

文章编号:0253 – 4339(2016) 05 – 0026 – 07
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2016. 05. 026

R134a 汽车空调回热系统热力性能参数的优化分析

岳镇宇¹ 陈焕新¹ 钟 昌²

(1 华中科技大学能源与动力工程学院 武汉 430074;2 东风贝洱热系统有限公司 武汉 430058)

摘 要 理论上在 R134a 汽车空调系统中使用回热管可显著提升制冷性能,但有实验研究表明回热管的使用对系统产生了不利影响,抵消了收益,使得制冷性能提升不明显且存在一定安全性风险。本文使用空调系统综合性能实验台对不同长度回热管进行对比实验研究,得到了系统不利影响与管长的关系。此外,本文通过膨胀阀调节实验、冷凝风量控制实验和油量控制实验,得到对该不利影响的规避方法,为回热系统匹配调节提供了一定的理论依据。
关键词 回热循环; 汽车空调; 回热管; R134a; 优化
中图分类号:TB61⁺1; U463. 85⁺1;TQ051. 5 **文献标识码**: A

Optimization of Thermodynamic Properties of R134a Vehicle Air Conditioning System with Internal Heat Exchanger

Yue Zhenyu¹ Chen Huanxin¹ Zhong Chang²

(1. School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, 430074, China; 2. Dongfeng Behr Thermal System Co., Ltd., Wuhan, 430058, China)

Abstract In theory, using internal heat exchanger in the R134a vehicle air conditioning system can improve the cooling performance significantly, but many experimental studies demonstrates that the internal heat exchanger has a negative effect on the safety of the system. Therefore the advantage and the disadvantage trade off, which makes the merit not conspicuous. Aimed at this situation, the influence of different length of internal heat exchanger on the air conditioning system comprehensive performance is investigated in test bench in this paper. It shows that the adverse effects have certain relationships with the tube length on the basis of the experiments. In addition, this study also obtain a method to avoid adverse effects, by adjusting the expansion valve, condenser air flow and oil, which provides theoretical foundation for the matching of heat regeneration system.
Keywords heat regenerative cycle; vehicle air conditioning system; internal heat exchanger; R134a; optimization

在最初的研究中,回热管多被用于 CO₂ 跨临界循环系统。Tao Y B 等^[1]将带回热管与不带回热管的 CO₂ 跨临界循环系统用于家用空调器并分别进行了实验,实验结果表明回热管能够降低系统的节流损失,但仍然有 5% 的节流损失。王洪利等^[2]也进行了同样的实验,发现带回热管的 CO₂ 跨临界循环系统具有更好的性能。
Klein S A 等^[3]及 Mastrullo R 等^[4]通过实验研究发现回热管不仅是对 CO₂ 跨临界循环制冷系统有益,在其他制冷剂系统中仍有较好的效果。对于制冷剂 R1234yf 和 CO₂, 由于各方面的博弈,世界各国仍然未就一种确定的制冷剂替代产品达成一致^[5-6],且 R134a 仍然是我国绝大多数汽车空调使用的制冷剂,

因而研究回热管在 R134a 系统的性能影响仍有较大的价值。
通过分析回热管中制冷剂的压降和质量流量^[7-9],R134a 空调系统使用回热管有利于制冷性能的提升。吴晓敏等^[10]通过制冷系统中回热管及其他部件的理论分析,讨论了回热管出入口条件的改变对整个系统的影响。
钱锐等^[11]通过实验研究发现,R134a 汽车空调系统使用回热管后会产生诸多不利影响。这些不利影响一定程度上抵消了回热管带来的收益。
由于回热管结构紧凑,其成本与普通管基本相同,理论上可直接通过将汽车管路更换为回热管以提升制冷性能,无须更换已匹配好的组件,有较大的工

基金项目:国家自然科学基金(51076048)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51076048).)
收稿日期:2016 年 2 月 29 日

业价值。目前汽车行业中,回热管对系统产生的不利影响已经成为回热管推广使用的主要障碍,而该不利影响的大小,缺乏定量分析,且该不利影响的解决方法,缺乏系统的研究。本文通过实验研究,全面分析回热管对系统主要参数的不利影响,并提出解决方法。

