

文章编号:0253 – 4339(2014) 02 – 0049 – 06
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2014. 02. 049

滚动转子式压缩机吸气状态与排气温度的实验研究

杨丽辉^{1,2} 陶乐仁¹ 陶 宏³ 范立娜¹

(1 上海理工大学 上海 200093;2 联合技术环境、控制和安防 上海 201206;
3 上海日立电器有限公司技术中心 上海 201206)

摘 要 利用变频滚动转子式压缩机实验台,研究了压缩机吸气带液对系统性能和排气温度的影响,以寻求降低压缩机排气温度有效、安全的方法。结果表明:在大部分空调工况和运转频率下,当吸气干度约为 0.95~0.98 时,系统制冷量和 COP 达到最大值,且压缩机的排气温度显著降低至吸气压力对应的饱和等熵压缩排气温度。考虑到运行的安全性,吸气干度合适的范围为 0.95~0.98。
关键词 排气温度;吸气干度;滚动转子式压缩机;实验研究
中图分类号:TK121;TH45 **文献标识码**:A

Experimental Study on Suction Refrigerant State and Discharge Temperature for Rolling Piston Compressor

Yang Lihui^{1,2} Tao Leren¹ Tao Hong³ Fan Lina¹

(1. University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China; 2. UTC Climate|Controls|Security, Shanghai, 201206, China; 3. Shanghai Hitachi Electrical Appliances Co., Ltd., Shanghai, 201206, China)

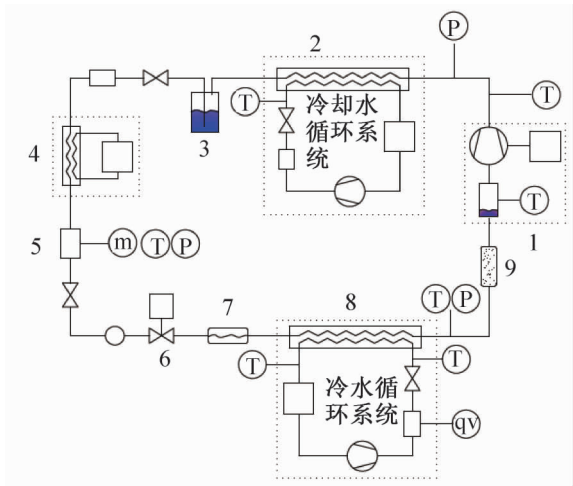
Abstract Influence of suction refrigerant state on system performance and discharge temperature was carried out through a variable speed rolling piston compressor test bench. Results show that under the most air-conditioning conditions and the most operating frequencies, system capacity and COP will reach peak value, and discharge temperature will be effectively decreased to the corresponding theoretical discharge temperature of isentropic compression process when suction vapor quality is about 0.95~0.98. Considering running safety, the appropriate suction vapor quality should be among 0.95~0.98.
Keywords discharge temperature; suction vapor quality; rolling piston compressor; experimental study

在干式蒸发器-膨胀阀制冷回路中,由于气液两相流的不稳定性,干式蒸发器存在一条最小稳定信号线^[1]。为防止压缩机液击损坏,干式蒸发器系统一般控制吸气过热度为 5~10K。但过热度的提高也降低了蒸发器传热系数、系统制冷量和效率^[2-3]。
螺杆、转子及涡旋等旋转压缩机对液击不太敏感或具有一定的抗湿压缩能力^[4]。压缩机吸气口带有一定的湿度反而可以降低排气温度,提高制冷循环效率。尤其是滚动转子式压缩机的结构设计使得其具有良好的抗湿压缩能力^[5]。
压缩机的排气温度不仅直接反映出了压缩机出口制冷剂的状态,而且间接反映出蒸发器出口的制冷剂状态。杨亮等对高压比比的制冷系统进行了以排

