

文章编号:0253-4339(2015)05-0107-06

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2015.05.0107

## 汽车空调热力膨胀阀容量测试系统的研制

颜吉亮<sup>1</sup> 王玉刚<sup>1</sup> 耿丽萍<sup>1</sup> 王清平<sup>2</sup>

(1 中国计量学院计量测试工程学院 杭州 310018; 2 中石油塔里木油田分公司质量检测中心 库尔勒 841000)

**摘要** 热力膨胀阀在不同工况下的流量特性是影响制冷系统性能的重要因素,因此需要对热力膨胀阀进行制冷剂实流检测。本文研制了制冷量范围为1.7~10 kW的热力膨胀阀容量测试台。该测试台以“膨胀阀进出口的压力值”为测试条件,避免了阀前高压部分设备流动阻力的差异对测量结果的影响。系统的流量测量不确定度为0.5%,控温精度为 $\pm 0.5$  °C。在标准工况下取额定容量5.5 kW的H型热力膨胀阀的性能进行了测试,根据温度-开度、开度-流量、温度-流量关系特性分析得到在热力膨胀阀工作区域内,其温度与流量基本成线性比例关系。根据热力膨胀阀增益和滞环的定量分析,判别热力膨胀阀的性能优劣。

**关键词** 汽车空调;热力膨胀阀;开度;流量

**中图分类号**:TU831;U463.85+1

**文献标识码**:A

## Development of Testing System on Thermal Expansion Valve Capacity

Yan Jiliang<sup>1</sup> Wang Yugang<sup>1</sup> Geng Liping<sup>1</sup> Wang Qingping<sup>2</sup>

(1. College of Metrology and Measurement Engineering, China University of Metrology, Hangzhou, 310018, China; 2. Testing Center for Quality, Petro China Tarim Oilfield Company, Korla, 841000, China)

**Abstract** Thermal expansion valve's flow characteristic under different conditions is one of the most important factors affecting refrigeration system performance. So it is necessary to detect the actual refrigerant flow of thermal expansion valve. A thermal expansion valve test-bench was developed and its range of refrigerating capacity was 1.7-10 kW. In the system, in order to avoid the influence of flow resistance difference of the high pressure part on the measured results, inlet pressure of expansion was treated as the testing condition. The uncertainty of flow measurement is 0.5% and temperature control accuracy is  $\pm 0.5$  °C. Performance of a 7 kW capacity H-type thermal expansion valve was tested in the standard condition, and the property of flow-opening, temperature-opening, flow-temperature was acquired and analyzed. In the thermal expansion valve's work range, the flow increases linearly with the increase of temperature. Through the quantitative analysis of thermal expansion valve's gain and hysteresis, the performance of thermal expansion valve is judged.

**Keywords** automobile air-conditioning; thermal expansion valve; opening; flow

膨胀阀作为制冷系统四大部件之一,可实现冷凝压力至蒸发压力的节流作用,因此膨胀阀的动态特性对制冷系统的性能有至关重要的影响。目前汽车空调市场上应用最广泛的是热力膨胀阀,它是一种通过感温包感受蒸发器过热度以调节膨胀阀开度的流量自动调节阀<sup>[1-5]</sup>。现有的热力膨胀阀流量测试设备以冷凝压力1.49 MPa,蒸发压力0.35 MPa作为设计参数,能完成热力膨胀阀流量-开度的基本测试,但无法得出温度-流量的特性曲线。另一方面,根据行业标准QC/T 663—2000(汽车空调(HFC-134a)用热力膨胀阀)<sup>[6]</sup>的技术要求,额定测试条件为液态制冷剂温度55 °C(饱和压力1.49 MPa),蒸发温度5 °C(饱和压力0.35 MPa),而在实际应用中,制冷系统中的

冷凝器出口至膨胀阀入口、膨胀阀出口至蒸发器入口、以及冷凝器和蒸发器均可能存在较大的流动阻力,因此以冷凝压力1.49 MPa,蒸发压力0.35 MPa为设计参数不符合膨胀阀的实际运行工况<sup>[7]</sup>。

为了解决上述问题,本文选取以热力膨胀阀进出口的压力值为设计条件,研制一套制冷容量范围为1.7~10 kW的热力膨胀阀流量测试台,实现膨胀阀的开度-流量特性测试、温度-开度特性测试、温度-流量特性测试以及静止过热度测试。

