

电子膨胀阀对电动汽车空调系统的调节特性研究^{*}

谷晓阳, 苏林[†], 李康, 张超波

上海理工大学能源与动力工程学院, 上海 200093

收稿日期: 2022-10-06; 接收日期: 2022-11-07

【摘要】 电子膨胀阀是电动汽车空调系统的主要调控部件, 探究其调节特性对于制定系统控制策略具有重要意义. 本文搭建了以 R134a 为制冷剂的电动汽车空调系统实验台, 研究了电子膨胀阀调节过程中, 空调系统内制冷剂流量和压力的动态变化规律, 分析了不同压缩机转速下, 阀开度对系统制冷量、空调箱出风温度、压缩机功耗和系统 COP 等性能参数的影响. 结果表明: 阀前制冷剂相态是影响电子膨胀阀调节时系统压力变化强弱的重要因素. 在阀前制冷剂为过冷液态时, 调节阀开度对系统压力影响更大, 并且在阀前制冷剂具有较大过冷度 (大于 10 °C) 时, 下调阀开度会导致短时间的过节流造成系统压力大幅波动; 系统中制冷剂循环流量与阀开度呈线性变化趋势, 不受阀前制冷剂相态的影响. 在实验工况下, 100% 阀开度对应的制冷剂循环流量为 97.2~115.5 kg/h, 阀开度每下调 10%, 系统中制冷剂循环流量下降 6%~9%.

关键词: 电动汽车, 空调系统, 电子膨胀阀, 制冷剂相态

PACS: 07.20.Pe, 07.35.+k

DOI: 10.13380/j.ltpl.2022.05.007

Study on Regulating Characteristics of Electronic Expansion Valve for Electric Vehicle Air Conditioning System

GU Xiaoyang, SU Lin[†], LI Kang, ZHANG Chaobo

School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China

Received date: 2022-10-06; accepted date: 2022-11-07

【Abstract】 Electronic expansion valve is the main regulating component of electric vehicle air conditioning system. It is of great significance to explore its regulating characteristics for formulating system control strategy. In this work, an experimental bench for electric vehicle air conditioning system with R134a as refrigerant was built, and the dynamic variation of refrigerant flow rate and pressure in the air conditioning system during the electronic expansion valve regulation was studied. The effects of valve opening on system cooling capacity, air outlet temperature of air conditioning box, compressor power consumption and COP were analyzed under different compressor speed. The results show that the phase state of refrigerant in front of valve is an important factor affecting the system pressure variation during electronic expansion valve adjustment. When the refrigerant in front of the valve is supercooled liquid, regulating the valve opening has a greater impact on the system pressure, and when the refrigerant in front of the valve has a large undercooling degree (greater than 10 °C), reducing the valve opening will lead to a short time of over-throttling, resulting in large fluctuation of system pressure. The refrigerant circulating flow rate in the system changes linearly with the valve opening, and is not affected by the phase state of the refrigerant before the

^{*} 国家自然科学基金青年项目 (No. 51906158) 资助的课题.

[†] linsu@usst.edu.cn

valve. Under the experimental condition, the refrigerant circulating flow corresponding to 100% valve opening is 97.2~115.5 kg/h. When the valve opening is reduced by 10%, the circulating refrigerant flow decreases by 6%~9%.

Keywords: Electric vehicle, Air conditioning system, Electronic expansion valve, Refrigerant phase state

PACS: 07.20.Pe, 07.35.+k

DOI: 10.13380/j.ltpl.2022.05.007

Reference method: GU Xiaoyang, SU Lin, LI Kang, ZHANG Chaobo, Low. Temp. Phys. Lett. **44**, 0371 (2022)

1 引言

在碳达峰、碳中和以及可持续发展的大背景下,交通领域燃油汽车作为环境污染与能源消耗的主体之一将面临巨大的挑战^[1]. 电动汽车具有环保且能源可再生等优点,将成为燃油汽车的理想替代品^[2]. 各大车企对电动汽车的研发力度正逐步增加^[3,4]. 在电动汽车的设计中,热泵空调系统的主要任务是维持车内的温度和湿度处于合理范围内,保证乘客的舒适性,成为了电动汽车的重要组成部分^[5],其冷暖性能已被国内外学者进行了广泛研究. 武卫东等^[6]设计开发了一套电动汽车热泵型空调系统,研究了压缩机转速对其制冷性能的影响. 结果表明,较高的压缩机转速能够实现快速降温的目的,但不利于系统整体能效的提高. LEE^[7]研究了不同室外环境温度和压缩机转速下热泵系统的制热性能,结果表明,与电加热供暖相比,采用热泵系统为客舱供热所需要的能耗更少. 当外界空气温度为 0 °C,压缩机转速为 7000 rpm 时,热泵系统制热能力可达 4.9 kW,出风温度可达 41.7 °C.