气温度控制电子膨胀阀流量的研究,提出了以排气温度和吸气过热度相结合的控制模式^[6]。矢岛龙三郎等^[7]针对 R32 系统排气温度高的特性,提出了必须将吸气状态控制到一定的干度,才能使 R32 排气温度降低到压缩机可接受的温度范围。
当蒸发器出口为两相状态时,常规的吸气压力和温度信号无法反应出制冷剂的干度值,但压缩机排气温度仍具有相当的过热度,可间接反应出吸气口的干度和含液量。为研究少量吸气带液时系统参数随吸气干度的变化规律,建立了变流量滚动转子式压缩机实验台。用科氏力流量计测量制冷剂流量,蒸发器入口和出口采用流动可视化技术,准确观测制冷剂状态。

1 实验装置及工况

实验装置如图 1 所示,总体结构类同于一台小型变容量水冷冷水机组。制冷循环由变频压缩机 1(自带气液分离器)、冷凝器 2、高压储液器 3、过冷器 4、科氏力质量流量计 5、电子膨胀阀 6、可视管 7、蒸发器 8、可视管 9 等组成回路。



1 变频压缩机 2 冷凝器及水系统 3 高压储液器
4 过冷器 5 质量流量计 6 电子膨胀阀
7 可视管 8 蒸发器及水系统 9 可视管 2

图 1 实验装置图
Fig. 1 Experiment apparatus

测量参数及仪表见表 1。由西门子 PLC S7-300 监控系统参数,用三维力控程序编制小型变频实验台数据采集程序,观察系统运行主要参数及参数趋势。

表 1 测量参数及仪表

Tab. 1 Monitor parameter and instruments			
测量参数	测量仪器	精度	响应
冷冻水进口 T	WZP-04 铂电阻	A 级	0.03S
冷冻水出口 T	WZP-04 铂电阻	A 级	0.03S
排气 T	CHINO 热电偶	A 级	0.03S
阀前过冷 T	RHM03 内置 RTD100	A 级	0.03S
吸气温度 T	CHINO 热电偶	A 级	0.03S
气分壁温 T	CHINO 热电偶	A 级	0.03S
测量参数	测量仪器	精度	量程
冷凝 p	Rosement 变送器	±0.1%	3MPa
阀前 p	Rosement 变送器	±0.1%	3MPa
蒸发 p	Rosement 变送器	±0.1%	3MPa
R22 流量 m	科氏力流量计	±0.1%	5kgPM
水流量 q _v	Z-4003 流量计	2.5 级	36LPM

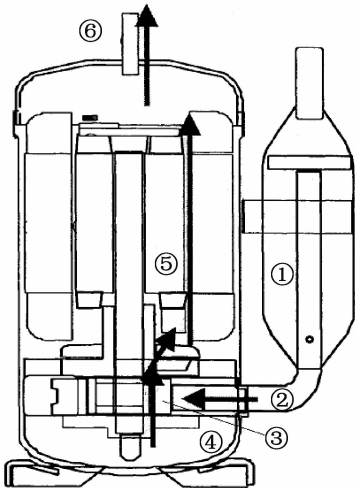
标准空调工况的蒸发温度为 7.2℃,冷凝温度 54.4℃。为使实验工况与常规空调运行工况相似,根据换热器特性,将实验的冷冻水出水温度设置为 12℃,将冷却水出水温度控制在 52℃。同时为了模拟环境温度低时空调的运行特性,进行了冷却水温度为 32℃和 42℃的实验。具体实验工况见表 2,后文以 1#,2#,3#表述表 2 中对应工况下的测试数据。

表 2 实验工况
Tab. 2 Operating conditions

工况	冷冻水出口 设定温度/℃	冷却水出口 设定温度/℃	过冷度/K
1#	12	32	5
2#	12	42	6
3#	12	52	8

2 滚动转子式压缩机的损坏机理

压缩机采用上海日立电气的 FG720CG1UY 滚动转子式压缩机。图 2 为滚动转子式压缩机的剖面图,箭头为压缩机内部润滑油的流动方向。制冷剂蒸汽携带少量润滑油进入吸气储液器,由于储液器顶部的滤网的作用和油滴自重,大的油滴将沉积在储液器底部,并通过吸气管底部回油孔回到压缩机内。转子式压缩机是高背压设计,压缩机油池内润滑油在压力差的作用下被吸入转动部件,和制冷剂蒸汽一起被排入到电机腔。在电机腔内,制冷剂蒸汽为过热状态,油与制冷剂分离,大部分的油滴由于重力作用回落到底



