

DOI: 10.7652/xjtuxb201506017

# 补气技术应用于高温热泵的实验研究

何永宁, 杨东方, 曹锋, 邢子文

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

**摘要:** 为了提高高温热泵运行经济性及稳定性,优化高温系统流程,通过在热泵系统中设置换热器型经济器,实验验证双螺杆压缩机补气技术在高温热泵中应用的可行性。实验研究表明:将补气技术应用于高温热泵是可行的,冷凝器出口水温在88℃下通过经济器补气可有效增加高温热泵的制热量,当相对补气量由9.88%增加至22.61%时,系统总制热量增加9.28 kW,改善了其制热性能;在压缩机补气孔口已定条件下,存在最优补气压力,使该系统制热能效比最大;经济器的设置同时为冷凝器出口制冷剂提供较大的过冷度,保证了系统节流机构的安全运行。

**关键词:** 补气;经济器;高温热泵

**中图分类号:** TB66 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2015)06-0103-06

## Experimental Investigation on Vapor Injection in High Temperature Heat Pump

HE Yongning, YANG Dongfang, CAO Feng, XING Ziwen

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** To improve heating performance and running stability of high temperature heat pump, the structure of the heat pump should be rebuilt and optimized. Setting an internal heating exchanger economizer into the heat pump system, the experiments are conducted to validate the function of vapor injection technique in twin screw high temperature heat pump system. It is indicated that vapor injection facilitates increasing the total heating capacity of the heat pump with condenser outlet water temperature of 88℃, and the heating capacity increases up to 9.28 kW while vapor injection ratio rises from 9.88% to 22.61%. There exists an optimal vapor injection pressure or vapor injection ratio, with which the heating COP gets the maximum in running process. The economizer also provides higher degree of supercooling for the refrigerant from the condenser to ensure working safety of the throttling structure of high temperature heat pump.

**Keywords:** vapor injection; economizer; high temperature heat pump

高温热泵可提供工业加热级别的热水(温度为80~120℃),区别于家用及商用热泵,其可利用的热源及需提供的水温较高,系统具有较高的蒸发温度及冷凝温度。随着冷凝温度的升高,热泵系统压比增加,压缩机功耗增加,排气温度升高;压比增加引起的压缩机容积效率降低的同时导致系统制冷剂流量降低,系统能效下降。工业用热泵冷凝器

侧水路多为循环使用<sup>[1]</sup>,冷凝器进水温度较高,出口制冷剂过冷度小,通常需设定额外的冷却水路来保证冷凝器出口制冷剂获得足够过冷度。补气技术通过向运行中的压缩机补气,使其压缩过程接近于两级压缩,可在单台压缩机上实现准二级压缩。由于补入压缩机中制冷剂的温度低于压缩机压缩腔中制冷剂的温度,等同于两级压缩级间冷却过程,降低了

收稿日期: 2014-07-24。 作者简介: 何永宁(1988—),男,博士生;曹锋(通信作者),男,教授,博士生导师。

网络出版时间: 2015-04-21

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20150421.1711.003.html>

压缩机的排气温度。通过补气增加冷凝器中制冷剂质量流量,增加热泵系统的制热量。

高温热泵存在的问题与低环境温度下热泵问题相似,为改善高温热泵在高冷凝温度工况下的性能,通过设置换热器型经济器,将补气技术应用于大容量高温热泵系统,研究不同补气参数下压缩机制热量、能效及排气温度的变化,寻求增加高温热泵系统制热量及能效的控制方法,对高温热泵系统优化设计具有重要意义。

