86%。R450A热力学性能接近R134a,基于能效、焓、环境与经济性4个维度分析,其综合能源利用率最优。

**关键词** 小型冷库;复叠式制冷;制冷系统;制冷剂替代

中图分类号:TB657;TB64

文献标识码:A

## Study on Refrigerant Replacement for Cascade Refrigeration Systems in Small and Medium-Scale Cold Store

He Yongning<sup>1</sup> Wang Su'ao<sup>1</sup> Zhao Xihang<sup>1</sup> Qiu Mingzhao<sup>2</sup> Cao Wenliang<sup>1</sup>  
Zhang Zhenya<sup>1</sup> Xing Linfen<sup>1</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou, 450000, China;  
2. Zhengzhou Greatwall Scientific Industrial & Trade Co., Ltd., Zhengzhou, 450041, China)

**Abstract** Small- and medium-scale cold stores, which are widely used, play important roles in daily life. The low-carbon operation of the refrigeration units used in cold stores is of great significance. Cascade refrigeration systems, which achieve low temperatures, exhibit high energy efficiency. The R134a/CO<sub>2</sub> cascade system, in particular, performs well. With the tightening of refrigerant regulations, the exploration of low-GWP refrigerants has become increasingly important. In the study, the refrigerants R515B, R513A, R449A, R448A, and R450A were selected as alternatives to R134a, and their performance was evaluated in terms of energy, exergy, environmental, and economic factors. At an evaporation temperature of -50℃, R515B, R513A, and R450A achieved coefficients of performance and compressor powers similar to those of R134a. R515B reduced the high-stage discharge temperature by 9.97℃, improving system stability. Relative to R134a, at a condensation temperature of 50℃, R450A achieved a 0.41% reduction in exergy efficiency and a 1.38% increase in exergy loss. R450A reduced direct carbon emissions by 57.86%. The thermodynamic performance of R450A was close to that of R134a, and its comprehensive energy utilization rate was optimal, based on analysis of energy efficiency, exergy, environmental, and economic factors.

**Keywords** small-scale cold storage; cascade refrigeration; refrigeration system; refrigerant replacement

冷库作为冷冻食品与生物样本储存的核心设施,在保障食品质量、疫苗安全及降低冷链损耗方面具有重要作用<sup>[1]</sup>。同时,冷库系统需在低温(-40℃)工况下长期稳定运行。目前制冷系统主要包括3种类型:单级蒸汽压缩式制冷系统、多级压缩式制冷系统及复叠式制冷系统。单级蒸汽压缩式系统多以传统制冷剂R22作为循环制冷剂<sup>[2]</sup>,系统结构简单、成

本低、技术成熟,适用于常规工况。多级压缩式制冷系统通过中间冷却降低系统压缩比,优化热力循环,提高系统性能<sup>[3]</sup>。CRS(复叠式制冷系统, cascade refrigeration system)通过高低温级循环协同运行,综合不同制冷剂的热物性优势,突破低温运行瓶颈,适用于-40℃以下工况。P. Kasi等<sup>[4]</sup>对CRS的高低温级制冷剂进行研究,结果表明:合理选择和搭配高、低

收稿日期:2025-07-07;修回日期:2025-09-14;录用日期:2025-09-22

温级制冷剂有助于优化系统性能。R. Cabello 等<sup>[5]</sup>对比了 3 种 CRS 热交换器布置方案,发现 3 种热交换器的布置方式均能提升 CRS 能效(最高达 5.6%)。

在大型冷库中,常采用 NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub>复叠系统,其具有良好的能效与环保特性,但 NH<sub>3</sub>的毒性及其较低的 VRC(单位容积制冷量, volumetric refrigeration capacity)限制其在空间受限的小型冷库中的应用<sup>[6]</sup>。因此,探索与 CO<sub>2</sub>协同作用、兼具高效性与环保性的高温级制冷剂组合,成为当前研究的重点方向<sup>[7]</sup>。目前 R134a 广泛应用于各类制冷系统,但其 GWP(全球变暖潜值, Global Warming Potential)较高。根据《蒙特利尔议定书》和《基加利修正案》规定,逐步淘汰高 GWP 制冷剂已成为国际共识<sup>[8-9]</sup>。HFO/HFC(氢氟烯烃/氢氟烃, hydrofluoroolefins/hydrofluorocarbons)混合制冷剂如 R515B、R513A 和 R450A 具有较低 GWP,且热力学性能接近 R134a,可在一定程度上替代其在制冷系统中的应用<sup>[10-11]</sup>。Yang Meng 等<sup>[12]</sup>在家用冰箱应用实验中证实, R513A 较 R134a 充注量减少 5.9%, 24 h 能耗降低 3.5%, 排气温度  $T_{dis}$  和压比显著降低。Yuan Chao 等<sup>[13]</sup>通过实验对比 R134a 与 R450A 在微通道管内的沸腾特性发现,相较于 R134a, R450A 在高热流密度下展现出更优的传热性能。P. Kasi 等<sup>[14]</sup>对 R515B/R170 多蒸发器复叠制冷系统进行综合温室效应实验分析发现,与传统制冷剂相比,碳排放量减少 15%。

HFO/HFC 混合制冷剂 R515B、R513A、R448A、R449A、R450A 的低 GWP 特性为制冷系统低碳化提供技术路径。受环境政策与经济要求限制,对制冷剂的评价不能再局限于单一性能分析,还需考虑环境与经济因素。本文针对 R134a/CO<sub>2</sub>高温侧 R134a 制冷剂替代需求,建立复叠式制冷系统耦合模型,从能效、焓、环境与经济性 4 个维度,系统评估以 CO<sub>2</sub>为低