节流装置作为热泵空调系统的主要部件之一,在运行中起着重要的作用^[8]. 它将系统冷凝器中的高温高压制冷剂节流降压至蒸发压力和蒸发温度,同时可以根据设定的蒸发器出口制冷剂过热度等调节进入蒸发器内制冷剂流量的大小. 在常见的节流装置中,电子膨胀阀的调节范围大,控制精度高,且能适应较宽的负荷范围,在电动汽车空调领域有着广泛的应用前景^[9]. 张荣荣等^[10]实验研究了电子膨胀阀相比于热力膨胀阀在电动汽车热管理系统中的优越性,结果表明,电子膨胀阀制冷剂分配更合理,有助于系统效率的提高. 虞中畅等^[11]研究了压缩机在低频率下电子膨胀阀调节对制冷系统性能的影响,发现低频率下调节电子膨胀阀开度对系统性能的影响更大. 华若秋等^[12]研究了电子膨胀阀开度对电动汽车热泵系统制热性能的影响,结果表明,在阀开度较小时,增大电子膨胀阀开度有利于提高系统 COP (Coefficient of performance).

目前,关于电子膨胀阀开度对空调系统性能影响方面已经有了一些研究^[13,14],但针对电子膨胀阀调节过程中所引起的系统瞬态变化的研究还比较少. 研究空调系统中相关参数的瞬态变化对系统安全运行以及零部件耐久性具有重要意义. 尤其在电

动汽车空调系统中,受汽车行驶路况的影响,空调系统的安全稳定运行有着更高的要求. 另外,在节能方面,汽车内低负荷工况下,降低压缩机转速有利于提高系统 COP,空调系统中电子膨胀阀结合变频压缩机的联合控制能减少电能消耗^[15],对延长电动汽车续航里程具有重要意义. 基于此类问题,本工作搭建了采用电子膨胀阀的电动汽车空调系统实验台,通过控制阀开度以及压缩机频率,研究了电子膨胀阀对空调系统的瞬态调节特性以及变压缩机转速下阀开度对系统稳态运行性能的影响. 研究结果可为空调系统零部件的优化设计提供指导,同时可为电子膨胀阀结合压缩机变频调节控制策略的制定提供参考.

2 实验装置与方法

2.1 实验装置

实验在新能源汽车热管理焓差实验室内进行,实验室及所搭建系统布局示意图如图 1 所示. 焓差室具有两个环境室分别模拟车内和车外送风环境.

每个环境室各配有独立的制冷机组、加热装置、加湿装置、风洞装置、循环风机以及相应的控制系统,可以满足实验所需的环境工况要求. 所搭建的热泵空调系统由电动涡旋压缩机、室外换热器、室内蒸发器、室内冷凝器、电子膨胀阀等组成,通过控制两个电磁阀的通断可以进行制冷与制热模式的切换. 本实验运行制冷模式,此时电磁阀 SV1 开启,电磁阀 SV2 关闭,压缩机排出的高温高压制冷剂先流入室外换热器冷凝液化,之后流入电子膨胀阀 1 节流为低温低压两相制冷剂,低温低压的两相制冷剂在室内蒸发器中吸热气化后回到压缩机吸气口形成循环. 图 1 中所标箭头指向代表制冷剂流动方向,虚线代表管路中无制冷剂流过. 系统中使用汽车空调主流制冷剂 R134a,所使用的主要零部件详细参数见表 1.