### 1 测试方法和系统设计

#### 1.1 测试方法

热力膨胀阀的制冷剂流量测试采用实流流量法,

原理如图1所示。先开启电子膨胀阀支路,调节蒸发温度、冷凝温度和电子膨胀阀的流量到指定工况。稳定后,随着待测膨胀阀的开度变化,不断调整对应旁路的电子膨胀阀的开度来改变流量值,以满足热力膨胀阀入口压力值,过程中流量计1的值保持不变。记录待测膨胀阀前的流量计2的读数,可得到膨胀阀的开度与流量之间的关系<sup>[5]</sup>。

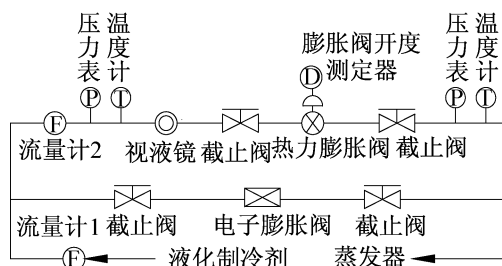


图1 膨胀阀制冷剂流量测试原理

Fig. 1 Schematic of refrigerant flow testing facility

## 1.2 系统分析和设计

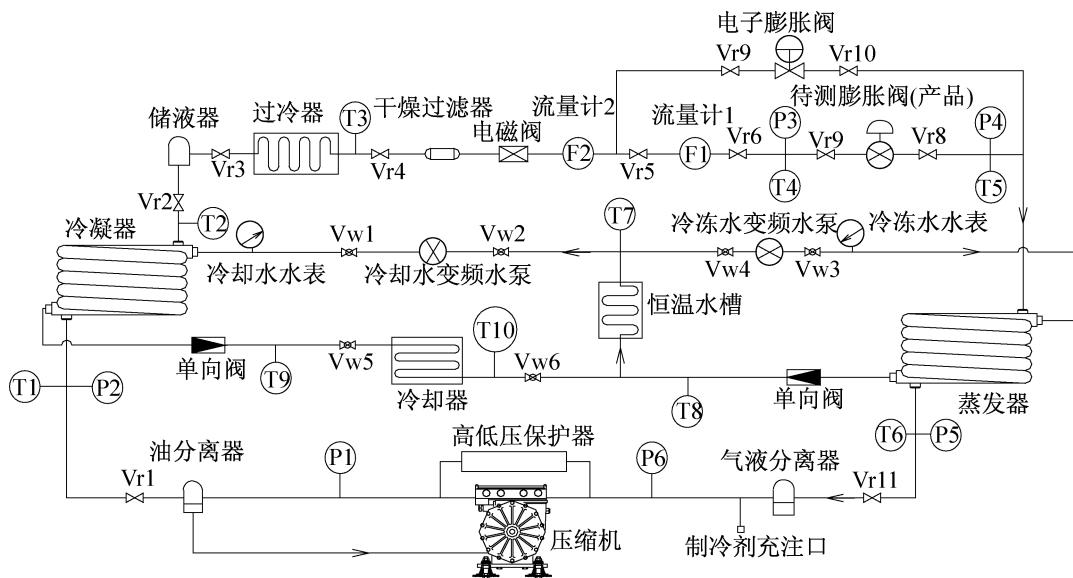
为了获得膨胀阀的温度-流量关系特性,分别测试膨胀阀的开度-流量关系和温度-开度关系,拟合两组实验数据,最终得到膨胀阀的温度-流量关系特性。因此,热力膨胀阀流量测试台的硬件部分由开度-流量测量和温度-开度测量两部分组成。

在温度-开度测试过程中,通过调节放置膨胀阀的恒温水浴的温度,测量膨胀阀的开度变化,得到膨胀阀的温度-开度的关系<sup>[8]</sup>,原理较为简单,本文不进行详述。膨胀阀的开度-流量测量装置较

