

R134a 和 R407c 对热泵空调系统性能的影响

陈言桂, 施 灵, 方 璋

(集美大学机械与能源工程学院, 福建 厦门 361021)

[摘要] 为了比较 R134a 和 R407c 两种制冷剂对热泵空调系统性能的影响, 对热泵空调系统分别充注以上两种制冷剂, 在焓差实验室分别测试它们在蒸发温度 ($-25 \sim 15\text{ }^{\circ}\text{C}$)、冷凝温度 ($30 \sim 70\text{ }^{\circ}\text{C}$) 下的排气温度、制冷量、制热量、输入功率和 COP (coefficient of performance)。通过试验结果分析得出: 蒸发温度对制冷量和制热量的影响大, 冷凝温度对压缩机输入功率影响大; 空调冬季供热时, R407c 的平均 COP 比 R134a 高 27.6%; 空调夏季制冷时, R134a 的平均 COP 比 R407c 高 4.3%。因此, 空调系统在低温环境运行时应选择 R407c, 而空调系统在高温环境运行时则选择 R134a。

[关键词] 制冷剂; 排气温度; 制冷量; 制热量

[中图分类号] TK 124; TB 64

Performance Research of Heat Pump System Employing R134a and R407c

CHEN Yangui, SHI Ling, FANG Zhang

(School of Mechanical and Energy Engineering, Jimei University, Xiamen 361021, China)

Abstract: For evaluation of the performance of a heat pump air conditioning system, R134a and R407c were respectively employed as refrigerants and charged into the system. Tests were conducted in the enthalpy difference laboratory in terms of the exhaust temperature, refrigerating capacity, heating capacity, input power and the COP, which were determined within temperature range $-25 \sim 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $30 \sim 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ respectively for evaporation and condensation. Results show that the refrigerating and heating capacities of the system closely correlated with the fluctuation of the evaporation temperature, and the condensation temperature had a great effect on the input power of the compressor. Results also reveal that there is 27.6% increment in the mean COP (coefficient of performance) by R407c when the system operates in heating mode in winter in comparing with 4.3% increment by R134a when the system is in refrigeration mode in summer. It suggests that R407c is more suitable for an air conditioning system running at a lower temperature, and selection of R134a was more reasonable for an air conditioning system running at a higher temperature.

Keywords: refrigerating fluid; exhaust temperature; refrigerating capacity; heating capacity

0 引言

近年来随着技术和经济的发展, 小型热泵空调已经成为家用、商用、汽车空调的主流设备, 因其具有冬季高制热效率、夏季高制冷效率的特点, 而受到欢迎。但是在冬季环境温度低于 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下, 热泵空

[收稿日期] 2017-11-05

[修回日期] 2017-12-19

[基金项目] 福建省高校青年自然科学基金重点项目 (JZ160447)

[作者简介] 陈言桂 (1980—), 男, 讲师, 从事制冷空调理论、新能源技术等方面研究, E-mail: chenyangui@jmu.edu.cn。

<http://xuebaobangong.jmu.edu.cn/zkb>

调制热效率低,甚至无法正常运行。目前国内对低温热泵的研究成果主要有:带经济器的低温空气源热泵技术,其可在 $-15\sim-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 超低温环境中运行,且能效比在2.0左右^[1];在纯电动汽车上搭建混气型热泵空调系统,其可在 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的超低温工况下运行,能效比在1.5左右^[2];文献[3]在传统制冷循环系统上,研究了液体喷射技术、闪发蒸汽喷射技术等,能让热泵在室外温度 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上运行^[3]。但是目前这些技术只是在R22的基础上进行的改进,由于R22制冷剂不环保,目前已经禁止使用。故本文将从制冷系统循环所采用的制冷剂入手,选取R134a和R407c两种环保制冷剂,进行不同工况下的制冷量、制热量、压缩机输入功率和压缩机排气温度的试验测试,根据试验结果进行比较,探讨它们适合的工况及相关的影响因数,为同类空调系统,如电动汽车空调、空调热水器等提供参考。