2.2 实验方法

在设定的工况条件下运行空调系统,通过电子膨胀阀控制器对阀开度进行调节. 控制器能实现对阀开度 0%~100% 的无级调节,0% 电子膨胀阀完全闭合,100% 全开. 压缩机转速通过 CAN 通讯仪进行控制,考虑到系统承压有限,为了使电子膨胀阀有更大的调节空间,选取 2000、3000、4000 r/min 三个转速进行实验. 具体操作步骤如下:首先启动环境

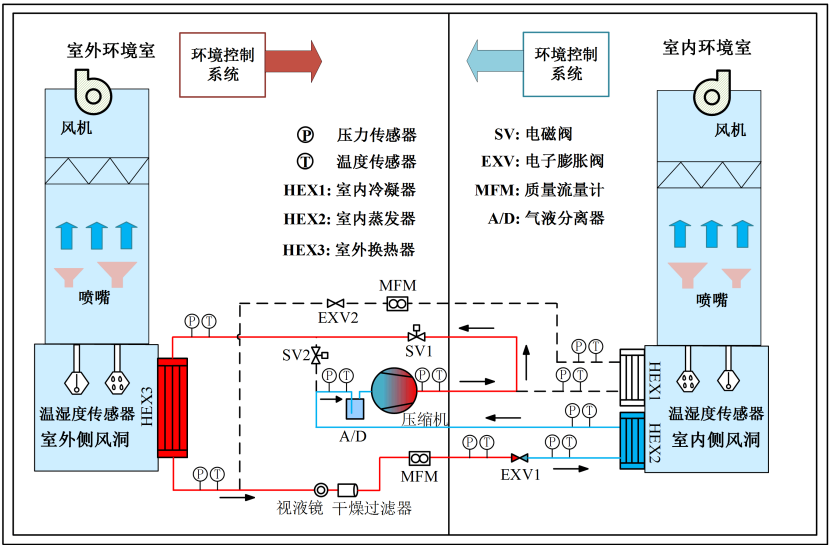


图 1 实验装置及空调系统示意图

室机组,根据设计的实验工况,设定室内外环境的温湿度和换热器的送风风量,待各环境参数稳定后启动压缩机,为防止压缩机排气温度过高,将电子膨胀阀的初始开度设置为 100%.待系统运行稳定后调节电子膨胀阀控制器控制阀开度依次减小 10%,对系统中因阀开度调节所引起的制冷剂流量以及电子膨胀阀前后压力的动态变化进行测量记录.为保证系统安全运行,实验中系统最高压力不超过 2 MPa,以此作为各工况下阀开度的下调极限.在每组阀开度对应的系统稳定状态下,测算空调系统制冷量、出风温度、压缩机功耗以及系统 COP 等性能参数.实验工况如表 2 所示.

表 1 空调系统主要零部件规格

零部件名称	部件参数
电动涡旋压缩机	直流电压/V:144 排量(cm^3/rev):27
室外换热器	换热器类型:微通道式 扁管数:68 尺寸/mm:457(W) $\times$ 272(H) $\times$ 16(D) 流程布置:40~28
室内蒸发器	换热器类型:微通道式 扁管数:50 尺寸/mm:190(W) $\times$ 205(H) $\times$ 41(D) 流程布置:12-13-13-12
室内冷凝器	换热器类型:微通道式 扁管数:52 尺寸/mm:136(W) $\times$ 194(H) $\times$ 32(D) 流程布置:13-13-13-13
电子膨胀阀	驱动电压/V:12V $\pm$ 10% 最大通过流量(kg/s):0.055

表 2 实验工况

项目	制冷模式
室内送风风量(m^3/h)	300
室内送风温度/ $^{\circ}\text{C}$	27
室内送风湿度/%	60
室外送风风量(m^3/h)	1300
室外送风温度/ $^{\circ}\text{C}$	35
室外送风湿度/%	60
压缩机转速/rpm	2000/3000/4000

实验中使用温湿度传感器测量蒸发器出口空气的温度和湿度,使用四线制 Pt100 铂电阻和压力传感器测量制冷剂侧温度和压力,使用科氏质量流量计测量系统中制冷剂循环流量,为保证流量计稳定性,在管路设计中,把流量计布置在冷凝器与电子膨胀阀之间相对低的位置,有利于制冷剂的积液来测量流量.压缩机功率由数字功率计进行测量.各测点参数值通过焓差实验室数据采集系统每 10 s 记录一次,各参数测量精度见表 3.