1 回热循环理论分析

回热管的原理如图 1 所示,将蒸发器出口处的低温气态制冷剂与冷凝器出口处的高温液态制冷剂进行换热,使得制冷循环中的过冷度增加。由于蒸发器出口的气态制冷剂可通过回热管进行换热,提升压缩机进口的过热度,从而可以通过调节膨胀阀开度进一步降低蒸发器出口的过热度,不必担心有液态制冷剂进入压缩机产生液击的风险,可进一步提高蒸发器的换热效率。

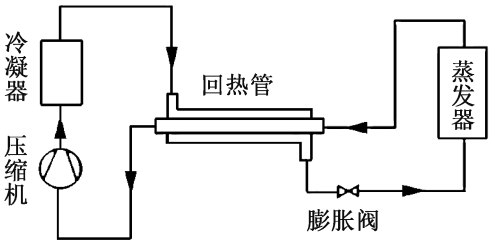


图 1 回热系统流程图

Fig. 1 Structure diagram of heat regeneration system

如图 2 所示,1-2-3-4 为传统制冷循环,1'-2'-3'-4' 为带回热管的制冷循环。冷凝器出口的过冷液态制冷剂与蒸发器出口的饱和气态制冷剂换热,过冷度提升。理论上使用回热管能够提升系统 COP 及制冷量 Q 。

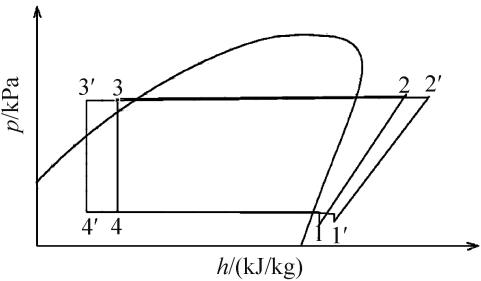


图 2 回热系统理论压焓图

Fig. 2 p - h diagram of heat regeneration system in theory

2 实验准备

空调系统综合性能实验台结构图如图 3 所示,实验台在换热器出口均匀布 16 个点,使用焓差法^[12]测

量换热器性能,在蒸发器中回收冷凝水,通过对测量潜热使实验结果更为精确^[13]。空调系统的风量分配为实车状态时三档风速。流量计可测量制冷剂流量及系统含油率,计算方法可参见文献[14]。

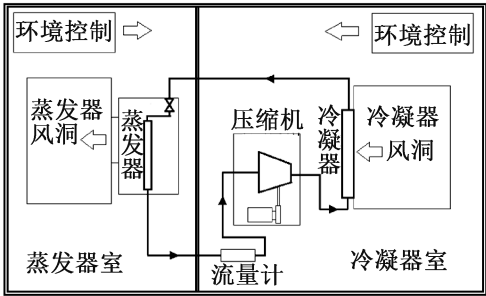


图 3 空调系统综合性能实验台

Fig. 3 AC system comprehensive performance test bench

实验工况如表 1 所示,使用驱动电机通过皮带轮带动压缩机运转,整个系统实验取中转速 (2 668 r/min) 工况作为系统的额定工况,在实验中将重点关注,并取低转速 (1 027 r/min) 和高转速 (3 790 r/min) 工况的实验状态参数作为参考。电动机的驱动功率为系统功耗 W ,制冷量 Q 为蒸发器气侧散热量,系统 COP 为制冷量与系统功耗的比值。

表 1 空调系统实验工况

Tab. 1 AC system test conditions

蒸发器风洞			冷凝器风洞		压缩机
温度/ ℃	湿度/ %	流量/ (kg/h)	温度/ ℃	流速/ (m/s)	转速/ (r/min)
27	50	580	40	2.5	1 027
27	50	580	40	2.7	2 668
27	50	580	40	3.5	3 790

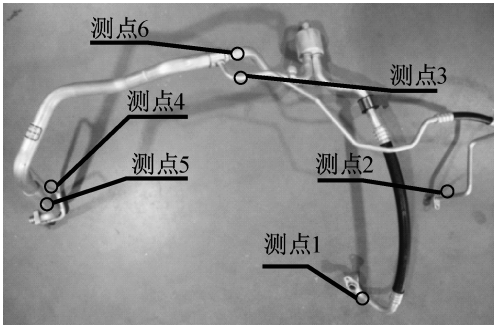


图 4 实验用回热管

Fig. 4 Internal heat exchanger used in the experiment

回热管实物图如图 4 所示,取压点及取温点在压缩机吸气口处 (测点 1)、冷凝器出口处 (测点 2)、回热段高压进 (测点 3)、出口处 (测点 4)、回热段低压