1 气液分离器 2 吸气管 3 压缩腔 4 油池
5 电机定子、转子及电机腔 6 排气管

图 2 滚动转子式压缩机结构图
Fig. 2 Structure of rolling piston compressor

部油池^[8]。

韩磊^[4]、刘颖^[5]等进行了滚动转子式压缩机吸气带液的实验,结论表明其具有较好的抗湿压缩性能。但严重吸气带液也将造成压缩机损坏,可能原因如下:

1)大量的制冷剂液滴和油滴沉降到气液分离器底部,吸气管底部小孔已不能排出所有积液,以致液位升高,漫过吸气管顶部,造成压缩机瞬间大量回液。2)储液器内虽无制冷剂液体积存,但进入压缩机的雾状湿蒸气过多,在压缩过程中液态制冷剂不能完全蒸发以致排气也为制冷剂两相流状态(表现为排气温度等于冷凝温度)。液体制冷剂中可溶解较多的润滑油^[9],并携带更多的润滑油离开压缩机造成压缩机内油位降低。3)更为严重的吸气带液可能在电机腔产生大粒径的制冷剂液滴,落入到压缩机油池内,降低润滑油粘性,造成严重的压缩机磨损^[4]。

如果吸入的气液混合物中的液态比例小且液滴粒径小,由于压缩机内温度高,液体将在短时间内迅速闪发而不会发生液击现象^[6],因此应将压缩机吸气干度控制在合适的范围内。压缩机吸气口的干度无法通过常规的测试方法得到,下面的实验对压缩机的排气温度和吸气干度的关系进行了研究。

3 实验结果和分析

3.1 空调工况 3#下 70 Hz 的系统性能

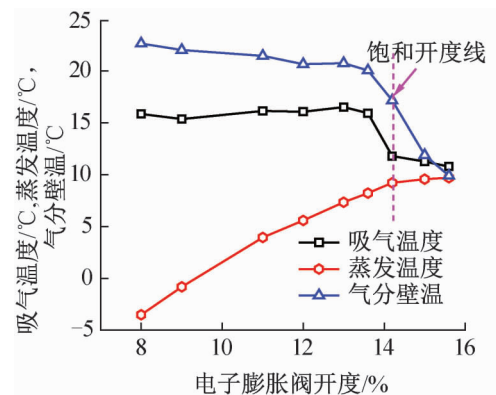
冷冻水和冷却水控制温度为表 2 的 3#工况(12℃/52℃)。压缩机频率设定为 70 Hz,基本为日立压缩机的额定运转频率。

由图 3(a)可知,随着膨胀阀开度的增加,蒸发器出口温度 T_e 和气液分离器壁温 T_{qf} 不断降低。在蒸发器出口为饱和蒸汽时,制冷剂温度基本与饱和温度趋于一致。但由于该温度是在铜管壁外测量,传热热阻导致两者有个测量误差(约 1℃)。在蒸发器出口达到饱和状态前,制冷剂温度将急剧下降,在蒸发器出口也可以观测到雾状湿蒸气与过热蒸汽的交替流动,由此可确定该工况下的膨胀阀饱和开度线(即:蒸发器出口为饱和制冷蒸汽时对应的膨胀阀开度线)。

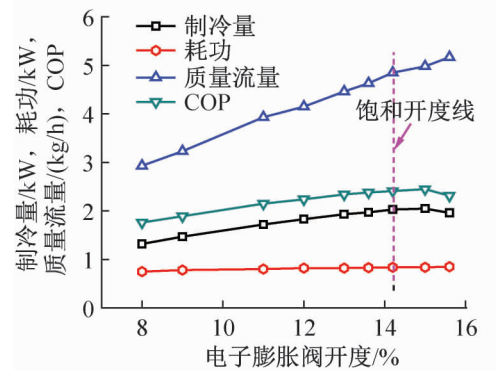
由图 3(a)可以看到,在吸气过热时,虽然吸气管路都做了保温,但仍不可避免有热量传入系统,故吸气储液器壁温一直高于蒸发器出口壁温。当蒸发器出口为湿蒸气流后,一部分液体制冷剂在气分内二次闪发,使得气分壁温略低于蒸发器出口温度。由于管路压降,气分内的蒸发压力和饱和温度将低于蒸发器出口的值,如大量的制冷剂液体在气分内积聚,将导