温级制冷剂, R515B、R513A、R448A、R449A、R450A 及 R134a 为高温级制冷剂时,冷凝温度为 20~50 °C 与蒸发温度为 -50~-20 °C 时系统性能的变化。为小型冷库复叠式制冷系统制冷剂的优化选择提供理论支持和技术参考。

## 1 系统说明

### 1.1 系统原理

图 1 所示为复叠式制冷系统的原理图 and 对应状态点  $T-s$  图,复叠式制冷系统由高温级和低温级 2 个单级循环通过冷凝蒸发器耦合而成。低温级蒸发器吸收被冷却对象的热量,经冷凝蒸发器传递至高温级循环,最终由高温级冷凝器将热量释放至环境介质(水或空气)。通过制冷剂的优化组合配置,实现各级循环的高效协同运行。

### 1.2 制冷剂选择

选用 CO<sub>2</sub>作为低温级制冷剂, HFO/HFC 混合制冷剂 R515B、R513A、R448A、R449A 和 R450A 作为高温级制冷剂与 R134a 制冷剂对比。制冷剂基本物性如表 1 所示。

## 2 系统模型

基于复叠式制冷系统各部件建立数学模型,同时进行热力、焓、经济及环境分析。系统模型计算时作如下假设:系统达到稳定状态,各部件压降和管道热损失忽略不计;蒸发器、冷凝器和冷凝蒸发器出口工质为饱和状态;节流过程为等焓过程。

### 2.1 CRS 热力学模型

基于质量守恒和能量守恒建立 CRS 热力学模型。低温级压缩机:

$$W_{LTC} = m_1(h_2 - h_1) \quad (1)$$

表 1 制冷剂基本物性

Tab.1 Thermophysical properties of refrigerants

| 制冷剂   | 组分                                | 组分质量百分比/%           | 单位摩尔质量/(g/mol) | 临界温度/°C | 临界压力/MPa | ODP | GWP                   | ASHRAE 标准 | 类型          |
|-------|-----------------------------------|---------------------|----------------|---------|----------|-----|-----------------------|-----------|-------------|
| R515B | R1234ze(E)/R227ea                 | 91.1/8.9            | 117.48         | 108.47  | 3.58     | 0   | 299 <sup>[14]</sup>   | A1        | HFO/HFC 混合物 |
| R513A | R134a/R1234yf                     | 44/56               | 108.43         | 95.51   | 3.67     | 0   | 573 <sup>[15]</sup>   | A1        | HFO/HFC 混合物 |
| R449A | R32/R125/R134a/R1234yf            | 24.3/24.7/25.7/25.3 | 87.31          | 85.03   | 4.46     | 0   | 1 282 <sup>[16]</sup> | A1        | HFO/HFC 混合物 |
| R448A | R32/R125/R1234ze(E)/R1234yf/R134a | 26/26/7/20/21       | 86.28          | 83.81   | 4.51     | 0   | 1 273 <sup>[17]</sup> | A1        | HFO/HFC 混合物 |
| R450A | R134a/R1234ze(E)                  | 42/58               | 108.67         | 101.98  | 3.80     | 0   | 547 <sup>[13]</sup>   | A1        | HFO/HFC 混合物 |
| R134a | 纯工质                               | 100                 | 102.03         | 101.06  | 4.06     | 0   | 1 300 <sup>[13]</sup> | A1        | HFC         |

注:ODP(ozone depletion potential), 臭氧损耗潜值。

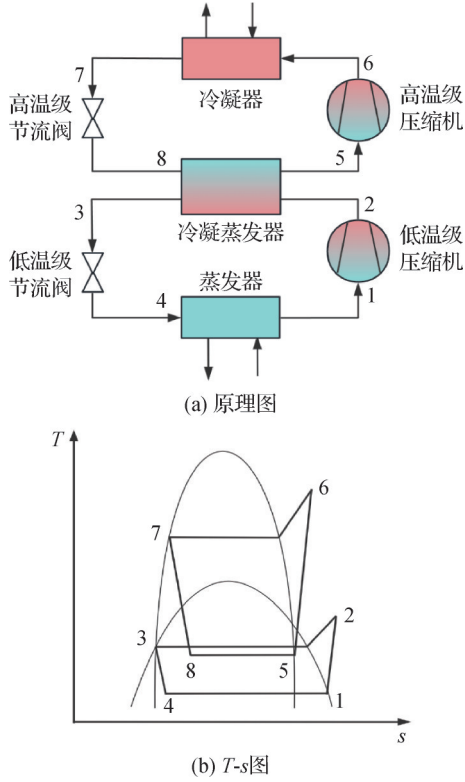


图1 CRS系统原理图和T-s图

Fig.1 Principle and T-s diagram of the CRS

$$\eta_{s1} = 0.874 - 0.0135(p_2/p_1)^{[18]} \quad (2)$$

高温级压缩机:

$$W_{HTC} = m_2(h_6 - h_5) \quad (3)$$

$$\eta_{s2} = 0.874 - 0.0135(p_2/p_1)^{[18]} \quad (4)$$

冷凝蒸发器<sup>[19]</sup>:

$$T_2 = T_8 + \Delta T \quad (5)$$

$$m_2(h_3 - h_2) = m_8(h_5 - h_8) \quad (6)$$

$$T_m = \sqrt{(T_c + 273.15) \times (T_e + 273.15) - 0.5\Delta T} + 0.125\Delta T^2 / \sqrt{(T_c + 273.15) \times (T_e + 273.15) - 273.15} \quad (7)$$

式中:  $T_m$ 为复叠循环中间温度, °C;  $T_c$ 为高温级冷凝温度, °C;  $T_e$ 为低温级蒸发温度, °C;  $\Delta T$ 为复叠循环换热温差,  $\Delta T=5$  °C; 下标 1~8 代表状态点, 对应图 1(b) 中各点。

