doi:10.11918/j.issn.0367-6234.2015.04.004

三套管蓄能型热泵在非常定工况下的实验

曲德虎,倪 龙,姚 杨,牛福新

(哈尔滨工业大学 市政环境工程学院,150090 哈尔滨)

摘 要: 为制定三套管蓄能型热泵在极端工况下的运行策略,验证其在运行状态下切换换热设备的稳定性与可靠性,对一台 2HP 样机进行了室外高/低温及切换条件下的实验. 结果表明:在室外干球温度 38~43 ℃工况下,三套管蓄能器与空气源热泵联合供冷的 COP 为 2.8~2.4,较相同条件下的空气源热泵单独供冷 COP 高 17%;在室外干球温度-17~-10 ℃工况下,太阳能辅助三套管蓄能器供热的 COP 为 2.8,较相同条件下的空气源热泵单独供热 COP 高 65%;样机在运行状态下切换换热器会造成运行参数的小幅度波动,但可于 420 s 内恢复稳定,证实了样机运行的可靠性.

关键词: 三套管蓄能器;非常定工况;稳定性;可靠性

中图分类号: TU831.6 **文献标志码**: A TU831.6 **文章编号**: 0367-6234(2015)04-0020-06

Unconventional experimental investigation on the triple-sleeve energy exchanger based energy storage heat pump

QU Dehu, NI Long, YAO Yang, NIU Fuxin

(School of Municipal and Environmental Engineering, Harbin Institute of Technology, 150090 Harbin, China)

Abstract: To develop an operating strategy under unconventional conditions for the triple-sleeve energy exchanger (TRESE) based energy storage heat pump system, and to validate stability and reliability at heat exchangers switchover moment for an operating system, a series of unconventional experiments were carried out by using a 2HP prototype. Experimental results indicated that cooling COP of TRESE assisted air source heat pump was 2.8-2.4, 17% higher than that of an air source heat pump alone, when ambient temperature was 38-43 ℃. Its heating COP with solar energy assisted could be 2.8 while ambient temperature was -17--10 ℃, 65% higher than that of an air source heat pump alone. On the other hand, switchover of heat exchangers triggered slight fluctuation of operation parameters for operating prototype, while the duration for restoration of stability was less than 420 s, which verified the reliability of the prototype.

Keywords: Triple-sleeve energy exchanger; unconventional conditions; stability; reliability

在热泵空调和制冷行业,一方面全球性气候变化导致极端天气频发,使得设备在高/低温工况的性能渐受关注;另一方面随着机组智能化程度的不断提高,关键设备在系统运行中平稳可靠地切换也逐渐成为衡量机组性能的重要因素. 文献[1-2]致力于低温制冷循环研究,文献[3]对热泵的高温循环进行了研究,文献[4]在寒冷气候区对热泵系统部件做了可靠性探索,文献[5]对热泵系统的局部稳定性进行了研究. 目前对套管型蓄能换热系统的研究包括可行性论证及蓄/释能热工性能评价,文献[6]探讨了换热流体入口温度对 PCM 融化/凝固特性的影响,文献[7-10]考察了换热流体温度、流量、相变材料层传热肋片的数量、几何尺寸、布置形式等对换热器热工性能的影响. 在此基础上,为获得三套管蓄能型热泵机组在极端工况运行的策略,避免低能效甚至事故的发生也为验证机组在运行状态下可平稳切换换热器而不造成运行参数的大幅变化,对一台 2HP 的三套管蓄能型热泵样机在制冷/热的极端工况

