

文章编号: 0253-4339(2013)01-0052-05

doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2013.01.052

## 带经济器的热泵热水机电子膨胀阀运行规律的研究

李玉春<sup>1,2</sup> 蔡志鸿<sup>3</sup> 何永锋<sup>3</sup>

(1 顺德职业技术学院 佛山 528333; 2 广东高校热泵工程技术开发中心 佛山 528333;  
3 顺德科创达冷热设备公司 佛山 528311)

**摘要** 在环境干球温度为 $-15^{\circ}\text{C}\sim 20^{\circ}\text{C}$ , 进水温度 $33\sim 55^{\circ}\text{C}$ 的工况下, 对带经济器的热泵系统进行了实验, 发现最佳组合开度中主阀开度随着进水温度的上升而下降, 随着环境温度的上升而上升; 而辅阀开度则相反。该规律可作为产品优化设计的方法指南。

**关键词** 热泵; 经济器; 电子膨胀阀; 运行规律

**中图分类号**: TB657.5; TK172

**文献标识码**: A

## Operation Rule Study of Electronic Expansion Valve in ASHPWH with Economizer

Li Yuchun<sup>1,2</sup> Cai Zhihong<sup>3</sup> He Yongfeng<sup>3</sup>

(1. Shunde Polytechnic College, Foshan, 528333, China; 2. Guangdong University Heat Pump Engineering Technology Development Center, Foshan, 528333, China; 3. Shunde Ke Chuangda Heating and Cooling Equipment Manufacturing Co., Ltd., Foshan, 528311, China)

**Abstract** A heat pump with economizer is studied by experiment under the conditions: dry-bulb temperature of inlet air is from  $-15^{\circ}\text{C}$  to  $+20^{\circ}\text{C}$ , while inlet water is from  $33^{\circ}\text{C}$  to  $55^{\circ}\text{C}$ . By change the opening of the electronic expansion valves in the main pipe line as well as in the injection pipe line, it shows that the main pipe line valve optimum opening is getting smaller when inlet water is getting warmer, and optimum opening is getting larger when inlet air is getting warmer, while the injection pipe line valve optimum opening goes oppositely. Some analysis and explanation on the rule is carried out. The rule can be used to guide to product optimization.

**Keywords** heat pump; economizer; electronic expansion valve; operation rule

热泵热水机近年来在民用领域得到了广泛的应用, 然而随着环境温度的下降, 热泵系统出现了排气温度高、压缩机效率低等一系列问题, 从而使得系统可靠性与压缩机寿命急剧下降, 《GB/T 21362—2008 商业或工业用及类似用途的热泵热水机》规定热泵机组的运行环境温度为 $\geq -7^{\circ}\text{C}$ , 可见其应用范围受到了较大限制。

带经济器的压缩机是解决上述问题的方案之一。刘强等<sup>[1]</sup>、陈骏骥等<sup>[2]</sup>对采用经济器的空气源热泵热水器性能进行了研究, 结果表明带经济器的热泵热水器在低温工况下的性能较常规系统有较大提高; 庞宗占等<sup>[3]</sup>对带经济器的制冷系统进行了热力学的理论分析。马国远等<sup>[4]</sup>对带经济器的制冷系统进行了分析计算, 得出了喷气相对压力与制热量、制冷量、功率、排气温度、COP的关系, 得出了最佳喷气压力在相对压力为1.0附近或略高。