冷凝器:

$$Q_{con} = m_6(h_7 - h_6) \quad (8)$$

蒸发器:

$$Q_{eva} = m_4(h_1 - h_4) \quad (9)$$

COP(系统性能系数, coefficient of performance):

$$COP = Q_{eva}/W_{com} = Q_{eva}/(W_{LTC} + W_{HTC}) \quad (10)$$

单位容积制冷量 VRC (volumetric refrigeration capacity):

$$C_{VR} = (h_1 - h_4)/v_1 \quad (11)$$

式中:  $C_{VR}$ 为单位容积制冷量, kJ/m<sup>3</sup>;  $v_1$ 为低温级压缩机吸气比容, m<sup>3</sup>/kg。

## 2.2 CRS 焓模型

各状态点流体焓:

$$Ex_k = m_k[(h_k - h_0) - T_0(s_k - s_0)] \quad (12)$$

系统焓平衡:

$$\sum Ex_{in} + W_{com} = \sum Ex_{out} + Ex_{tot} \quad (13)$$

系统总焓损:

$$Ex_{tot} = Ex_{com} + Ex_{con} + Ex_{c,eva} + Ex_{eva} + Ex_{thr} \quad (14)$$

系统焓效率:

$$\eta_{Ex} = 1 - Ex_{tot}/W_{com} \quad (15)$$

式中: 环境温度  $T_0$  为 15 °C, 环境压力  $p_0$  为 101.325 kPa, 下标  $k$  代表系统状态点,  $k=1, 2, \dots, 8$ 。系统各部件焓损失如表 2 所示。

表2 系统部件焓损失

Tab.2 Exergy loss of system components

| 项目    | 焓损失方程                                                                                                  |
|-------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 压缩机   | $Ex_{com} = W_{LTC} + m_1[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)] + W_{HTC} + m_2[(h_5 - h_6) - T_0(s_6 - s_5)]$ |
| 冷凝器   | $Ex_{con} = m_6[(h_6 - h_7) - T_0(s_6 - s_7)] - Q_{con}(1 - T_0/T_c)$                                  |
| 冷凝蒸发器 | $Ex_{c,eva} = m_2[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)] + m_8[(h_8 - h_5) - T_0(s_8 - s_5)]$                   |
| 节流阀   | $Ex_{thr} = m_3[(h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4)] + m_7[(h_7 - h_8) - T_0(s_7 - s_8)]$                     |
| 蒸发器   | $Ex_{eva} = m_4[(h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1)] + Q_{eva}[1 - T_0/(T_c + \Delta T_{ref})]$               |

## 2.3 CRS 环境模型

LCCP(全生命周期气候性能, life cycle climate performance)是评估 CRS 整个生命周期内的 CO<sub>2</sub> 排放量对环境的影响。碳排放主要由直接排放和间接排放组成, LCCP<sub>dir</sub>(直接排放)因制冷剂泄漏而直接进入大气造成, LCCP<sub>ind</sub>(间接排放)包括整个系统及制冷剂生产、运输、报废回收以及系统运行阶段的能耗。LCCP 计算参数如表 3 所示, 计算式如下<sup>[20]</sup>:

$$P_{LCC} = P_{dir} + P_{ind} \quad (16)$$

$$P_{dir} = M \times (L \times R_{AL} + L_{EO}) \times (GWP + p_{Ad} \cdot GWP) \quad (17)$$

$$P_{ind} = L \times C_{AE} \times E_M + \sum(m \times M_M) + \sum(m_r \times M_R) + M \times (1 + L \times R_{AL}) \times R_{FM} + M \times (1 - L_{EO}) \times R_{FD} \quad (18)$$

式中:  $P_{LCC}$ 为全生命周期气候性能, kg CO<sub>2</sub>e/kg;  $P_{dir}$ 为

直接排放, kg CO<sub>2</sub>e/kg;  $P_{ind}$  为间接排放, kg CO<sub>2</sub>e/kg;  $P_{Ad}$ ·GWP 为制冷剂在大气中降解产物的 GWP;  $m$  为材料质量, kg;  $m_r$  为回收材料质量, kg;  $M_M$  为材料生产碳排放量, kg CO<sub>2</sub>e/kg;  $M_R$  为材料回收碳排放量, kg CO<sub>2</sub>e/kg;  $R_{FM}$  为制造制冷剂碳排放量, kg CO<sub>2</sub>e/kg;  $R_{FD}$  为回收报废制冷剂碳排放量, kgCO<sub>2</sub>e/kg。

表 3 LCCP 参数  
Tab.3 LCCP parameter

| 参数                                                                             | 数值                                |         |
|--------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|---------|
| 制冷剂充注量 $M/\text{kg}$                                                           | $Q_e \times 0.28^{[21]}$          |         |
| 年泄漏率 $R_{\text{AL}}$                                                           | 12.50% <sup>[4]</sup>             |         |
| 系统服务年限 $L/\text{年}$                                                            | 10                                |         |
| 报废制冷剂泄漏量 $L_{\text{EO}}$                                                       | 10% <sup>[20]</sup>               |         |
| 碳排放系数 <sup>[21]</sup> ,<br>$E_{\text{M}}/[(\text{kgCO}_2\text{e}/\text{kWh})]$ | 华北                                | 0.712 0 |
|                                                                                | 东北                                | 0.601 2 |
|                                                                                | 华东                                | 0.599 2 |
|                                                                                | 华中                                | 0.535 4 |
|                                                                                | 西北                                | 0.595 1 |
|                                                                                | 南方                                | 0.432 6 |
|                                                                                | 西南                                | 0.211 3 |
|                                                                                | 全国                                | 0.556 8 |
| 年运行时间 $n/\text{h}$                                                             | 365 天 $\times$ 6h <sup>[22]</sup> |         |
| 年耗电量 $C_{\text{AE}}/(\text{kW}\cdot\text{h})$                                  | $W_{\text{com}} \times n$         |         |