致气分壁温低于蒸发器出口饱和温度。

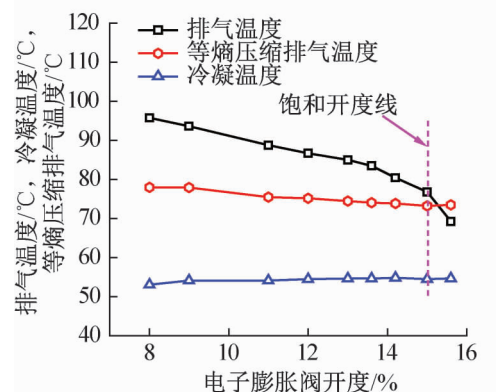
图 3(b)可以看出随着膨胀阀开度的增加,由于吸气过热度 and 吸气比容不断减小,故制冷剂质量流量也相应增加。但同时蒸发焓差减小使得制冷量有减小的趋势,两者综合作用,使制冷量在小的吸气带液状态下达到最大值。同时从实验数据可知,在同样的压缩机频率下,随着制冷剂流量的增加,压缩机耗功并无明显增加。因此,随着吸气过热度或干度的降低,COP 的变化规律与制冷量一致,即在小的吸气带液状态下达到最大值。



(a)蒸发器出口温度、饱和温度、气分壁温图



(b)制冷量、压缩机耗功、COP和制冷剂流量图



(c)排气温度、等熵压缩排气温度、冷凝温度图

图 3 系统参数随膨胀阀开度%的变化
Fig 3 The variation of system parameters with
EEV opening %

由图3(c)可以看出,随着膨胀阀开度的增加,冷凝温度略有升高,这是因为随着制冷量的增加,冷凝器的散热量也加大了,故而冷凝换热温差略有增大。同时,随着膨胀阀开度的增加,压缩机排气温度不断降低,并趋于饱和蒸汽等熵压缩的计算排气温度 $T_{d, is}$ 。若继续增加膨胀阀开度,压缩机排气温度将进一步降低。

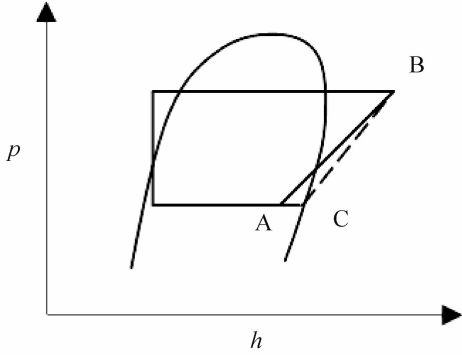


图4 吸气干度小于1的压焓图
Fig. 4 p - h diagram under $x < 1$

如图4, A-B为实际压缩过程, C-B为假定的饱和等熵压缩过程。以测得的蒸发压力计算对应的饱和蒸汽的熵,再根据熵值和排气压力得到饱和等熵压缩的排气温度 $T_{d, is}$,具体公式如下:

$$S_{e, v} = f_{vap}(P_e) \quad (1)$$

$$T_{d, is} = f(P_d, S_{e, v}) \quad (2)$$

分析实际压缩过程 A-B 的能量守恒, 可得,

$$m(h_d - h_e) = W - \Phi \quad (3)$$

假设的饱和等熵压缩过程 C-B 的能量守恒为:

$$m(h_{d, is} - h_{e, v}) = W_{is} = \eta W \quad (4)$$

由式(3)和(4)可得,

$$m(h_e - h_{e, v}) + (1 - \eta)W - \Phi = m(h_d - h_{d, is}) \quad (5)$$

如果压缩机排气温度等于 $T_{d, is}$, 则

$$m(h_{e, v} - h_e) = (1 - \eta)W - \Phi \quad (6)$$

由式(6)可知,当压缩机排气温度等于 $T_{d, is}$ 时,蒸发器出口的制冷剂带液量只要能弥补压缩过程中的功率损失与散热量之差即可。3.2部分的图6说明了在大部分空调实验工况下,当 $T_d = T_{d, is}$ 时,压缩机处于干度较高的吸气带液状态($0.95 > x > 0.98$),即仅需要少量的吸气带液即可弥补压缩过程中的能量损失并降低排气温度。