作为制冷系统的重要部件, 电子膨胀阀的运

行恰当与否显得至关重要。理论上, 电子膨胀阀的开度可采用过热度来进行控制, 然而对于热泵系统, 由于其冷凝温度较高, 当压缩机吸气有一定过热度时, 排气温度就会过高, 且制热量(或制冷量)也较低, 韩磊等<sup>[5]</sup>曾研究了吸气不同带液状态下, 滚动转子式压缩机制冷系统的性能变化, 指出吸热过热度为‘0’或附近时, 制冷系统拥有较大的COP、制冷量, 实验中, 过热度由 $4.73^{\circ}\text{C}$ 降至 $1.47^{\circ}\text{C}$ 时, 制冷量增加了7.7%, EER增加了11.6%。我们也曾对某品牌市售KFR-71LW进行实验, 当过热度调整到 $3^{\circ}\text{C}$ 时, 在GB/T7725—2004所规定的最大制冷工况下, 实测排气温度 $121.6^{\circ}\text{C}$ , 此时压缩机频繁跳停保护, 已不能正常工作, 对原型机(节流件为毛细管)测试, 得排气温度为 $108.6^{\circ}\text{C}$ , 蒸发器盘管为 $14.0^{\circ}\text{C}$ , 吸气为 $13.4^{\circ}\text{C}$ , 此时吸气为略带液状态。目前主流的压缩机厂家在压缩机回液防液击及润滑油防稀释方面已做了大量的

改进与提高,可承受一定的回液。家用热泵空调及热泵热水机吸气略微带液,在不影响冷冻油润滑性能的前提下是允许的。张良等<sup>[6]</sup>曾以水为制冷剂,研究了双螺杆压缩机湿蒸汽两相压缩的特性,张华俊等<sup>[7]</sup>曾分析了压缩机最大允许吸入蒸气含湿率。实践中对于冷凝温度较高的产品如家用热泵空调或热泵热水机,利用过热度来控制电子膨胀阀开度有较大难度。较可行的方案是在各种工况下做实验,形成相应的膨胀阀开度表,控制芯片根据相应条件,查表可得对应的开度。目前对电子膨胀阀研究多集中在阀体个体性能与制冷系统产品性能优化效果方面,而阀在制冷系统中的运行规律的研究(即如何优化)方面较少,因此研究电子膨胀阀在制冷系统中的运行规律具有较强的应用价值。

## 1 实验装置

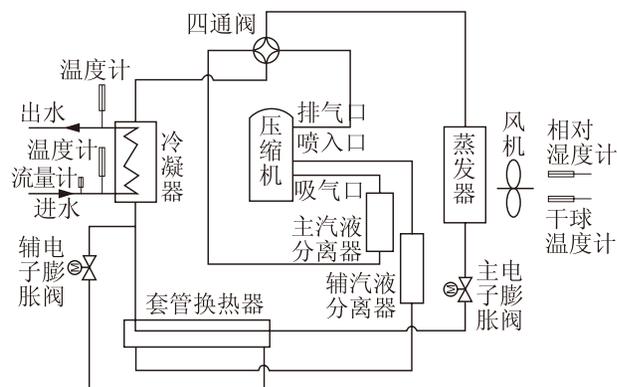


图1 实验系统示意图

Fig.1 Schematic of experiment instrument

实验装置如图1,采用辅汽液分离器是为了避免喷入口含有液态制冷剂产生液击,套管换热器中内管与外管的制冷剂流向采用逆流布置,压缩机吸入口制冷剂流量由主阀控制,压缩机喷入口制冷剂流量由辅阀控制。实验中,蒸发器侧的进风状态由干球温度计、相对湿度计(>0℃时采用湿球温度计)测量,冷凝器侧的进、出水温度各由一温度计进行测量,水流量由涡轮流量计测量,实验在广东省制冷产品检验站(顺德站)下属焓差室进行,温度计精度±0.1℃,流量计精度为0.5%,实验样机的输入功率由功率计测得,精度0.2%,实验样机的(瞬时)制热量由水流量及进出水温差计算可得。

在不同的工况下,调整主、辅阀开度来控制相应回路制冷剂流量。为便于理解,以膨胀阀驱动脉冲数来代表开度,实验所用电子膨胀阀脉冲数为0时,为全闭状态,脉冲数为500时,为全开状态。为简化描述,文中制冷剂流动方向以制取热水时

的流向为正,同时定义制冷剂主路为:冷凝器-套管换热器-主阀-蒸发器-四通阀-主汽液分离器-压缩机;定义制冷剂辅路为:冷凝器-辅阀-套管换热器-辅汽液分离器-压缩机。

