

R448A 和 R455A 在复叠制冷系统中替代 R404A 的性能分析

郜文静, 王子龙, 周颖

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室, 上海 200093)

摘要: 现阶段广泛使用的 R404A 制冷剂的 GWP 值 (全球变暖潜能值) 较高、对环境不友好, 为了探究 GWP 值较低的新型替代制冷剂对制冷系统性能的影响, 本文建立了复叠制冷系统的热力学模型, 研究了 R455A 和 R448A 制冷剂在不同工况下的性能表现, 并从低温级蒸发温度、高温级冷凝温度、中间温度, 以及高、低温级过冷度等方面与 R404A 系统进行对比分析。结果表明, 在不同工况下, R455A/R23 系统的 COP (制冷系数) 始终最高, R404A/R23 系统的 COP 最小。在相同蒸发温度下, R455A/R23 和 R448A/R23 系统的最佳中间温度低于 R404A/R23 系统, 最佳 COP 分别比 R404A/R23 系统高 6.77%, 5.25%。另外, 高温级过冷度增加会使系统 COP 增大, 其中, R404A/R23 系统 COP 的增加幅度最大, R448A/R23 系统 COP 的增加幅度最小, 而低温级过冷度的增加则会使系统性能下降。

关键词: 复叠式压缩; 制冷剂; 制冷系数; 过冷度; 优化

中图分类号: TB 61 文献标志码: A

Performance analysis of R448A and R455A replacing R404A under cascade refrigeration system

GAO Wenjing, WANG Zilong, ZHOU Ying

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China; 2. Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer for Power Engineering, Shanghai 200093, China)

Abstract: Due to the high GWP value (global warming potential) of R404A refrigerant which is widely used at present and unfriendly to the environment, it has been increasingly urgent to find a suitable low GWP refrigerant. In order to explore the effect of new alternative refrigerant with low GWP value on the performance of refrigeration system, the thermodynamic model of cascade refrigeration system was established, and the performance of the new alternative refrigerants R455A and R448A with low GWP value under different working conditions was studied. These results were compared with the R404A system in terms of evaporation temperature of low temperature stage, condensation temperature of high temperature stage, interstage temperature and subcooling degree of high and low temperature stages.

收稿日期: 2021-08-08

基金项目: 国家自然科学基金面上项目 (51876130); 上海市自然科学基金资助项目 (20ZR1438600); 上海市教委青年东方学者项目 (1018301008); 上海市浦江人才计划 (18PJ1408900)

第一作者: 郜文静 (1997-), 女, 硕士研究生。研究方向: 制冷系统优化。E-mail: 18852860476@163.com

通信作者: 王子龙 (1984-), 男, 副教授。研究方向: 制冷空调及相变蓄热技术。E-mail: wzl@usst.edu.cn

The results indicate that the *COP* (coefficient of performance) of R455A/R23 system is always the highest and the *COP* of R404A/R23 system is the lowest under different working conditions. Under the same evaporation temperature, the optimum interstage temperature of R455A/R23 and R448A/R23 system is lower than that of R404A/R23 system. The optimum *COP* of R455A/R23 and R448A/R23 system is 6.77% and 5.25% higher than that of R404A/R23 system. In addition, the increase of high temperature level undercooling will increase the *COP* of cascade system. The increase of *COP* in R404A/R23 system is the largest, and the increase of *COP* in R448A/R23 system is the smallest. The increase of low temperature level undercooling will degrade the system performance.

Keywords: *cascade compression; refrigerant; coefficient of performance; subcooling degree; optimization*

随着我国经济的快速发展和生产需要，高低温试验箱得到了广泛应用，用来模拟不同的试验环境，检验各类元器件对不同环境温度的适应性、可靠性和安全性^[1]。高低温试验箱常用复叠制冷系统来获取-70~-40℃的低温，这是因为单级压缩系统受压缩比的限制常用于普冷领域，所以，在更低温的环境中一般采用复叠式制冷系统，将总温差分割成多段，每段温区采用合适的制冷剂，使得低温区的循环蒸发温度更低^[2-3]。但是，目前试验箱高温级循环的主要工质是 R404A，其 GWP 值(全球变暖潜能值)较高，将受到欧盟等相关法规的限制而逐步淘汰，所以，对新型制冷剂的探究在低温制冷领域显得非常重要^[4]。

国内外学者对 R404A 作为制冷工质的复叠系统进行了大量研究。Roy 等^[5]对 R41/R404A 和 R170/R161 复叠制冷循环进行了数值分析，结果表明，当蒸发温度从-60℃升高至-30℃时，相比 R41/R404A 的制冷系统而言，R170/R161 系统的 *COP*(制冷系数)提高了 6.7%~8.9%，焓损失降低了 16.2%~13.4%。Sun 等^[6]分析了 R41/R404A 和 R23/R404A 复叠制冷系统的热力性能，结果表明，蒸发温度为-60~-30℃时，R41/R404A 系统的低压级压缩机排气温度比 R23/R404A 系统高，但是，R41/R404A 系统的最佳 *COP* 优于 R23/R404A 系统，最大焓效率比 R23/R404A 系统的高 1.4%。文献[7]从能耗、环保性、管路尺寸及系统成本等方面对超市应用中的 R404A/CO₂，R22 和 R404A 制冷系统进行了分析，结果表明，R404A/CO₂ 复叠系统的能耗比 R22，R404A 系统低 24.7%，15.5%，且对环境的影响远小于其他 2 个系统。赖艳华等^[8]利用熵产最小法对 R404A/CO₂ 复叠制冷系统进行了分析，结果表明，在最佳中间温度下，系统的总熵产最小，高、低温级压缩机、冷凝蒸发器和