## 1 补气及高温热泵

压缩机补气技术在低温空气源热泵应用中使用广泛,对增加系统制热量、提高系统能效及降低压缩机排气温度有着积极作用。文献[2]针对5种常用压缩机形式,归纳了其补气过程和系统循环特性及各自的使用范围。文献[3-4]阐述了补气技术在低环境温度加热、高环境温度制冷及热泵系统中的应用,同时通过实验对比了R410A及R32等不同制冷剂应用于补气过程中的性能。文献[5]验证了在蒸发温度为 $-35^{\circ}\text{C}$ 、冷凝温度为 $40^{\circ}\text{C}$ ,采用R717时,制冷系统增设经济器,制冷量增加24.1%,制冷系数提高19.5%。文献[6]通过实测补气双螺杆制冷压缩机的 $P$ - $V$ 图,分析了不同补气压力下压缩机的热力过程特征,研究了补气压力对系统制冷性能及COP的影响。文献[7]对比了采用闪蒸器、换热器型经济器等4种不同补气形式对空气源热泵系统性能的影响。文献[8-9]研究了中间补气压力对R410A热泵系统制热性能的影响,同时研究了补气技术在复叠系统中的应用。

目前,关于补气技术的研究主要集中于不同制冷剂热泵系统低环境温度下的制热性能,研究多采用涡旋压缩机补气,带补气热泵系统可满足家用及商用供暖需求但总制热量较小。对于排气量较大的螺杆压缩机,补气技术的研究多集中于冷水机组制冷性能研究,在高温热泵领域研究较少。本文针对工业余热利用场合,基于 $88^{\circ}\text{C}$ 出水高温热泵系统,研究了中间换热器型经济器补气技术与大容量双螺杆高温热泵系统结合提高系统性能的可行性。

对于高温热泵系统,本文采用带补气孔口的半封闭式双螺杆压缩机,为满足大补气量补气过程的需求,基于压缩机结构增大了补气孔口面积,补气孔口位于压缩机转子与机壳形成封闭容积腔后,该处处于制冷剂压力建立初期,其值约为进气压力的1.1倍。采用单级单机循环满足热泵系统在工业加

热中应用性能稳定且操作简单的需求,选用纯质制冷剂而不是混合工质制冷剂作为热泵工质,防止了因运行过程中制冷剂泄漏造成混合工质成分发生变化引起热泵系统性能的恶化。冷凝器及蒸发器均采用壳管式换热器,以满足工业加热需求<sup>[10]</sup>,补气路电磁阀采用针型阀调节补气压力,主路节流阀采用电子膨胀阀以满足制冷剂流量自动调节。热泵系统循环如图1所示。

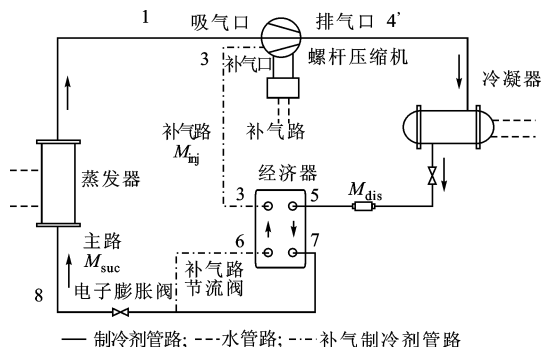


图1 经济器补气高温热泵系统流程图

## 2 补气过程分析

冷凝器出口制冷剂质量流量( $M_{\text{dis}}$ )流经经济器被冷却后分为两部分:一部分制冷剂质量流量( $M_{\text{inj}}$ )通过补气路节流阀节流后返回经济器,在经济器中吸热蒸发后通过压缩机上的补气孔口补入压缩机中;另一部分制冷剂质量流量( $M_{\text{suc}}$ )通过主路电磁阀节流后进入蒸发器中蒸发吸热,并经由吸气管路进入压缩机吸气口。

补气过程压力( $P$ )-焓值( $h$ )变化如图2所示,在经济器中存在的热平衡方程

$$M_{\text{inj}}(h_3 - h_6) = (M_{\text{inj}} + M_{\text{suc}})(h_5 - h_7) \quad (1)$$

由于经济器的设置,冷凝器出口制冷剂焓值由 $h_5$ 降低至 $h_7$ ,使得进入蒸发器的制冷剂焓值( $h_8$ )降低,通过设置换热器型经济器回收了冷凝器出口制冷剂热量( $h_5 - h_7$ )。