表 3 主要参数测量精度

测量参数	测量精度
空气侧温度/ $^{\circ}\text{C}$	± 0.5
空气侧相对湿度/%	± 3
制冷剂侧温度/ $^{\circ}\text{C}$	± 0.1
制冷剂侧压力/kPa	± 10
制冷剂流量(kg/h)	± 0.5
压缩机功率/W	± 6

系统制冷量及 COP 通过式(1)和式(2)计算, 其中制冷量取室内蒸发器风侧换热量.

$$Q = q_m \cdot \frac{(h_{\text{evap},\text{in}} - h_{\text{evap},\text{out}})}{3.6} \quad (1)$$

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (2)$$

式中:

Q ——制冷量, W ;

q_m ——送风空气质量流量, kg/h ;

$h_{\text{evap},\text{out}}$ ——蒸发器出口空气焓值, kJ/kg ;

$h_{\text{evap},\text{in}}$ ——蒸发器入口空气焓值, kJ/kg ;

W ——压缩机功耗, W ;

3 实验结果与分析

3.1 阀开度调节对系统的动态影响

3.1.1 流经电子膨胀阀的制冷剂流量变化

图2为压缩机转速在2000、3000、4000 r/min时,电子膨胀阀中制冷剂流量随阀开度的动态变化曲线. 如图所示,随着阀开度的突然减小,流经电子膨胀阀的制冷剂流量值瞬间降低一个台阶,在阀开度较大(60%~100%)时,降低后的流量维持在台阶对应的流量附近,阀开度较小(30%~50%)时,流量值先降低后逐渐回升直至稳定. 这是因为阀开度的减小使得电子膨胀阀内流通面积减小、局部阻力增大^[16],在阀开度下调瞬间,导致了制冷剂流量的骤减,而系统随后趋向稳定,表现为流经电子膨胀阀的流量基本稳定或得到一定程度的回升.

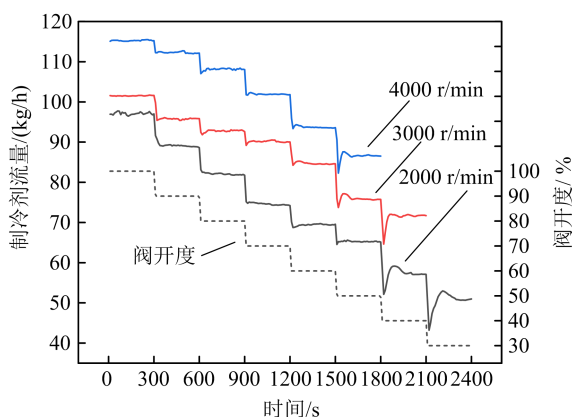


图2 电子膨胀阀中制冷剂流量的动态变化

为进一步探究引起制冷剂流量变化趋势不同的原因,本工作计算了不同阀开度下电子膨胀阀前的制冷剂过冷度,如图3所示. 在不同压缩机转速下,

随着阀开度的减小,阀前制冷剂逐渐由气液两相状态(此时阀前制冷剂过冷度为0)转变为纯液态(过冷度大于0),且阀前制冷剂过冷度随着阀开度的减小不断增大^[17]. 这解释了在阀开度较小时下调阀开度所出现的过节流现象. 阀前制冷剂过冷度越大,流经电子膨胀阀的液态制冷剂占比越大,节流后的制冷剂干度越小,节流过程中的制冷剂闪蒸量越少,液态制冷剂的粘度系数大于气态,在电子膨胀阀局部阻力突然增加时,制冷剂流量的变化幅度更剧烈. 而在系统运行稳定时,系统中制冷剂循环流量与阀开度呈线性趋势,并不受阀前制冷剂相态的影响. 在实验工况下,电子膨胀阀开度100%时,系统中制冷剂循环流量为97.2~115.5 kg/h,阀开度每下调10%,系统中制冷剂循环流量下降6%~9%.

