

R1234ze(E)替代 R134a 对二级压缩循环离心压缩机及制冷性能的影响

刘丹¹, 席光¹, 段亚飞¹, 陈翰¹, 王志恒¹, 李镇杉², 刘智远²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 重庆美的通用制冷设备有限公司, 401336, 重庆)

摘要: 为研究制冷剂 R1234ze(E)替代 R134a 后离心压缩机及制冷性能的变化,基于两次节流中间不完全冷却的两级蒸汽压缩制冷循环(VCS-TS-FT),建立制冷循环数学模型及两级串联离心压缩机流动模型,详细分析了 R1234ze(E)替代 R134a 对压缩机及制冷性能的影响。数值计算结果表明:R1234ze(E)替代 R134a,在相同冷凝温度条件下,转速不变时,制冷量为 R134a 的 83.7%,压缩机压比 R134a 高 2%,效率基本不变,排气温度低 0.5%,压缩机轴功率低 11.6%,制冷性能系数(ξ_{cop})由 6.83 下降至 6.59。通过改变压缩机的转速,压缩机及制冷循环性能发生显著改变,转速提升 7%,R1234ze(E)制冷量与 R134a 设计转速下设计制冷量相同,但压缩机效率下降 5.9%,系统 ξ_{cop} 下降至 6.15;相反,转速降低 3.4%,压缩机容积流量不变,R1234ze(E)制冷量降低为 R134a 设计转速下设计制冷量的 76%,系统 ξ_{cop} 上升至 6.87。因此,在不重新设计压缩机的条件下,R1234ze(E)直接替代 R134a 无法达到 ξ_{cop} 和制冷量同时与 R134a 相等的水平。另外,为实现相同制冷量,也需对冷凝器和蒸发器进行改进。

关键词: 制冷剂替代;二级压缩循环;离心压缩机;制冷性能

中图分类号: TB652;O354 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202509014 **文章编号:** 0253-987X(2025)09-0142-10

The Effects of R1234ze(E) Replacing R134a on the Two-Stage Compression Cycle Centrifugal Compressor and Refrigeration Performance

LIU dan¹, XI Guang¹, DUAN Yafei¹, CHEN Han¹, WANG Zhiheng¹,

LI Zhenshan², LIU Zhiyuan²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Chongqing Midea General Refrigeration Equipment Co., Ltd., Chongqing 401336, China)

Abstract: To investigate the changes in the performance of centrifugal compressors and refrigeration efficiency after the replacement of refrigerant R134a with R1234ze(E), this study establishes a mathematical model of the refrigeration cycle and a flow model of a two-stage series centrifugal compressor based on a two-stage vapor compression refrigeration cycle with incomplete cooling between two throttling processes (VCS-TS-FT). The influence of the replacement of R134a with R1234ze(E) on compressor and system performance is analyzed in detail. Numerical results show

收稿日期: 2025-03-05。 作者简介: 刘丹(1994—),女,博士生;席光(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2023YFC3806401)。

网络出版时间: 2025-05-13

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20250513.1413.002>

that, after replacing R134a, under the same condensing temperature and unchanged rotational speed, R1234ze(E) achieves 83.7% of R134a's cooling capacity, with a 2% higher pressure ratio, nearly unchanged efficiency, 0.5% lower discharge temperature, 11.6% lower shaft power, and a decrease in coefficient of performance (ξ_{cop}) from 6.83 to 6.59. Adjusting the compressor speed significantly alters the performance of the compressor and refrigeration cycle. A 7% increase in speed results in a refrigeration capacity of R1234ze(E) equal to that of R134a at the designed speed, but the compressor efficiency decreases by 5.9%, and the system ξ_{cop} drops to 6.15. Conversely, a 3.4% decrease in speed with unchanged compressor volumetric flow results in the refrigeration capacity of R1234ze(E) being reduced to 76% of that of R134a at the designed speed, while the system ξ_{cop} rises to 6.87. Therefore, the direct replacement of R134a with R1234ze(E) without redesigning the compressor cannot achieve equivalent levels of both ξ_{cop} and refrigeration capacity compared to R134a. Additionally, improvements to the condenser and evaporator are required to achieve the same refrigeration capacity.

Keywords: refrigerant replacement; two-stage compression cycle; centrifugal compressor; refrigeration performance

离心式冷水机组在大型建筑空调系统中扮演着十分重要的角色^[1],自 21 世纪初期至今,R134a 制冷剂已使用很多年,但其全球变暖潜值(GWP)高达 1 430,对温室效应影响较大^[2]。2016 年 10 月,为应对全球气候变化问题,《蒙特利尔议定书》缔约方第二十八次会议达成《基加利修正案》^[3],明确将 R134a、R32、R125 等物质列入管控清单,与此同时,由常见的氢氟碳化物(HFCs)组成的混合物如 R407C、R410A 也包括在内。

随着基加利修正案的通过,欧盟^[4]、美国环境保护部^[5]先后出台政策,对 GWP 大于 750 的氢氟碳化物 R134a、R407C 以及 R410A 加以限制。2024 年 7 月,我国生态环境部组织编制的《中国履行〈关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书〉国家方案(2024—2030)(征求意见稿)》^[6]中规定:自 2029 年 1 月 1 日起,禁止单元式空气调节机、风管送风式空调(热泵)机组使用 GWP 大于 750 的制冷剂。在这一系列政策法规的推动下,以 R134a 为代表的第三代制冷剂 HFCs 将逐步进入加速淘汰期^[7-9]。与此同时,以 GWP 等于 750、150 作为制冷剂的分界线,R450A 和 R513A 只能作为 R134a 的中短期替代制冷剂,以 R1234ze(E)(GWP 为 6)和 R1234yf(GWP 为 4)为代表的氢氟烯烃(HFOs)制冷剂具有 GWP 极低的特性,是较为理想的新型制冷剂^[10-14]。