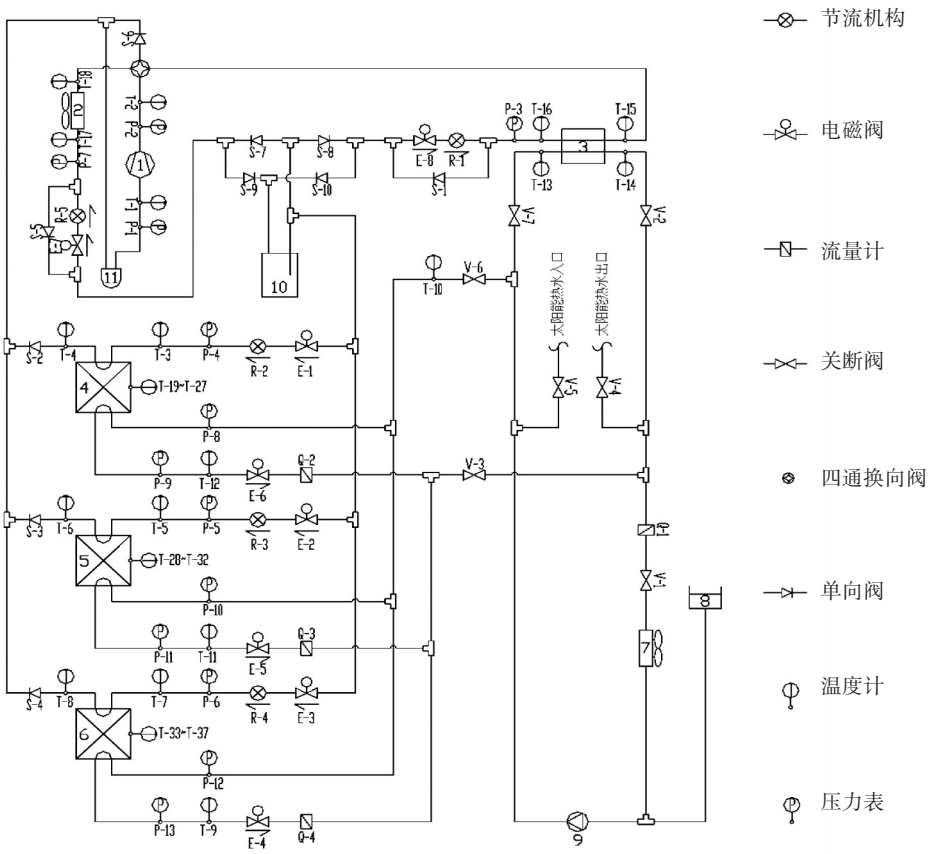
收稿日期: 2014-10-09.
基金项目: 国家自然科学基金(51178133);供热供燃气通风及空调工程北京市重点实验室开放课题(NR2013K06).
作者简介: 曲德虎(1986—),男,博士研究生;
姚 杨(1963—),女,教授,博士生导师.
通信作者: 倪 龙, nilonggn@163.com.

下开展了实验并分别在蓄冷和供热模式下进行了换热器的切换实验.

1　三套管蓄能型热泵样机

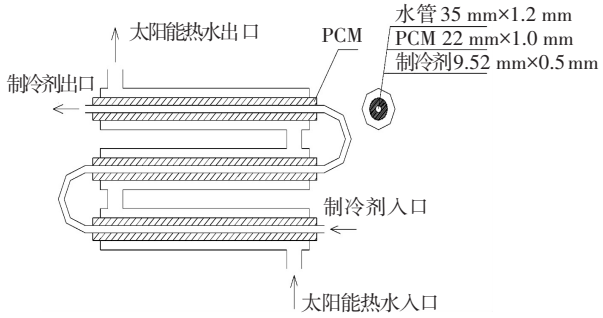
样机系统原理见图 1(a). 制冷时,蓄能器利用夜间低价电蓄冷,并于日间用电高峰时段供冷,完成电力的峰谷转移[1];制热时,蓄能器利用太阳能热水蓄热,在需要用热时作为系统的蒸发器,为用户供热[2]. 以组织阀门的启闭调整机组的运行模式,可实现样机的全年多模式运行. 表 1 列出了样机的 9 种运行模式,依次为蓄冷模式(M-1)、蓄能器单独供冷模式(M-2)、空气源热泵单独供冷模式(M-3)、联合供冷模式(M-4)、太阳能蓄热模式(M-5)、蓄能器单独供热模式(M-6)、空气源热泵单独供热模式(M-7)、联合供热模式(M-8)、太阳能辅助蓄能器供热模式(M-9).

样机选用 R22 制冷剂及 ZR 系列柔性涡旋压缩机. 压缩机额定功率为 1.71 kW,排气量为 5.92 m^3/h. 所选人字形波纹单连通板式换热器的片数为 38 片,总换热面积为 1.68 m^2. 所选蓄能材料 RT5HC 的相变温度为 5 ~ 6 ℃,蓄能密度 245 kJ/kg,总用量 10.17 kg. 样机共有 3 组蓄能器,各组蓄能器含 3 个支路,各支管长 6.4 m,单排管长 0.8 m;蓄能单元结构见图 1(b).



1—压缩机; 2—室外换热器; 3—板式换热器; 4,5,6—三套管蓄能换热器; 7—室内风机盘管; 8—定压水箱; 9—循环水泵; 10—储液器; 11—气液分离器.