1 试验模型

试验选取一台热泵空调为研究对象,压缩机型号为SZ084S4VC,排气量 $19.9\text{ m}^3/\text{h}$;排气容积 $114.5\text{ cm}^3/\text{r}$;转速 $2\,900\text{ r/min}$;电压为 $380\sim400\text{ V}$;频率 50 Hz ,三相。系统测试原理图如图1所示。

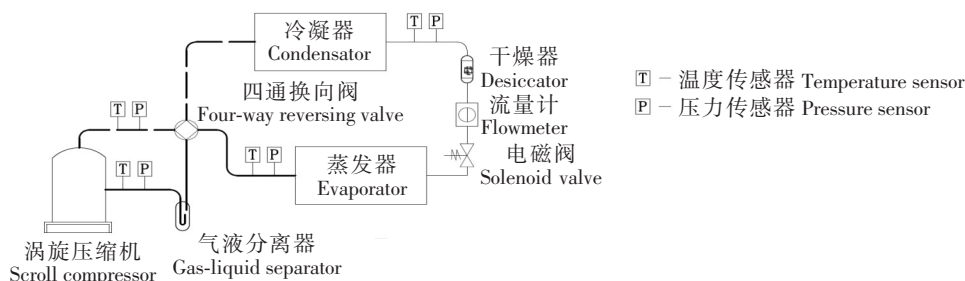


图1 常规热泵空调测试系统原理图

Fig.1 The principle diagram of a conventional heat pump air conditioning testing

根据图1搭建系统试验台,并在空调焓差实验室中进行系统性能测试。焓差实验室分为室1和室2,其中室1环境干球温度控制范围为 $10\sim50\text{ }^{\circ}\text{C}$,室2环境干球温度控制范围为 $-15\sim55\text{ }^{\circ}\text{C}$,控制精度为 $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

2 试验方案与试验数据处理

2.1 试验方案

根据测试平台,对该热泵空调分别充注R134a和R407c两种不同制冷剂,分别测试其蒸发温度从 $-25\sim15\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷凝温度从 $30\sim70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的制冷量、制热量、压缩机输入功率和压缩机排气温度。试验台压缩机和冷凝器的主体部分放置在测试室1内,蒸发器与相应配套设备放置于测试室2内。

试验测试方法参考文献[4-7],试验测试工况方案见表1。

表1 试验工况测试方案

Tab. 1 The test conditions and test schedules

试验工况 Test condition	注量 Refrigerant charge limit/kg	电压 Voltage/V	频率 Frequency/Hz	蒸发温度 Evaporation temperature/ $^{\circ}\text{C}$	冷凝温度 Condensing temperature/ $^{\circ}\text{C}$
R134a	8.5	380	50	$-25\sim15$	$30\sim70$
R407c	8.5	380	50	$-25\sim15$	$30\sim70$

2.2 试验数据处理

根据空气焓差法测量制冷能力原理,待工况稳定后,测试蒸发器或冷凝器的进、出口气流中的

干、湿球温度以及出风口侧风量。

根据 $Q = L(I_1 - I_2) / (v(1 + X))$ 计算制冷量或制热量。式中: Q 为蒸发器或冷凝器的制冷量或制热量, kW; I_1 为蒸发器或冷凝器回风空气焓值, kJ/kg; I_2 为蒸发器或冷凝器送风空气焓值, kJ/kg; L 为蒸发器或冷凝器测点的风量, m^3/s ; v 为测点处湿空气比容, m^3/kg ; X 为测点处空气绝对湿度, kg/kg。

试验测试中的压缩机排气温度和压缩机输入功率可从测试平台的温度传感器和功率表获得。

3 试验结果分析

3.1 排气温度

R134a 和 R407c 试验工况下的压缩机排气温度均随着蒸发温度的降低、冷凝温度的升高而升高 (见图 2)。当排气温度达到 125 °C, 压缩机运行 20 min 左右, 因过热出现停机保护。

由于 R407c 是由 R32、R125 和 R134a 组成的三元非共沸混合制冷剂, R134a 的蒸发压力低, R32 和 R125 蒸发压力高, 因此 R407c 的蒸发压力比 R134a 高 52% 以上^[8]。在压缩机输入功率一定的情况下, R407c 的冷凝压力相应的比 R134a 高, 故排气温度 R134a < R407c, 图 2 也反应了这一特性。在冷凝温度 > 35 °C, 蒸发温度 > 0 °C 的相同工况条件下, R134a 排气温度明显比 R407c 低, 故 R134a 在高蒸发器和高冷凝器工况下, 排气温度低, 能保证压缩机的正常运行。