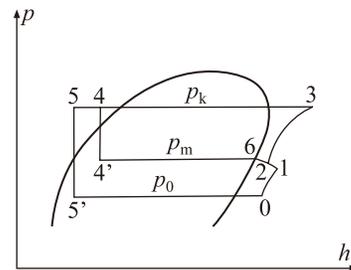


图2 喷气增焓热泵循环

Fig.2 Heat pump cycle with enhanced vapor injection

制冷剂在喷气增焓热泵系统中的理想循环如图2<sup>[3]</sup>所示,制冷剂从压缩机排气口(状态3)排出,经冷凝器冷却(状态3-状态4)后分成主、辅两路,主路制冷剂在中间换热器(即图1中的套管换热器)被辅路制冷剂冷至状态5后,经主阀节流至状态5',在蒸发器中蒸发(状态5'—状态0),从压缩机吸入口进入压缩机被压缩至中间状态1;而辅路制冷剂经辅阀节流(状态4—状态4'),然后在套管换热器被主路制冷剂加热后蒸发至状态6,经喷入口喷入压缩机,与主路制冷剂(状态1)混合后形成状态2,再经压缩形成状态排气3,如此重复循环。

## 2 实验结果与分析

实验共分两部分,第一部分是在环境干球温度-15±0.3℃,相对湿度60%,进水温度为47.5±0.3℃,水量控制在25±1L/min时,主辅阀开度变化时性能变化的情况,实验数据见图3、图4,由图3可见,当主阀开度不变时,随着辅阀开度增大,样机制热量先是逐渐增大,随后又开始下降,这表明对于某一主阀开度,有一最佳的辅阀开度与之对应,此时样机制热量最大。而主阀开度不同时,样机的最大制热量也有较大差别,且出现最大制热量时的辅阀开度也不同,当主阀开度为240时,最大制热量出现在辅电子膨胀阀为160附近,制热量为5915W;而当主阀为320时,最大制热量出现在辅阀为200附近,达到8050W;而当主阀开度进一步增大时,最大制热量又开始下降,且最大点辅阀开度也随之增大,到主阀为400时,最大制热量出现在辅阀为240~280之间,最大制热量也降至7600W左右。因此对于环境温湿度、进水温度一定时,有一最佳的主辅阀开度组合(即图3中的主阀脉冲为