进(测点 5)、出口处(测点 6)共六个点,由于膨胀阀入口与回热管高压侧出口位置接近,膨胀阀出口与回热段低压侧入口位置接近,故不再额外取点。

3 回热管对系统的不利影响

实验中使用 500 mm 长度回热管与普通管路做对比实验,系统性能实验结果如表 2 所示。使用回热管在低转速时制冷量仅提升了 40 W, COP 低于普通管路空调系统。在中转速和高转速时,带回热管系统 COP 比普通管系统略高,但制冷量均低于普通管路系统。总体来说回热管的使用并未对空调系统带来收益,这与热力计算中转速时 690 W 的制冷量提升有很大偏差。

表 2 系统性能实验
Tab. 2 Performance test of AC system

实验类别		低转速	中转速	高转速
制冷量 Q/kW	普通管	4.21	5.15	5.23
	回热管	4.25	5.12	5.03
COP	普通管	2.71	1.64	1.51
	回热管	2.7	1.7	1.62

为了进一步研究实验数据,直接使用 500 mm 回热管,实际压焓图如图 5 所示,与图 2 理论上使用回热管有较大区别。使用回热管后,系统产生了诸多不利影响:

- 1) 冷凝压力升高。冷凝压力的正常范围在 1.40 ~ 1.55 MPa 之间,实验中冷凝压力均超过 1.6 MPa。冷凝压力升高会使得压缩机单位轴功率增大、制冷系数下降,同时给高压部件带来潜在的风险,对系统的密封性、寿命、安全性都产生了影响。
- 2) 蒸发压力下降。正常蒸发压力在 0.29 MPa 以上,而回热系统蒸发压力小于 0.29 MPa 时,蒸发温度在 0 ℃ 以下,蒸发器有结霜的风险,影响换热性能。而且当蒸发压力降低,管路压降后的压缩机吸气压力降低,当吸气压力小于 0.27 MPa 时,压缩机内控阀控制制冷剂减排,目的是为了控制蒸发温度防止蒸发器结霜,此时制冷剂流量减少了 9.5%。
- 3) 排气温度升高。正常排气温度在 80 ~ 90 ℃ 之间,回热系统中转速排气温度达到 98 ℃,高转速达到 113 ℃。当排气温度升高时,增加了压缩机功耗,同时导致系统的 COP 下降。且过高的排气温度使润滑油性能减弱甚至失效^[15],甚至导致压缩机烧结事故。

4) 系统含油率升高。正常系统含油率为 2.5% ~ 5.5%,回热系统中含油率均高于 8.7%,对蒸发器、冷凝器的散热产生了很大的影响^[16],影响压缩机运行性能^[17]。

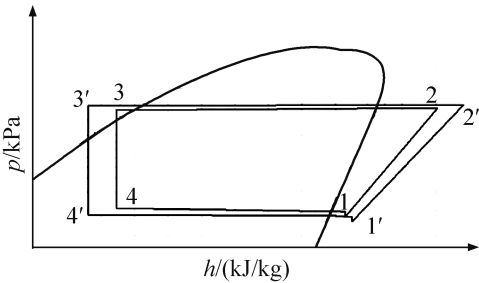


图 5 实验中回热系统压焓图
Fig. 5 p-h diagram of heat regeneration system in experimental

通过使用普通管及 350 mm, 500 mm 和 600 mm 回热管做对比实验进一步分析,可得到系统主要影响参数与回热管长度的关系,如图 6 ~ 图 9 所示。

使用回热管后,系统的过冷度、过热度均增加,同时压缩机的负载增加,造成原有系统的“超载”,导致冷凝压力升高、蒸发压力降低及排气压力升高,且回热管长度越长,影响越明显。图 6 所示为冷凝压力与回热管长度的关系,冷凝压力随着热管长度的增加而增加。图 7 所示为蒸发压力与回热管长度的关系,随着回热管长度的增加蒸发压力发生下降。图 8 所示为压缩机排气温度与回热管长度的关系,可看出随着回热管长度的增加,排气温度逐渐增加。