近年来,已有学者对以 R1234ze(E)和 R1234yf 为代表的氢氟烯烃制冷剂替代 R134a 对蒸汽压缩

制冷循环的影响进行了研究。Ben 等^[15]基于热力学第一定律、第二定律,假定压缩机等熵效率不变,利用 EES(Engineering Equation Solver)软件,从能量和焓角度对冷水机组使用 R134a 和 R1234ze(E)时的性能进行了对比研究,认为两种制冷剂的制冷性能系数(COP)和焓效率(ECOP)基本相当,R1234ze(E)可以作为 R134a 的替代制冷剂。Yataganbaba 等^[16]基于两级蒸发制冷循环系统,利用 EES 软件对系统使用 R1234yf 和 R1234ze(E)替代 R134a 进行了不同蒸发温度和冷凝温度下的焓分析,认为 R1234ze(E)替代 R134a 只需进行少量修改即可达到类似性能,研究过程中同样假定压缩机等熵效率不变。Mota-Babiloni 等^[17]针对往复式压缩机,实验研究了 R1234yf、R1234ze(E)替代 R134a 时的容积效率、制冷量和 COP,结果表明:R1234yf 的容积效率比 R134a 低 3%~5%,制冷量低 9%,COP 低 3%~11%,而 R1234ze(E)容积效率比 R134a 低 5%~6%,制冷量低 30%,COP 低 2%~8%。Luigi 等^[18]实验测试了水-水热泵系统使用 R1234yf 和 R1234ze(E)时的性能,并与 R134a 进行了对比,结果表明:相同转速下,相较于 R134a,R1234yf 的热容量和 COP 分别降低 9.80%、7.39%,R1234ze(E)的热容量最高降低 33.82%,COP 变化范围为 -12.27%~4.32%,此外在相同加热能力条件下,R1234yf、R1234ze(E)使压缩机转速分别提升 16%、50%。Wang 等^[19]采用 CFD 结合一维计算软件对

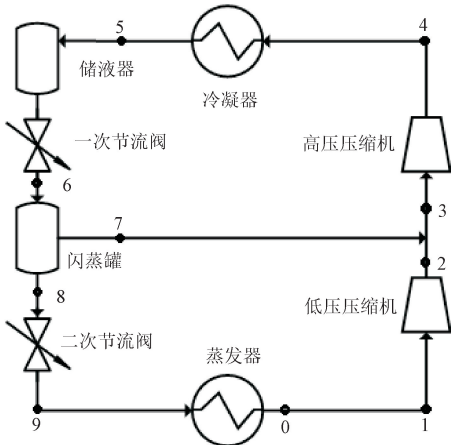
两级串联式离心压缩机使用 R1234yf 和 R1234ze(E) 替代 R134a 时的压缩机性能进行了评估,结果表明:R1234yf 和 R1234ze(E)相较于 R134a 压比分别增加 29%、16%,功率变化为 36%、-16%。

尽管许多学者对低 GWP 制冷剂替代 R134a 时的制冷循环影响进行了研究,但采用的压缩机等熵效率不变的方法无法反映真实性能。文献[19]主要关注制冷剂替代下的压缩机性能变化,没有结合制冷系统进行制冷量一体化研究。对于制冷行业特别关注的问题:替换制冷剂后如何通过变速实现制冷量和 COP 与原制冷剂相同的相关研究几乎没有。压缩机作为冷水机组的核心设备,决定了整个系统的性能。文献[15-16]表明:压缩机焓损失占比最大,压缩机性能的变化对整机性能至关重要,因此基于压缩机三维真实流动的数值建模研究 R1234ze(E) 替代 R134a 后压缩机及整个制冷循环的性能变化十分必要,可更加准确地指导新型制冷剂的替代。本文基于两次节流中间不完全冷却的两级蒸汽压缩制冷循环,建立磁悬浮轴承离心压缩机数值模拟模型和制冷循环数学模型,在压缩机、蒸发器、冷凝器、管路等设备都不变情况下,定量分析了 R1234ze(E) 替代 R134a 后同转速性能变化,以及如何实现制冷量和 COP 与原制冷剂相同,为新型制冷剂的替代使用提供更加准确的理论参考。

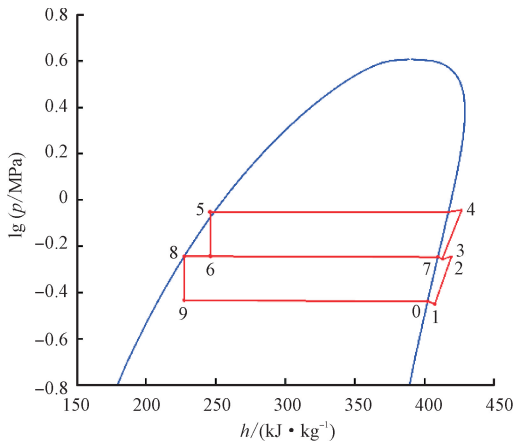
1 模型及验证

1.1 制冷循环模型

本文研究的两次节流中间不完全冷却的两级蒸汽压缩制冷循环(VCS-TS-FT)流程及压焓如图 1 所示。循环包含低压压缩机、高压压缩机、冷凝器、储液器、一次节流阀、闪蒸罐、二次节流阀和蒸发器,数字 1~9 为节点。



(a)流程图



(b)压焓图

图 1 VCS-TS-FT 原理图

Fig. 1 Schematic diagram of VCS-TS-FT

表 1 为 R134a、R1234ze(E) 制冷循环参数,R134a 名义制冷量为 3 700 kW,R1234ze(E)制冷量在 2.2、2.3 节讨论,名义工况按照 GB/T 18430.1—2024 中规定^[20]。