320, 辅阀脉冲为200), 在此组合下制热量最大。

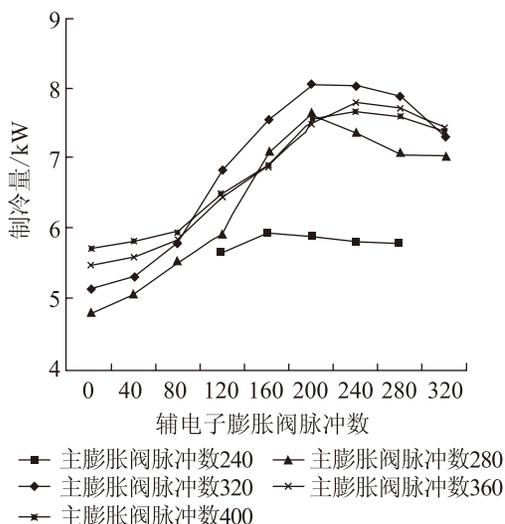


图3 主、辅电子膨胀阀开度与制热量的关系  
Fig.3 Opening variation with heat capacity

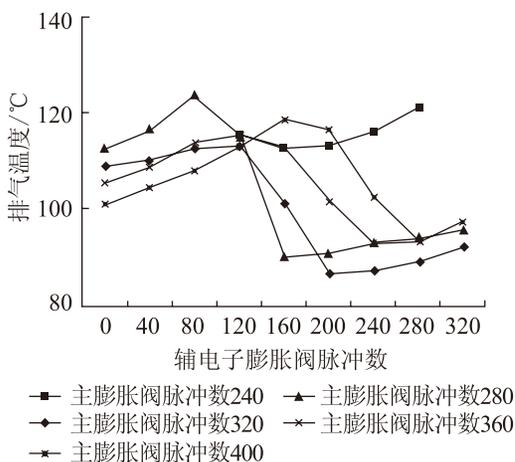


图4 主、辅电子膨胀阀开度与排气温度的关系  
Fig.4 Opening variation with temperature of discharge

图4是样机排气温度随主辅阀开度的变化情况, 可见在主辅阀最佳组合工况点, 样机的排气温度最低(86.1℃)。实验还测得, 此开度组合下COP值最高(达1.68), 而当主阀开度较低, 辅阀开度过低或过高时(实验中主阀为240, 辅阀为0、40、80、320)时, 由于排气温度一直上升, 直至跳停保护, 故图3、图4中此工况点未有实验数据。限于篇幅, 不再罗列其它的温度点及压力测试数据。

第二部分实验是最佳开度组合与环境温度及进水温度的关系。调节进水温度, 环境干球温度保持7℃, 湿球温度保持6℃, 在每一进水温度点, 调节主辅阀开度, 使之出现最佳组合, 由此得到最佳膨胀阀开度组合随进水温度的变化见图5。

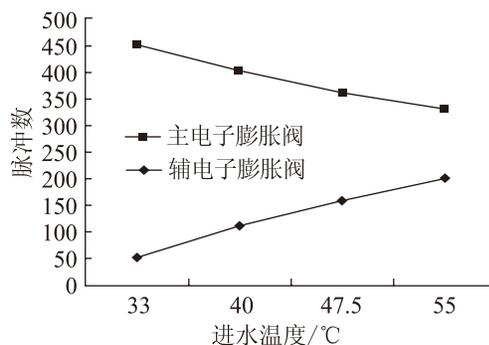


图5 最佳阀开度组合与进水温度的关系  
Fig.5 The optimum opening variation with inlet water

由图5可知, 辅阀开度随着进口水温的上升而不断增大。根据马善伟等研究, 有电子膨胀阀的流量特性公式<sup>[8]</sup>如下:

$$q_m = C_d A \sqrt{2\rho\Delta p} \quad (1)$$

$$C_d = -0.0234A + 4.726 \times 10^{-4} \rho_1 + 7.944 \times 10^{-4} \rho_x + 6.352 \times 10^{-3} \Delta t - 0.302 \times \Delta D \quad (2)$$

式中:  $A$ 为流通面积,  $\text{mm}^2$ ;  $\Delta p$ 为阀前后压差,  $\text{Pa}$ ;  $\rho_1$ 为阀前液体密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $\rho_x$ 为阀后气液混合流体的密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $\Delta t$ 为阀前液体的过冷度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\Delta D$ 为阀孔与针锥的径向间隙的2倍,  $\text{mm}$ 。当进口水温由33℃升至55℃时, 测得冷凝压力由1.53MPa上升至2.65MPa, 而蒸发压力变化甚微, 若电子膨胀阀开度不变, 流量仅增加37%, 而此时根据套管换热器内的能量平衡式有:

$$\alpha(h_4 - h_5) = (1 - \alpha)(h_6 - h_4) \quad (3)$$

式中: 状态点4、5、6见图2;  $\alpha$ 为压缩机主路吸入制冷剂流量占压缩机总输气量的比例, 而 $(1 - \alpha)$ 为辅路制冷剂流量占压缩机总输气量的比例。根据样机运行测试的冷凝器出口温度 $t_4$ 、主阀前液体温度 $t_5$ 、排气压力、辅阀后流体温度 $t_6$ 、喷入口温度可以计算 $h_4$ 、 $h_5$ 、 $h_6$ , 故可大致计算辅路制冷剂流量与总流量的比值 $(1 - \alpha)$ 。根据实测数据, 由式(3)测算得辅路制冷剂流量需增加109%, 由此可见, 只有增大膨胀阀开度才能满足要求。主路膨胀阀开度随进水温度不断减小是因为蒸发压力侧基本不变, 而冷凝压力不断升高, 兼之主阀前液体过冷度上升(由于辅路的冷却作用增强), 使得在开度不变情况下, 通过阀的流量将上升, 要保持基本不变的主路制冷剂流量, 主阀开度必须减小。