高温级节流阀的熵产占总熵产的 80%。杨俊兰等^[9]对 R404A/CO₂ 和 R290/CO₂ 复叠系统进行了研究，结果表明，R290/CO₂ 系统的 *COP* 高于 R404A/CO₂ 系统，综合性能更优。宁静红等^[10]分析了回热器对 R290/CO₂，NH₃/CO₂，R404A/CO₂ 等 3 种复叠制冷系统性能的影响，结果表明，在相同工况下，采用回热循环有利于 R290，R404A 系统性能的提升，但是，会对 NH₃，CO₂ 系统产生不利的影响。刘寒等^[11]基于 R404A/R23 复叠制冷系统，研究了蒸发温度和冷凝温度对系统性能的影响，结果表明，蒸发温度下降 1℃比冷凝温度上升 1℃对系统 *COP* 影响更大。

综上所述，目前国内外学者对于复叠制冷系统的研究主要集中在不同系统性能的比较，而在高温级工质 R404A 的替代方面研究较少。因此，本文对 R404A 制冷剂的替代工质进行了深入探究。结合国内外复叠制冷系统的研究进展^[12-13]，选取 R455A 和 R448A 来替代 R404A 作为复叠制冷系统高温级制冷剂，选取 R23 为低温级制冷剂。以高低温试验箱为实验平台，对变工况下的复叠制冷系统进行模拟，分析比较了 3 种制冷系统在不同工况下的性能优劣，结果可为复叠系统的优化设计提供理论基础。

1 制冷剂物性对比

制冷剂 R448A，R455A 和 R404A 的组成成分、物性参数、环境特性指标及安全性如表 1 所示。R448A 和 R455A 作为 HFOs(氢氟烃类)制冷剂，与 R404A 有着相似的物理性质，其 ODP 值(臭氧消耗潜能值)为 0，GWP 值较低，能够改善系统的能效，减少对环境的破坏，在替代 R404A

时具有一定的优势。

R448A 的 GWP 值为 1273，相比 R404A 降低了 67.7%。R448A 的临界温度比 R404A 高，所以，压缩蒸汽所需的能量较低，R448A 的标准沸点与 R404A 相当，但温度滑移较高，是一种非共沸混合工质，考虑到该特性，对其系统进行重新设计将会提高能效^[14-15]。R448A 可作为 R404A 的替代

制冷剂应用于商业制冷、工业制冷、冷库、冷藏运输及空气处理机组等领域^[16]。R455A 的 GWP 值为 148，远低于 R404A 和 R448A。R455A 的临界温度高于 R404A，在较高的环境温度下性能会更好。R455A 可作为 R404A 的替代制冷剂应用于空气处理机组等制冷设备中，但在使用过程中要注意其弱可燃性^[17]。

表 1 制冷剂物性对比^[18-19]

Tab.1 Comparison of physical properties of refrigerants^[18-19]

制冷剂	组成(质量比)	临界温度/℃	临界压力/MPa	标准沸点/℃	温度滑移/K	ODP	GWP	安全性
R404A	R125/R134a/R143a(44.0/4.0/52.0)	72.04	3.73	-46.22	0.75	0	3922	A1
R448A	R32/R125/R1234yf/R134a/R1234ze(26.0/26.0/20.0/21.0/7.0)	84.62	4.47	-38.5	5.2	0	1387	A1
R455A	R744/R32/R1234yf(3.0/21.5/75.5)	87.53	4.82	-52.02	12.6	0	148	A2L

值得注意的是，R455A 和 R448A 在定压下相变过程中温度滑移较大，使得蒸发与冷凝过程的相变温差减小，从而提高制冷系统的性能。由于滑移温度的大小会影响混合工质在换热器出口温度所在区域，滑移温度大的混合工质在换热器的两相区换热，气体为非过热状态，存在一定的能量损失且液击现象会对压缩机产生影响，所以，设计时应适当加大换热器面积。

2 系统模型及模拟方法

2.1 系统简介

高低温试验箱的温度范围是-70~150℃，当设定温度为-70~-20℃时，复叠制冷机组启动。复叠系统原理图如图 1 所示。高温级用 R448A 和 R455A 作为 R404A 的替代工质，低温级以 R23 作为制冷剂。低温部分制冷剂的冷凝放热量用于高温部分制冷剂的蒸发吸热，通过冷凝蒸发器将高温循环和低温循环连接起来，高、低温级均采用泰康压缩机 CAJ2464Z，以钎焊板式换热器作为冷凝蒸发器，采用风冷翅片管式冷凝器和蒸发器，使用毛细管作为节流装置，以减少初投资。

2.2 系统热力学模型

根据质量守恒和能量守恒原理建立复叠制冷系统的热力学模型，对系统进行理论计算。复叠制冷系统理论循环的压焓图如图 2 所示。图 2 中，1-1'-2'-3-4-4'-5-1 为低温循环部分，6-6'-7'-8-9-9'-10-6 为高温循环部分。