(a)三套管蓄能型热泵样机原理图



(b)三套管蓄能换热单元结构示意

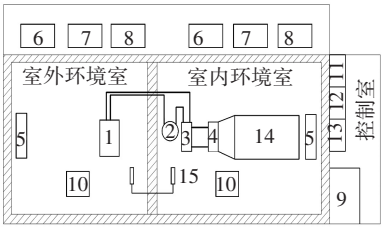
图 1　样机原理及其蓄能单元结构示意

表1　样机运行模式

模式	球阀　V-		电磁阀　E-		供水循环泵		太阳能水泵	
	开	关	开	关	开	关	开	关
M-1		1~7	1	2~8		√		√
M-2	3~6	1,2,7	6	1~5,7		√		√
M-3	1,2,7	3~6	8	1~7	√			√
M-4	1~7		6,8	1~5,7	√			√
M-5	3~6	1,2,7	6	1~5,7,8		√	√	
M-6	1,2,7	3~6	1	2~8	√			√
M-7	1,2,7	3~6	7	1~6,8	√			√
M-8	1,2,7	3~6	1,7	2~6,8	√			√
M-9	1~7		1,6	2~5,7,8	√		√	

2　实验方案

针对样机在非常定工况下的稳定性及可靠性,建立相应的实验系统,该系统主要由大焓差试验台、数据采集与控制系统以及三套管蓄能型热泵样机3部分构成. 焓差实验室依照国家标准GB/T17758—1999《单元式空气调节机》建造. 实验室包括室外环境室、室内环境室及控制室3部分,实验原理见图2, 实验中的测量参数有温度、压力、流量、功率及时间,所选实验仪表列于表2.



1—室外机; 2—三套管蓄能换热器; 3—室内机; 4—标准风机盘管; 5—空气再调节机组; 6—冷水机组;7—加热/湿器;8—补水装置; 9—控制台; 10—干湿球测量装置; 11—动力柜; 12—稳压电源; 13—电器柜; 14—风量测量装置; 15—压力平衡装置.

图2　实验原理

样机测点布置见图1(a),图中T、P、Q分别代表温度、压力和流量测点,V、E、R、S分别代表关断阀、电磁阀、节流机构及单向阀. 在三套管蓄能换热单元上,沿制冷剂流向每隔0.8 m布置1个PCM温度测点,共计9个PCM温度测点;制冷剂出入口、太阳能热水出入口,分别布置温度及压力测点. 在三套管蓄能换热单元的水侧管路上设玻璃转子流量计,每只流量计的实验流量范围是40~100 L/h.

分别对蓄冷模式(M-1)、蓄能器单独供冷模式(M-2)、空气源热泵单独供冷模式(M-3)、联合供冷模式(M-4)、空气源热泵单独供热模式(M-7)及太阳能辅助蓄能器供热模式(M-9)在各自的极端工况下进行实验,并对蓄冷模式下的蓄能器切换(S-1)、蓄能器单独供热模式下的蓄能器切换(S-2)、由空气源热泵单独供热模式到蓄能器单独供热模式的切换(S-3)展开实验.

实验中,蓄能器单独/联合供冷模式的冷冻水回水、制热模式的冷凝器进水、太阳能热水分别由实验室内的冷水箱、冷却水箱和热水箱模拟提供. 极端工况实验与切换条件实验的要求分列于表3、4中. 每组实验重复7次,若7次实验结果偏差≤5%,数据可信.

表2　实验仪表

参数	测点	名称	量程	精度
温度	T-1~T-27	NTC热敏电阻	-40~60 ℃	2.5级
压力	P-1,P-3~P-9	压力变送器	0~1.5 MPa	1.0级
压力	P-2	压力变送器	0~3.0 MPa	1.0级
流量	Q1	机械水表	0~10^6 m^3	1.0级
流量	Q2	转子流量计	10~100 L/h	2.5级
功率		电参数仪表	0.4~12 kW	1.0级
时间		秒表		0.06 s