## 2.4 CRS 经济模型

LCC(生命周期成本, life cycle cost)作为衡量系统经济性的关键指标,包括初始投资成本、电力消耗成本和维护成本等。

LCC 计算如下:

$$C_{LC}(x) = C_{ci} + \sum_0^x C_{ec}(x) + \sum_0^x C_{mc}(x) \quad (19)$$

式中:  $C_{LC}(x)$  为第  $x$  年的系统生命周期成本, \$;  $C_{ci}$  为初始投资成本, \$;  $C_{ec}(x)$  和  $C_{mc}(x)$  分别为第  $x$  年的电力消耗成本和维护成本, \$。

初始投资成本包括压缩机、换热器、节流阀等主要设备和其他设备成本,其他设备投资主要包括管道、附属配件和控制系统成本等。

初始投资成本  $C_{ci}$ :

$$C_{ci} = C_{com-LTC} + C_{com-HTC} + C_{con} + C_{eva} + C_{c,eva} + C_{thr-LTC} + C_{thr-HTC} + C_{add} \quad (20)$$

主要设备初始投资成本<sup>[23]</sup>:

$$C_{com-LTC} = 10\,167.5W_{LTC}^{0.46} \quad (21)$$

$$C_{com-HTC} = 9\,624.2W_{HTC}^{0.46} \quad (22)$$

$$C_{con} = 1\,397A_{con}^{0.89} \quad (23)$$

$$C_{eva} = 1\,397A_{eva}^{0.89} \quad (24)$$

$$C_{c,eva} = 383.5A_{c,eva}^{0.65} \quad (25)$$

$$C_{thr-LTC} = 114.5m_{LTC} \quad (26)$$

$$C_{thr-HTC} = 114.5m_{HTC} \quad (27)$$

其他设备初始投资成本:

$$C_{add} = 0.2(C_{com-LTC} + C_{com-HTC}) + 0.2(C_{con} + C_{eva} + C_{c,eva}) + 0.2(C_{thr-LTC} + C_{thr-HTC}) \quad (28)$$

计算换热器初始投资成本需要确定其换热面积,该面积可通过下式计算:

$$A_{heat} = Q_{heat} / (U_{heat} \Delta t_{LMTD,heat}) \quad (29)$$

式中:  $A_{heat}$  为换热面积, m<sup>2</sup>;  $Q_{heat}$  为换热器的换热量, kW;  $U_{heat}$  换热器总传热系数, kW/(m<sup>2</sup>·°C);  $\Delta t_{LMTD,heat}$  为对数平均温差, °C。在本研究中,假设冷凝器、蒸发器和冷凝蒸发器的总传热系数  $U_{heat}$  分别为 1.1、0.9 和 1.0 kW/(m<sup>2</sup>·K)<sup>[23]</sup>。

第  $x$  年的电力消耗成本:

$$C_{ec}(x) = \frac{C_{ele}E(x)}{(1 + C_{ES})^x} (1 + C_{DIS})^x \quad (30)$$

式中:  $C_{ele}$  为电价, 取 0.09, \$/(kW·h);  $C_{ES}$  为电价上涨率, 取 0.8%;  $C_{DIS}$  为电价折扣率, 取 4%;  $E(x)$  为第  $x$  年的系统耗电量, kW·h。

第  $x$  年的维护成本:

$$C_{mc}(x) = C_{mc}(1) \times (1 + f_{mc})^x \quad (31)$$

式中:  $C_{mc}(1)$  为系统首个服务年度维修成本, 取初始投资成本的 1%, \$;  $f_{mc}$  为维护成本的通货膨胀率, 取 4.5%<sup>[23]</sup>。

## 3 结果与讨论

为全面评估制冷剂性能,结合冷库运行典型工况,讨论制冷剂性能随冷凝温度与蒸发温度变化。冷凝温度为 20~50 °C 时,固定蒸发温度为 -40 °C;蒸发温度为 -50~-20 °C 时,固定冷凝温度为 40 °C。系统制冷量统一设定为 40 kW。

### 3.1 能效分析

COP 随冷凝温度及蒸发温度的变化如图 2 所示。

由图 2(a) 可知,随着冷凝温度升高,系统 COP 下降。相同冷凝温度下, R515B、R513A 和 R450A 系统的 COP 与 R134a 系统相近; R449A 和 R448A 系统的 COP 低于 R134a 系统。当冷凝温度为 50 °C 时,与 R134a 系统相比, R515B、R513A 和 R450A 系统的 COP 分别减小 1.97%、1.97%、0.94%。

由图 2(b) 可知,随着蒸发温度的升高,系统 COP 上升。当冷凝温度为 40 °C,蒸发温度为 -50 °C 时,与

R134a系统相比,R449A和R450A系统的COP分别减小2.85%、0.78%。当冷凝温度为40℃,蒸发温度为-20℃时,与R134a系统相比,R449A和R450A系统的COP分别减小3.84%、0.26%。与R134a系统相比,随着蒸发温度的升高,R515B、R513A和R450A系统的COP差值逐渐减小,R449A和R448A系统的COP差值逐渐增大。