为复杂,依据测试方法和技术标准,对此装置进行分析<sup>[9]</sup>。

膨胀阀开度-流量测量装置的流程如图2所示。其中的冷凝器、储液器、过冷器、过滤器、电磁阀、质量流量计等为高压部分,在系统额定流量下的阻力损失约为0.15 MPa,而实际汽车空调的制冷系统中高压段通常只有冷凝器和储液器,其阻力损失远小于此测试台高压段的阻力损失,若选用测试条件为冷凝压力(P2)1.49 MPa,则热力膨胀阀流量测试的入口条件为阀前压力值1.24 MPa,与行业标准QC/T 663—2000不符。另外,不同的汽车空调系统,可能会采用不同结构的冷凝器,如管片式、管带式以及平行流冷凝器<sup>[10-11]</sup>、流阻不尽相同,对应的热力膨胀阀的工作参数也随之改变,为了统一比较基准,膨胀阀入口测压参照点的布置至关重要。本系统设计的热力膨胀阀入口(P3)压力为1.49 MPa,可基本满足实际汽车空调系统的运行状况,并消除制冷系统高压部分流阻对热力膨胀阀测试产生的影响,提高了测试数据的可靠性。

对测试台的蒸发器和冷凝器的水循环进行节能优化设计,将冷凝器出口的高温冷却水和蒸发器出口的低温冷冻水混合后,进入100 L容积的恒温水浴,将混合水温度稳定控制在30℃,再分流进入冷凝器和蒸发器。此水循环系统不仅降低了测试台的能耗,而且通过调节循环水路流量值和恒温水浴温度值实现了换热器换热量的调控,相关测控系统也有较大改进<sup>[7]</sup>。



Vw1 ~ Vw6 水路截止阀 Vr1 ~ Vr11 制冷剂路截止阀 P1 ~ P6 压力传感器 T1 ~ T10 温度传感器

图2 热力膨胀阀测试系统流程图

Fig. 2 Schematic diagram of the thermal expansion valve testing system

## 2 测试台系统装置

### 2.1 硬件设备

在热力膨胀阀流量测试台中设计了两个恒温水浴,其中一个容量为 50 L,作为膨胀阀入口处的恒温过冷器;另一个为容量 100 L 的开式循环恒温水浴,用来稳定蒸发器和冷凝器的进水,控温精度为 0.5 °C。测试台采用 BITZER 活塞制冷压缩机,型号为 4EC-4.2Y-40S,通过电磁阀控制可进行压缩机的半载(2 缸)或满载(4 缸)运行,满足测试不同容量膨胀阀的需求。冷凝器采用套管式换热器,蒸发器采用板式换热器,使整体结构更为紧凑。两台水循环泵采用 1.1 kW 的变频水泵,型号为 KQL 20/160-1.1/2,额定流量为 2.5 m<sup>3</sup>/h,额定扬程为 32 m。冷却水预冷器采用变频风冷散热器,其额定散热功率为 5 HP,通过改变风冷散热器的风扇转速可调节预冷器的散热量。

### 2.2 测点布置和传感器选择

系统各测试点布置如图 2 所示:

- 1) 在膨胀阀工作段前后布置压力测点、温度测点及流量测点;
- 2) 蒸发器、冷凝器和压缩机前后布置温度和压力测点;压缩机设置高低压保护;
- 3) 恒温水浴前后布置温度测点。

温度测量均采用测温不确定度为 ±0.1 °C 的 PT100 铂电阻温度计,压力传感器的精度为 ±0.2%。测试台对流量测量精度要求高,因此选用 OVAL 质量流量计,流量范围为 0 ~ 360 kg/h 时的测量精度为 0.2% ~ 0.8%,满足设计要求。

### 2.3 软件控制系统

热力膨胀阀流量测试台的测控系统组成如图 3 所示,采用研华工控机作为主控机,利用研华 PCI-1711 进行信号采集和系统控制<sup>[8]</sup>。基于 VB 平台编写测控软件,实现系统的数据采集、实时数据显示及数据后处理。