实验中当水温小于33℃时, 辅阀开度太小, 接近于闭阀状态, 流量时大时小, 实验状态重复性不好, 故未罗列相关数据。

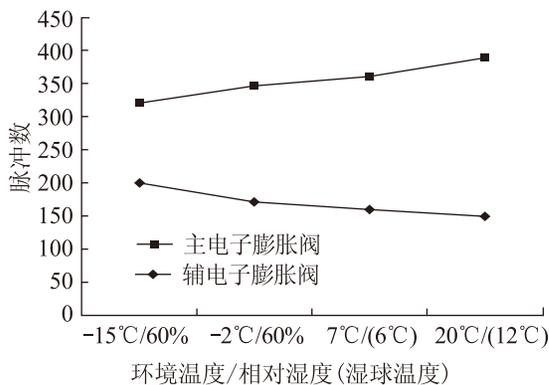


图6 最佳阀开度组合与进风状态的关系  
Fig.6 The optimum opening variation with inlet air

改变环境温度,保持进水温度为47.5℃,主辅电子膨胀阀的最佳组合关系见图6,当环境温度上升时,由于蒸发温度上升,此时蒸发侧换热效果增强,主路制冷剂流量需求增大,同时由于膨胀阀前后压差减少,阀前液体过冷度减小(当环境温度/相对湿度(湿球温度)由-15℃/60%上升至20℃/(12℃)时,过冷度由41.8℃降至30.9℃),若膨胀阀开度不变,制冷剂流量只会下降,因此必须增大主阀开度,才能使主路制冷剂流量增大;辅阀开度随环境温度的上升而减少,这是因为当环境温度由-15℃升至20℃时,测得蒸发压力由0.22MPa升至0.61MPa,同时冷凝压力由2.1MPa升至2.42MPa,此时若开度不变,根据式(1)、(2)则辅路流量会略增5.3%,而根据套管换热器处能量平衡式(3),流量须减少26%,故辅电子膨胀阀开度必须减小才能满足辅路流量下降的要求。

根据上述实验现象,可以对带经济器的热泵系统在电子膨胀阀选型设计时做如下建议:

1) 辅阀的选型实验工况应设定在产品使用范围内的最低环境温度、最高进水温度条件下。因为该工况下,辅路的流量需求最大。满足此工况的辅阀自然满足其它工况的流量需求。

2) 在环境为-15℃/60%,进水温度在33~55℃条件下,利用所测数据以及公式(1)、(2)、(3)进行计算,得到主阀与辅阀的流通面积比在2.3~3.8之间,该数据可做为选主阀、辅阀配对选型中的参考依据。当然该流通面积比主要取决于产品最低适用环境温度以及最高允许进水温度。

### 3 结语

对喷气增焓型空气源热泵热水机进行了实验研究,实验工况范围为:环境温度在-15~20℃,水温从33~55℃,水流量为25L/min。

1) 对于某一特定工况,存在最佳的主辅阀开度组合,使得热泵系统运行状态最佳,在此状态下,系统的制热量、COP均处于最大值,而排气温度最低。

2) 保持环境空气干球温度7℃,湿球温度6℃不变,而进水温度变化情况下,调试出了各进水温度下主辅阀的最佳组合开度,发现随着进水温度的上升,最佳组合开度中主阀开度不断下降,而辅阀开度不断上升。

3) 保持进水温度为47.5℃不变,而环境空气温度变化的情况下,调试出了最佳主辅阀开度组合与环境空气温度的关系,随着环境温度的上升,最佳开度组合中主阀开度不断上升,而辅阀开度不断减小。

4) 结合电子膨胀阀的流量特性公式与套管换热器内的能量平衡,对最佳组合开度的变化规律进行分析与解释。

5) 提出了带经济器辅路电子膨胀阀选型设计的实验工况,以及主辅阀的流通面积比范围。

所揭示的电子膨胀阀运行规律可做为喷气增焓型热泵类产品优化设计的依据。

本文受顺德职业技术学院、广东高校热泵工程技术开发中心重点联合课题(2012-kjzx01)项目资助。(The project was supported by the Guangdong University Heat Pump Engineering Technology Development center and Shunde Polytechnic (No.2012-kjzx01).)