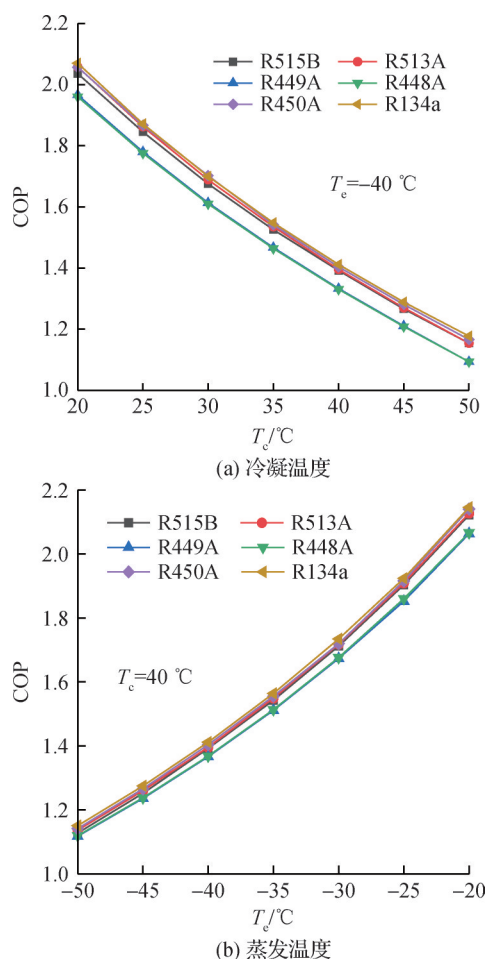


图2 COP随冷凝温度及蒸发温度的变化

Fig.2 Variation of COP with condensation temperature and evaporation temperature

高温级制冷剂单位容积制冷量、压缩机排气温度随冷凝温度及蒸发温度的变化如图3所示。

由图3(a)可知,随着冷凝温度的升高,各系统高温级制冷剂VRC下降;高温级 $T_{dis}$ 上升。相同工况下,R449A、R448A和R450A系统的高温级制冷剂VRC与R134a系统相近。当冷凝温度为50℃时,与R134a系统相比,R449A、R448A和R450A系统的高温级制冷剂VRC分别降低5.35%、4.26%、4.88%;R515B、R513A和R450A系统的高温级 $T_{dis}$ 分别降低8.96%、4.69%、4.11℃。

由图3(b)可知,随着蒸发温度的升高,各系统

高温级制冷剂VRC上升;高温级 $T_{dis}$ 下降。当蒸发温度为-50℃时,与R134a系统相比,R515B、R513A、R449A、R448A和R450A系统的高温级制冷剂VRC分别降低13.21%、12.96%、0.41%、0.89%、5.91%;R515B、R513A和R450A系统的高温级 $T_{dis}$ 分别降低9.97%、5.88%、5.64℃。R515B高温级 $T_{dis}$ 降低主要归因于主体组分R1234ze(E)的热物性特征,其较高的定压比热容抑制压缩过程中的温升,较高的临界温度增强高压侧的热稳定性,使系统运行更稳定。

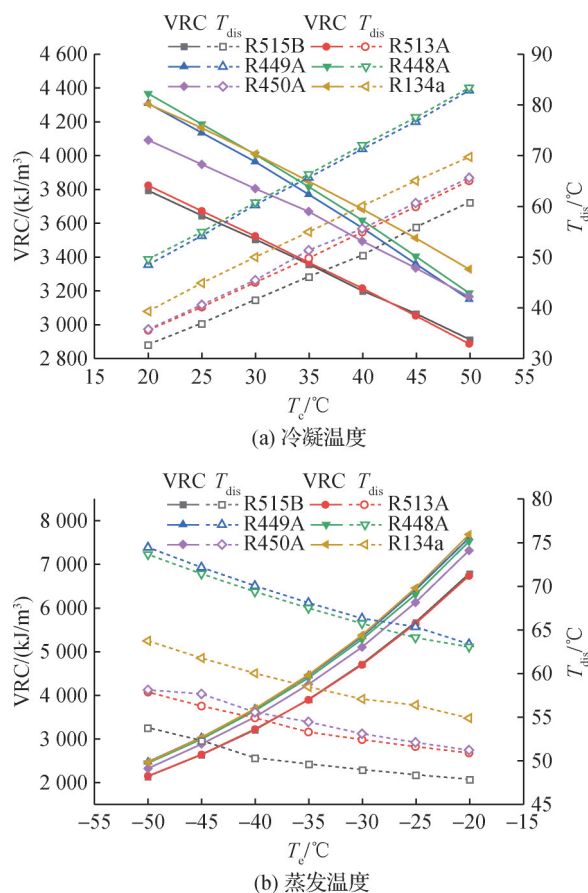


图3 高温级制冷剂单位容积制冷量、压缩机排气温度随冷凝温度及蒸发温度的变化

Fig.3 Variations of volumetric refrigeration capacity and discharge temperature with condensation temperature and evaporation temperature

### 3.2 焓分析

系统焓损失和焓效率随冷凝、蒸发温度的变化如图4所示。由图4可知,随冷凝温度的升高,各系统焓效率下降,系统焓损失上升。随蒸发温度升高,各系统焓效率上升,系统焓损失下降。当蒸发温度为-40℃,冷凝温度为20~50℃时,R515B、R513A和R450A系统焓损失、焓效率与R134a系统相近。当冷凝温度为50℃时,与R134a系统相比,R515B、R513A

和 R450A 系统焓效率分别减小 1.04%、1.61%、0.49%；焓损失分别增大 2.95%、3.46%、1.38%。当冷凝温度为 40 °C，蒸发温度为 -50 °C 时，与 R134a 系统相比，R515B、R513A、R449A、R448A 和 R450A 系统焓效率分别减小 1.24%、1.22%、2.4%、2.21%、0.71%；焓损失分别增大 3.17%、2.33%、5.09%、4.77%、1.41%。R450A 的非共沸特性导致节流阀中的不可逆损失增加，使总焓效率略有下降。