热泵系统制热量为

$$Q_c = (M_{\text{inj}} + M_{\text{suc}})(h_{4'} - h_5) \quad (2)$$

由于补气过程的增加,压缩机工作过程中制冷剂由原来的 $P_1$ 压缩至 $P_4$ 的单一过程,改变为预压缩(1-2)、混合(2, 3-2')、再压缩(2'-4')3个过程。该过程中补气制冷剂的状态改变了压缩机的工作过程,使其接近于两级压缩,改善压缩机工作效率的同时改变了压缩机出口制冷剂状态( $h_{4'}$ )。

压缩机功耗为

$$W = M_{\text{suc}}(h_2 - h_1) + (M_{\text{inj}} + M_{\text{suc}})(h_{4'} - h_{2'}) \quad (3)$$

系统制热能效比为

$$r_{\text{COP}} = \frac{Q_c}{W} = \frac{(M_{\text{inj}} + M_{\text{suc}})(h_{4'} - h_5)}{M_{\text{suc}}(h_2 - h_1) + (M_{\text{inj}} + M_{\text{suc}})(h_{4'} - h_{2'})} \quad (4)$$

在补气管路节流过程中,通过补气路节流阀,制冷剂流量与节流前后压力及节流阀结构的关系为<sup>[11]</sup>

$$M_{\text{inj}} = C_D A_D (2\rho_f (P_c - P_{\text{inj}}))^{0.5} \quad (5)$$

式中: $C_D$  为流量系数,取决于节流阀具体结构参数; $A_D$  为节流阀流通通道横截面积, $\text{m}^2$ ; $\rho_f$  为节流前制冷剂密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ; $P_c$  为节流前制冷剂压力,Pa; $P_{\text{inj}}$ 为节流后制冷剂压力,Pa。

热泵系统在确定的冷凝温度及蒸发温度下运行,在压缩机补气孔口结构及面积已定的情况下,系统制热量、功耗及系统制热能效(COP)随补气压力的改变而改变。在经济器补气管路中,随着节流阀开度的增加,补气压力由  $P_6$  增加至  $P_{6'}$  时,补气节流阀流通通道横截面积  $A_D$  增大,通过补气节流阀的制冷剂质量流量增加,由补气管路进入压缩机补气口的制冷剂质量流量增加。因补气压力增加引起的系统参数变化如图 2 中虚线所示。

补气压力的变化改变了压缩机补气口制冷剂状态( $h_3$ )及在压缩机封闭容积腔内制冷剂混合后状态( $h_{2'}$ ),最终改变了压缩机出口制冷剂状态( $h_{4'}$ )及压缩机功耗。

补气压力的不同造成相对补气量的变化及压缩机压缩过程的改变,由于通过补气过程增加了冷凝器中制冷剂质量流量,热泵系统制热量及压缩机功耗随之增加。由于制热量及压缩机功耗增加程度的不同,在稳定工作状况下,存在着最优补气压力使系统制热能效最高。

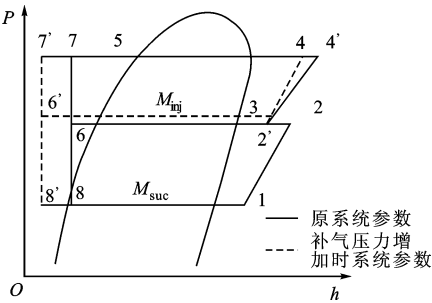


图 2 补气过程的  $P$ - $h$  图

相对补气量  $\alpha$  定义为压缩机补气口制冷剂质量流量与吸气口制冷剂质量流量之比,其数学表达式如下

$$\alpha = M_{\text{inj}}/M_{\text{suc}} = M_{\text{inj}}/(M_{\text{dis}} - M_{\text{inj}}) \quad (6)$$

为便于不同工况下补气参数对比,文中同时引入相对补气压力概念。相对补气压力为实际补气压力与中间压力  $P_m$  的比值( $i$ ),其定义如下

$$i = P_{\text{inj}}/P_m \quad (7)$$

$$P_m = (P_c P_e)^{1/2} \quad (8)$$

式中: $P_c$  为冷凝压力; $P_e$  为蒸发压力。

3 高温热泵样机及实验

3.1 实验台架

针对高温热泵应用环境,本热泵系统设计为提供  $90\text{ }^\circ\text{C}$  高温热水,高温热泵系统样机如图 3 所示,热泵系统部件明细如表 1 所示,样机数据采集点如图 4 所示。