理论上来说,系统中润滑油会在温度较低处聚集,回热管增加了系统的过冷段长度,使得更多的润滑油积存在于系统中造成系统含油率上升,图 9 为系统含油率与回热管长度的关系,在 350 mm, 500 mm 和 600 mm 长的回热管中,系统含油率在数值上基本

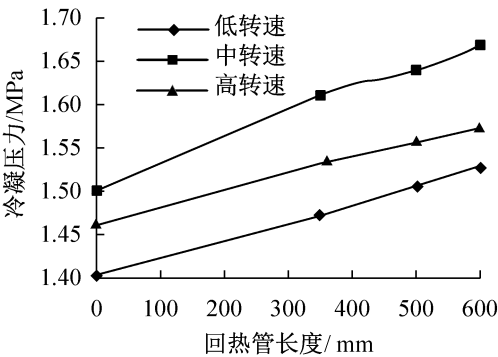


图 6 回热管长度对冷凝压力的影响
Fig. 6 Relationship between condensing pressure and the tube length

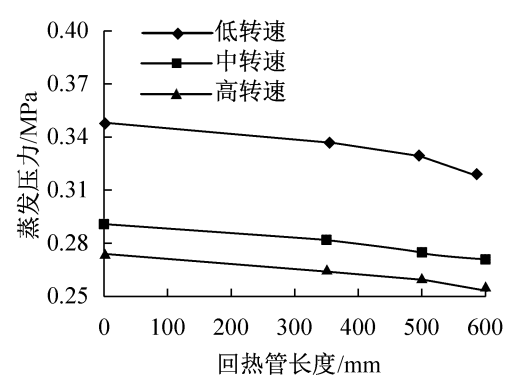


图 7 回热管长度对蒸发压力的影响

Fig. 7 Relationship between evaporation pressure and the tube length

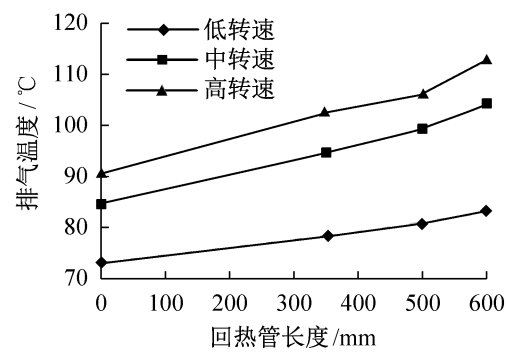


图 8 回热管长度对排气温度的影响

Fig. 8 Relationship between discharge temperature and the tube length

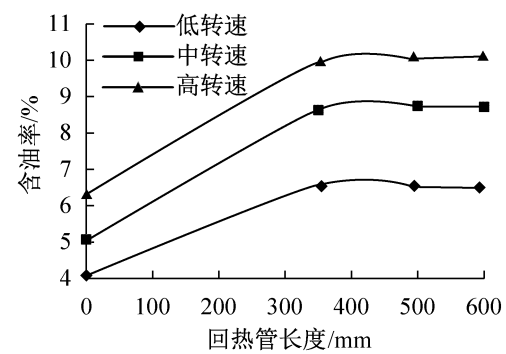


图 9 回热管长度对含油率的影响

Fig. 9 Relationship between oil ratio and the tube length

相同,且均比不带回热管(0 mm)的系统含油率高,可得出含油率仅与是否使用回热管有关,与回热管长度无关的结论。

4 回热系统中各参数调节的影响分析

系统中调节膨胀阀开度、初始油含量和冷凝风量^[18]能够有效地对系统进行控制,通过实验研究其对系统各参数的影响,从而得到膨胀阀度、初始油含量及冷凝风量与系统各参数的关系,通过精确调节,

能够在一定程度上抵消回热管对系统带来的不利影响。

4.1 膨胀阀开度调节对系统的影响

图 10 与图 11 所示为系统蒸发压力和冷凝压力随着膨胀阀开度的变化。通过调节膨胀阀开度可以看到系统蒸发压力与冷凝压力均开始上升;在中转速下,蒸发压力由 0.275 MPa 开始增加,当开度为 2.2 时,蒸发压力大于 0.29 MPa,达到正常水平;而冷凝压力由 1.639 MPa 一直上升到 1.671 MPa,冷凝压力情况恶化;受到冷凝压力升高的影响,压缩机的排气压力及排气温度也同步升高。