表 1 R134a、R1234ze(E)制冷循环参数

Table 1 Design parameters of refrigeration cycle

参数	数值	参数	数值
蒸发温度 $T_{\text{evap}}/^\circ\text{C}$	6.5	吸气压损 $p_{\text{loss,in}}/\text{kPa}$	3
冷凝温度 $T_{\text{cond}}/^\circ\text{C}$	35.1	排气压损 $p_{\text{loss,out}}/\text{kPa}$	8
1 级过热度 $T_{\text{sh}}/^\circ\text{C}$	0.1	补气压损 $p_{\text{loss,mid}}/\text{kPa}$	5
过冷度 $T_{\text{sc}}/^\circ\text{C}$	2	驱动系统总效率 η_{m}	0.931

制冷循环关键参数包含制冷量 Q_{evap} 、性能系数 ξ_{cop} 、容积制冷量 Q_v 、冷凝器散热量 Q_{cond} ,计算公式如下

$$Q_{\text{evap}} = m_1 (h_0 - h_9) \quad (1)$$

$$\xi_{\text{cop}} = Q_{\text{evap}} \eta_{\text{m}} / W_{\text{comp}} \quad (2)$$

$$Q_v = Q_{\text{evap}} / v_1 \quad (3)$$

$$Q_{\text{cond}} = m_2 (h_4 - h_5) \quad (4)$$

式中: h 、 m 、 v 、 W_{comp} 、 η_{m} 分别表示焓、质量流量、容积流量、压缩机轴功率、驱动系统总效率;下角标数字与图 1 节点位置对应。

1.2 压缩机模型

压缩机气动参数如表 2 所示。第 1 列为 R134a 气动设计参数,第 2 列为制冷剂替换为 R1234ze(E) 后,蒸发温度、冷凝温度不变、相同容积流量条件下,基于图 1 制冷循环得到的 R1234ze(E) 气动参数。压缩机结构参数如表 3 所示。

表 2 压缩机气动参数

Table 2 Aerodynamic parameters of compressor

参数	数值	
	R134a	R1234ze(E)
进气压力 p_{t1} /kPa	365	270
进气温度 T_{t1} /K	279.75	279.75
转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	8 750	
1 级质量流量 $m_1/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	21.39	17.34
2 级质量流量 $m_2/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	23.73	19.32
排气压力 p_{t4} /kPa	897.4	677.3

表 3 压缩机结构参数

Table 3 Structural parameters of compressor

参数	数值	
	第 1 级	第 2 级
叶轮进口直径 D_{1t}/mm	190.5	170.5
叶轮进口直径 D_{1h}/mm	69	69
叶轮出口直径 D_2/mm	302	302
叶轮出口宽度 b_2/mm	22.4	16.3
叶轮出口安装角 $\beta_{2A}/(^{\circ})$	50	50
叶片数	9+9	9+9
无叶扩压器出口直径 D_4/mm	513.4	513.4
无叶扩压器宽度 b_4/mm	15.7	16.3

图 2 为压缩机数值模型图,两级背靠背串联型式,包含两级叶轮、无叶扩压器、蜗壳、级间管道和补气管道。

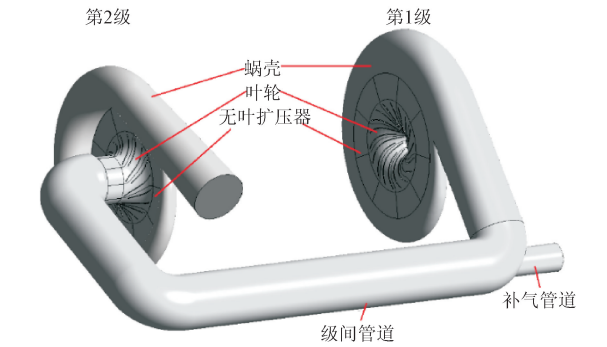


图 2 压缩机数值模型图

Fig. 2 Numerical model of compressor

压缩机关键参数压缩机压比 ϵ 、轴功率 W_{comp} 以及多变效率 η_{pol} 计算式如下

$$\epsilon = p_{t4}/p_{t1} \tag{5}$$

$$W_{\text{comp}} = (h_2 - h_1)m_1 + (h_4 - h_3)m_2 \tag{6}$$

$$\eta_{\text{pol}} = 1 - \frac{(s_4 - s_1)(T_4 - T_1)}{\ln(T_4/T_1)(h_4 - h_1)} \tag{7}$$

式中: p_t 、 s 、 T 分别表示总压、熵、温度;下角标数字与图 1 节点位置对应。

1.2.1 网格划分及模型设置

本文研究制冷剂为 R134a 和 R1234ze(E),采用 Ansys CFX 商业软件中的标准 $k-\epsilon$ 湍流模型, R134a 选用 CFX 自带 R134a 物性参数, R1234ze(E) 利用 Refprop 9.1 软件生成 RGP 文件,导入 CFX 用于计算,收敛性判断准则为均方根残差小于 10^{-6} ,多变效率变化小于 0.01%。

两级进气室、叶轮以及无叶扩压器采用单通道流体计算域,使用 TurboGrid 软件生成结构化网格,使用 Mesh 软件生成蜗壳、中间连接管道等非结构化网格。除一级蜗壳出口与中间管道连接处采用一般连接外,其余交界面均采用混合平面法。采用绝热无滑移固壁边界,壁面粗糙度设置为蜗壳壁面 25,叶轮 0.8,其余壁面 1.6。进口边界条件采用总温、总压,出口采用质量流量边界条件,中间管道补气采用总温、质量流量入口。

为节约计算资源的同时得到更加精确的计算结果,利用网格收敛指数方法开展网格无关性验证^[21-22]。要求至少选取计算结果满足单调收敛条件的 3 组网格, $i = 1, 2, 3$ 表示网格由疏到密。网格收敛指数 λ 定义如下

$$\lambda_i = \frac{F_s \delta_{i,i+1} r_{i,i+1}^k}{r_{i,i+1}^k - 1}; \lambda_{i+1} = \frac{F_s \delta_{i+1,i+2}}{r_{i+1,i+2}^k - 1} \tag{8}$$