表 1 高温热泵系统部件明细

| 部件     | 形式                      | 型号       | 参数                        |
|--------|-------------------------|----------|---------------------------|
| 压缩机    | 螺杆压缩机                   | BSR      | 335 $\text{m}^3/\text{h}$ |
| 冷凝器    | 壳管换热器                   |          | 32.4 $\text{m}^2$         |
| 补气路节流阀 | 针阀                      |          |                           |
| 主路节流阀  | 电子膨胀阀                   | Alco EX8 | I21                       |
| 经济器    | 板式换热器                   | SWEP     | 14.1 $\text{m}^2$         |
| 蒸发器    | 壳管换热器                   |          | 50 $\text{m}^2$           |
| 制冷剂    | R124 <sup>[12-13]</sup> |          |                           |

测量经济器板式换热器 4 个进出口制冷剂压力及温度,获得制冷剂的焓值( $h$ ),由式(1)计算系统相对补气量。

通过冷凝器中热量平衡关系计算制热量  $Q_c$ ,通过测定进出冷凝器及蒸发器的水流量及进出水温差获得系统制热量,采用数字功率计直接测量压缩机功耗  $W$ 。

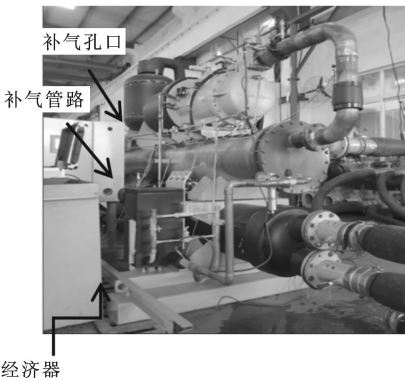


图 3 高温热泵系统样机

3.2 测试工况

在原油加热实际应用工况下,当冷凝器进、出水温度分别为  $82、88\text{ }^\circ\text{C}$ ,蒸发器进、出水温度分别为

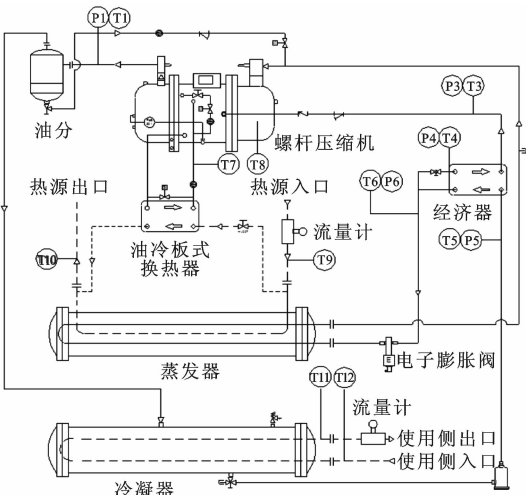


图 4 样机数据采集点

46、43℃时,测试了高温热泵系统性能。热泵运行工况及补气压力如表 2 所示。由于热泵系统中对冷凝器出口制冷剂未设置冷却过程,在高冷凝温度时,为保证机组安全,经济器处于工作状态,补气过程持续进行。实验过程中没有测量未补气状态下热泵系统性能。

表 2 热泵运行工况及补气压力调节范围

| 设备       | 参数             |
|----------|----------------|
| 冷凝器      | 进水温度为 82℃      |
|          | 出水温度为 88℃      |
|          | 冷凝压力为 1.88 MPa |
| 蒸发器      | 进水温度为 46℃      |
|          | 出水温度为 43℃      |
|          | 蒸发压力为 0.49 MPa |
| 补气压力调节范围 | 0.84~0.98 MPa  |

3.3 测试设备及误差分析

采用铂电阻温度传感器(精度为±0.1℃)测试温度;采用压力传感器(精度为±1%、量程为4 MPa)测量压力;采用电磁流量传感器(精度为±0.01 m³)测量水的流量;采用数字功率计(精度为±(0.1%~0.05%))测量机组功率;使用数据采集系统和显示系统记录数据。测试时,数据采集系统记录数据 5 次为一组。

