

文章编号: 1671-6612 (2022) 03-434-06

带经济器补气的 R1234yf 两级压缩制冷循环的性能分析

王 朋 杨启超 迟卫凯

(青岛科技大学机电学院 青岛 266061)

【摘 要】 由于 R1234yf 制冷剂具有优良的环保特性, 使它成为了 R134a 的热门替代品之一。针对带补气的两级离心式冷水机组制冷循环系统, 探究 R1234yf 工质替代 R134a 用于两级离心式冷水机组的可行性以及性能表现。基于热力学基本能量方程及焓平衡方程, 对相同流量下系统的 COP、制冷量、焓效率以及各部件不可逆损耗的占比情况进行了理论分析。结果表明: 当环境温度为 30°C 时, 相比于采用 R134a 的系统, 采用 R1234yf 的系统 COP 降低了 2.11%, 焓效率降低了 2.79%。虽然系统性能略有降低, 但 R1234yf 具有更加优良的环保特性, 因此 R1234yf 可以作为离心式冷水机组中 R134a 的替代制冷剂。

【关键词】 制冷循环; 补气; 能量分析; 焓分析; R134a; R1234yf

中图分类号 TB615 文献标识码 A

Performance Analysis of R1234yf Applying the Two-stage Compression Refrigeration Cycle with Vapor Injection

Wang Peng Yang Qichao Chi Weikai

(College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao, 266061)

【Abstract】 Because R1234yf refrigerant has excellent environmental protection characteristics, it has become one of the popular substitutes for R134a. This article aims at the refrigeration cycle system of two-stage centrifugal chillers with vapor injection and explores the feasibility and performance of R1234yf working fluid instead of R134a in two-stage centrifugal chillers. Based on the basic energy equation of thermodynamics and the exergy balance equation, the COP, cooling capacity, exergy efficiency of the system, and the proportion of irreversible losses of each component under the same flow rate are theoretically analyzed. The results show that when the ambient temperature is 30°C, compared with the system using R134a, the COP of the system using R1234yf is reduced by 2.11%, and the exergy efficiency is reduced by 2.79%. Although the system performance is slightly reduced, R1234yf is more environmentally friendly, so R1234yf can be used as an alternative refrigerant for R134a in centrifugal chillers.

【Keywords】 refrigeration cycle; vapor injection; energy analysis; exergy analysis; R134a; R1234yf

作者简介: 王 朋 (1996.04-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: 993207461@qq.com

通讯作者: 杨启超 (1980.11-), 男, 副教授, 研究领域为压缩机及制冷技术, E-mail: qichaoyang@163.com

收稿日期: 2021-10-17

0 引言

离心式冷水机组因其制冷量大、能效高而广泛应用于大型中央空调、医疗卫生、工业生产等各行

业。现阶段大型的离心式冷水机组常用制冷剂有 R22、R134a、R407C 以及 R507C 等^[1]。制冷剂伴随机组每年 2% 左右的不可避免的损耗以及操作

不当的泄露等因素排放到大气中, 对环境存在一定程度的破坏。随着环境形势的日益严峻和《关于损耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书》的签署^[2], R22 的 OPD (Ozone depletion potential 臭氧层破坏指数) 较高, 现在已经逐步淘汰, 而 R134a、R407C 和 R507C 虽然不会破坏臭氧层, 但是它们的 GWP (Global Warming Potential 全球温室效应指数) 较高, 长期大量使用会导致全球温室效应加剧, 根据基加利协议此类制冷剂也会被逐步淘汰^[3,4]。因此, 针对离心冷水机组制冷剂的替代工作也是其研究的热点问题之一。