式中: $F_s = [1.25, 3.0]$ 为安全系数,取 1.25; k 为收敛精度; $\delta_{i,i+1}$ 为网格 i 和 $i+1$ 间相对误差, $r_{i,i+1}$ 为网格 i 和 $i+1$ 细化比,定义如下

$$\delta_{i,i+1} = |f_{i+1} - f_i|/f_i \tag{9}$$

$$r_{i,i+1} = (N_{i+1}/N_i)^{1/3} \tag{10}$$

$$\delta_{1,2}/r_{1,2}^k = \delta_{2,3}r_{2,3}^k/r_{2,3}^k - 1 \tag{11}$$

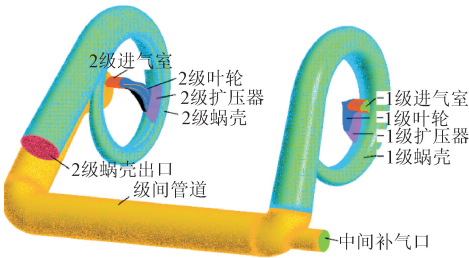
其中, N 为网格节点数, f 为数值求解离散解。

由表 4 可知:压比和多变效率均满足 $0 < (f_3 - f_2)/(f_2 - f_1) < 1$,因此计算结果满足单调收敛。网格越密离散结果越接近精确解, λ 越小,表明网格加密成功。同时,网格节点数量从 501 万增加至 717 万,压比和多变效率分别增加 0.55%、0.12%,从 717 万增加至 1 200 万,分别增加 0.51%、0.008%。因此,选择 717 万网格节点作为最终网格划分方案,其中第 1 级叶轮和扩压器网格节点数为 188 万,蜗壳为 90 万;第 2 级叶轮和扩压器为 187 万,蜗壳为 93 万;中间连接管道为 159 万,边界层第 1 层网格高度为 0.01 mm。图 3 为流体计算域网格划分。

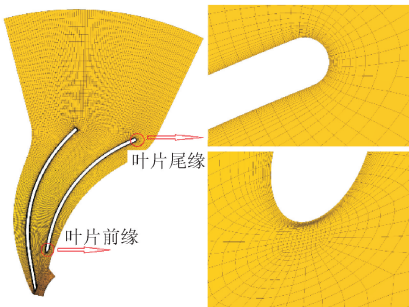
表 4 网格无关性验证

Table 4 Grid independence verification

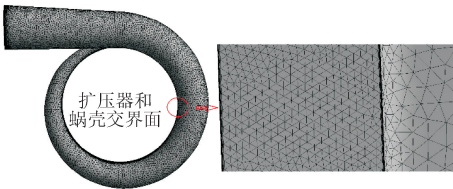
参数	数值		
	501 万	717 万	1 200 万
压比	2.400 9	2.414 1	2.426 4
压比相对误差		0.549 6	0.510 5
压比收敛精度	3.059 9	3.059 9	3.059 9
压比收敛指数	0.022 4	0.015 6	0.009 2
多变效率	0.873 9	0.874 9	0.875 0
多变效率相对误差		0.123 4	0.008 0
多变效率收敛精度	23.276 1	23.276 1	23.276 1
多变效率收敛指数	0.001 64	0.000 10	0.000 002



(a) 整体网格划分



(b) 叶轮、扩压器网格划分



(c) 蜗壳网格划分

图 3 流体计算域网格划分

Fig. 3 Schematic diagram of grid in flow domain

图 4 为 717 万网格节点数计算结果的壁面第 1 层网格无量纲高度 (y^+) 分布图,可以看出,98.4% 的 y^+ 分布在 300 以内,满足壁面函数要求^[23]。

1.2.2 数值方法验证

数值方法验证所用叶轮结构参数见表 5,制冷剂为 R134a,计算压比(ϵ_{cfx})和实验压比(ϵ_{exp})误差如图 5 所示,误差表达式为

$$\Delta = \frac{\epsilon_{\text{cfx}} - \epsilon_{\text{exp}}}{\epsilon_{\text{exp}}} \times 100\% \quad (12)$$

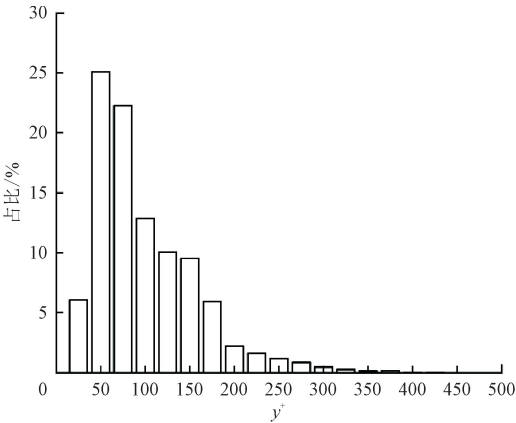


图 4 717 万网格节点数 y^+ 分布

Fig. 4 y^+ distribution of the calculation result with 7.17 million grid nodes

表 5 模型验证叶轮结构参数

参数	数值	参数	数值
D_{1i}/mm	84	$\beta_{2A}/(^{\circ})$	50
D_{1h}/mm	39	叶片数	16
D_2/mm	156	D_4/mm	240
$b_2, b_4/\text{mm}$	9.8	$n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	14 400