为简化理论分析的过程，在建立模型的过程中作如下假设：a. 系统在稳定工况下运行，忽略

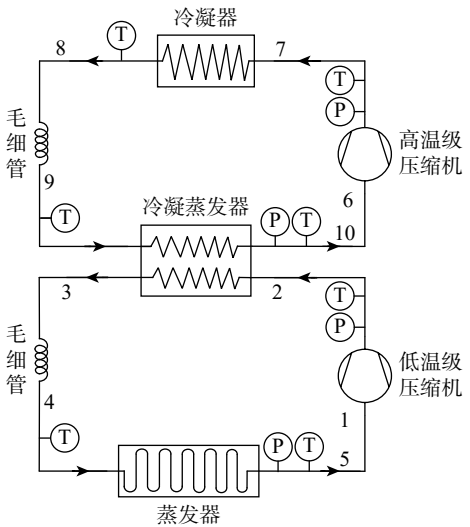


图 1 复叠式制冷系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of cascade refrigeration system

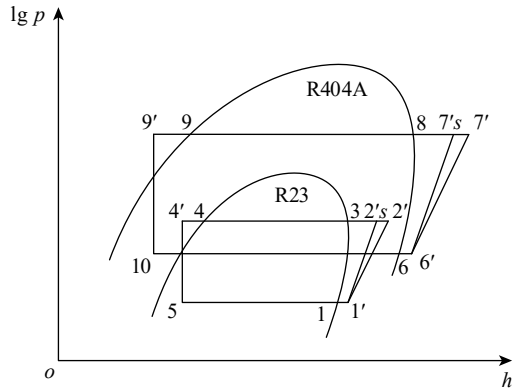


图 2 复叠式制冷循环 p-h 图

Fig. 2 p-h diagram of cascade refrigeration cycle

振动和工质流动的能量损失; b. 近似为等熵压缩过程, 等熵效率取 0.75; c. 忽略工质节流损失以及系统管道内的压降和热损失。

低温级循环计算公式为

$$q_{ml} = Q_0 / (h_{1'} - h_5) \tag{1}$$

$$W_l = q_{ml} (h_{2'} - h_{1'}) / \eta_{ml} \tag{2}$$

$$COP_l = Q_0 / W_l \tag{3}$$

$$Q_k = q_{ml} (h_{2'} - h_{4'}) \tag{4}$$

高温级循环计算公式为

$$q_{mh} = Q_k / (h_{6'} - h_{10}) \tag{5}$$

$$W_h = q_{mh} (h_{7'} - h_{6'}) / \eta_{eh} \tag{6}$$

$$COP_h = Q_k / W_h \tag{7}$$

系统压缩机总耗功

$$W = W_h + W_l \tag{8}$$

系统制冷系数

$$COP = Q_0 / W \tag{9}$$

式中: Q_0 为系统制冷量; h_i 为各状态点焓值; q_{mh} , q_{ml} 为高、低温循环的质量流量; W_h , W_l 为高、低温级压缩机耗功; Q_k 为冷凝蒸发器的热负荷; η_{eh} , η_{el} 为高、低温级压缩机效率; COP_h , COP_l 为高、低温级循环的制冷系数。

2.3 数值计算方法

本文研究的高低温试验箱所需冷负荷 $Q_0=400\text{ W}$ 。蒸发温度范围为 $-70\sim-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, 冷凝温度范围为 $20\sim40\text{ }^{\circ}\text{C}$, 复叠温差 $\Delta t=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。以高温级循环蒸发温度作为中间温度, 低温级循环冷凝温度则为中间温度与复叠温差之和。复叠制冷循环的中间温度应根据制冷系数最大或各个压缩机压比大致相等的原则来确定, 前者对能量利用最经济, 后者对压缩机气缸工作容积利用率较高, 由于中间温度在一定范围内变化时对制冷系数影响并不大, 所以, 根据压比相等原则采用迈勒普拉萨特公式来确定中间温度的范围^[20]。

$$T_m = (T_0 T_k)^{0.5} - 0.5 \Delta T + 0.125 \Delta T^2 / (T_0 T_k)^{0.5} \tag{10}$$

式中: T_m 为中间温度; T_0 为蒸发温度; T_k 为冷凝温度; ΔT 为复叠温差。

应用 Matlab 软件编写程序, 得到高、低温级各状态点的参数关系, 然后调用制冷剂热物性软件 REFPROP 中各状态点的物性参数, 通过改变蒸发温度 T_0 、冷凝温度 T_k 、中间温度 T_m 以及高、低温级过冷度, 比较 3 种不同高温级制冷剂的复叠

系统性能的变化。

3 计算结果与分析

3.1 低温级蒸发温度对系统性能的影响

当冷凝温度为 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, R404A/R23, R448A/R23 和 R455A/R23 系统的 COP 随蒸发温度的变化关系如图 3 中折线图所示。由图 3 可知, 随着蒸发温度升高, 3 种复叠系统的 COP 都逐渐增大。这是因为当冷凝温度不变时, 随着低温级蒸发温度的上升, 低温级压缩机吸气压力升高, 压比减小, 所以, 低温级压缩机耗功减小, 系统总耗功减小, 系统 COP 增大。蒸发温度从 $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, R404A/R23, R448A/R23 和 R455A/R23 复叠系统的 COP 分别从 0.913 升至 2.306, 0.963 升至 2.369, 0.977 升至 2.395。由图 3 还可知, R455A/R23 系统的 COP 始终高于 R448A/R23 和 R404A/R23 系统, R404A/R23 系统的 COP 最低。随着蒸发温度上升, 3 种系统之间的 COP 差距逐渐减小, 所以, 蒸发温度越低, 制冷剂替代效果越明显。R455A/R23, R448A/R23 系统的 COP 最大, 比 R404A/R23 系统高 6.98%, 5.53%。