目前, R134a 的主流代替工质有 R1234ze、R1234zd 和 R1234yf^[5,6], R1234ze 和 R1234zd 常用于离心式冷水机组^[7,8], 也有许多公司推出了相关产品, 如丹佛斯、特灵、格力和三菱重工等^[9,10]。R1234yf 主要用于汽车空调系统中替代 R134a。中国、美国、日本及欧盟的新型车的空调系统都开始采用 R1234yf 制冷剂, 研究表明其能效水平仅相差 2%~4%^[11,12]。同时也有许多学者针对采用替代制冷剂的换热器研究, 研究成果表明: R1234yf 管内两相蒸发换热系数与 R134a 相当^[13,14]。从物性上看 R1234yf 的分子量、沸点、临界温度、临界压力和饱和蒸汽密度等均与 R134a 相近^[15], R1234yf 与 R134a 在冷水机组中的作用与可发挥能力相近, 且 R1234yf 的 ODP=0, GWP<1, 安全性方面, R1234yf 无毒可燃性差, 研究表明 R1234yf 在汽车空调工况下运行不可燃, 安全性与 R134a 相同^[16]。由此可见 R1234yf 是比较理想的 R134a 替代工质。

本文对 R1234yf 和 R134a 在离心式冷水机组中的具体性能表现进行理论对比分析。

1 系统介绍

本文针对板式换热器作为经济器的两级离心式冷水机组循环系统进行研究分析, 系统流程图如图 1 所示。压缩机采用双叶轮两级压缩离心式压缩机, 两叶轮分别实现 1—2 压缩过程和 4—5 压缩过程, 一般情况下称之为压缩机高压级和压缩机低压级。

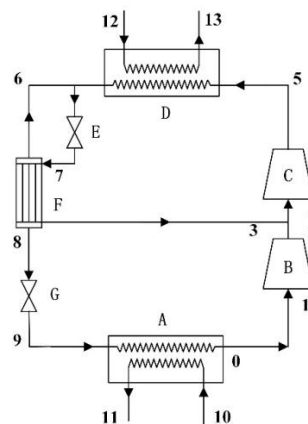
循环的基本原理为通过制冷剂在蒸发器 A 的气化吸收冷水热量, 压缩机低压级 B 吸入蒸发器 A 的制冷剂蒸汽使其压缩到中间压力, 吸收经济器出来的制冷剂气体通过压缩机高压级 C 压缩到高

温高压的气态并送入冷凝器 D。从冷凝器 D 出来的制冷剂液体一部分经过节流阀 E 后进入经济器 F 进行蒸发后汇入压缩机低压级 B 出口, 另一部分直接进入经济器 F, 通过经济器冷一侧的制冷剂蒸发对该部分制冷剂进行降温后通过节流阀 G 后进入蒸发器。设置经济器主要目的是使冷凝器 D 出来的制冷剂液体过冷从而达到增加制冷量的作用, 同时补气也可降低压缩机的排气温度。循环系统 p-h 图如图 2 所示。

由于制冷剂 R134a 与 R1234yf 两种制冷剂的物性存在差异以及循环系统中不可避免存在压力损失和热量散失, 为了可以更加清晰的看到不同工况和制冷剂在相同循环下的差异性, 故通过如下假设条件简化计算:

(1) 循环中节流过程为绝热过程; (2) 换热器和管件不存在压力损失和热量损失; (3) 循环各状态点不随时间的变化而变化; (4) 冷凝器循环水进出口温度不受环境温度影响; (5) 压缩机等熵效率与压缩

机的压比相关, 用下式计算: $\eta = 1 - 0.04(p_k / p_0)$ 。



A-蒸发器 B、C-低、高温级压缩机 D-冷凝器 E、G-节流阀 F-经济器

图 1 系统流程图

Fig.1 Schematic diagram of the system

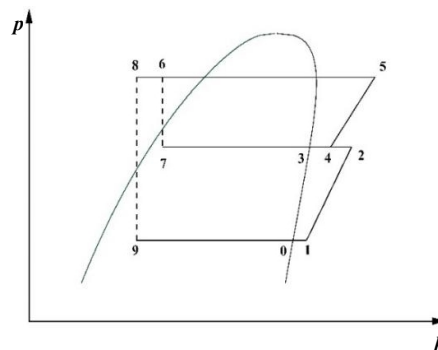


图 2 循环系统 p-h 图

Fig.2 The *p-h* diagram of the system

2 热力学模型

根据热力学能量守恒定律和质量守恒定律建立系统分析模型,系统的主要性能参数根据以下方程得出。

循环制冷量:

$$Q = q_m (h_9 - h_0) \quad (1)$$

式中, Q 为系统制冷量, kW; h_9 和 h_0 为蒸发器进出口焓, kJ/kg; q_m 为制冷剂质量流量, kg/s。

压缩机输入功率:

$$W_L = (1-x)q_m (h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$W_H = q_m (h_5 - h_4) \quad (3)$$

式中, W_L 和 W_H 为压缩机高低压功耗, kW; h_1 、 h_2 、 h_4 和 h_5 为各状态点焓, kJ/kg; x 为循环系统最佳补气比。

经济器采用板式换热器,通过补气部分 3-7 (状态点)的蒸发作用使 6 点降温到 8 点,实现增加过冷度的目的。能量平衡方程:

$$(1-x)(h_6 - h_8) = x(h_3 - h_7) \quad (4)$$

系统 COP:

$$COP = Q / (W_L + W_H) \quad (5)$$

压缩机低压级、高压级焓损失:

$$E_{LET} = (1-x)q_m (e_1 - e_2) + W_L = (1-x)q_m [(h_1 - h_2) - T_0 (S_1 - S_2)] + W_L \quad (6)$$

$$E_{HET} = q_m (e_5 - e_4) + W_H = q_m [(h_5 - h_4) - T_0 (S_5 - S_4)] + W_H \quad (7)$$

式中, e 为状态点焓, kJ/kg; h 为状态点焓, kJ/kg; T_0 为环境温度, °C; S 为状态点熵, kJ/kg。

蒸发器焓损失:

$$E_{EVA} = (1-x)q_m (e_9 - e_1) + q_{LW} (e_{10} - e_{11}) = (1-x)q_m [(h_9 - h_1) - T_0 (S_9 - S_1)] + q_{LW} [(h_{10} - h_{11}) - T_0 (S_{11} - S_{12})] \quad (8)$$

冷凝器焓损失:

$$E_{CON} = q_m (e_5 - e_6) + q_{HW} (e_{12} - e_{13}) = q_m [(h_5 - h_6) - T_0 (S_5 - S_6)] + q_{HW} [(h_{12} - h_{13}) - T_0 (S_{12} - S_{13})] \quad (9)$$

经济器焓损失:

$$E_{PHE} = (1-x)q_m (e_6 - e_8) + q_{HW} (e_7 - e_3) = (1-x)q_m [(h_6 - h_8) - T_0 (S_6 - S_8)] + q_{HW} [(h_7 - h_3) - T_0 (S_7 - S_3)] \quad (10)$$

一、二级节流焓损失:

$$E_{HEV} = xq_m (e_6 - e_7) = xq_m T_0 (S_6 - S_7) \quad (11)$$

$$E_{LEV} = (1-x)q_m (e_8 - e_9) = (1-x)q_m T_0 (S_8 - S_9) \quad (12)$$

系统焓效率:

$$ECOP = (E_{LET} + E_{HET} + E_{EVA} + E_{CON} + E_{PHE} + E_{HEV} + E_{LEV}) / (W_L + W_H) \quad (13)$$

本文根据上述条件利用 MATLAB 建立该制冷系统的数学模型,采用 REFPROP 调用各状态点参数,图 3 为冷凝温度变化时循环系统模型计算流程图。

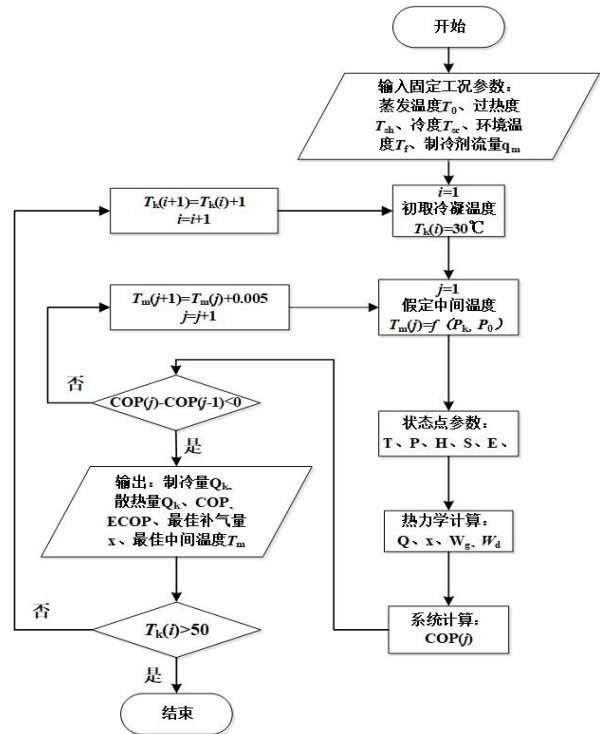


图 3 计算流程图

Fig.3 Diagram of the calculation process

3 结果分析

在环境温度为 30°C,蒸发温度为 2°C时,最佳补气量的情况下,在制冷剂流量相同同时对 R134a 与 R1234yf 进行系统性能分析。

带补气的两级压缩制冷系统存在最佳的中间补气温度使得系统的 COP 最大,系统的 COP 会随

着补气温度变化而变化, 当蒸发温度 2°C、冷凝温度 40°C 时, R134a 系统与 R1234yf 系统 COP 随着补气温度变化关系曲线如图 4 所示。从图可知, R134a 系统 COP 大于 R1234yf, 系统随着中间补气温度的上升先增大后减小, 存在最佳补气温度使系统 COP 最大, 当系统补气温度为 19.27°C 时, R1234yf 系统 COP 到最大值, 当系统补气温度为 19.75°C 时, R134a 系统 COP 到最大值, 两制冷剂的最佳中间温度差别极小, 下面的分析都是在最佳补气温度下获得的结果。

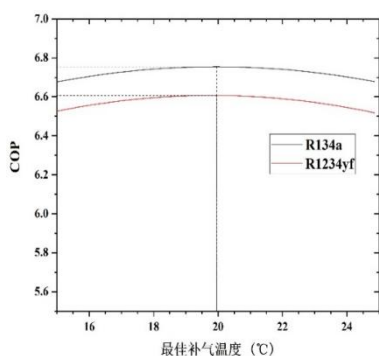


图 4 COP 与最佳中间气温度的关系

Fig.4 Effect of optimal vapor injection temperature on COP

图 5 为分别采用 R134a 与 R1234yf 制冷剂时冷凝温度对系统制冷量的影响规律。随着冷凝温度的升高系统的最佳补气量随之提高, 经过蒸发器的制冷剂减少, 从而系统制冷量随着冷凝温度的升到而降低, 其下降幅度大致相同, 约为 8%, R134a 系统制冷量比 R1234yf 高 19~21%, 其主要原因是 R134a 的汽化潜热大于 R1234yf。

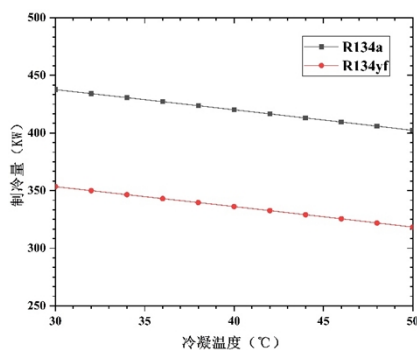


图 5 最佳补气量下系统制冷量与冷凝温度关系

Fig.5 Variation of system refrigeration capacity with condensing temperature under optimal vapor injection flow