由图3(c)可知,当 $T_d = T_{d, is}$ 时,压缩机排气仍有 20°C 左右的过热度($T_d - T_c$),因此制冷剂蒸汽与油分离,润滑油离开压缩机的主要机制是高速的制冷剂蒸汽依靠粘性力携带油滴克服自重而向上流动,此种情况只要压缩机采用合适的结构设计就可以大大降

低润滑油的排出量^[8]。

3.2 不同干度时的实验数据

图5和图6分别给出了在表2所列的3种工况下和不同的压缩机运转频率(50 Hz和70 Hz)下,制冷量 Q 、制冷系数COP、压缩机排气温度 T_d 和排气温差 DT (排气温度与等熵压缩排气温度之差)随蒸发器出口制冷剂干度 x 变化的曲线。

制冷剂干度计算公式如下:

$$h_e = Q/m + h_{sc} \quad (7)$$

$$x = (h_e - h_{e, l}) / (h_{e, v} - h_{e, l}) \quad (8)$$

此处定义蒸发器出口制冷剂为过热时干度大于1。

由图5可以看出,随着吸气口干度的降低,制冷量和COP先增大后缓慢减少,当干度为0.95~1之间,系统性能达到最大值。这是因为当吸气带有一定的湿度时,避免了有害的吸气过热,较低的压缩机温度降低了吸气口的多方指数。另蒸发器内两相区增长,蒸发器换热温差减小,蒸发压力升高,而冷凝压力基本不变,压缩比焓差减小,且高压压差减小,使得泄露损失减小。综上所述,进入压缩机的少量的湿蒸气

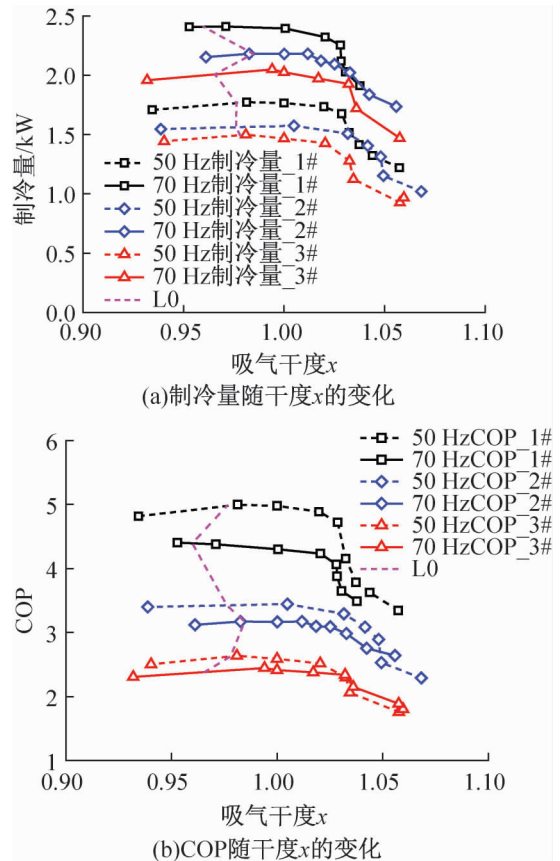


图5 不同工况下制冷量和COP随干度的变化

Fig. 5 The variation of capacity and COP with vapor quality

的蒸发潜热减小压缩机过程的不可逆损失,而制冷剂质量流量的增加没有增加过多的耗功。当排气温度等于等熵压缩的计算温度时,各工况基本上仍处于制冷量和COP值最优的区域。