蒸发温度每变化 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 系统 COP 的增长率如图 3 中柱状图所示。蒸发温度越高, COP 的增长率越大。其中, R404A/R23 系统的 COP 增长率最高, R455A/R23 系统的 COP 增长率最低。所以, 蒸发温度对 R404A/R23 系统 COP 的影响较大, 对 R455A/R23 系统的影响最小。R404A/R23, R448A/R23, R455A/R23 系统的 COP 增长率分别从 9.13% 升至 10.79%, 8.77% 升至 10.55%, 8.74% 升至 10.52%。

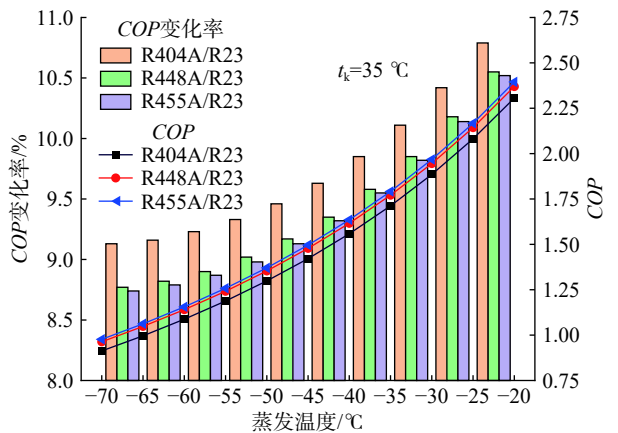


图 3 蒸发温度对系统 COP 和 COP 变化率的影响
Fig. 3 Effect of evaporation temperature on COP and the change rate of COP

高、低温级压缩机耗功随蒸发温度的变化趋势如图 4 中折线图所示。由图 4 可知，随着蒸发温度升高，3 种系统高、低温级压缩机耗功均逐渐减小，系统总耗功减小，且高温级耗功明显高于低温级耗功。当蒸发温度从 $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升到 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，R404A/R23R，448A/R23，R455A/R23 系统的压缩机总耗功分别从 0.438 kW 降到 0.173 kW ， 0.415 kW 降到 0.169 kW ， 0.410 kW 降到 0.167 kW 。由图 4 还可知，R404A/R23 系统总耗功始终高于 R448A/R23 系统，R455A/R23 系统总耗功最低。蒸发温度越高，3 种系统总耗功的差距越小，R404A/R23 系统总耗功最大，分别比 R455A/R23，R448A/R23 系统高 6.53% ， 5.24% 。

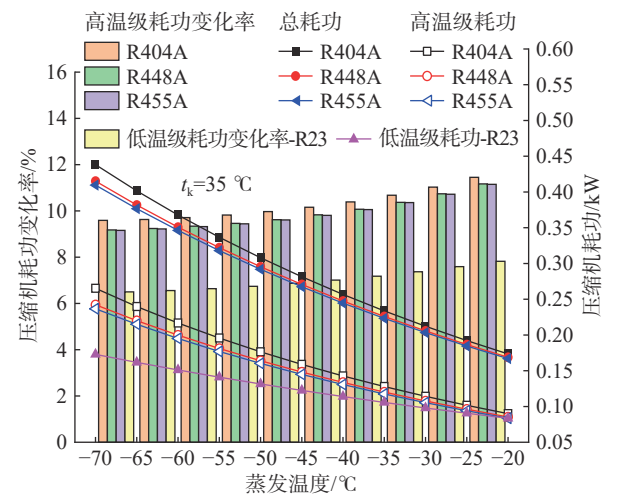


图 4 蒸发温度对压缩机耗功和耗功变化率的影响
Fig.4 Effect of evaporation temperature on compressor power consumption and the rate of change of power consumption

蒸发温度每变化 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时，高、低温级压缩机耗功下降率如图 4 中柱状图所示。随着蒸发温度的上升，3 种系统的高、低温级耗功和总耗功下降率都逐渐增大。其中，R404A/R23 系统的总耗功下降率最大，R455A/R23 系统的总耗功下降率最小。高温级压缩机耗功的变化幅度大于低温级压缩机。R404A/R23，R448A/R23，R455A/R23 系统高温级耗功变化率分别从 9.59% 增至 11.45% ， 9.18% 增至 11.15% ， 9.16% 增至 11.15% 。系统低温级耗功下降率从 6.5% 增大到 7.82% 。

3.2 高温级冷凝温度对系统性能的影响

当蒸发温度为 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时，3 种复叠系统的 COP 随高温级冷凝温度的变化关系如图 5 中折线图所示。由图 5 可知，3 种复叠系统 COP 都随着冷凝

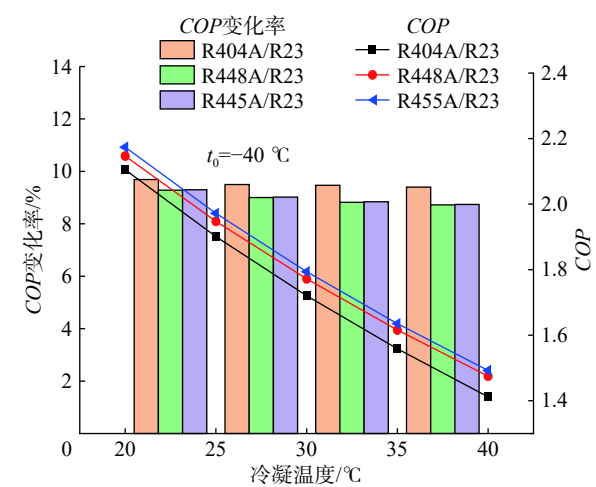


图 5 冷凝温度对系统 COP 和 COP 变化率的影响
Fig.5 Effect of condensation temperature on COP and the change rate of COP