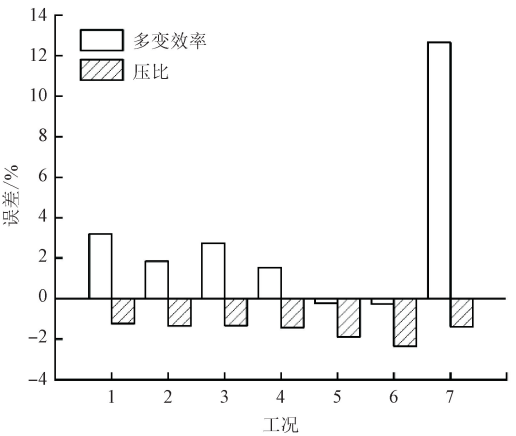


图 5 数值模拟与实验结果误差对比

Fig. 5 Comparison of errors between simulation and experiment

图 5 为 14 400 r/min 转速下流量从小到大 7 个工况数值模拟与实验结果的对比。由图 5 可知,除近阻塞点数值模拟多变效率与实验结果偏差较大外,其余工况点多变效率、压比偏差均在 3.5% 以内,其中峰值效率点(4.08 kg/s)多变效率、压比偏差分别为 2.7%、-1.34%,因此数值模拟结果精度可以满足工程分析要求,可以用于后续研究。

2 结果与讨论

2.1 等效率下的制冷循环分析

图 6 为 R1234ze(E)与 R134a 制冷剂依据图 1 制冷循环在假定等熵效率相等条件下计算的容积制冷量比的变化。可以看出,R1234ze(E)的容积制冷量始终低于 R134a,随冷凝温度的上升,容积制冷量呈现先上升后下降的趋势,0℃以下均在 0.75 以下,0℃以上均在 0.75 以上,在 55~70℃之间可以达到 0.78。实际运行过程中,制冷剂替换后,压缩机运行效率及容积流量均发生变化,因此需结合压缩机具体参数进行制冷循环性能分析。

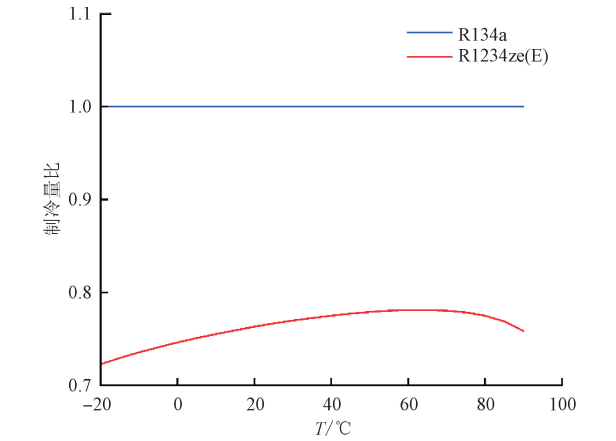


图 6 R1234ze(E)与 R134a 容积制冷量比
Fig. 6 Ratio of the volumetric refrigerating capacity of R1234ze(E) to that of R134a

2.2 同转速性能分析

在压缩机设计转速(8 750 r/min)下,R1234ze(E)与 R134a 相同蒸发温度即压缩机进气参数相同条件下的性能对比结果见图 7~图 9。

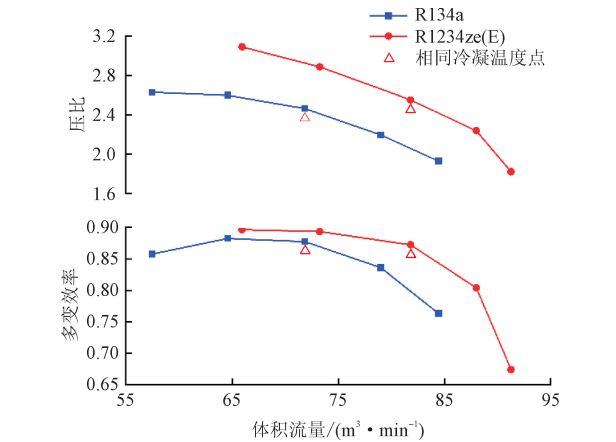


图 7 压缩机压比和多变效率的对比
Fig. 7 Performance of the compressor's pressure ratio and polytropic efficiency

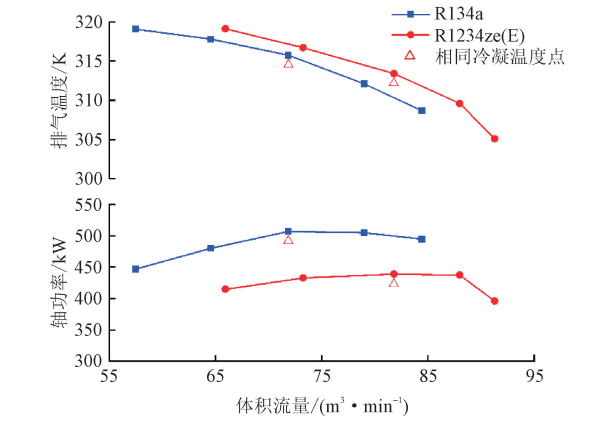


图 8 压缩机排气温度和轴功率的对比
Fig. 8 Performance of the compressor's discharge temperature and shaft power

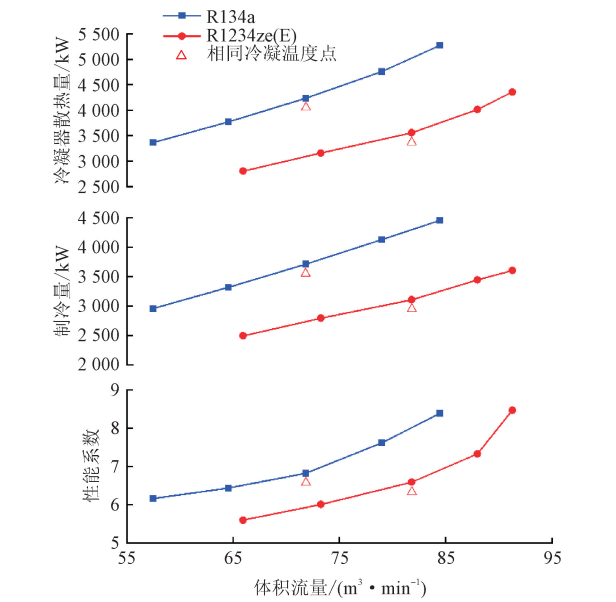


图 9 冷凝器散热量、制冷量、性能系数
Fig. 9 Heat dissipation capacity, refrigeration capacity, and coefficient of performance