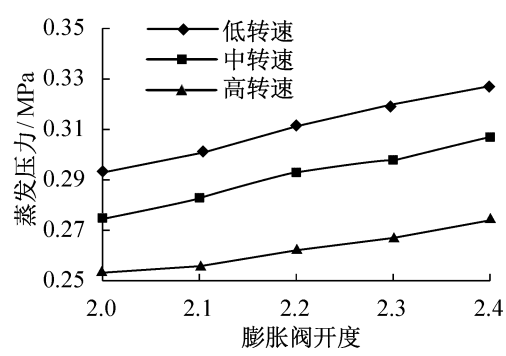


图 10 膨胀阀开度对蒸发压力的影响

Fig. 10 Relationship between evaporation pressure and the expansion valve's opening

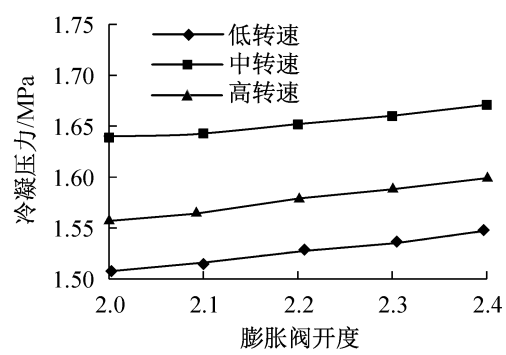


图 11 膨胀阀开度对冷凝压力的影响

Fig. 11 Relationship between condensing pressure and the expansion valve's opening

图 12 所示为压缩机排气温度随膨胀阀开度的变化,可以看出,在中转速下,压缩机的排气温度随着膨胀阀开度的增加开始迅速下降,从 98.8℃ 下降至 81.5℃,达到正常范围。

图 13 所示为系统含油率随着膨胀阀开度的变化趋势,从最高值 8.7% 缓慢下降在 2.2 开度时的 8.1%,达到最低点后缓慢上升。含油率整体浮动不大,在膨胀阀开度为 2.2 时有最优值但仍然很高。这说明膨胀阀开度的调节并不能有效地对系统含油率进行控制。

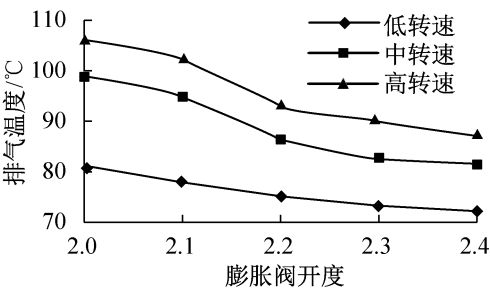


图 12 膨胀阀开度对排气温度的影响

Fig. 12 Relationship between discharge temperature and the expansion valve's opening

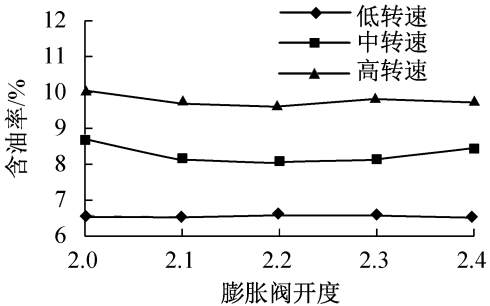


图 13 膨胀阀开度对含油量的影响

Fig. 13 Relationship between oil ratio and the expansion valve's opening

4.2 冷凝风量控制实验结果及分析

图 14 所示为冷凝压力与风速的关系,可以看出随着冷凝风速的逐步提高,冷凝压力先迅速降低,而后缓慢降低,在 3.3 m/s 处达到 1.545 MPa,低于 1.55 MPa,冷凝压力达到正常。

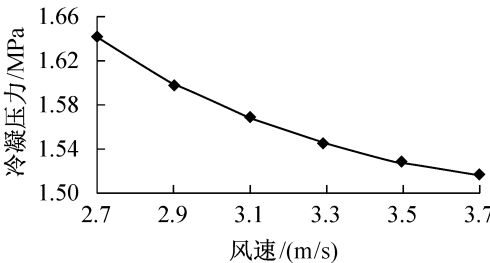


图 14 冷凝风速对冷凝压力的影响

Fig. 14 Relationship between air flow and the condensing pressure

图 15 所示为蒸发压力与冷凝风速的关系,随着冷凝风速的提高,蒸发压力缓慢下降,在 2.9 m/s 的风速时蒸发压力已经达到 0.288 MPa,小于 0.29 MPa,在风速为 3.1 m/s 时,压缩机吸气压力小于 0.27 MPa。