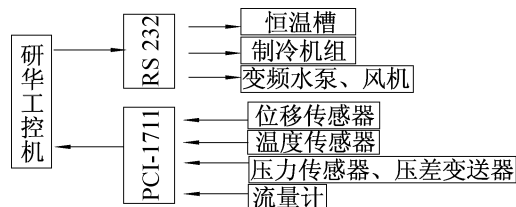


图 3 测试台的测控系统结构

Fig.3 Measurement and control system of test-bench

### 2.4 热力膨胀阀开度-流量测试

要得到稳定工况下的温度-流量曲线,需要在指

定工况下对相应的参数进行调节和控制。以压缩机满载工作,膨胀阀出口压力为 0.35 MPa,膨胀阀入口压力为 1.49 MPa 情况为例:安装待测膨胀阀,锁紧膨胀阀出入口,使制冷剂全部从电子膨胀阀通过。设定过冷器的温度为 50 °C。调节电子膨胀阀开度、水循环系统中的水流量和预冷器的散热量,直到膨胀阀出口压力为 0.35 MPa,膨胀阀入口压力为 1.49 MPa,保持工况稳定至少 30 min。根据膨胀阀前后的温度、压力和流量值可得到开度-流量特性曲线。

### 2.5 热力膨胀阀温度(过热度)-开度测试

热力膨胀阀通过感温包接收过热度信号,改变阀的开度以调制冷剂量,因此热力膨胀阀的温度(过热度)-开度测试实验需要为感温包提供一个稳定信号<sup>[12-13]</sup>。测试方法如图 4 所示,热力膨胀阀设置在恒温水浴上方,将热力膨胀阀的感温包放置于恒温水浴中。向热力膨胀阀通入氮气,利用压力调整阀调节气体压力值至 0.35 MPa(额定工况)后,进入热力膨胀阀的平衡口,然后增加感温包温度(即提高恒温水浴温度),并测量相应温度下的热力膨胀阀开度。

在膨胀阀阀杆处设置 BAUMER 位移传感器。当恒温水浴温度值发生变化时,对应的热力膨胀阀阀杆亦发生位移变化,位移传感器感受阀杆的位移,将位移信号通过 RS485 接口传送给计算机,实时显示待测膨胀阀的开度值,由此得出温度-开度曲线。压力调整阀的工作范围为 0.005 ~ 0.9 MPa,精度为 0.5 级。BAUMER 位移传感器的检测范围为 0 ~ 10 mm,精度为 0.003 mm,分辨率为 0.0003 mm。

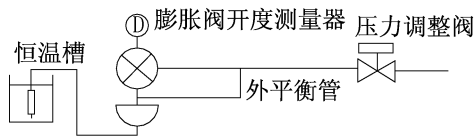


图 4 膨胀阀的过热度-开度测试装置示意图

Fig.4 Schematic of expansion valve superheat-opening testing instrument

## 3 测试结果及分析

### 3.1 参数条件

测试台的制冷剂采用 HFC-134a,名义制冷量范围为 1.7 ~ 10.55 kW(0.5 ~ 3 RT)。标准工况膨胀阀入口压力为 1.49 MPa,膨胀阀入口温度为 50 °C,膨胀阀出口压力为 0.35 MPa,膨胀阀出口温度为 5 °C。

取名义容量为 5.5 kW 的热力膨胀阀(最大开度为 1 mm)作为测试对象,调节测试台各参数,当系统

达到稳定后,自动采集待测热力膨胀阀前后的温度、压力及流量值。

### 3.2 开度-流量关系实验

由图5可知,随着热力膨胀阀的开度增大,通过阀孔的流量也不断增加。当膨胀阀开度大于0.6 mm时,流量基本保持不变,而膨胀阀在达到开度0.6 mm之前,其开度-流量曲线特性为近似线性比例关系。此测试结果体现了热力膨胀阀工作区域的线性比例特性<sup>[14-15]</sup>。

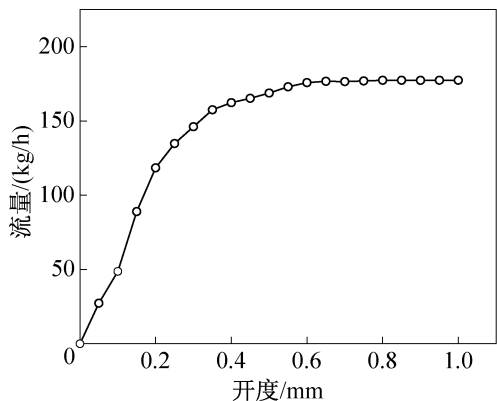


图5 开度-流量特性实验曲线

Fig. 5 The flow variation with opening

### 3.3 温度-开度关系实验

图6给出感温包温度从0℃上升到25℃时,热力膨胀阀开度随温度的变化值。图中可看出,感温包低于8℃时,膨胀阀一直处于静止状态,当温度大于8℃时,膨胀阀启动,因此,此型号膨胀阀的静止过热度<sup>[16]</sup>为8℃。热力膨胀阀的开启点在感温包温度为8℃,最大开度为17℃左右。阀的开启点在全开过程中随着温度的升高,热力膨胀阀的开度几乎成线性比例增大。