图 6 为压缩机高压级和低压级功耗随着冷凝温度变化的关系曲线, R134a 与 R1234yf 的压缩机的低压级和高压级的功耗均随着冷凝温度的升高逐渐升高, R1234yf 的压缩机低压级和高压级总功耗比 R134a 低 17~19%, 在采用 R1234yf 时冷凝温度变化压缩机对压缩机功耗的上升幅度小于 R134a, 也就是说输入功率一定的情况下压缩机压缩 R1234yf 时更能适应工况的变化。

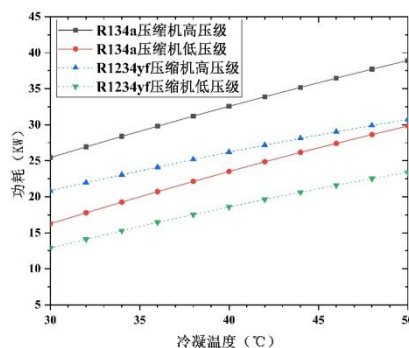


图 6 最佳补气量下功耗与冷凝温度关系

Fig.6 Variation of compressors' consumption with condensing temperature under optimal vapor

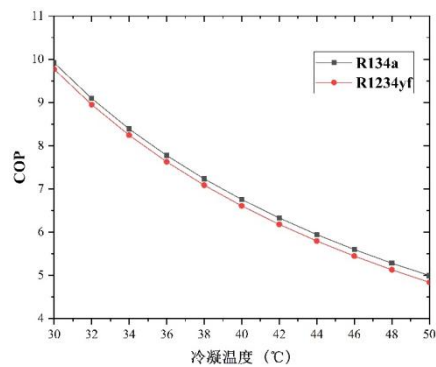


图 7 最佳补气量下系统 COP 与冷凝温度关系

Fig.7 Variation of COP with condensing temperature under optimal vapor injection flow

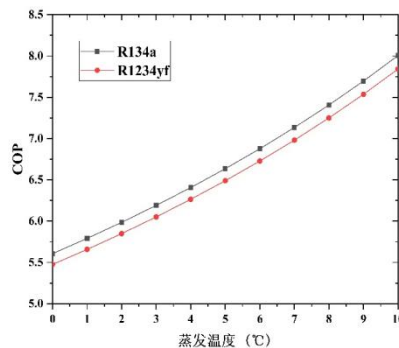


图 8 最佳补气量下系统 COP 与蒸发温度关系

Fig.8 Variation of COP with evaporation temperature under optimal vapor injection flow

图 7 和图 8 分别为在最佳补气量情况下蒸发温度和冷凝温度对系统 COP 的影响规律。由图可以看出系统 COP 随着冷凝温度的升高而降低，而随着蒸发温度的升高而升高，在蒸发温度和冷凝温度变化时两系统 COP 变化幅度大致相同，R1234yf 系统 COP 始终低于 R134a 系统。在蒸发温度 5.5℃，冷凝温度 40℃时，R134a 的 COP 为 6.75，R1234yf 的 COP 为 6.61，相比于 R134a，采用 R1234yf 的 COP 下降了约 2.11%，可以看出在同一系统中 R134a 与 R1234yf 在能效水平上大致相近。

带补气的两级压缩冷水机组循环系统各状态点输入焓、输出焓、焓损失及所占比例如图 9 和表 1 所示，在相同质量流量下采用 R134a 的系统压缩机高低压级、冷凝器高于 R1234yf 系统，而蒸发器、经济器和一、二级节流阀低于 R1234yf 系统，采用 R134a 系统和 R1234yf 系统中各部件焓损失