图 16 所示为压缩机排气压力、排气温度均随着冷凝风速的变化关系,受到冷凝压力的影响,压缩机排气压力有较大幅度的下降,对空调系统有利。但同时排气温度开始升高,但即使在风速达到 3.7 m/s

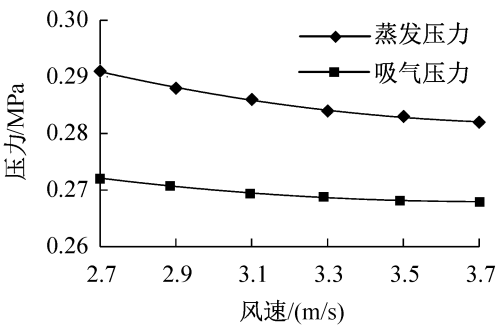


图 15 冷凝风速对蒸发压力、吸气压力的影响

Fig. 15 Relationship between evaporation pressure/suction pressure and the air flow

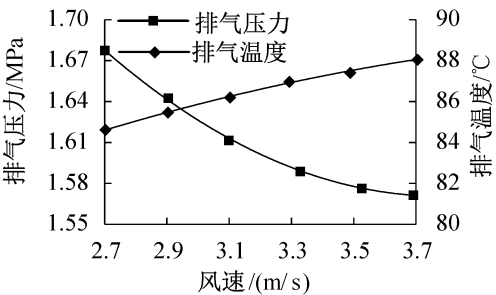


图 16 压缩机排气压力、排气温度与风速的关系

Fig. 16 Relationship between compressor discharge pressure/temperature and the air flow

时,排气温度为 88.12 °C,仍在正常范围内。

4.3 初始含油量对系统含油率的影响

通过减少压缩机内的初始润滑油加注量,可以达到降低系统含油率的目的。为了进一步研究系统含油率与初始油量的关系,通过不断的减少油加注量进行系统实验。图 17 所示为中转速工况下压缩机初始油量与系统含油率的关系,可以看出通过降低压缩机初始油量,系统的含油率迅速下降,每减少 10 g 初始油量能够降低系统含油率 1.5%。在初始油量减少 26 g 时含油率低于 5.5%,达到正常范围。

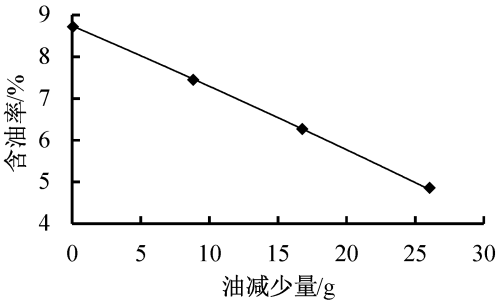


图 17 初始油量减少对系统含油率的影响

Fig. 17 Relationship between oil ratio and the oil amount reduction

系统在高转速工况时压缩机的运行工况最为恶

劣,需要考察该状态下的压缩机油量是否达到润滑需求。在减少 26 g 初始油量后,对高转速工况下压缩机进行称量,由于已知压缩机最初标定的油量和压缩机的裸重(无润滑油),可得到压缩机内残余的润滑油量为 50 g,该油量能够满足压缩机的润滑需求。通过与供应商工程师的沟通,了解到该压缩机初始油减少量在 30 g 以内均可正常运行。故认为该油量减少措施可行。

4.4 实验结果分析

为了确定上述各调节参数的影响程度,在此将各被调节参数单次调节的变化平均值与其在合适范围

时的值域长度之比,作为评价影响程度的指标。当比值大于 0.5 时认为影响显著,在 0.1 ~ 0.5 范围时认为有影响,小于 0.1 时认为影响很小。如果在曲线图上出现一定范围内的振荡波动时,则认为基本无影响。

在考察调节膨胀阀开度对蒸发压力的影响中,单次调节膨胀阀开度,蒸发压力平均升高 0.08 MPa,而蒸发压力的合适范围为 0.29 ~ 0.31 MPa。故计算比值 $\frac{0.08}{3.1-2.9}=0.4$,比值 0.4 在 0.1 ~ 0.5 范围内,故可认为有改善。同理可计算其他各参数的影响,见表 3。