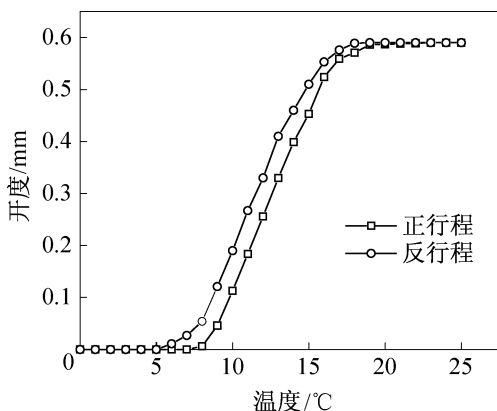


图6 温度-开度特性实验曲线

Fig. 6 The opening variation with temperature

图6中温度-开度特性关系曲线的斜率称为热力膨胀阀的增益。增益越大,热力膨胀阀对制冷系统的振荡影响也越大。在温度为9~15℃时,热力膨胀阀增益基本不变,且增益值较小。

随着温度不断增加,开度随之增加的过程称为正行程;随着温度不断降低,开度随之减小的过程称为反行程。此时,由于膨胀阀的结构特点,导致在同一温度点,正反行程的开度不一致,得到如图6所示的滞环曲线,滞环越大,制冷系统越容易引起振荡。被测热力膨胀阀在温度为8~15℃时滞环较小,说明稳定性较好。

### 3.4 温度-流量关系实验

根据图5和图6可得出温度-开度特性实验曲线,如图7所示。图中A1、B1点之后,流量值开始随着温度的增加而增大,在A2和B2点之后热力膨胀阀的流量基本保持恒定。说明A1和A2之间区域(B1和B2之间区域)为热力膨胀阀的工作区域内,制冷剂质量流量与感温包温度呈近似线性关系。

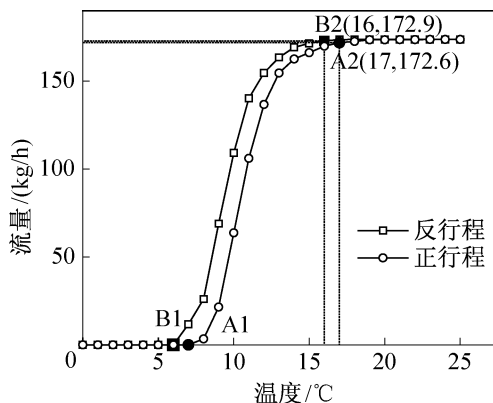


图7 温度-流量特性实验曲线

Fig. 7 The flow variation with temperature

计算热力膨胀阀的容量公式<sup>[17]</sup>为:

$$Q = q_{mr}(h_2 - h_1)K \quad (1)$$

式中: $Q$ 为容量,kW; $q_{mr}$ 为额定点的制冷剂质量流量,kg/s; $h_1$ 为热力膨胀阀入口处饱和液态制冷剂的比焓值,kJ/kg; $h_2$ 为膨胀阀出口处饱和气态制冷剂的比焓值,kJ/kg; $K$ 为过冷度修正值。

本系统的过冷度为5℃,由表1可得过冷度修正值为1.065<sup>[17]</sup>。根据R134a压焓图可查得,膨胀阀出口饱和压力为0.35 MPa时,气态制冷剂的比焓值 $h_2$ 为401.494 kJ/kg,膨胀阀入口饱和压力为1.49 MPa时,液态制冷剂的比焓值 $h_1$ 为272.394 kJ/kg。根据公式(1)可计算得到5.5 kW热力膨胀阀的额定流量值为144.0 kg/h,其值皆小于A2、B2点的流量值。说明此热力膨胀阀的额定流量在线性工作区域