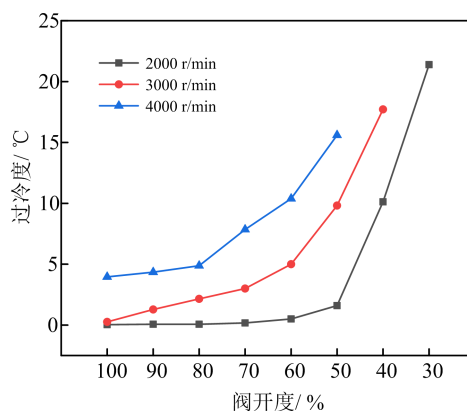


图3 不同阀开度下阀前制冷剂过冷度

3.1.2 电子膨胀阀前后压力的变化

图4, 5显示了电子膨胀阀前后压力随阀开度调节的动态变化. 如图所示,在阀开度下调后,电子膨胀阀前压力在短时间内迅速上升,随后逐渐下滑至稳定,电子膨胀阀后压力呈现出相反的趋势. 这是因为阀开度的减小使得流经电子膨胀阀的制冷剂流量瞬间减小,致使制冷剂含量从蒸发器侧往冷凝器侧发生了迁移^[18],造成了电子膨胀阀前压力的迅速上升,阀后压力则降低. 随着电子膨胀阀中制冷剂流量逐渐回升至最大值,阀前压力出现一定回落直至平稳,阀后压力也逐渐回升,系统达到稳定状态. 结合阀前制冷剂过冷度可知,电子膨胀阀在节流过冷液态制冷剂时,调节阀开度对系统压力的影响更大,并且阀开度的调节对系统高压侧压力影响更明显. 与电子膨胀阀中流量变化特性相同,当电子膨胀阀前制冷剂具有较大过冷度(大于10℃)时,下调阀开

度,会导致短时间的过节流造成系统压力大幅波动,尤其是阀前压力所达到的瞬态峰值远高于对应的稳定值,这将对系统的稳定及零部件的耐久性造成不利影响。

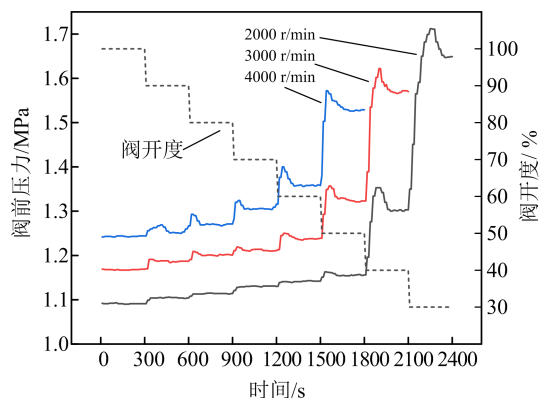


图4 电子膨胀阀前压力的动态变化

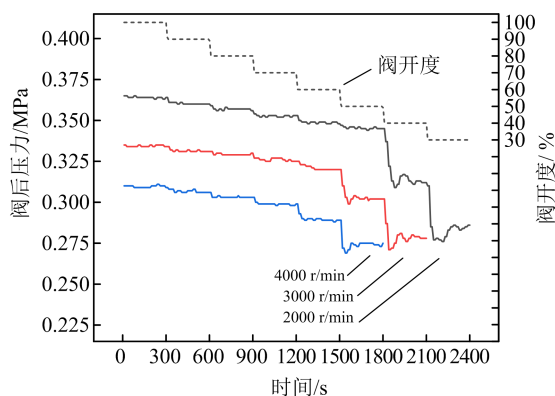


图5 电子膨胀阀后压力的动态变化

3.2 不同阀开度下的系统稳态性能

3.2.1 阀开度对系统制冷量和空调箱出风温度的影响

图6、7展示系统制冷量以及空调箱出风温度随阀开度的变化。在不同压缩机转速下,随着阀开度的减小,制冷量逐渐增大,出风温度随之降低。在压缩机转速为2000 r/min时,阀开度由100%下调至50%,制冷量由1194 W增加到1486 W,增加24.5%,出风温度由19.4℃下降为18.2℃,下降5.7%。在相同转速下,阀开度由50%下调至30%,制冷量由1486 W增加至2185 W,增加47.1%,出风温度由18.2℃下降为15.4℃,下降15.6%。在此开度范围内,调节阀开度空调制冷量及出风温度变化更灵敏。这是因为在空调箱入口风侧条件不变的情况下,制冷剂侧蒸发温度决定了系统制冷量及空调箱出风温度。随着阀开度的减小,系统中蒸发压