表 3 调节量对系统参数的影响

Tab.3 Relationship between adjustment amount and the parameters of the system

调节参数	系统参数				
	蒸发压力	冷凝压力	含油率	过冷度	排气温度
膨胀阀开度 $T \uparrow$	√√	X	—	—	√√
回热管长度 $L \uparrow$	XX	XXX	—	√√√	XXX
冷凝器风速 $u \uparrow$	X	√√	—	—	X
油含量减少 $\Delta m \uparrow$	X	√	√√√	—	—
改善很小:√ 有改善:√√ 改善显著√√√ 不利影响很小:X 有不利影响:XX 不利影响明显 XXX 基本无影响:—					

由表 3 可知,在带回热管空调系统中,若要调节系统恢复正常状态,有以下结论:

- 1)若调节蒸发压力在正常范围内,将主要依靠调节膨胀阀开度实现。而回热管长度的增加、冷凝风量和初始油含量均有不利的影响。
- 2)降低冷凝压力主要依靠冷凝风量的提升实现,而回热管长度的增加对冷凝压力不利,膨胀阀开度的增加对系统冷凝压力也有较小的不利影响。
- 3)系统含油率的调节完全可依靠调节初始含油量来实现。使用回热管会使系统含油率升高,但回热管的长度增加对系统含油率并无明显影响。
- 4)排气温度的调节将主要依靠调节膨胀阀开度。回热管长度的增加对排气温度极为不利,而增加冷凝风量也有较小的不利影响。

5 结论

- 1)由于回热管会对系统产生不利影响,系统中直接使用回热管并不能对 R134a 汽车空调系统带来收益,实验发现使用回热管后,系统 COP 和制冷量 Q 反而有所下降。
- 2)随着回热管长度的增加,蒸发压力逐渐下降,低于 0.29 MPa 后,制冷剂流量也开始降低;高转速下

冷凝压力超过 1.6 MPa,排气温度高达 113 ℃,系统存在安全性风险;系统含油率只与是否使用回热管有关,与回热管的长度无关。

- 3)使用回热管后,需要对系统进行一定的调节,使其规避不利影响。对系统的调节应按以下顺序:先调节膨胀阀使中转速下蒸发压力在 0.29 ~ 0.31 MPa 范围内,使系统能够正常运行(不再发生结霜和压缩机减排现象),然后调节冷凝风量,使中转速下冷凝压力低于 1.55 MPa;最后改变初始含油量,使中转速下含油率低于 5.5%,并考察排气温度是否正常。在上述参数中,如果在调节范围内均不能达到正常,则需要改变回热管长度。

参考文献

[1] Tao Y B, He Y L, Tao W Q, et al. Experimental study on the performance of CO₂ residential air conditioning system with an internal heat exchanger[J]. Energy Conversion and Management, 2010, 51(1):64-70.

[2] 王洪利,马一太,姜云涛. CO₂ 跨临界单级压缩带回热器与不带回热器循环理论分析与实验研究[J]. 天津大学学报,2009,42(2):137-143. (WANG Hongli, MA Yitai, JIANG Yuntao. Theoretical analysis and experimental research on transcritical CO₂ single compression cycle with