图6给出了在不同的实验工况下,压缩机50 Hz和70 Hz运转时,排气温度 T_d 和排气温差 DT ($DT = T_d - T_{d, is}$)随蒸发器出口干度 x 的变化曲线。当排气温差为0时(L0线),蒸发器出口干度为0.95~0.98之间。这也说明了在大部分空调工况下,可用饱和等熵压缩的计算排气温度 $T_{d, is}$ 将蒸发器出口的制冷剂蒸汽控制在少量的吸气带液状态。

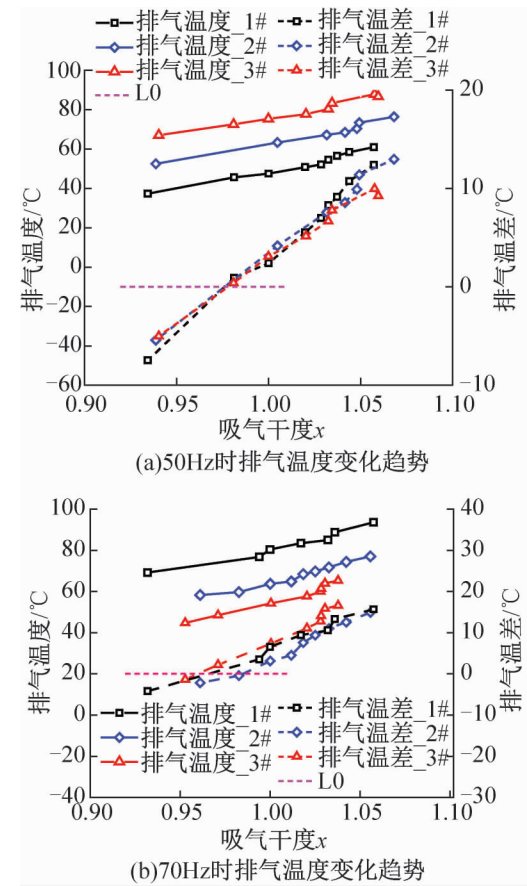


图6 不同工况下排气温度随干度的变化
Fig. 6 T_d varies with vapor quality

4 结论

建立了小型变频滚动转子式压缩机实验台,得到了制冷量、耗功、COP和排气温度等参数与吸气干度(过热度)的关系:

- 1) 滚动转子式压缩机具有较好的抗湿压缩性能,少量的雾状湿蒸气吸入压缩机内将迅速闪发而不会造成压缩机液击。将压缩机吸气状态控制到一定的干度范围,可以提高系统的制冷量和COP;
- 2) 当压缩机吸气口处于两相状态时,常规方法

已无法识别压缩机吸气口制冷剂的干度值,但压缩机排气温度尚具有较大的过热度,可利用压缩机排气温度间接获得吸气口的干度。在大部分空调工况下,当压缩机排气温度等于饱和蒸汽等熵压缩的计算排气温度时,蒸发器出口的干度在0.95~0.98之间。

符号说明:

- Q ——制冷量,kW
 - η ——压缩机效率
 - W ——耗功,kW
 - x ——制冷剂干度
 - T ——温度,°C
 - Φ ——压缩机散热,kW
 - h ——比焓,kJ/kg
 - m ——制冷剂流量,kg/h
 - p ——压力,kPa
- 下标:
- e——蒸发
 - c——冷凝
 - sc——过冷
 - d——排气
 - is——等熵压缩
 - s——饱和状态
 - v——饱和蒸汽
 - l——饱和液态
 - qf——气液分离器

本文受上海市研究生创新基金项目(JWCXSL1201)资助。
(The project was supported by the Innovation Fund Project For Graduate Student of Shanghai(No. JWCXSL1201).)

参考文献

- [1] Huelle Z R. The MSS Line-a New Approach to the Hunting Problem[J]. ASHRAE JOURNAL, 1972(10):43-46.
- [2] 陶宏,陶乐仁,郑志皋,等. 气液两相流流型振荡诱发制冷循环不稳定性实验研究[J]. 制冷学报,2009,30(2):18-23. (Tao Hong, Tao Leren, Zheng Zhigao, et al. Experiment on Instability of Refrigeration Cycle with Vapor/Liquid Two-phase Flow Pattern Alternating[J]. Journal of Refrigeration, 2009,30(2):18-23.)
- [3] 陶宏. 变制冷剂流量制冷循环“0过热度”问题的实验研究[D]. 上海:上海理工大学,2008.
- [4] 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):22-34. (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):22-34.)