温度的增大而减小。这是由于当低温级蒸发温度不变时，随着高温级冷凝温度的升高，高温级压缩机排气压力增大，压比增大，所以，高温级压缩机耗功增加，系统总耗功增加，系统 COP 减小。冷凝温度从 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 变化到 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，R404A/R23，R448A/R23 和 R455A/R23 系统的 COP 分别从 2.105 降到 1.412 ， 2.147 降到 1.475 ， 2.174 降到 1.492 。由图 5 还可知，随着冷凝温度升高，R455A/R23，R448A/R23 系统的 COP 最大，比 R404A/R23 系统高 5.7% ， 4.47% 。

冷凝温度每变化 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时，系统 COP 的下降率如图 5 中柱状图所示。随着冷凝温度的升高，3 种复叠系统的 COP 下降率均逐渐减小。其中，R404A/R23 系统的 COP 下降率最大，R448A/R23 系统的 COP 下降率最小。R404A/R23，R448A/R23，R455A/R23 系统的 COP 下降率分别从 9.69% 下降至 9.40% ， 9.28% 下降至 8.72% ， 9.30% 下降至 8.74% 。所以，冷凝温度对 R404A/R23 系统 COP 的影响最大，对 R448A/R23 系统 COP 的影响最小。

高、低温级压缩机耗功与冷凝温度的变化关系曲线如图 6 中折线图所示。由图 6 可知，随着冷凝温度的升高，高、低温级压缩机耗功均逐渐增加，系统总耗功增加。冷凝温度从 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，R404A/R23，R448A/R23，R455A/R23 系统的总耗功分别从 0.19 kW 升到 0.283 kW ， 0.186 kW 升到 0.271 kW ， 0.184 kW 升到 0.268 kW 。随着冷凝温度上升，R404A/R23 系统总耗功始终高于其他 2 个系统，R455A/R23 系统总耗功最低。随着冷

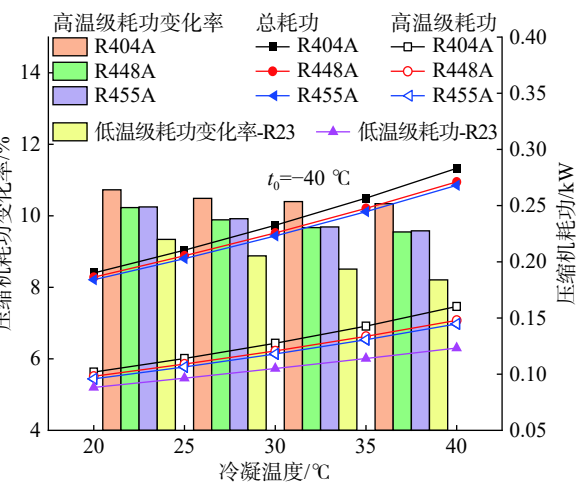


图 6 冷凝温度对压缩机耗功和耗功变化率的影响

Fig. 6 Effect of condensing temperature on power consumption and power consumption change rate of compressor

凝温度升高, R404A/R23 系统的总耗功最大, 分别比 R455A/R23 和 R448A/R23 系统高 5.36%, 4.25%。

冷凝温度每变化 5 °C 时, 高、低温级压缩机耗功上升率如图 6 中柱状图所示。随着冷凝温度的升高, 3 种系统的高、低温级耗功和总耗功上升率都逐渐减小。其中, R404A/R23 系统总耗功上升率最大, R448A/R23 系统总耗功下降率最小。R404A/R23, R448A/R23, R455A/R23 系统高温级耗功变化率分别从 10.73% 降到 10.34%, 10.23% 降到 9.55%, 10.25% 增至 9.58%。系统低温级耗功下降率从 9.34% 降到 8.21%。

3.3 中间温度对系统性能的影响

在蒸发温度为 -40 °C, 冷凝温度为 35 °C, 冷凝蒸发器的传热温差为 5 °C 的工况下, 3 种复叠系统的 COP 随中间温度的变化曲线如图 7 所示。

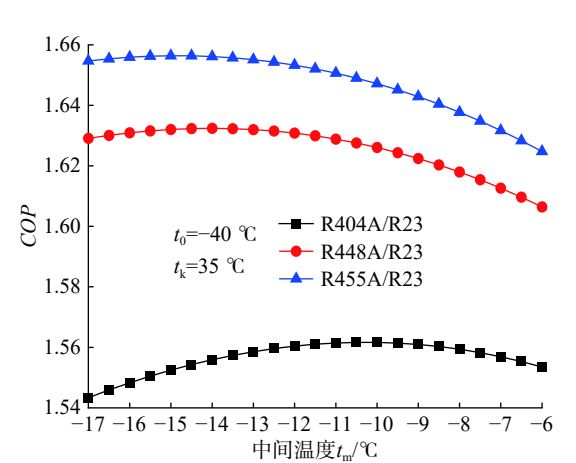


图 7 中间温度对系统 COP 的影响

Fig. 7 Effect of interstage temperature on COP

由图 7 可知, 随着中间温度的升高, 3 种系统的 COP 均呈现先增大后减小的趋势, 且存在一个最佳中间温度使得 COP 达到最大值。这是因为随着中间温度即高温级蒸发温度增大, 高温级压缩机压比减小, 所以, 高温级压缩机耗功减小; 低温级冷凝温度随着中间温度的增大而增大, 低温级压缩机压比增大, 所以, 低温级压缩机耗功增加。当中间温度较低时, 高温级压缩机减少的功耗大于低温级压缩机增加的功耗, 所以, 系统 COP 逐渐增大, 直到在某一点达到最大值; 之后随着中间温度的增加, 高温级压缩机减少的功耗小于低温级压缩机增加的功耗, 系统 COP 减小。