为防止压缩机过热 (排气温度 ≥ 125 °C), R134a 和 R407c 热泵空调冬季供热时, 最低蒸发温度均只能达到 -25 °C (见图 2)。故两者在低温热泵使用工况范围上几乎是没有什么差距的。

3.2 制冷量

试验工况下, R134a 和 R407c 的制冷量均随着蒸发温度的升高、冷凝温度的降低而升高, 如图 3 所示。制冷量随蒸发温度的变化率, R134a 约 0.2 ~ 0.8 kW/°C, R407c 约 0.4 ~ 1.1 kW/°C, 蒸发温度越高, 制冷量变化率越大, 两者差距也越大; 而制冷量随冷凝温度的变化率两者约为 0.1 ~ 0.3 kW/°C, 变化幅度不明显, 故提高蒸发温度有利于制冷量增大, 尤其是 R407c 的制冷量。

由于 R407c 的蒸发压力比 R134a 大, 压缩机吸气压力增大, 相应的排气压力和冷凝压力也增大, 系统有充足的动力克服节流阀和管道阻力, 在蒸发器侧的制冷剂流量增大, 用于制冷, 热交换量就相应增大, 故同工况下, R407c 的制冷量比 R134a 的大。

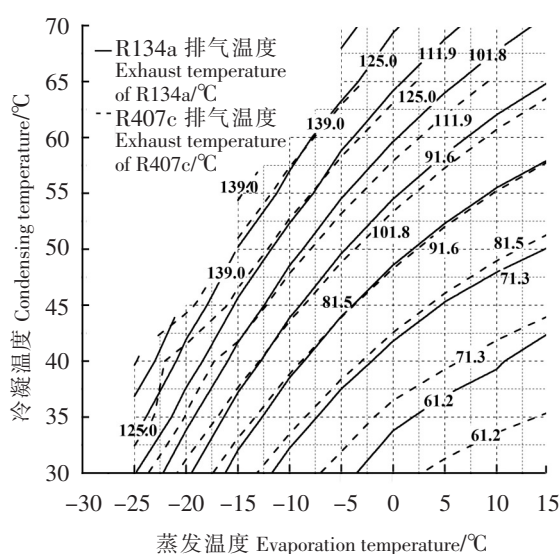


图 2 R134a 与 R407c 压缩机排气温度

Fig.2 The exhaust temperature from compressors changed with R134a and R407c

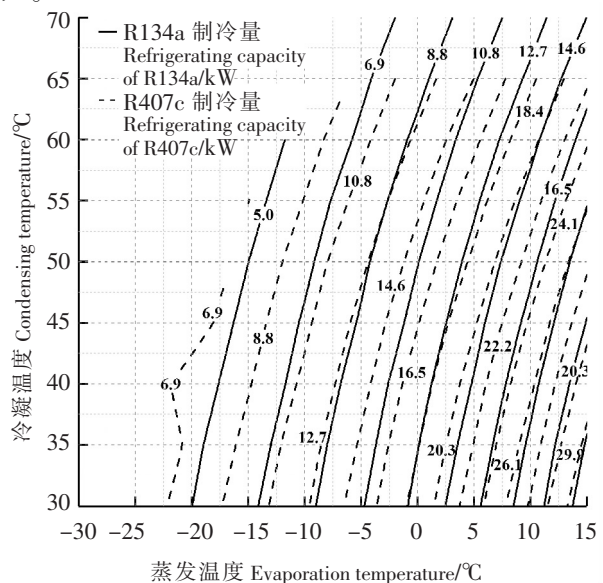


图 3 R134a 与 R407c 制冷量

Fig.3 The refrigerating capacity of R134a and R407c

3.3 制热量

在试验工况下, R134a 和 R407c 的制热量均随着蒸发温度的升高、冷凝温度的降低而升高, 如图 4 所示。制热量随蒸发温度的变化率 R134a 约为 $0.2 \sim 0.7 \text{ kW/}^{\circ}\text{C}$, R407c 约为 $0.4 \sim 1.1 \text{ kW/}^{\circ}\text{C}$, 蒸发温度越高, 制热量变化率越大, 两者差距也越大; 而制热量随冷凝温度的变化率 R134a 约为 $0.1 \text{ kW/}^{\circ}\text{C}$, R407c 约为 $0.2 \text{ kW/}^{\circ}\text{C}$, 变化幅度不明显, 尤其是蒸发温度 $< -10^{\circ}\text{C}$ 时, 两种制冷剂制热量随冷凝温度的变化率约为 0, 冷凝温度的变化对制热量几乎无影响。故提高蒸发温度有利于制热量增大, 尤其是 R407c 的制热量。

同前述原因, R407c 的排气压力和冷凝压力比 R134a 大, 故 R407c 在冷凝器侧的制冷剂流量大, 若用于制热, 热交换量就相应大, 故同工况下, R407c 的制冷量比 R134a 的大。

3.4 输入功率

试验工况下 R134a 和 R407c 的压缩机输入功率均随着蒸发温度的降低、冷凝温度的升高而升高, 如图 5 所示。输入功率随冷凝温度的变化率, R134a 和 R407c 均约为 $0.1 \text{ kW/}^{\circ}\text{C}$, 比较恒定; 而输入功率随蒸发温度的变化率, 两种约为 0, 蒸发温度的变化对输入功率几乎无影响, 故降低冷凝温度有利于减少压缩机耗功, 节省运行费用。

由于 R407c 的吸气压力大, 同时制冷剂在管道中的流量也大, 压缩机吸气量变大, 压缩机只有多做功, 才能保证相应的排气压力, 故同工况下, R407c 的压缩机输入功率比 R134a 大。

3.5 性能比较

在 ARI 标准中性能系数 COP (coefficient of performance) 实际就是热泵系统所能实现的制冷量 (制热量) 和输入功率的比值, 在相同的工况下, 其比值越大说明这个热泵系统的效率越高, 越节能。