- and without internal heat exchanger [J]. Journal of Tianjin University, 2009, 42(2):137-143.)
- [3] Klein S A, Reindl D T, Brownell K. Refrigeration system performance using liquid suction heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration, 2000, 23(8):588-596.
- [4] Mastrullo R, Mauro A W, Tino S, et al. A chart for predicting the possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigerating system [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(14):2443-2448.
- [5] Takizawa K, Tokuhashi K, Kondo S. Flammability assessment of $\text{CH}_2 = \text{CF}_2\text{CF}_3$: comparison with fluoroalkenes and fluoroalkanes [J]. Journal of Hazardous Materials, 2009, 172(2):1329-1338.
- [6] Schuster P, Bertermann R, Snow T A, et al. Biotransformation of 2,3,3,3 Tetrafluoropropene (HFO1234yf) [J]. Toxicology and Applied Pharmacology, 2008, 233(2):323-332.
- [7] 马贞俊,晏刚,周晋,等. 带气-液回热器的制冷系统性能研究[J]. 流体机械,2003,31(4):45-48. (MA Zhenjun, YAN Gang, ZHOU Jin, et al. Investigation on the performance of refrigeration system using liquid suction heat exchangers [J]. Fluid Machinery, 2003, 31(4):45-48.)
- [8] 向立平,曹小林,席占利,等. 回热器对制冷循环性能影响的研究[J]. 制冷与空调(四川),2005(4):38-42. (XIANG Liping, CAO Xiaolin, XI Zhanli, et al. A theoretical investigation on the performance of refrigeration system with liquid-suction heat exchangers [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2005(4):38-42.)
- [9] 李国强,袁秀玲,徐洪涛,等. 回热循环在 R134a 汽车空调系统中的应用[J]. 制冷学报,2002,23(2):56-59. (LI Guoqiang, YUAN Xiuling, XU Hongtao, et al. Application of suction line heat exchanger for R134a automotive air-conditioning system [J]. Journal of Refrigeration, 2002, 23(2):56-59.)
- [10] 吴晓敏, R L Webb, 王维城. 回热器对制冷系统性能的影响[J]. 上海理工大学学报, 2001, 23(3):247-251. (WU Xiaomin, R L Webb, WANG Weicheng. Effects of suction line heat exchanger on performance of refrigeration system [J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2001, 23(3):247-251.)
- [11] 钱锐,韩晓波,孟祥军. 带回热器的整车空调系统性能实验研究及系统匹配法则[J]. 制冷技术,2014,34(6):9-12. (QIAN Rui, HAN Xiaobo, MENG Xiangjun. Experimental study and system matching principles for the performance of vehicle air conditioning system with internal heat exchanger [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2014, 34(6):9-12.)
- [12] 郁夏夏,路阳,张维加,等. 空气焓差法测量制冷量不确定度的理论与实验分析[J]. 制冷学报,2013,33(4):15-18. (YU Xiaxia, LU Yang, ZHANG Weijia, et al. Theoretical and experimental analysis on uncertainty of cooling capacity tested by air enthalpy difference method [J]. Journal of Refrigeration, 2013, 33(4):15-18.)
- [13] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1998, 1(1):3-17.
- [14] 杨传波,张薇,郭漪,等. 制冷系统含油量对制冷压缩机工作性能影响的理论分析和实验研究[J]. 制冷学报,2005,26(2):19-23. (YANG Chuanbo, ZHANG Wei, GUO Yi, et al. Theoretical and experimental study of lubricant influence on performance of refrigeration compressors [J]. Journal of Refrigeration, 2005, 26(2):19-23.)
- [15] 缪道平,吴业正. 制冷压缩机[M]. 北京:机械工业出版社,2001.
- [16] 张兴群,袁秀玲,黄东. PAG 润滑油对 R134a 汽车空调制冷系统性能影响的研究[J]. 润滑与密封,2005(4):141-144. (The research of effect of PAG lubrication oil on the performances of R134a refrigerator of automobile air-conditioning system [J]. Lubrication Engineering, 2005(4):141-144.)
- [17] 胡青,金立军,谢金花. 制冷剂含油对汽车空调压缩机性能影响的实验研究[J]. 流体机械,2004,32(4):8-11. (HU Qing, JIN Lijun, XIE Jinhua. Experimental research for the effect refrigerant oil mixture on the performance of automotive air-conditioning compressor [J]. Fluid Machinery, 2004, 32(4):8-11.)
- [18] Yu F W, Chan K T. Part load performance of air-cooled centrifugal chillers with variable speed condenser fan control [J]. Building and Environment, 2007, 42(11):3816-3829.

通信作者简介

陈焕新,男,教授,华中科技大学能源与动力工程学院,(027) 87558330, E-mail: chenhuanxin@tsinghua.org.cn. 研究方向: 制冷空调系统计算机模拟及优化; 制冷空调设备开发及新技术研究; 车辆制冷及其测控技术。

About the corresponding author

Chen Huanxin, male, professor, School of Energy and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, +86 27-87558330, E-mail: chenhuanxin@tsinghua.org.cn. Research fields: computer simulation and optimization of refrigeration and air conditioning system; refrigeration and air conditioning equipment development and new technology research; vehicle refrigeration and its control technology.