对比 3 种系统的性能系数, R404A/R23, R448A/R23, R455A/R23 系统的 COP 分别在中间温度为 -10.5, -14, -15 °C 时达到最大值, 对应的最佳 COP 分别为 1.5616, 1.6324, 1.6564。其中, R455A/R23 系统的最佳 COP 分别比 R448A/R23, R404A/R23 系统高 1.47%, 6.07%, R448A/R23 系统的最佳 COP 比 R404A/R23 系统高 4.53%。

冷凝温度为 35 °C 时, 系统的最佳中间温度以及最佳 COP 随蒸发温度的变化关系如图 8 和图 9 所示。由图 8 和图 9 可知, 随着蒸发温度的升高, 3 种复叠系统的最佳中间温度都逐渐增大, 最佳 COP 也逐渐增大。这主要是因为当蒸发温度上升时, 低温级压缩机入口处的密度增加, 质量流量增大。虽然低温循环的单位质量制热量减小, 但其质量流量增加幅度更大, 所以, 低温循环在中间换热器内换热量增加。高温循环为满足相同的换热量, 应提高中间温度。由图 8 和图 9 还可知, 在不同的蒸发温度下, R455A/R23 系统的最佳

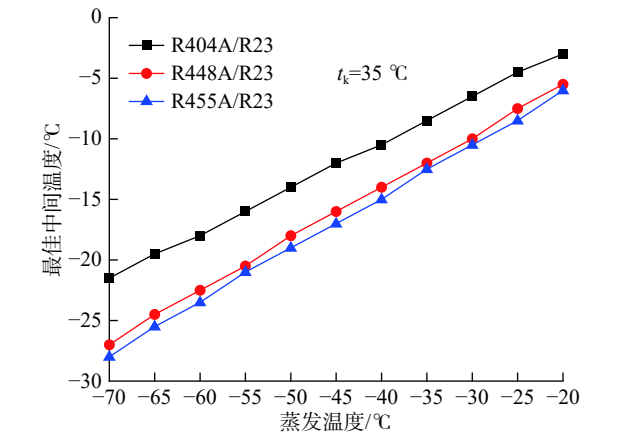


图 8 蒸发温度对最佳中间温度的影响

Fig. 8 Effect of evaporation temperature on optimum interstage temperature

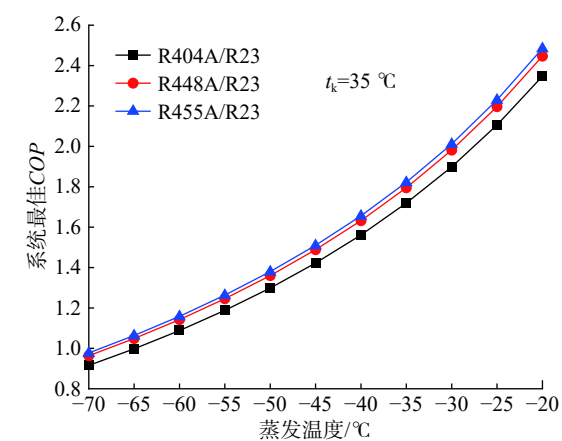


图9 蒸发温度对最佳COP的影响

Fig.9 Effect of evaporation temperature on optimum COP

佳中间温度最低，最佳COP最大；R404A/R23系统的最佳中间温度最高，最佳COP最小。蒸发温度从-70℃升到-20℃，R404A/R23，R448A/R23，R455A/R23系统的最佳中间温度分别从-21.5℃增大到-3℃，-27℃增大到-5.5℃，-28℃增大到-6℃，最佳COP分别从0.916增大到2.348，0.964增大到2.447，0.978增大到2.485。R455A/R23，R448A/R23系统的最佳COP最大，分别比R404A/R23系统高6.77%，5.25%。

3.4 高温级过冷度对系统性能的影响

通过在高温级设置回热器实现过冷。冷凝温度为35℃时，不同蒸发温度下3种复叠系统的COP随高温级过冷度的变化趋势如图10所示。由图10可知，在同一高温级过冷度下，蒸发温度越高，系统COP越大。在同一蒸发温度下，3种不同高温工质系统的COP均随高温级过冷度的增大而增大。这是因为高温级过冷度增大会使高温级

单位质量制冷量增加，但同时回热过热度也会增大，使压缩机吸气口比体积增大，质量流量减少，还会导致高温级单位耗功增加，但是，单位理论功的增加幅度小于质量流量的减小幅度，所以高温级压缩机耗功减少，系统总耗功减少，系统COP增大。