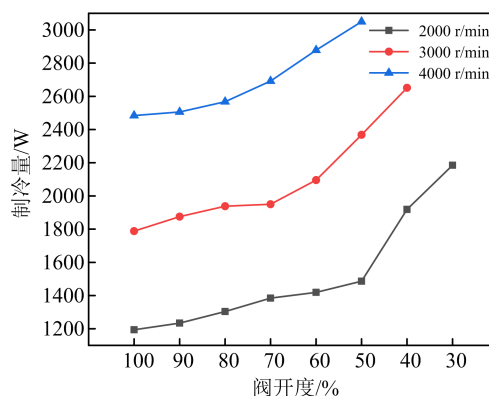


图6 不同阀开度下系统制冷量变化

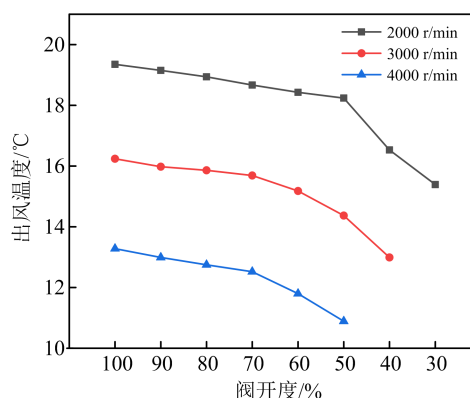


图7 不同阀开度下空调箱出风温度变化

力降低,相应的蒸发温度也降低^[19],使得空调箱出风温度下降,制冷量增大。而电子膨胀阀在节流过冷液态制冷剂时,调节阀开度对蒸发压力的影响更大,因此也能更有效地调节系统制冷量和空调箱出风温度。

3.2.2 阀开度对压缩机功耗及系统COP的影响

图8、9为不同压缩机转速下,压缩机功耗及系统COP随阀开度的变化曲线。随着阀开度的减小,压缩机吸排气压比变大,导致了功耗上升^[20]。在实验工况下,阀开度每下调10%,压缩机功耗增加4.9%~18.1%。系统COP则随着阀开度的下调呈现出先增大后减小的趋势。这是因为随着阀开度的减小,系统制冷量先缓慢增大,压缩机功耗也相应增加,表现为系统COP小幅上升。当阀开度下调至某一值后,制冷量的大幅增加,使得系统COP出现最大值。继续下调阀开度,压缩机功耗增幅变大,致使系统COP开始减小。在不同的压缩机转速下,均存在某一阀开度使得系统COP达到最高,压缩机转速2000、3000、4000 r/min分别对应40%、50%、60%的阀开度,使得COP增幅14.7%~18.5%。结

合不同阀开度下阀前制冷剂过冷度可知,在使系统出现最高 COP 的阀开度下,阀前制冷剂过冷度均

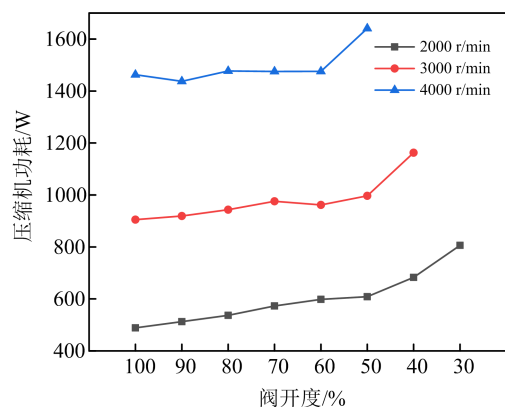


图8 不同阀开度下压缩机功耗变化

在 10℃ 附近,因此可把阀前制冷剂过冷度作为阀开度的调节信号.