表3　极端工况实验

模式	工况
M-1	室外干球温度分别为15、20、25、30、35 ℃;起始条件为相变材料的平均温度为15±0.5 ℃;结束条件为相变材料最低温度小于0 ℃
M-2	取冷水流量为40 L/h;取冷水温为18 ℃;供冷水温大于17 ℃时结束
M-3	室外干球温度分别为38、40、43 ℃;空气源热泵供冷水流量为800 L/h;冷冻水回水温度为12±0.5 ℃
M-4	室外干球温度分别为38、40、43 ℃;三套管蓄能器供冷水流量为40 L/h;空气源热泵供冷水流量为800 L/h;冷冻水回水温度为12±0.5 ℃
M-7	室外干球温度分别为-10、-12、-15、-17 ℃;供热水流量为1 260 L/h;冷凝器进水温度为31.5 ℃
M-9	太阳能热水流量为300 L/h;太阳能热水温度为28 ℃;供热水流量为1 260 L/h;冷凝器进水温度为31.5 ℃

表 4　切换条件下的实验

模式	工况
S-1	室外干球温度为 15 ℃
S-2	供热水流量为 500 L/h；供热水温为 35.2/30.6 ℃
S-3	室外干球温度为-17 ℃；供热水流量为 500 L/h；供热水温度为 45.3/40.9 ℃

3　实验结果

3.1　极端工况

制冷工况下，依次运行蓄冷模式(M-1)及联合供冷模式(M-4)即构成一个蓄冷/联合供冷周期，其中三套管蓄能器的供冷水流量为 40 L/h. 图 3 反映的联合供冷特性中，联合供冷 COP 指三套管蓄能器与空气源热泵的联合供冷率与压缩机输入功率之比. 如图 3(a)所示，伴随室外干球温度从 38 ℃升至 43 ℃，压缩机输入功率由2.11 kW增至 2.23 kW，联合供冷率自 5.82 kW 降至5.42 kW；相较于相同室外干球温度条件下的空气源热泵制冷，制冷 COP 提高 17%.

图 3(b)中，室外气温由 38 ℃升至 43 ℃时，冷冻水的供水温度自 5.6 ℃升至 6.4 ℃，回水温度自 11.8 ℃升至 12.0 ℃，供水温度的变化更明显；期间蓄能器的出水温度由 2.0 ℃升至 3.1 ℃，进水温度的细微变化对蓄能器内的换热产生了明显影响；反映在 PCM 平均温度与均方差方面，即图 3(c)所示，PCM 平均温度自 1.9 ℃升至 2.9 ℃，均方差由 1.2 ℃增至 1.9 ℃；PCM 温度均方差增大，表明 PCM 温度沿冷水流向的分布更为不均匀.

同在制冷工况，依次运行蓄冷模式(M-1)及蓄能器单独供冷模式(M-2)即构成一个蓄冷/供冷周期. 三套管蓄能器的周期制冷 COP 受室外夜间干球温度的影响深刻，尤其夜间高温的极端天气工况，见图 4. 周期制冷 COP 定义为一个蓄冷/供冷周期内的供冷量与压缩机输入电能之比. 图 4 中，当室外夜间气温高于 25 ℃后，周期制冷 COP 下降明显；在夜间温度分别为 25、30、35 ℃的工况，周期制冷 COP 分别为 3.0、1.8 和 1.3. 另一方面，空气源热泵单独供冷(M-3)实验表明，日间室外干球温度升高导致制冷 COP 下降，当日间气温自 30 ℃升至 43 ℃时，制冷 COP 由 2.9 降至 2.0，因此当夜间室外气温高于 25 ℃后，不推荐次日单独应用蓄能器供冷. 而影响蓄能器周期制冷 COP 的主因是蓄能器的蓄冷性能.

图 5 是蓄能器的蓄冷(M-1)性能，室外夜间干球温度升高导致压缩机输入功率增加、蓄冷时间延长，当室外气温从 25 ℃升至 30 ℃时，压缩机输入功率由 1.41 kW 升至 1.56 kW(增涨 11%)，蓄冷时长自 17 min 增至 26 min(增涨 53%)，故而蓄冷耗电量由 1 438.2 kJ增至 2 433.6 kJ(增涨 69%)；这正是夜间高温工况蓄能器周期制冷 COP 低迷的直接原因.