高温级采用的制冷剂不同，回热过冷度对其性能的影响程度也不同^[21]。随着高温级过冷度的增大，R404A/R23系统COP的增大幅度最明显，所以，高温级过冷度对R404A/R23系统的影响最大，对R448A/R23系统的影响最小。这是因为随着高温级过冷度的增大，高温级单位质量制冷量的增长率大于单位理论功的增长率，在R404A/R23系统中两者的差值最大，而在R448A/R23系统中两者差值最小。所以，R404A/R23系统COP的增长幅度最大，R448A/R23系统COP的增长幅度最小。经计算可得，在蒸发温度为-40℃时，高温级过冷度每提高1℃，R404A/R23，R448A/R23，R455A/R23系统COP的平均增长率约为0.1568%，0.0222%，0.0415%。理论分析显示，高温级过冷是对制冷循环有利的，可以使系统制冷系数增大，相同制冷量时压缩机耗功减少，能耗下降，从而实现系统的节能。但并不是过冷度越大越好，因为，过冷度的增大需要以增大回热器的面积为代价，增加了设备的费用。因此，为了既能满足一定的过冷度，又能提高性价比，实际一般取3~5℃的过冷度。

3.5 低温级回热过冷度对系统性能的影响

比较不同蒸发温度下3种复叠系统的COP随低温级过冷度的变化趋势，如图11所示。在同一

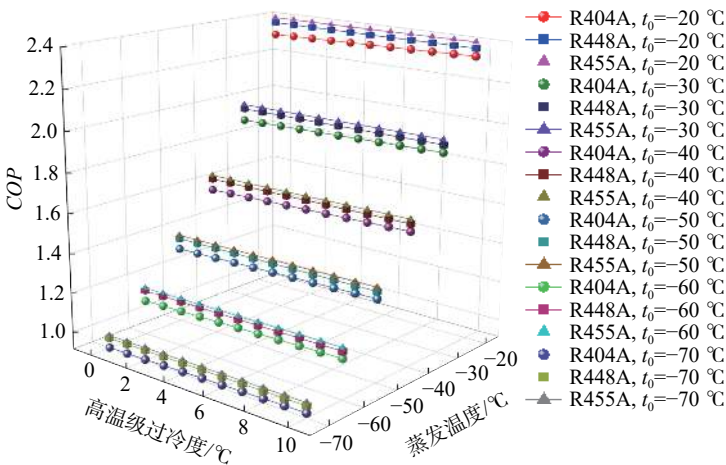


图10 不同蒸发温度下高温级过冷度对系统COP的影响

Fig.10 Effect of high temperature stage subcooling on COP of cascade system at different evaporation temperatures

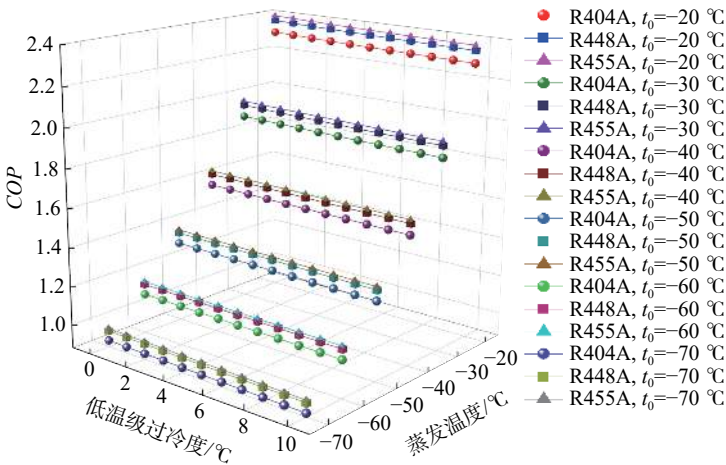


图 11 不同蒸发温度下低温级过冷度对系统 COP 的影响

Fig.11 Effect of low temperature stage subcooling on COP of cascade system at different evaporation temperatures

蒸发温度下，3 种系统的 COP 均随低温级过冷度的增大而减小。这是因为随着低温级过冷度的增大，低温级回热过热度也增大，且由于液体的比热容始终大于气体的比热容，回热过热度始终大于回热过冷度。根据能量守恒定律，低温级压缩机单位耗功增加，质量流量减少，且单位理论功增加幅度大于质量流量增加幅度，所以，低温级压缩机耗功增加，系统总耗功增加，系统性能下降。R455A/R23 系统 COP 的下降幅度最大，R404A/R23 系统 COP 的下降幅度最小。经计算可得，蒸发温度为-40 ℃ 时，低温级过冷度每提高 1 ℃，R404A/R23，R448A/R23，R455A/R23 系统的 COP 平均下降率约为 0.1161%，0.119%，0.12%。所以，对于 R23 作为低温级制冷剂的复叠系统，在低温级增加回热过冷度对系统性能会产生不利影响。

4 结 论

通过建立复叠制冷系统的热力学模型，研究了低温级蒸发温度、高温级冷凝温度、中间温度以及高、低温级过冷度对 R455A/R23，R448A/R23，R404A/R23 这 3 种复叠制冷系统性能的影响，得出以下结论：

- a. 随着低温级蒸发温度的升高，R455A/R23，R448A/R23 系统的 COP 最大比 R404A/R23 系统高 6.98%，5.53%。R404A/R23 系统 COP 的增长幅度最大，R455A/R23 系统 COP 的增长幅度最小。
- b. 随着高温级冷凝温度升高，R455A/R23，R448A/R23 系统的 COP 最大比 R404A/R23 系统高 5.7%，4.47%。R404A/R23 系统 COP 的下降幅度