试验工况下 R134a 和 R407c 的热泵系统 COP 如图 6 所示。

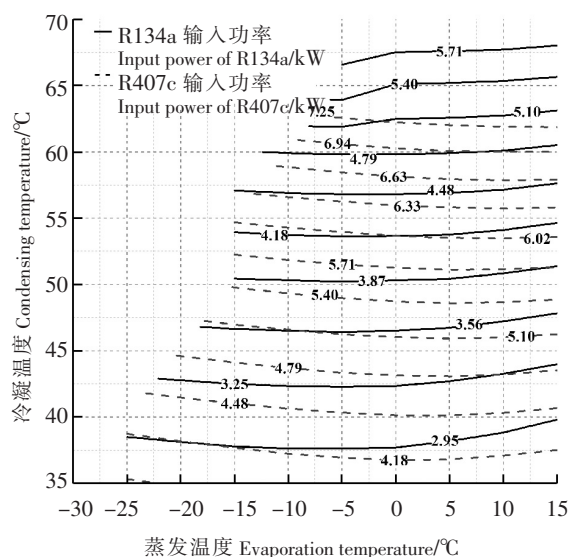


图 5 R134a 与 R407c 输入功率

Fig.4 The input power of R134a and R407c

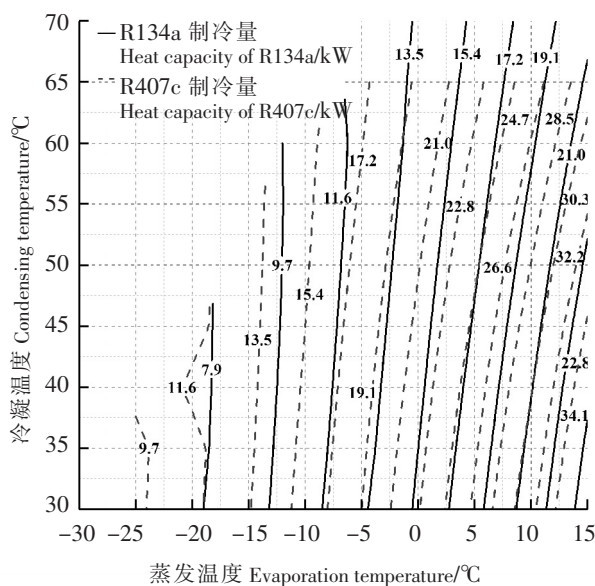


图 4 R134a 与 R407c 制热量

Fig.4 The heating capacity of R134a and R407c

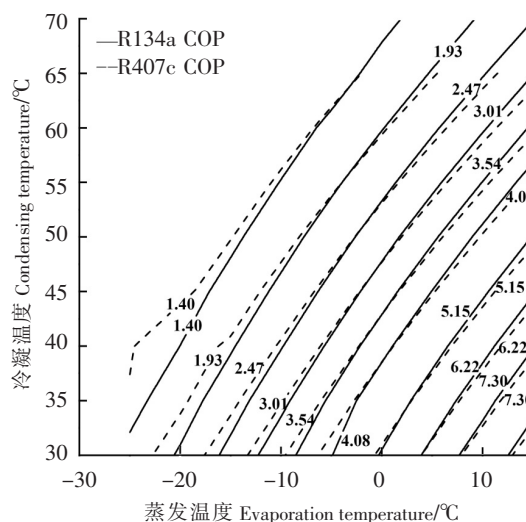


图 6 R134a 和 R407c 的 COP

Fig.6 The COP of R134a and R407c

从图6可以看出, COP随着蒸发温度的升高、冷凝温度的降低而升高。当蒸发温度 $>5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, R134a的平均COP比R407c高4.3%;当 $0\text{ }^{\circ}\text{C}<\text{蒸发温度}<5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,同工况下, R407c和R134a的COP几乎相同;当蒸发温度 $<0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, R407c的平均COP比R134a高27.6%。故热泵冬季供热时, R407c系统的效率和节能效果高于R134a, R407c制冷剂更适合于热泵低温环境运行;热泵夏季制冷时, R134a系统的效率和节能效果高于R407c。

4 总结

1) R134a和R407c的压缩机排气温度和输入功率均随着蒸发温度的降低、冷凝温度的升高而升高,其中冷凝温度对输入功率影响大;制冷量和制热量均随着蒸发温度的升高、冷凝温度的降低而增大,其中蒸发温度影响更大。故在实际运行中应尽可能地提高蒸发温度、降低冷凝温度,以低输入功率来获得大制冷量(制热量),同是又可降低压缩机的排气温度,防止压缩机过热。