中冷凝器焓损失最高，分别占总损失的 36.56%和 23.29%，蒸发器次之，分别占总损失的 17.71%和 20.42%，总焓损失 R134a 系统比 R1234yf 系统高约 13.27%，其差异来源主要是冷凝器和压缩机高低压级的焓损失，由此可见在相同工况下的同一系统中采用 R1234yf，冷凝器和压缩机性能要优于 R134a 系统，蒸发器焓损失略高于 R134a 系统。

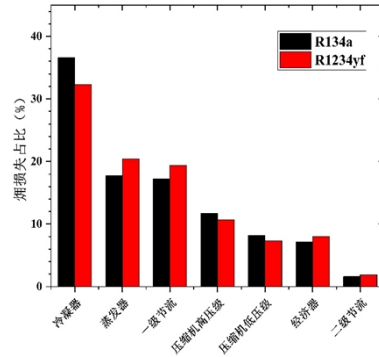


图 9 循环各部件焓损失

Fig.9 Exergy loss of system components

表 1 循环各状态点焓参数

Table 1 Parameters of each status point of the cycle

	输入焓/kW		输出焓/kW		焓损失/kW		比例/%	
	R134a	R13234yf	R134a	R13234yf	R134a	R13234yf	R134a	R13234yf
压缩机高压级	262.76	262.02	260.55	260.27	2.21	1.75	11.69	10.68
压缩机低压级	249.62	241.13	248.08	239.93	1.54	1.20	8.15	7.30
蒸发器	271.57	258.57	268.22	255.22	3.35	3.35	17.71	20.42
冷凝器	260.84	260.27	253.93	254.98	6.91	5.29	36.56	32.29
二级节流	31.46	31.38	31.16	31.07	0.30	0.31	1.59	1.89
一级节流	232.55	232.37	229.30	229.19	3.25	3.18	17.18	19.40
经济器	260.79	291.65	259.44	290.34	1.35	1.32	7.13	8.02
合计					18.91	16.40	100.00	100.00

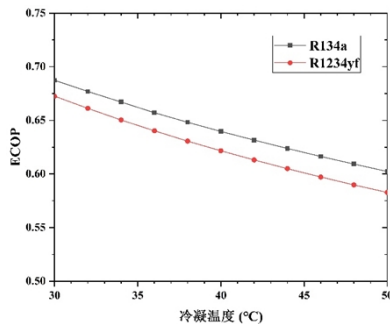


Fig.10 Variation of exergy efficiency with condensing temperature under optimal vapor injection flow

图 10 最佳补气量下系统焓效率与冷凝温度关系

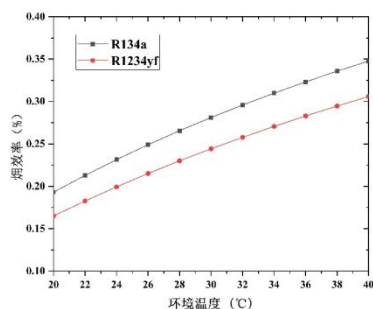


图 11 最佳补气量下系统焓效率与环境温度关系

Fig.11 Variation of exergy efficiency with the ambient temperature under optimal vapor injection flow

系统焓效率随冷凝温度变化规律如图 10 所示。

在质量流量相同的情况下,焓效率随着冷凝温度的升高而降低,两种工质降低程度大致保持一致。在上述工况条件下采用 R134a 的焓效率为 0.64; R1234yf 为 0.62,差异仅有 2~3%。图 11 为系统在不同环境温度下的焓效率,由图可知在冷凝温度不变的情况下环境温度升高系统焓效率均有所升高,采用两种工质不同工质的系统焓效率差异也只有 2~3%。由此可见两种制冷剂在不可逆损失的相关性质上大致相同。

4 结论

本文对用于两级离心式冷水机组中的带补气的制冷循环系统,建立了理论分析模型并编制计算程序,采用 R1234yf 和 R134a 两种制冷剂,在相同质量流量下对系统的制冷量、压缩机功耗、COP、各部件不可逆损失和焓效率进行性能分析对比,得出如下主要结论:

(1) R134a 和 R1234yf 系统制冷量随着蒸发温度的升高而升高,随着冷凝温度的升高而略有下降,压缩机功耗随蒸发温度的升高而降低,随着冷凝温度的升高而升高, R134a 系统制冷量较 R1234yf 系统制冷量高 19~21%,压缩机总功耗高约 17~19%,R1234yf 系统 COP 仅比 R134a 系统低 2~3%,故在系统性能方面考虑 R1234yf 可以作为 R134a 代替工质用于离心式冷水机组。

(2) R134a 和 R1234yf 系统焓损失随着冷凝温度的升高而升高,系统焓效率随着冷凝温度的升高而降低,系统焓效率随着在冷凝温度不变的情况下随环境温度的升高而降升高, R134a 系统总焓损失比 R1234yf 系统高约 13.27%,由于 R1234yf 系

统蒸发器和冷凝器焓损失相对较高,所以 R1234yf 系统焓效率略低于 R134a 系统,相差约 2.79%。从系统焓效率情况看 R1234yf 可以作为 R134a 的代替工质用于离心式冷水机组。

综上所述, R1234yf 从环保方面来说均优于 R134a,从系统能效和焓效率方面来说略低于 R134a, R1234yf 是代替 R134a 用于两级离心式冷水机组的比较理想的工质。

参考文献:

- [1] 陈光明,高能,朴春成.低碳制冷剂研究及应用最新进展[J].制冷学报,2016,37(1):1-11,31.
- [2] Calm J M. Refrigerant Transitions. Again. Moving Towards Sustainability[C]. Proceedings of the ASHRAE/ NIST Conference, American Society of Heating Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers ASHRAE. Atlanta, GA, USA, 2012.
- [3] 滑雪,李雄亚,韩美顺.2019 年度中国制冷剂产品市场分析[J].制冷技术,2020,40(S1):51-59.
- [4] The European Parliament and the Council of the European Union. Regulation (EC) No 842/2006 of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 on certain fluorinated greenhouse gases[R]. 2006.
- [5] 郑俊逸.冷水机组常用制冷剂及替代工质分析[J].化工与医药工程,2019,40(6):50-56.
- [6] 牛永明,刘军,周永,等.R1234yf 及 R1234ze(E)研究进展概述[J].制冷与空调,2015,15(11):82-91.
- [7] Janković Z, Atienza JS, Suárez JAM. Thermodynamic and Heat Transfer Analyses for R1234yf and R1234ze(E) as Drop-in Replacements for R134a in a Small Power Refrigerating System[J]. Applied Thermal Engineering, 2015,80:42-54.
- [8] 邱金友,张华,祁影霞,等.新型制冷剂 R1234ze(E)及其混合工质研究进展[J].制冷学报,2015,36(3):9-16,60.
- [9] 张秀平,刘晓红,李旻,等.工商用制冷剂压缩机产品及技术现状与发展趋势[J].制冷与空调,2017,17(2):49-57.
- [10] Qi Z. Performance Improvement Potentials of R1234yf Mobile Air Conditioning System[J]. International Journal of Refrigeration, 2015,58.
- [11] 孟照峰,张华,秦延斌,等.R1234yf/R134a 混合物在汽车空调中替代 R134a 的实验研究[J].化工学报,2018,69(6):2396-2403.
- [12] Lee Y, Jung D. A brief performance comparison of

- R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications[J]. Applied Thermal Engineering, 2012,35: 240-242.
- [13] Moreno G, Narumanchi S, King C. Pool boiling heat transfer characteristics of HFO-1234yf on plain and microporous-enhanced surfaces[J]. Journal of heat transfer, 2013,135(11).
- [14] Park K J, Jung D. Nucleate boiling heat transfer coefficients of R1234yf on plain and low fin surfaces[J]. International Journal of refrigeration, 2010,33(3):553-557.

(下转第 487 页)