- 最大，R448A/R23 系统 COP 的下降幅度最小。
- c. 复叠制冷系统存在最佳中间温度，使得 COP 达到最大值。R455A/R23 系统的最佳中间温度低于 R404A/R23 和 R448A/R23 系统，R455A/R23 和 R448A/R23 系统的最佳 COP 最大，分别比 R404A/R23 系统高 6.77%，5.25%。
- d. 随着高温级过冷度的增大，3 种复叠系统的 COP 均逐渐增大。R404A/R23 系统 COP 的增加幅度最大，R448A/R23 系统 COP 的增加幅度最小。随着低温级过冷度的增大，3 种复叠系统的 COP 均逐渐减小，R404A/R23 系统 COP 的下降幅度最小，R455A/R23 系统 COP 的下降幅度最大。
- e. R448A/R23 和 R455A/R23 系统性能相近，相比于 R404A 制冷剂，采用 R448A 和 R455A 作为高温工质的复叠制冷系统性能更好，可以提高系统能效，具有良好的应用前景。但 R448A 和 R455A 在定压相变过程中存在温度滑移，尤其是 R455A，要实现与 R404A 系统相同的制冷量和性能系数，需要优化制冷剂流动设计，增加系统换热器的传热面积，或者采用高性能的传热材料以提高传热效率。

参考文献：

[1] 李佳, 张华. 高低温试验箱制冷系统最佳制冷剂充注量研究 [J]. 制冷技术, 2015, 35(4): 11–16.

[2] 乔亦圆, 杨东方, 曹锋, 等. R134a/R23 复叠制冷系统级间容量比的优化分析 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(2): 104–110.

[3] 梁政, 申江, 韩思雨. 回热器与制冷工质对复叠制冷系统性能的影响 [J]. 食品与机械, 2020, 36(10): 65–70,86.

- [4] 申江, 边煜竣. R449A/CO₂ 复叠式制冷系统性能模拟研究 [J]. 低温与超导, 2017, 45(6): 46–49.
- [5] ROY R, MANDAL B K. Energetic and exergetic performance comparison of cascade refrigeration system using R170-R161 and R41-R404A as refrigerant pairs[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2019, 55(3): 723–731.
- [6] SUN Z L, LIANG Y C, LIU S C, et al. Comparative analysis of thermodynamic performance of a cascade refrigeration system for refrigerant couples R41/R404A and R23/R404A[J]. *Applied Energy*, 2016, 184: 19–25.
- [7] DA SILVA A, FILHO E P B, ANTUNES A. Comparison of a R744 cascade refrigeration system with R404A and R22 conventional systems for supermarkets[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2012, 41: 30–35.
- [8] 赖艳华, 王庆为, 吕明新, 等. R404A/CO₂ 复叠式制冷系统的熵分析 [J]. 工程热物理学报, 2012, 33(6): 1005–1008.
- [9] 杨俊兰, 李久东, 唐嘉宝. 两种 CO₂ 复叠式制冷系统的性能分析 [J]. 流体机械, 2017, 45(10): 83–85, 50.
- [10] 宁静红, 曾凡星. 回热器对复叠式制冷系统性能的影响 [J]. 低温工程, 2014(2): 60–63, 76.
- [11] 刘寒, 谢晶, 王金锋. R404A/R23 复叠式超低温制冷系统试验 [J]. 食品与机械, 2019, 35(9): 111–115, 121.
- [12] 张汉青, 张华, 张书春, 等. 五级自动复叠系统制冷剂组分实验研究 [J]. 能源研究与信息, 2019, 35(4): 210–215, 220.
- [13] 杨淑玲, 李征涛, 杨二阳, 等. 余热驱动的有机朗肯循环-复叠式制冷系统焓分析 [J]. 能源研究与信息, 2019, 35(1): 9–16.
- [14] MOTA-BABILONI A, NAVARRO-ESBRÍ J, PERIS B, et al. Experimental evaluation of R448A as R404A lower-GWP alternative in refrigeration systems[J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 105: 756–762.
- [15] SETHI A, POTTKE G, MOTTA S Y. Experimental evaluation and field trial of low global warming potential R404A replacements for commercial refrigeration[J]. *Science and Technology for the Built Environment*, 2016, 22(8): 1175–1184.
- [16] MENDOZA-MIRANDA J M, MOTA-BABILONI A, NAVARRO-ESBRÍ J. Evaluation of R448A and R450A as low-GWP alternatives for R404A and R134a using a micro-fin tube evaporator model[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 98: 330–339.
- [17] MOTA-BABILONI A, HARO-ORTUÑO J, NAVARRO-ESBRÍ J, et al. Experimental drop-in replacement of R404A for warm countries using the low GWP mixtures R454C and R455A[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018, 91: 136–145.
- [18] DEVECIOĞLU A G, ORUÇ V. Characteristics of some new generation refrigerants with low GWP[J]. *Energy Procedia*, 2015, 75: 1452–1457.
- [19] 许晨怡, 郭智恺, 史婉君, 等. HFOs 制冷剂在制冷空调领域的替代研究综述 [J]. 制冷与空调, 2019, 19(8): 1–13.
- [20] 陈光明, 陈国邦. 制冷与低温原理 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [21] 郭耀君, 谢晶, 朱世新, 等. 回热器对双级压缩和复叠式压缩制冷系统影响的分析 [J]. 化工进展, 2016, 35(2): 409–416.

(编辑: 石 瑛)