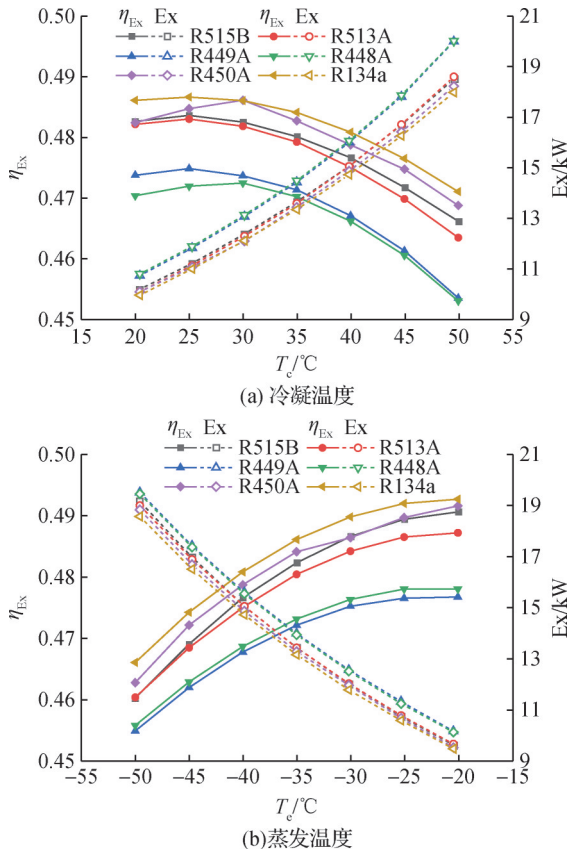


图 4 系统焓损失和焓效率随冷凝、蒸发温度的变化

Fig.4 Variations of exergy efficiency and exergy loss with condensation temperature and evaporation temperature

### 3.3 环境分析

在蒸发温度为 -40 °C、冷凝温度为 40 °C 时，不同地区复叠式系统 LCCP 对比如图 5 所示。LCCP 的差异主要源于区域电力结构：华北地区因不可再生能源占比较高，R449A 系统 LCCP 最高为 477.18 t；西南地区可再生能源占比较高，R515B 系统 LCCP 最低为 138.94 t。

以全国平均 CO<sub>2</sub> 排放量为基准，LCCP<sub>dir</sub> 与制冷剂物性相关，R515B、R513A 和 R450A 系统的 LCCP<sub>dir</sub> 远低于 R134a 系统，分别降低 76.91%、55.86% 和 57.86%。LCCP<sub>ind</sub> 受压缩机功率的影响，R449A 和 R448A 系统的 LCCP 高于 R134a 系统，R515B、R513A 和 R450A 系统的 LCCP 较 R134a 系统分别减小 9.95、

6.88、9.28 t。

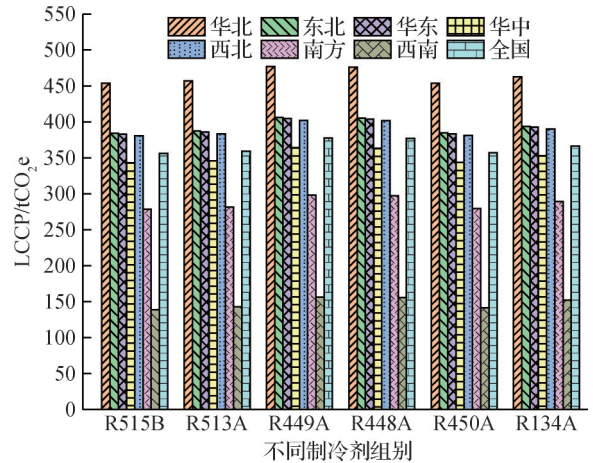


图 5 不同地区复叠式系统 LCCP

Fig.5 LCCP of CRS in different regions

### 3.4 经济分析

各制冷剂系统设备投资成本占比如图 6 所示。当蒸发温度为 -40 °C，冷凝温度为 40 °C 时，各系统中压缩机投资占比最大，为 71.78%~73.61%；其次，换热器投资占比为 9.67%~11.48%。R134a 制冷剂系统初始投资成本为 \$90 969，R515B、R513A、R449A、R448A 和 R450A 系统较 R134a 系统初始投资成本分别高 \$1 841、\$1 084、\$242、\$238 和 \$746，分别增加 2.02%、1.19%、0.27%、0.26% 和 0.82%。

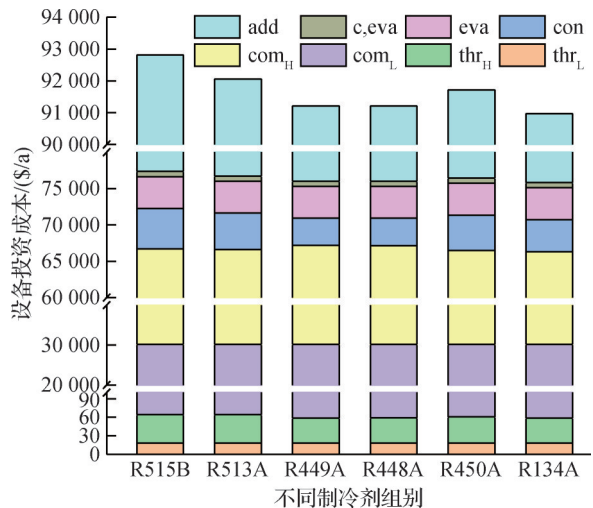


图 6 系统设备总投资对比

Fig.6 Comparison of system total capital investment

各系统 10 年使用寿命期间的年运行成本和生命周期成本如图 7 所示。R515B 系统的初始投资成本最高，依次为 R513A、R450A、R449A、R448A 和 R134a 系统。所有系统的初始投资成本最大差异为 \$1 841。年运行成本和整个生命周期成本由高至低依次为 R449A、R448A、R515B、R513A、R450A 和 R134a 系