内,有20%的余量,符合此热力膨胀阀的设计要求。

图7中在8~15℃温度段,被测膨胀阀的增益和滞环均较小。对于热力膨胀阀而言,增益和滞环是影响制冷系统或空调系统稳定性的重要因素<sup>[15-16]</sup>。增益大,系统易引起振荡,而在一定增益范围内,滞环越大,系统也越容易引起振荡,且振荡的幅度和增益、滞环成正比。通过温度-流量特性曲线图可以良好反映热力膨胀阀的增益和滞环,以判别热力膨胀阀的性能优劣。

## 4 结论

1)本文分析了现有行业标准的不明之处,确定以膨胀阀入口压力1.49 MPa为测试条件,研制了热力膨胀阀容量测试台,通过热力膨胀阀的实测数据分析,此实验台能良好完成热力膨胀阀温度-流量关系特性测试。

2)实验结果表明:被测热力膨胀阀在其工作区域内温度-流量特性呈现近似线性比例关系,符合该热力膨胀阀的设计要求。

3)通过此热力膨胀阀容量测试台的实验测试,可定量分析热力膨胀阀温度-流量特性的增益和滞环,以判别热力膨胀阀的性能优劣,为设计改进提供参考依据。

### 参考文献

[1] 徐博,江挺候,陈江平,等. 热力膨胀阀感温元件特性实验研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(2): 30-34. (Xu Bo, Jiang Tinghou, Chen Jiangping, et al. A study on temperature sensing bulb of thermal expansion valve[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(2): 30-34.)

[2] 潘新祥,白德富,徐峰. 制冷压缩机起停频繁的原因分析[J]. 航海技术, 2002(2): 60-62. (Pan Xinxiang, Bai Defu, Xu Feng. Analysis of frequent action of start and stop of refrigeration compressor[J]. Marine Technology, 2002(2): 60-62.)

[3] 李昂. 节流机构在制冷系统中的应用分析[J]. 低温与特气, 2007, 25(4): 26-29. (Li Ang. Analysis on the using of the throttle setup in the refrigeration system[J]. Low Temperature and Specially Gases, 2007, 25(4): 26-29.)

[4] 章嘉瑞,顾其江,邓永林. H型汽车空调热力膨胀阀的研究与改进[J]. 制冷与空调(北京), 2005, 5(5): 69-72. (Zhang Jiarui, Gu Qijiang, Deng Yonglin. Research and improvement of H type thermal expansion valve for QUTO air conditioning[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2005, 5(5): 69-72.)

[5] 陈佑华,陈芝久. 制冷装置中膨胀阀的对比研究[J].

制冷学报, 2003, 24(3): 10-13. (Chen Youhua, Chen Zhijiu. Comparison research of expansion valve in refrigeration machines[J]. Journal of Refrigeration, 2003, 24(3): 10-13.)

[6] 中国汽车技术研究中心标准化研究所. 汽车标准汇编 QC/T 663—2000: 汽车空调用热力膨胀阀[S]. 北京: 中国标准出版社, 2000: 731-738.

[7] 郭传欣,李征涛,叶学敏,等. H型汽车空调用热力膨胀阀开度试验台的研制[J]. 制冷与空调(北京), 2009, 9(1): 50-52. (Guo Chuanxin, Li Zhengtao, Ye Xuemin, et al. Development of test bench for H-type thermal expansion valve for automobile air-conditioning[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2009, 9(1): 50-52.)

[8] 徐朋朋,蔡晋辉,姚燕,等. 热力膨胀阀过热度自动检测系统[J]. 中国计量学院学报, 2010, 21(1): 17-19. (Xu Pengpeng, Cai Jinhui, Yao Yan, et al. The automatic detection system of superheat of thermostatic expansion valve based on ARM[J]. Journal of China University of Metrology, 2010, 21(1): 17-19.)

[9] 张秀平,王宏源,田旭东,等. 制冷用热力膨胀阀名义制冷量的试验方法[J]. 暖通空调, 2011, 41(12): 105-110. (Zhang Xiuping, Wang Hongyuan, Tian Xudong, et al. Test methods of the rating cooling capacity of thermostatic expansion valves[J]. Journal of HV&AC, 2011, 41(12): 105-110.)

[10] 张林颖,吴裕远,李宴辉. 三种汽车空调冷凝器性能的试验对比分析[J]. 制冷与空调(北京), 2007, 7(4): 42-47. (Zhang Linying, Wu Yuyuan, Li Yanhui. The experimental comparison analysis on thermal performance of three kinds of condensers of automobile air-conditioning[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2007, 7(4): 42-47.)