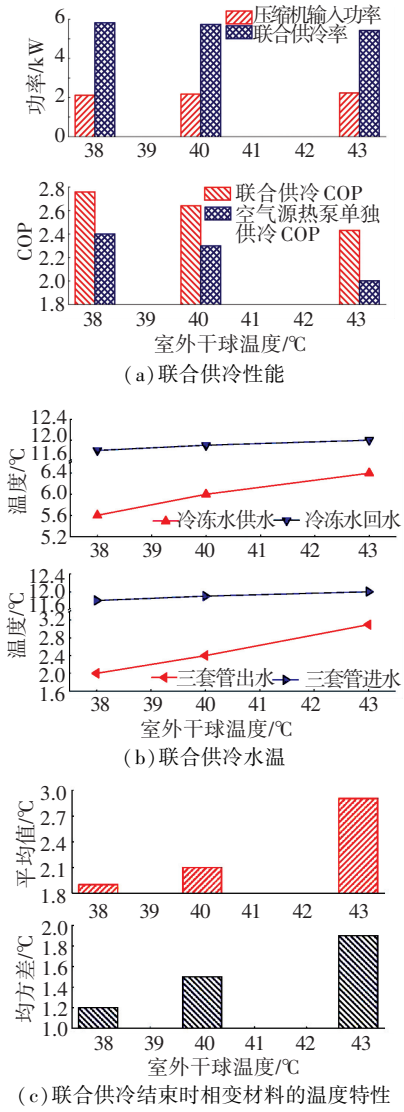


图 3　联合供冷的运行特性

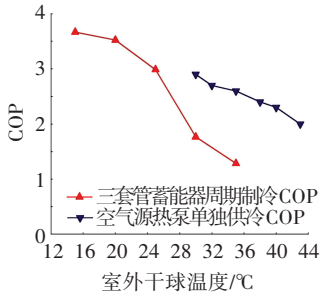


图 4　蓄冷/供冷周期制冷 COP

在三套管蓄能型热泵的制热性能方面，较低的室外干球温度使空气源热泵单独供热(M-7)的能效低迷. 图 6 是空气源热泵低温供热性能，当室外气温自-10 ℃降至-17 ℃时，空气源热泵单独供热的制热率由2.98 kW降至 2.33 kW，压缩机输入功率自1.42 kW降至 1.37 kW. 为改善系统的低温性能，提出了太阳能辅助蓄能器供热模式(M-9)，该模式下蓄能器是系统中唯一的蒸发器，因此系统的制热性能与室外环境无关，仅受太阳能热水温度/流量的影响.

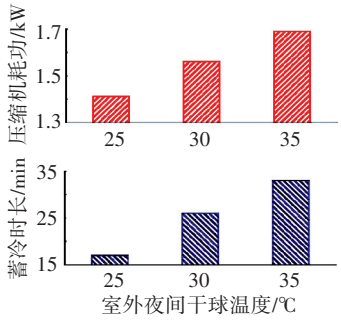


图 5 蓄冷性能

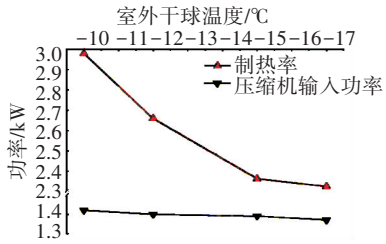
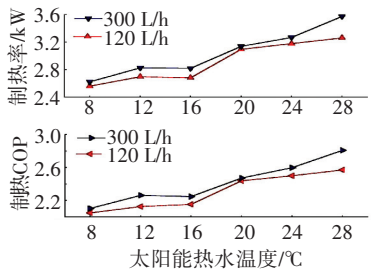
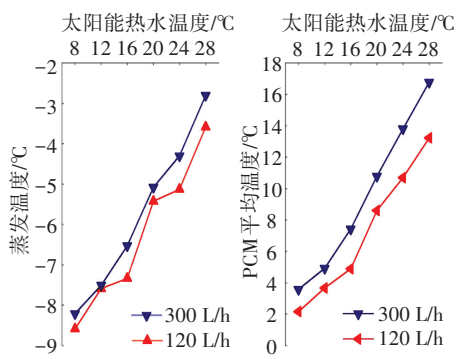


图 6 空气源热泵低温供热性能

图 7 是太阳能辅助蓄能器供热(M-9)的性能,图 7(a)中,提高太阳能热水温度或增加太阳能热水流量均可提升制热率及制热 COP;而压缩机输入功率受太阳能热水温度/流量的影响不明显,其值稳定在 1.27 kW 左右;在太阳能热水温度 28 ℃,流量 300 L/h 的工况,系统制热率及制热 COP 分别为 3.58 kW 和 2.8. 图 7(b)中,蒸发温度及稳定后的 PCM 温度皆随太阳能热水温度/流量的增加而升高;太阳能热水流量为300 L/h时,若太阳能热水温度自 8 ℃升至 28 ℃,蒸发温度将由 -8.2 ℃升至-2.8 ℃;同时稳定后的 PCM 平均温度将由 3.6 ℃升至 16.8 ℃.