由图 7 可知:相同蒸发温度、冷凝温度条件下,虽然 R1234ze(E)的质量流量比 R134a 小 1.9 kg/s (9.0%),但体积流量大 8.7m³/min(12.2%),因此同转速下 R1234ze(E)与 R134a 的制冷量之比并不等于图 6 容积制冷量之比;制冷剂为 R1234ze(E)时压缩机运行工况整体偏向大流量区;流量-压比曲线结合表 2 中 R134a 和 R1234ze(E)进、排气压力值可知,当机组制冷剂由 R134a 替换为 R1234ze(E)后,压缩机、冷凝器、蒸发器以及管路压力满足设备安全要求;由于 R1234ze(E)摩尔质量(114 g/mol)大于 R134a(102 g/mol),使得同转速下相同冷凝温度时,

压比较 R134a 大约 2%, 相同体积流量下压比大约 18%; 相同冷凝温度时, R1234ze(E) 的效率比 R134a 高 0.5%, 但相同体积流量下, R1234ze(E) 效率整体高于 R134a 效率的 1.4%~8%。

由图 8 可知, 在相同蒸发温度、冷凝温度条件下, R1234ze(E) 排气温度比 R134a 低 1.6 °C (0.5%); 虽然 R1234ze(E) 压比大, 但质量流量小, 压缩机轴功率较 R134a 低 68 kW (13.4%), 因此替换制冷剂后, 电机功率满足要求。

由图 9 可知, 相同冷凝温度条件下, R134a、R1234ze(E) 冷凝器散热量分别为 4 237 kW、3 556 kW, 制冷量分别为 3 714 kW、3 107 kW, 性能系数 ξ_{cop} 分别为 6.83、6.59。R1234ze(E) 所需冷凝器散热量为 R134a 的 83.9%, 制冷量为 R134a 的 83.6%, ξ_{cop} 为 96.5%。随流量的增加, 压缩机排气压力逐渐降低, 冷凝温度降低, 压缩机轴功率先增大后减小, 制冷量随流量线性增加, ξ_{cop} 呈逐渐增大趋势。

2.3 变转速性能分析

改变转速是制冷系统变工况调节的最有效方

式。本节通过改变转速, 重点研究相同冷凝温度条件下, R1234ze(E) 与 R134a 相同制冷量和相同体积流量下的压缩机及制冷循环性能。其中: 9 365 r/min 为 107% 设计转速, 该转速下 R1234ze(E) 制冷量与 R134a 设计转速 (8 750 r/min) 下的制冷量相同; 8 450 r/min 为 96.6% 设计转速, 该转速下体积流量与 R134a 设计转速下的体积流量相同。图 10、图 11 分别为 R134a 的设计转速 (8 750 r/min) 与 R1234ze(E) 的 107% 转速 (9 365 r/min)、设计转速以及 96.6% 转速 (8 450 r/min) 下压缩机性能的对比较。

由图 10、图 11 可知, 在 107% 设计转速 (9 365 r/min)、相同冷凝温度时, R1234ze(E) 可达到与 R134a 设计转速下相同制冷量 (见图 10(f)), 但 ξ_{cop} 由 6.59 下降至 6.15 (见图 11)。主要原因在于, 转速提升使得压缩机效率下降 5.8% (见图 10(b)), 压缩机轴功率 (见图 10(c)) 增加幅度 (27.9%) 大于制冷量增加幅度 (19.4%), 因此 ξ_{cop} 下降。冷凝器所需散热量趋势与制冷量基本一致, 且同工况下散热量比制冷量大 15% 左右 (见图 10(e))。