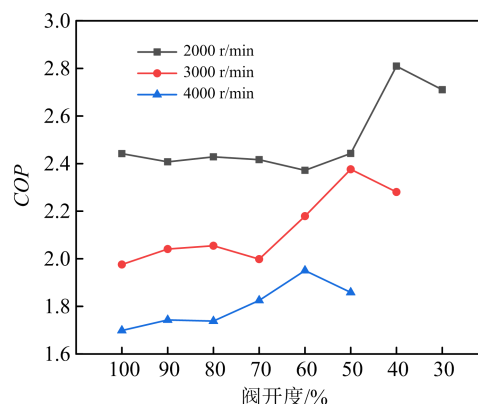


图9 不同阀开度下系统 COP 变化

4 结 论

本文通过实验研究了电子膨胀阀对电动汽车空调系统中制冷剂流量和压力的动态调节特性,分析了不同压缩机转速下,阀开度对系统制冷量、空调箱出风温度、压缩机功耗和系统 COP 等性能参数的影响,得出以下结论:

(1) 电子膨胀阀在节流过冷液态制冷剂时,调节阀开度系统压力变化更大.并且在阀前制冷剂具有较大过冷度(大于 10℃)时,下调阀开度会导致短时间的过节流造成系统压力大幅波动,这将不利于系统的稳定及安全运行.

(2) 在系统稳定运行时,系统中制冷剂循环流量与阀开度呈线性趋势,不受阀前制冷剂相态的影

响.在实验工况下,阀开度 100%对应的系统中制冷剂循环流量为 97.2~115.5 kg/h,阀开度每下调 10%,制冷剂循环流量下降 6%~9%.

(3) 电子膨胀阀在节流过冷液态制冷剂时,调节阀开度能有效控制空调系统制冷量和空调箱出风温度.在压缩机转速 2000 r/min 时,阀开度由 50%下调至 30%,制冷量由 1486 W 增加至 2185 W,增幅 47.1%;出风温度由 18.2℃降低为 15.4℃,下降 15.6%.

(4) 压缩机以不同转速运行时,均存在某一阀开度使系统 COP 达到最高.在实验工况下,COP 可增幅 14.7%~18.5%.阀前制冷剂过冷度可作为阀开度调节信号.

参 考 文 献

- [1] 王永中,人民论坛·学术前沿,(2021),88
- [2] 《中国公路学报》编辑部,中国公路学报,30(2017),1
- [3] M. Martin, I. Gajdac, L. Kucera, D. Barta, Procedia Eng., 134(2016), 165
- [4] L. Y. Pan, C. C. Liu, Z. Q. Zhang, T. Y. Wang, J. Y. Shi, J. P. Chen, Int. J. Refrig., 102(2019), 122
- [5] Z. Q. Zhang, D. D. Wang, C. Q. Zhang, J. P. Chen, Int. J. Refrig., 88(2018), 141
- [6] 武卫东,余强元,吴佳玮,栾忠骏,流体机械,45(2017),61
- [7] D. Lee, Int. J. Automot. Technol., 16(2015), 923
- [8] Q. H. Peng, Q. G. Du, Energies, 9(2016), 240
- [9] B. H. Kang, H. J. Lee, Int. J. Air-Cond. Refrig., 25(2017), 1730003
- [10] R. R. Zhang, E. J. Stanke, G. X. Zhang, Y. C. Lu, X. L. Sun, X. L. Li, Int. J. Refrig., 100(2019), 404
- [11] 虞中畅,陶乐仁,王超,沈冰洁,制冷学报,37(2016),91
- [12] 华若秋,武卫东,余强元,栾忠骏,流体机械,47(2019),56
- [13] C. H. Son, J. H. Lee, S. W. Lee, J. I. Yoon, C. G. Moon, J. Power Syst. Eng., 23(2019), 86
- [14] C. H. Son, C. K. Hwan, S. J. Ha, M. Jeon, S. H. Park, D. H. Choi, S. B. Lee, J. I. Yoon, J. Adv. Mar. Eng. Technol., 42(2018), 518
- [15] 李文清,(2020)硕士学位论文(天津:天津商业大学)
- [16] 何贤,胡静,钱程,苏健,制冷学报,39(2018),79
- [17] 王颖,施骏业,陈江平,王鑫楠,康志军,制冷学报,35(2014),71
- [18] 张振宇,王丹东,陈江平,张立,制冷技术,41(2021),49
- [19] 朱建民,王丹东,陈江平,制冷技术,37(2017),44
- [20] 刘明康,苏林,方奕栋,李康,于荣,朱信达,制冷学报,41(2020),45