采用 Kline and McClintock 方法进行实验的系统误差分析,具体公式如下

$$\omega_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} \omega_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} \omega_2 \right)^2 + \cdots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} \omega_n \right)^2 \right]^{1/2} \tag{9}$$

式中: $\omega_R$  为系统误差; $\omega_1, \cdots, \omega_n$  为每个独立变量的误差; $R$  为  $x$  的函数。根据式(9)进行计算,可以得到相关测试的制热量和 COP 的最大误差分别为 2.89%和 3.12%。

4 结果与讨论

4.1 相对补气量

在实验过程中,为限制电子膨胀阀前温度,经济器补气过程持续进行,补气压力调整范围为 0.84~0.98 MPa,相对补气压力介于 0.88~1.02 之间。在实验调节的补气范围内,随着补气路节流阀开度的增加,补气压力由 0.84 MPa 增加至 0.98 MPa,系统相对补气量  $\alpha$  从 9.88%增加至 22.61%,如图 5 所示。对于给定补气面积的补气孔口,在一定的补气压力区间内,相对补气量随着补气压力的增加而增加。

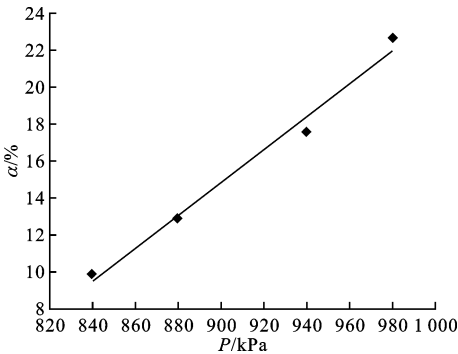


图 5 相对补气量与补气压力的关系曲线

4.2 热泵性能

系统制热量及功耗在不同补气压力下的关系如图 6 所示。随着相对补气量的增加,参与循环的制冷剂质量增加,压缩机与冷凝器中制冷剂质量流量增加,制热量与压缩机功耗随之增加。在补气压力由 0.84 MPa 增加至 0.98 MPa 时,即其相对补气量由 9.88%增加至 22.61%时,系统总制热量增加

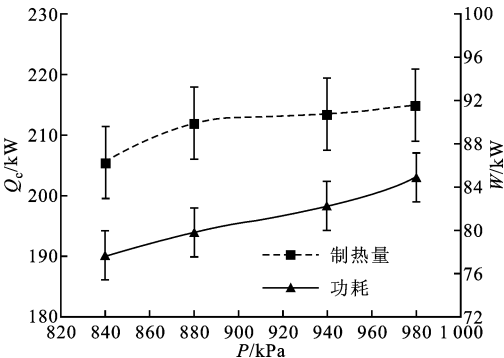


图 6 系统制热量与压缩机功耗随补气压力变化

9.28 kW,压缩机功耗增加 7.18 kW。由于制热量及压缩机功耗增加幅度的差异,系统制热 COP 随相对补气量的变化呈现出先增加后减小的状况,如图 7 所示。以制热 COP 达到最大作为最优压力判定准则,该实验系统最优补气量位于 0.84~0.98 MPa 之间,相对补气压力处于 0.88~0.98 之间,相对补气量处于 9.88%~17.27%之间。

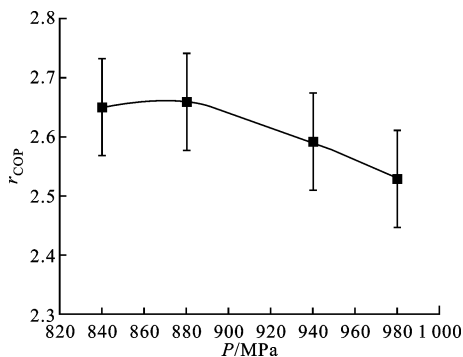


图 7 系统制热能效随补气压力的变化

### 4.3 排气温度

压缩机排气温度及电子膨胀阀前温度(即图 2 中点 7 的温度)随补气压力的变化如图 8 所示。在补气压力调节范围内,不同补气压力下压缩机排气温度保持基本不变。随着补气压力的升高,节流阀前制冷剂温度降低明显,当相对补气量由 9.88%增加至 22.61%时,节流阀前温度由 70℃降低至 60℃,制冷剂获得较大的过冷度,保证了电子膨胀阀的安全运行。