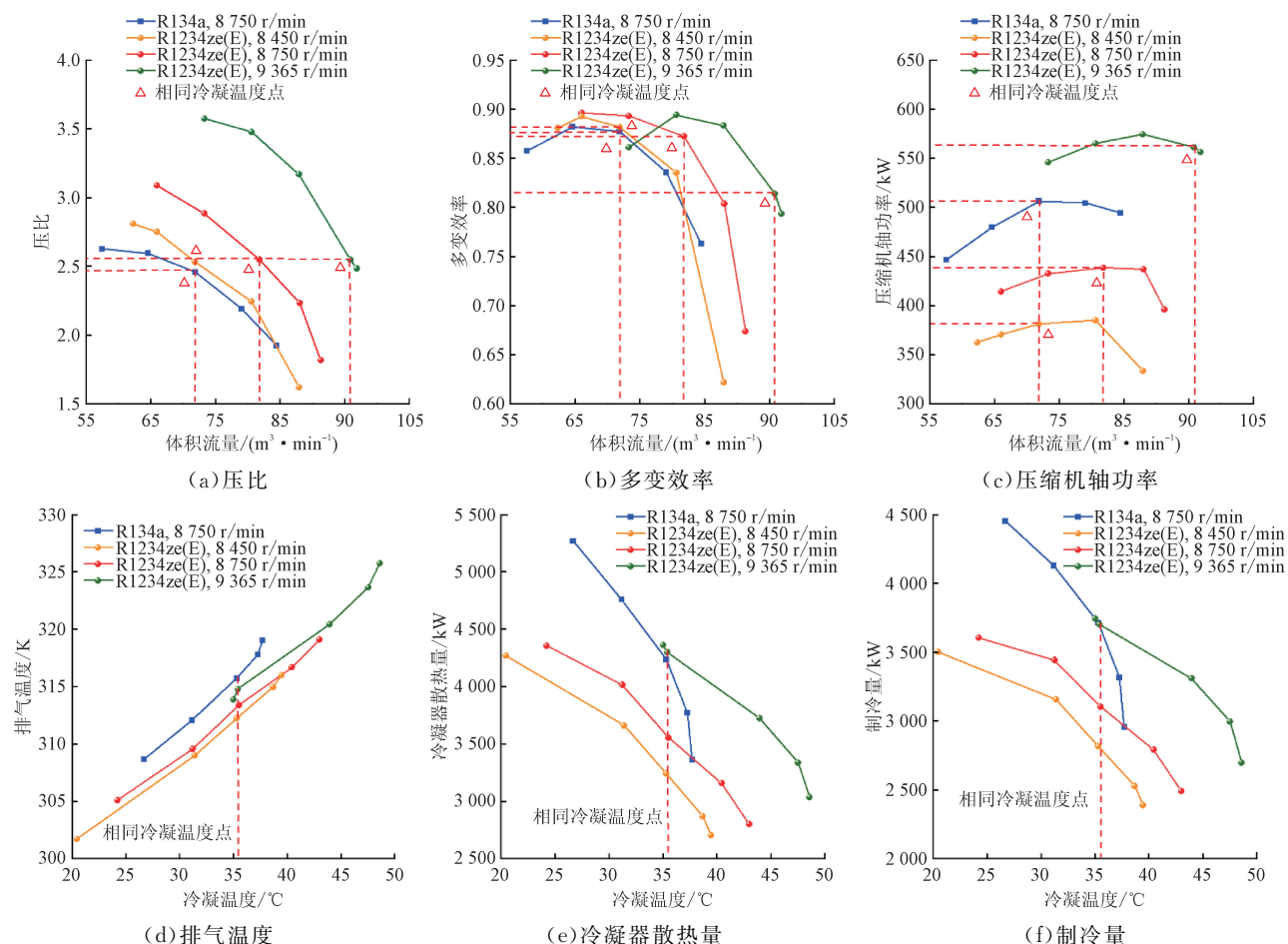


图 10 R1234ze(E) 不同转速与 R134a 设计转速性能的对比

Fig. 10 Performance comparison of R1234ze(E) at different speeds versus design speed of R134a

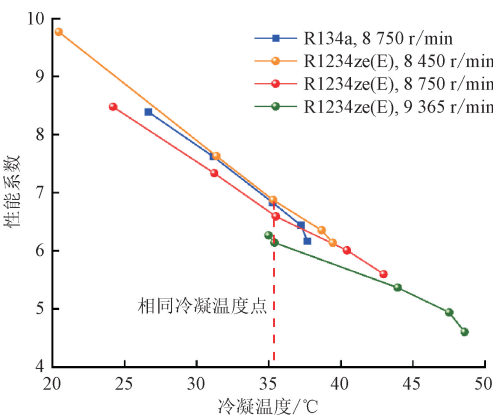


图 11 R1234ze(E)不同转速与 R134a 设计转速性能系数的对比

Fig. 11 Coefficient of performance comparison of R1234ze(E) at different speeds versus design speed of R134a

在 96.6%设计转速(8 450 r/min)、相同冷凝温度时,两种制冷剂的容积流量相同(见图 10(a)),R1234ze(E)的制冷量为 R134a 的 75.9%(见图 10(f)),与图 6 结果一致。制冷剂为 R1234ze(E)时,虽然压比大于 R134a 的(见图 10(a)),但 R1234ze(E)的质量流量小,且压缩机效率较高(见图 10(b)),因此压缩机轴功率小(见图 10(c)),使得压缩机轴功率减小量(24.7%)大于制冷量(见图 10(f))减少量(24.1%),最终系统 ξ_{cop} 高于 R134a 的制冷系数(见图 11)。

此外,相同冷凝温度下,R1234ze(E)的排气温度始终低于 R134a 的(见图 10(d)),随压缩机转速的提升,R1234ze(E)的运行工况范围、压缩机峰值效率向大流量方向移动,且峰值效率高于设计转速下 R134a 的 0.9%~1.2%(图 10(b))。不同转速下相同冷凝温度时 R134a 与 R1234ze(E)关键性能对比见表 6。

表 6 R1234ze(E)不同转速与 R134a 设计转速下的性能对比

Table 6 Performance comparison of R1234ze(E) at different speeds versus design speed of R134a

参数	数值			
	R134a	R1234ze(E)	R1234ze(E)	R1234ze(E)
转速/(r·min ⁻¹)	8 750	8 450	8 750	9 365
制冷量/kW	3 714	2 818	3 107	3 710
制冷量比/%	100	75.9	83.7	100
性能系数	6.83	6.87	6.59	6.15
性能系数比/%	100	100.6	96.5	90.0

根据文献研究结果:当制冷剂质量流量密度大于 20 kg·m⁻²·s⁻¹、冷凝温度为 25~40℃时,R1234ze(E)和 R134a 冷凝换热系数随质流密度的增大而增大,且 R1234ze(E)换热系数低于 R134a 的 4%~6%,压降增加 10%^[24]。质量流量密度为 100~200 kg·m⁻²·s⁻¹、蒸发温度为 5~15℃时,沸腾换热系数随质量流量密度的增大而增大,且 R1234ze(E)与 R134a 换热系数比为 0.89~1.2,压降增加 10%~27%^[25]。因此,R1234ze(E)替代 R134a 时,为实现相同制冷量,蒸发器和冷凝器也需要进行相应改进设计。