统。虽然 R515B、R513A 和 R450A 系统初始投资成本较高,但随着服务时间的延长,生命周期成本分别从第 4 年、第 2 年和第 1 年开始低于 R449A 和 R448A 系统。

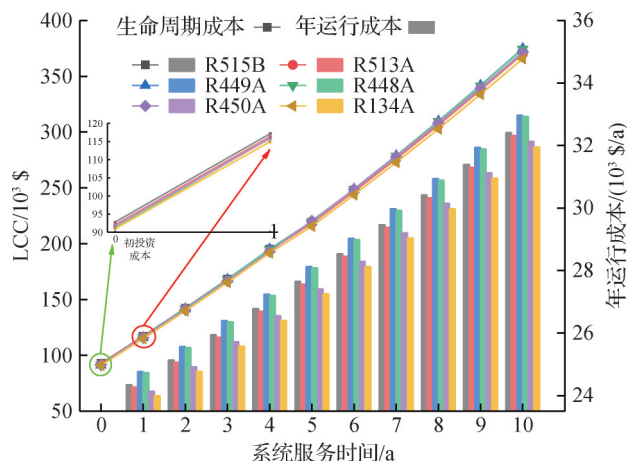


图7 各系统的年运行成本和生命周期成本

Fig.7 Annual operating costs and LCC of each system

## 4 结论

本文选取  $\text{CO}_2$  作为低温级制冷剂, R515B、R513A、R449A、R448A、R450A 和 R134a 作为高温级制冷剂,对复叠式系统开展了能量、焓、经济以及环境分析,得到如下结论:

1)当冷凝温度为  $40^\circ\text{C}$ ,蒸发温度为  $-50^\circ\text{C}$  时,与 R134a 系统相比, R515B、R450A 系统的高温级压缩机排气温度分别降低  $9.97^\circ\text{C}$ 、 $5.64^\circ\text{C}$ ; R450A 系统焓效率减小  $0.71\%$ 。当蒸发温度为  $-40^\circ\text{C}$ ,冷凝温度为  $50^\circ\text{C}$  时,与 R134a 系统相比, R450A 系统 COP 减小  $0.94\%$ ,焓效率减小  $0.49\%$ 。较其他 4 种制冷剂, R450A 制冷剂在能量利用方面最优。

2)当冷凝温度为  $40^\circ\text{C}$ ,蒸发温度为  $-40^\circ\text{C}$  时,与 R134a 系统相比, R515B、R513A 和 R450A 系统的  $\text{CO}_2$  直接排放量分别降低  $76.91\%$ 、 $55.86\%$  和  $57.86\%$ 。R450A 系统的 LCCP 低于 R134a 系统,在保障制冷性能的同时, R450A 系统不因间接排放因素处于劣势。

3)当冷凝温度为  $40^\circ\text{C}$ ,蒸发温度为  $-40^\circ\text{C}$  时, R450A 系统的年运行成本低于 R449A 和 R448A 系统。随着服务年限的增加, R450A 系统的经济优势明显。R450A 的基本物性与 R134a 相近,与 R134a 系统具有良好的适配性。在实际应用中, R450A 可以沿用 R134a 系统,降低设备改造成本。

本文受河南省自然科学基金(252300420074)和河南省重大产业关键技术攻关“揭榜挂帅”项目(251000110100)资助。

(The project was supported by the Natural Science Foundation of Henan (No. 252300420074) and Key Technological Breakthrough Projects for Major Industries in Henan Province (No. 251000110100).)

## 符号说明

|                 |                                |
|-----------------|--------------------------------|
| $C$             | 成本, \$                         |
| $Ex$            | 焓损, kW                         |
| $h$             | 比焓, kJ/kg                      |
| $m$             | 质量流量, kg/s                     |
| $M$             | 质量, kg                         |
| $p$             | 压力, kPa                        |
| $Q$             | 热量, kW                         |
| $s$             | 比熵, kJ/(kg· $^\circ\text{C}$ ) |
| $T$             | 温度, $^\circ\text{C}$           |
| $C_{\text{VR}}$ | 单位容积制冷量, kJ/ $\text{m}^3$      |
| $W$             | 功率, kW                         |
| $\eta$          | 效率                             |
| $\eta_s$        | 等熵效率                           |

## 下标

|        |        |
|--------|--------|
| 0      | 环境状态   |
| com    | 压缩机    |
| con    | 冷凝器    |
| eva    | 蒸发器    |
| c, eva | 冷凝蒸发器  |
| heat   | 换热器    |
| add    | 附加设备   |
| HTC    | 高温级    |
| LTC    | 低温级    |
| in     | 进口     |
| out    | 出口     |
| ref    | 制冷剂    |
| thr    | 节流阀    |
| tot    | 总和     |
| dis    | 压缩机排气侧 |

## 参考文献

- [1] Huang Y T, Chou C T, Wen C H, et al. Optimized vehicle exploitation period decision in cold-chain logistics companies [J]. Research in Transportation Business & Management, 2024, 57: 101235.
- [2] 冯光东, 柳建华, 张良, 等. R410A 和 R22 在小管径水平管内冷凝换热特性研究[J]. 制冷学报, 2020, 41(1): 141-146. (Feng Guangdong, Liu Jianhua, Zhang Liang, et al. Experimental study on condensation heat transfer of R410A and R22 in small-diameter tubes [J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(1): 141-146.)
- [3] Morisaki T, Ohara J, Yasunaga T, et al. Performance analysis of double-stage heat pump and refrigeration cycles