2) 同工况下, R407c的排气温度、制冷量、制热量和输入功率比R134a的大,故采用R134a的热泵空调设备型号要比R407c的容量大,才能满足热量和冷量的需求。

3) 热泵冬季供热时, R407c的平均COP比R134a高27.6%;热泵夏季制冷时, R134a的平均COP比R407c高4.3%; R407c制冷剂更适合于热泵低温环境运行。

[参考文献]

- [1] 林创辉, 欧阳惕, 陈华, 等. 低温空气源热泵技术的应用[J]. 制冷与空调, 2014, 14(8): 119-122.
- [2] 周光辉, 李海军, 李旭阁, 等. 纯电动汽车超低温热泵型空调系统性能试验研究[J]. 制冷与空调, 2016, 16(7): 73-77.
- [3] 石文星. 低温热泵技术在日本的进展[J]. 暖通空调, 2008, 38(12): 26-34.
- [4] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 容积式制冷剂压缩机性能试验方法: GB/T 5773-2004 [S]. 2004.
- [5] 中国机械工业联合会. 制冷装置试验: GB/T 7941-1987 [S]. 1987.
- [6] 全国汽车标准化技术委员会. 汽车空调制冷装置试验方法: QC/T 657-2000 [S]. 2000.
- [7] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 房间空气调节器: GB/T 7725-2004 [S]. 2004.
- [8] 谷波, 李文华. R22三种替代物 R134a、R410a 和 R407c 在空调系统中性能对比研究[J]. 流体机械, 1999, 27(10): 41-42.

(责任编辑 陈 敏 英文审校 郑青榕)