3 结 论

本文通过制冷循环与压缩机数值模型建模,研究分析了制冷剂 R1234ze(E)替代 R134a 对压缩机性能以及制冷循环系统的影响,得到主要结论总结如下。

- (1)工作压力降低,系统承压能力满足要求,电机功率满足要求。
- (2)设计转速下,相同蒸发温度、冷凝温度条件下,R1234ze(E)制冷量为 R134a 的 83.7%,压比升高 2%,效率基本相当,排气温度低 0.5%,压缩机轴功率低 13.4%,性能系数 ξ_{cop} 由 6.83 降为 6.59。
- (3)变转速时,转速提升 7%,由于流量的增加制冷量提升至与 R134a 相同,但压缩机效率下降 5.8%,导致 ξ_{cop} 下降至 6.15;转速降低 3.4%,R1234ze(E)容积流量与 R134a 相同,由于流量的减少制冷量减小为 R134a 的 75.9%, ξ_{cop} 上升为 6.87。
- (4)R1234ze(E)直接替代 R134a 无法达到 ξ_{cop} 和制冷量同时与 R134a 相等的水平,必须对压缩机进行重新设计,同时,需对冷凝器和蒸发器进行改进。

参考文献:

[1] GONG Jieming, YING Shicheng, SONG Junnan, et al. Performance evaluation of chiller unit with gas bearings based on energy, exergy, economic, and environmental analyses [J]. Journal of Energy Engineering, 2025, 151(2): 04025004.

[2] HEREDIA-ARICAPA Y, BELMAN-FLORES J M, MOTA-BABILONI A, et al. Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A [J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 111: 113-123.

[3] United Nations Environment Programme (UNEP).

- Handbook for the Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer [M]. Kenya: Ozone Secretariat, 2020: 35-925.
- [4] European Union. Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006 Text with EEA relevance [EB/OL]. (2024-12-31) [2025-02-21]. <https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2014/517/oj/eng>.
- [5] Environmental Protection Agency. Protection of stratospheric ozone; change of listing status for certain substitutes under the significant new alternatives policy program [EB/OL]. (2015-07-20) [2025-02-21]. <https://www.federalregister.gov/documents/2015/07/20/2015-17066/protection-of-stratospheric-ozone-change-of-listing-status-for-certain-substitutes-under-the>.
- [6] 中华人民共和国生态环境部办公厅. 关于公开征求《中国履行〈关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书〉国家方案(2024—2030)(征求意见稿)》意见的函 [EB/OL]. (2024-07-02) [2025-02-21]. https://www.mee.gov.cn/xxgk2018/xxgk/xxgk06/202407/t20240702_1080675.html.
- [7] LIU Hequn, WU Zhenxing, YUAN Chao, et al. Experimental study of R410A and its low GWP alternative R452B flow boiling in a multiport microchannel tube [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2024, 230: 125732.
- [8] SHARIF M Z, AZMI W H, GHAZALI M F, et al. Performance improvement strategies of R1234yf in vapor compression refrigeration system as a R134a replacement; a review [J]. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, 2023, 148: 105032.
- [9] 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.
- [10] MCLINDEN M O, KAZAKOV A F, STEVEN BROWN J, et al. A thermodynamic analysis of refrigerants: possibilities and tradeoffs for low-GWP refrigerants [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 38: 80-92.
- [11] FEDELE L, LOMBARDO G, GRESELIN I, et al. Thermophysical properties of low GWP refrigerants; an update [J]. *International Journal of Thermophysics*, 2023, 44(5): 80.
- [12] MOTA-BABILONI A, NAVARRO-ESBRÍ J, MOLÉS F, et al. A review of refrigerant R1234ze(E) recent investigations [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 95: 211-222.
- [13] LI G. Evaluation of multistage centrifugal chiller performance metrics with different low global warming potential refrigerants [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2022, 31(2): 340-374.
- [14] SÁNCHEZ D, CABELLO R, LLOPIS R, et al. Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017, 74: 269-282.
- [15] BEN JEMAA R, MANSOURI R, BOUKHOLDA I, et al. Energy and exergy investigation of R1234ze as R134a replacement in vapor compression chillers [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017, 42(17): 12877-12887.
- [16] YATAGANBABA A, KILICARSLAN A, KURTBAŞ I. Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 60: 26-37.
- [17] MOTA-BABILONI A, NAVARRO-ESBRÍ J, BARRAGÁN Á, et al. Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 71(1): 259-265.
- [18] COLOMBO L P M, LUCCHINI A, MOLINAROLI L. Experimental analysis of the use of R1234yf and R1234ze(E) as drop-in alternatives of R134a in a water-to-water heat pump [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2020, 115: 18-27.
- [19] WANG Yintao, YAN Jin. Study of performance changes in centrifugal compressors working in different refrigerants [J]. *Energies*, 2024, 17(11): 2784.
- [20] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. 蒸气压缩循环冷水(热泵)机组 第1部分: 工业或商业用及类似用途的冷水(热泵)机组: GB/T 18430.1-2024 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2024.
- [21] ROACHE P J. Perspective: a method for uniform reporting of grid refinement studies [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1994, 116(3): 405-413.
- [22] 支长双, 李创业, 李金波, 等. 气液两相流分配器参数敏感性分析与优化 [J]. *西安交通大学学报*, 2024, 58(6): 90-102.
- ZHI Changshuang, LI Chuangye, LI Jinbo, et al.

Sensitivity analysis and parametric optimization of distributors with vapor-liquid two-phase flow [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58 (6): 90-102.

[23] 赵会晶, 王志恒, 孙晔晨, 等. 湍流模型对高压比离心压缩机气动性能及流场结构影响的数值研究 [J]. 风机技术, 2014, 56(3): 13-21.

ZHAO Huijing, WANG Zhiheng, SUN Yechen, et al. Simulation research of effects of turbulence model on the aerodynamic performance and flow field structure in high-press ratio centrifugal compressor [J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2014, 56(3): 13-21.

[24] LONGO G A, ZILIO C, RIGHETTI G, et al. Condensation of the low GWP refrigerant HFO1234ze(E) inside a brazed plate heat exchanger [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 38: 250-259.

[25] GAO Yuping, FENG Ye, TANG Ke, et al. Comparison of flow boiling pressure drop and heat transfer of R134a with low GWP alternative R1234ze(E) in a dimpled flat duct [J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 119: 165-174.

(编辑 杜秀杰)