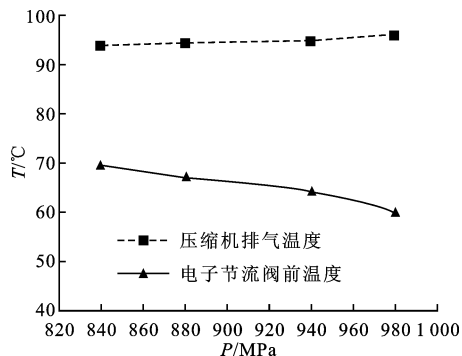


图 8 排气温度及电子膨胀阀前温度随补气压力的变化

## 5 结 论

将中间换热器型经济器引入高温热泵系统,研究了补气技术对高温热泵系统性能的影响,结果表明:在实验补气工况下,随着补气压力的增加,热泵系统制热量增加,当补气压力由 0.84 MPa 增加至 0.98 MPa,即其相对补气量由 9.88%增加至 22.61%

时,系统制热量增加 9.28 kW;在稳定工况、定补气孔口面积时,补气过程存在一个最优补气压力,使该工况系统制热能效最大,本文中最优相对补气压力处于 0.88~0.98 之间,最优相对补气量范围处于 9.88%~17.27%之间。高温热泵系统采用经济器形式补气最大的优势在于使冷凝器出口获得较大的过冷度,降低了电子膨胀阀前温度,同时由于该部分热量通过补气的形式带入热泵系统,增加了系统的能效比,提升了高温热泵系统性能。

### 参考文献:

- [1] WANG Kai, CAO Feng, WANG Shouguo, et al. Investigation of the performance of a high-temperature heat pump using parallel cycles with serial heating on the water side [J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(6): 1142-1151.
- [2] 许树学, 马国远, 彭珑. 常用制冷压缩机的准二级压缩循环特性分析 [J]. 石油化工设备, 2009(4): 1-4.  
XU Shuxue, MA Guoyuan, PENG Long. Performance study on quasi two-stage compression cycle composed by different type of refrigerant compressor [J]. Petro-Chemical Equipment, 2009(4): 1-4.
- [3] XU Xing, HWANG Yunho, RADERMACHER R. Refrigerant injection for heat pumping/air conditioning systems: literature review and challenges discussions [J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 34(2): 402-415.
- [4] XU Xing, HWANG Yunho, RADERMACHER R. Performance comparison of R410A and R32 in vapor injection cycles [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(3): 892-903.
- [5] 郁永章, 肖大刚. 带经济器螺杆制冷循环系统的研究 [J]. 制冷学报, 1989(4): 15-21.  
YU Yongzhang, XIAO Dagang. Study on screw refrigeration system with an economizer [J]. Journal of Refrigeration, 1989(4): 15-21.
- [6] 吴华根, 彭学院, 邢子文, 等. 经济器补气压力对双螺杆制冷压缩机性能影响的试验研究 [J]. 制冷学报, 2003(4): 10-13.  
WU Huagen, PENG Xueyuan, XING Ziwen, et al. Experimental study on effects of superfeed pressure of economizer on twin-screw refrigeration compressor performance [J]. Journal of Refrigeration, 2003(4): 10-13.
- [7] HEO J, JEONG M, BAEK C, et al. Comparison of the heating performance of air-source heat pumps using various types of refrigerant injection [J]. International