- [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 253: 123732.
- [4] Kasi P, Cheralathan M. Performance analysis of cascade refrigeration system with alternative refrigerants to reduce carbon emission [J]. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2023, 148(10): 4389–4399.
- [5] Cabello R, Andreu-núcher A, Sánchez D, et al. Energy influence of the internal heat exchangers placement in a cascade refrigeration plant. A theoretical and experimental analysis [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 244: 122690.
- [6] 赖坤, 田健. 带喷射器的跨临界 CO<sub>2</sub> 系统在大型冷库中的应用 [J]. *制冷学报*, 2025, 46(2): 162–170. (Lai Kun, Tian Jian. Application of transcritical CO<sub>2</sub> system with ejector in large cold store [J]. *Journal of Refrigeration*, 2025, 46(2): 162–170.)
- [7] Karacayli I, Altay L, Hepbasli A. Comparative analysis of a modified cascade refrigeration cycle including an auto-cascade refrigeration cycle using different zeotropic refrigerant mixtures for reducing the environmental impact [J]. *Process Safety and Environmental Protection*, 2025, 193: 976–989.
- [8] 李厚培, 李洪强. R134a 及其替代工质 R513A 在微通道管中的流动沸腾实验研究 [J]. *制冷学报*, 2024, 45(4): 51–58. (Li Houpei, Li Hongqiang. Experimental investigation of R134a and its alternative refrigerant R513A flow boiling in microchannel tube [J]. *Journal of Refrigeration*, 2024, 45(4): 51–58.)
- [9] 李雄亚, 滑雪, 郭晓林. R516A 与 R134a 在水冷冷水机组的性能对比研究 [J]. *制冷学报*, 2024, 45(6): 83–90. (Li Xiongya, Hua Xue, Guo Xiaolin. Comparative research on performances of R516A and R134a in water-cooled chillers [J]. *Journal of Refrigeration*, 2024, 45(6): 83–90.)
- [10] 马星星, 朱生林, 谢晶, 等. R448A 和 R450A 在船舶冷库制冷系统替代 R22 的能量分析和焓分析 [J]. *流体机械*, 2022, 50(8): 38–44. (Ma Xingxing, Zhu Shenglin, Xie Jing, et al. Energy and exergy analysis of R448A and R450A replacing R22 in the refrigeration system of ship cold storage [J]. *Fluid Machinery*, 2022, 50(8): 38–44.)
- [11] 沈中将, 王俊. R515B 和 R513A 直接替代 R134a 冷水机组性能试验研究 [J]. *制冷与空调(北京)*, 2023, 23(7): 91–97. (Shen Zhongjiang, Wang Jun. Experimental analysis of R515B and R513A as a drop-in replacement for R134a in screw water chiller [J]. *Refrigeration and Air-conditioning*, 2023, 23(7): 91–97.)
- [12] Yang Meng, Zhang Hua, Meng Zhaofeng, et al. Experimental study on R1234yf/R134a mixture (R513A) as R134a replacement in a domestic refrigerator [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 146: 540–547.
- [13] Yuan Chao, Jin Shenghan, Li Hongqiang, et al. Experimental study of R134a and its alternative mixture R450A flow boiling in a microchannel tube [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024, 159: 108319.
- [14] Kasi P, Cheralathan M. Exploring the performance of a multi-evaporator cascade refrigeration system with R515B/R170 refrigerants: an experimental study [J]. *Process Safety and Environmental Protection*, 2024, 192: 1294–1306.
- [15] Belman-flores J M, Heredia-aricapa Y, Pardo-cely D, et al. Experimental evaluation of R513A as a low GWP refrigerant to replace R134a in a domestic refrigerator [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2022, 142: 148–155.
- [16] Sun Zhili, Chen Jiale, Zhang Wenfu, et al. Experimental study of the effect of low GWP refrigerant R449A on the heat transfer performance of a multi-branch direct expansion (DX) evaporator [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2025, 172: 256–265.
- [17] Li H, Hrnjak P. Experimental study of R448A flow boiling in a 24-port microchannel tube [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2024, 158: 238–252.
- [18] Tan Yingying, Yuan Jiajia, Wang Lin, et al. Proposal and performance study on a component-based double-stage compression auto-cascade refrigeration cycle [J]. *Energy Conversion and Management*, 2023, 276: 116566.
- [19] Zhang Chaoxu, Xin Gongming, Yan Gang, et al. Research on the performance of ultra-low temperature cascade refrigeration system based on low GWP refrigerants [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024, 159: 108232.
- [20] Hwang Y, Infante Ferreira C, Piao C C, et al. Guideline for life cycle climate performance (LCCP) + calculation tool [EB/OL]. Paris-France: IIF-IIR, (2016–10) [2025-07-07]. <https://iifir.org/en/fridoc/guideline-for-life-cycle-climate-performance-lccp-calculation-tool-145241>.
- [21] 何永宁, 曹文良, 王苏澳, 等. 低 GWP 工质高温热泵系统应用研究 [J]. *化工学报*, 2025, 76(6): 3009–3017. (He Yongning, Cao Wenliang, Wang Suao, et al. Application research of high-temperature heat pump system with low GWP refrigerants [J]. *CIESC Journal*, 2025, 76(6): 3009–3017.)
- [22] Islam M A, Srinivasan K, Thu K, et al. Assessment of total equivalent warming impact (TEWI) of supermarket refrigeration systems [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017, 42(43): 26973–26983.
- [23] Chen Jiaheng, Zhang Zhenya, Wang Dingbiao, et al. Comparative study on four autocascade refrigeration cycles

based on energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses [J]. Energy Conversion and Management, 2023, 288: 117129.

#### 通信作者简介

邢林芬,女,博士,讲师,郑州轻工业大学能源与动力工程学院,13938527505,E-mail:xinglf@zzuli.edu.cn。研究方向:容积

型压缩机及制冷系统。

#### About the corresponding author

Xing Linfen, female, Ph. D., lecturer, School of Energy and Power Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, 86-13938527505, E-mail: xinglf@zzuli.edu.cn. Research fields: volumetric compressors and refrigeration systems.