### 参考文献

- [1] 刘强,樊水冲,何珊.喷气增焓涡旋压缩机在空气源热泵热水器中的应用[J].流体机械,2008,36(9):68-72. (Liu Qiang, Fan Shuichong, He Shan. Application of Enhanced Vapor Injection Technology in ASHPWH[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(9): 68-72.)
- [2] 陈骏骥,杨昌仪,蔡伯明.低温强热型空气源热泵热水器试验研究[J].流体机械,2010,38(1):72-74. (Chen Junji, Yang Changyi, Cai Baiming. Experiment of Low Temperature Heat-flash Type Air Source Heat Pump Water Heater [J]. Fluid Machinery, 2010, 38(1): 72-74.)
- [3] 庞宗占,赵会霞,马国远.涡旋压缩机准二级压缩过程的热力学分析[J].化工学报,2006,57(增刊):53-57. (Pang Zongzhan, Zhao Huixia, Ma Guoyuan. Thermodynamic analysis on quasi two-stage compression process of scroll compressor[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering (China), 2006, 57(Suppl): 53-57.)
- [4] 马国远,彦启森.涡旋压缩机经济器系统的性能分析[J].制冷学报,2003,24(3):20-24. (Ma Guoyuan, Yan Qisen. Thermodynamic Behavior of Scroll Compressor with

- Economizer for Heat Pump[J].*Journal of Refrigeration*, 2003,24(3):20-24.)
- [5] 韩磊,陶乐仁,郑志皋,等.回气带液对滚动转子压缩制冷系统性能影响实验研究[J].*制冷学报*, 2010, 31(4): 22-25. (Han Lei, Tao Leren, Zheng Zhigao, et al. Experiment on Effect of Liquid-refrigerant Return on Performance of Refrigerant System with Rolling Rotor Compressor[J]. *Journal of Refrigeration*,2010,31(4): 22-25.)
- [6] 张良,徐士鸣.湿蒸汽两相压缩过程工作特性理论研究[J].*节能技术*,2006,24(2):99-102. (Zhang Liang, Xu Shiming. Research on the Characteristics of Wet Steam Compression Process[J]. *Energy Conservation Technology*, 2006, 24(2):99-102.)
- [7] 张华俊,冯倩莹,杨森,等.制冷压缩机吸气喷液循环性能分析[J].*制冷与空调*, 1998(1): 8-11. (Zhang Huajun, Feng Qianying, Yang Sen, et al. Performance analysis on refrigeration system with liquid injection in the return gas[J]. *Refrigeration and Air condition*,1998 (1):8-11.)
- [8] 马善伟,张川,陈江平等.电子膨胀阀制冷剂质量流量系数的试验研究[J].*上海交通大学学报*, 2006, 40(2): 282-285. (Ma Shanwei, Zhang Chuan, Chen Jiangping, et al. Experimental Study on Electronic Expansion Valve Refrigerant Flow Coefficient[J]. *Journal of Shanghai Jiao Tong University*, 2006, 40(2): 282-285.)

#### 作者简介

李玉春,男(1972-),副教授,工程师,顺德职业技术学院机电工程系,13923287821, E-mail: Li\_richie@163.com。研究方向:制冷系统性能优化设计、热工测量。

#### About the author

Li Yuchun(1972-), male, Associate professor/ Engineer, Department of mechanics and electrics, Shunde Polytechnics College, 13923287821, E-mail:Li\_richie@ 163.com. Research fields: the optimized design of refrigeration system and the measurement of thermal engineering.