- Journal of Refrigeration, 2011, 34(2): 444-453.
- [8] ROH C, KIM M. Effect of vapor-injection technique on the performance of a cascade heat pump water heater [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 38(2): 168-177.
- [9] ROH C, KIM M. Effects of intermediate pressure on the heating performance of a heat pump system using R410A vapor-injection technique [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(8): 1911-1921.
- [10] 王凯, 曹锋, 邢子文. 一种新型余热回收高温热泵机组的性能研究 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(10): 1309-1312.
- WANG Kai, CAO Feng, XING Ziwen. Development and experimental validation of high temperature heat pump for heat recovery [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(10): 1309-1312.
- [11] 张川, 马善伟, 陈江平, 等. 电子膨胀阀节流机构流量特性的实验研究 [J]. 上海交通大学学报, 2006, 40(2): 291-296, 300.
- ZHANG Chuan, MA Shanwei, CHEN Jiangping, et al. Experimental research on the flow characteristic of electronic expansion valve [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2006, 40(2): 291-296, 300.
- [12] 王凯, 吴勇, 李建风, 等. 中高温水源热泵工质的筛选与分析 [J]. 制冷与空调, 2007(3): 62-65.
- WANG Kai, WU Yong, LI Jianfeng, et al. Analysis and selection of the refrigerants for the moderate and high temperature water-source heat pump [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2007(3): 62-65.
- [13] 何永宁, 夏源, 金磊, 等. 制冷剂 R1234ze 在高温热泵中应用的对比研究 [J]. 流体机械, 2014(3): 62-66.
- HE Yongning, XIA Yuan, JIN Lei, et al. Investigation on application of refrigerant R1234ze in high-temperature heat pump [J]. Fluid Machinery, 2014(3): 62-66.

(编辑 杜秀杰)

(上接第7页)

- [9] LI Yeping, XU Guanghua, WANG Jing, et al. A scene-combined navigation method based on Newton's rings paradigm for brain-actuated intelligent wheelchairs [C] // Proceedings of the Fifth International Brain-Computer Interface Meeting 2013. Pacific Grove, California, USA: GUTPH, 2013: 050.
- [10] XIE Jun, XU Guanghua, WANG Jing, et al. Steady-state motion visual evoked potentials produced by oscillating Newton's rings: implications for brain-computer interfaces [J]. PLoS ONE, 2012, 7(6): e39707.
- [11] XIE Jun, XU Guanghua, ZHANG Feng, et al. A local tangent space based approach for single-trial representation of event-related potentials [C] // 2010 5th Cairo International Biomedical Engineering Conference. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2010: 184-187.
- [12] WANG Jing, XU Guanghua, XIE Jun, et al. EEG processing and its application in brain-computer interface [J]. Engineering Sciences, 2013, 11(1): 54-61.
- [13] 徐光华, 张锋, 王晶, 等. 面向智能轮椅脑机导航的高频组合编码稳态视觉诱发电位技术研究 [J]. 机械工程学报, 2013, 49(6): 21-29.
- XU Guanghua, ZHANG Feng, WANG Jing. Research on key technology on time series combination coding-based high-frequency SSVEP in intelligent wheelchair BCI navigation [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(6): 21-29.
- [14] 张锋, 徐光华, 谢俊, 等. 稳态视觉诱发电位的研究与展望 [C] // 2010 中国仪器仪表学术、产业大会: 论文集 2. 北京: 中国仪器仪表学会, 2010: 156-165.
- [15] 徐光华, 张锋, 谢俊, 等. 基于幅值调制视觉诱发电位脑-机接口方法: 中国, ZL201110259018X [P]. 2013-12-04.
- [16] 徐光华, 张锋, 谢俊, 等. 基于 HHT 高频组合编码稳态视觉诱发电位脑机接口方法: 中国 ZL201010528266.5 [P]. 2012-07-04.
- [17] 徐光华, 谢俊, 张锋, 等. 一种多频率时序组合的稳态视觉诱发电位脑-机接口方法: 中国 ZL201010191598.9 [P]. 2011-12-07.
- [18] 赵丽, 孙永, 郭旭宏. 基于稳态视觉诱发电位的手机拨号系统研究 [J]. 中国生物医学工程学报, 2013, 32(2): 253-256.
- ZHAO Li, SUN Yong, GUO Xuhong. Research on mobile phone dialing system based on steady-state visual evoked potential [J]. Chinese Journal of Biomedical Engineering, 2013, 32(2): 253-256.

(编辑 杜秀杰)