(下转第86页)

- treatments plants, landfills, and co-digestion plants [J]. Renewable Energy, 2010, 35(12): 2666-2673.
- [3] Dewil Raf, Appels Lise, Baeyens Jan. Energy use of bio-gas hampered by the presence of siloxanes [J]. Energy Conversion and Management, 2006, 47(13/14): 1711-1722.
- [4] Chen Zezhi, Gong Huijuan, Jiang Ru, et al. Overview on LFG projects in China [J]. Waste Management, 2010, 30(6): 1006-1010.
- [5] Ajhar M, Travesset M, Yüce S, et al. Siloxane removal from landfill and digester gas - A technology overview [J]. Bioresource Technology, 2010, 101(9): 2913-2923.
- [6] Sanjiv K Baseen, Rame Sulaiman. SILOXANE REMOVAL SYSTEM; United States, US 2004/0045440 A1 [P]. 2004-03-11.
- [7] 郭宪民, 陈轶光, 汪伟华, 等. 室外环境参数对空气源热泵翅片管蒸发器动态结霜特性的影响 [J]. 制冷学报,

2006, 27(6): 29-33. (Guo Xianmin, Chen Yiguang, Wang Weihua, et al. Effects of Outdoor Air Parameters on Frosting Characteristics of Fin-tube Evaporator for Air Source Heat Pump Unit [J]. Journal of Refrigeration, 2006, 27(6): 29-33.)

- [8] 谢仕宏. MATLAB 控制系统动态仿真实例教程 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.

通信作者简介

黄虎, 男 (1962 -), 教授, 能源与机械工程学院院长, 南京师范大学, (025) 85481033, E-mail: hulqf@163.com。研究方向: 制冷、热泵系统性能分析与改造。

About the corresponding author

Huang Hu (1962 -), male, lecturer, School of Power Engineering, Nanjing Normal University, (025) 85481033, E-mail: hulqf@163.com. Research fields: Refrigeration Technique; application research for heat pump system.

(上接第 53 页)

- [5] 刘颖, 王如竹, 李云飞, 等. 热泵工况下滚动转子式压缩机试验研究 [J]. 低温工程, 2001, 123(5): 53-57. (Liu Ying, Wang Ruzhu, Li Yunfei, et al. Experimental Study of Rotary Compressor Under Heat Pump Work Condition [J]. Cryogenics, 2001, 123(5): 53-57.)
- [6] 杨亮, 朱瑞琪. 以压缩机排气温度为控制参数的电子膨胀阀流量控制系统研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2000.
- [7] 矢岛龙三郎, 吉见敦史, 朴春成, 等. 降低 R32 压缩机排气温度的方法 [J]. 制冷与空调, 2011, 11(2): 60-64. (Ruzaburo Yajima, Atsushi Yoshimi, Chun-cheng Piao, et al. Measures to reduce the discharge temperature of R32 compressor [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2011, 11(2): 60-64.)
- [8] Kyungki Min, Insoo Hwang. Oil Circulation Rate in Rotary Compressor: Its Measurement and Factors Affecting the

Rate [C] // Fifteenth International Compressor Engineering Conference at Purdue University, 2000: 268-274.

- [9] Mohammed Youbi-Idrissi, Jocelyn Bonjour. The effect of oil in refrigeration: Current research issues and critical review of thermodynamic aspects [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(2): 165-179.

作者简介

杨丽辉, 女 (1977 -), 博士研究生, 上海理工大学, 13901829484, E-mail: Merry.yang@carrier.utc.com。研究方向: 制冷与低温。

About the author

Yang Lihui (1977 -), female, Ph. D. Candidates, University of Shanghai for Science and Technology, 13901829484, E-mail: Merry.yang@carrier.utc.com. Research fields: refrigeration and cryogenic engineering.