[11] 包涛,黄东,董玉军,等. 平流式冷凝器与管片式冷凝器在冷藏车中的应用分析比较[J]. 制冷空调与电力机械, 2005(1): 25-27. (Bao Tao, Huang Dong, Dong Yujun, et al. Comparison analysis on the application of the parallel-flow type and tube-fin type condensers on refrigerator cars[J]. Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery, 2005(1): 25-27.)

[12] 陈儿同,王艳,左志强. 电子膨胀阀与热力膨胀阀在低温装置中的比较研究[J]. 制冷与空调(北京), 2009, 9(3): 68-71. (Chen Ertong, Wang Yan, Zuo Zhiqiang. Comparison study of electronic expansion valve and thermal expansion valve for low-temperature devices[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2009, 9(3): 68-71.)

[13] 贝正其,赵可可,康月,等. 变频空调器用节流元件剖析[J]. 制冷与空调(北京), 2008, 8(6): 62-71. (Bei Zhengqi, Zhao Keke, Kang Yue, et al. Analysis of throttling element for inverter air conditioner[J]. Refrigeration

and Air-conditioning, 2008, 8(6): 62-71.)

- [14] 臧润清, 孙志利, 王洪旭. 有内热源房间空调器制冷系统热力膨胀阀的匹配研究[J]. 制冷学报, 2010, 31(2): 39-42. (Zang Runqing, Sun Zhili, Wang Hongxu. Study on performance of thermostatic expansion valve under variable working conditions[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(2): 39-42.)
- [15] 杨礼桢, 岑敏婷, 王劲柏. 变工况条件下热力膨胀阀节流特性分析[J]. 制冷与空调(四川), 2011, 25(5): 505-509. (Yang Lizhen, Cen Minting, Wang Jinbo. Analysis on thermostatic expansion throttling characteristics under variable condition[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2011, 25(5): 505-509.)
- [16] 田长青, 杨新江, 窦春鹏, 等. 汽车空调用 H 型热力膨胀阀的试验研究与分析[J]. 汽车技术, 2001(12): 21-23. (Tian Changqing, Yang Xinjiang, Dou Chunpeng, et al. Analysis and research on H-type thermal expansion

valve for automobile air-conditioning [J]. Automobile Technology, 2001(12): 21-23.)

- [17] Qi Q, Deng S M. Multivariable control-oriented modeling of a direct expansion (DX) air conditioning (A/C) system [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(5): 841-849.

#### 通信作者简介

王玉刚,男,副教授,中国计量学院计量测试工程学院,(0571) 86914564, E-mail: ygwang@cjlu.edu.cn. 研究方向: 制冷及空调测试技术。

#### About the corresponding author

Wang Yugang, male, associate professor, College of Metrology and Measurement Engineering, China University of Metrology, + 86 571-86914564, E-mail: ygwang@cjlu.edu.cn. Research fields: measurement technology of refrigeration and air-conditioning equipment.

(上接第 100 页)

- [12] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 272-273.
- [13] Li Qingqing, Chen Chao, Zhang Ye, et al. Simplified thermal calculation method for floor structure in radiant floor cooling system[J]. Energy and Buildings, 2014, 74(5): 182-190.
- [14] CEN. EN1264-5:2008, Heating and Cooling Surfaces Embedded in Floors, Ceilings and Walls- Determination of the Thermal Output [S]. London: BSI Group, 2008: 5-11.
- [15] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007: 497.
- [16] 章熙民, 任泽霏, 梅飞鸣. 传热学[M]. 5 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007: 230-241.

- [17] Mumma S A. Ceiling Panel Cooling Systems [J]. ASHRAE Journal, 2001, 43(11): 28-32.

#### 通信作者简介

陈友明,男,博士,教授,湖南大学土木工程学院,(0731) 88823515, E-mail: ymchen@hnu.edu.cn. 研究方向: 建筑节能与能源应用技术, 新型节能空调技术。

#### About the corresponding author

Chen Youming, male, Ph. D., professor, School of Civil Engineering, Hunan University, + 86 731-88823515, E-mail: ymchen@hnu.edu.cn. Research fields: building energy efficiency and energy application technology, new energy-saving air-conditioning technology.