(a)制热率与制热 COP

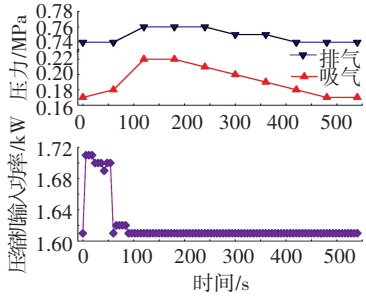


(b)蒸发温度与相变材料的平均温度

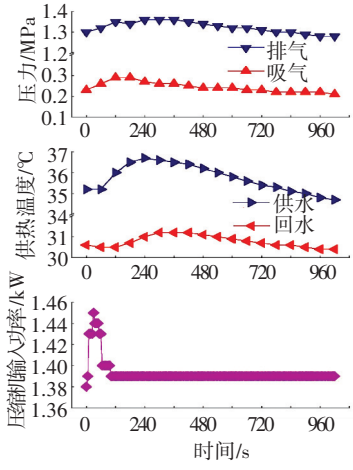
图 7 太阳能辅助三套管蓄能器的供热性能

3.2 切换实验

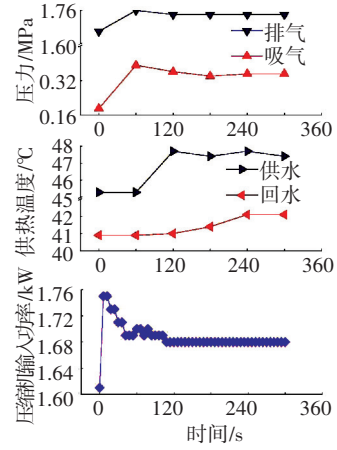
图 8 反映了切换实验中的系统响应特性,切换时刻为图中时间轴 0 点. 图 8(a)是蓄冷过程中切换蓄能器(S-1)的系统响应. 吸气压力在切换后 120 s 内升高 29%,在 420 s 内逐渐回落;排气压力在切换后 120 s 内升高 3%,在 420 s 内平复;压缩机输入功率在切换瞬间升高 6%,60 s 后恢复正常.



(a) 蓄冷模式下三套管蓄能器的切换



(b)蓄能器单独供热时蓄能器的切换



(c)供热模式的切换

图 8 切换条件下的系统响应

图 8(b)是蓄能器单独供热时切换蓄能器(S-2)的系统响应. 吸/排气压力在切换后 120 s 内均升高 0.06 MPa,随后缓慢下降并在 240 s 内稳定;供热温度的变化滞后 60 s,上升幅度为 4%,回水温度的变化滞后 120 s,上升幅度为 2%;压缩

机输入功率在切换瞬间增大 0.04 kW，72 s 后恢复常值.

图 8(c)是由空气源热泵单独供热模式切换到蓄能器单独供热模式的实验(S-3)情况. 吸气压力在切换后 60 s 内升高 0.2 MPa，120 s 后平复；排气压力在切换后 60 s 内升高 0.1 MPa，60 s 后平复；供热温度的变化滞后 60 s，升高幅度为 5%；回水温度升温较慢，涨幅小于 3%，持续 180 s 并随即稳定；压缩机输入功率在切换瞬间升高 0.14 kW，后于 120 s 内逐渐回落并最终稳定在 1.68 kW，变化幅度小于 9%.

4　结　论

1)室外干球温度为 38~43 ℃时，三套管蓄能器与空气源热泵联合供冷 COP 为 2.8~2.4，相较于同等条件下的空气源热泵单独供冷 COP 高出 17%，且室外气温对联合供冷率的影响较小.

2)三套管蓄能器的蓄冷/供冷周期 COP 受室外夜间干球温度的影响明显，尤其在夜间气温较高时(例如本实验中 30、35 ℃的工况)，次日不推荐单独应用蓄能器供冷.

3)压缩机输入功率与蓄冷时长皆随室外夜间干球温度的升高而增大，这是造成三套管蓄能器周期制冷 COP 随夜间室外气温升高而降低的直接原因.

4)室外干球温度为-17~-10 ℃时，空气源热泵单独供热的 COP 在 1.7~2.1；而太阳能辅助三套管蓄能器供热的 COP 与室外温度无关，仅随太阳能热水温度/流量的增加而增加；在太阳能热水温度为 28 ℃，流量为 300 L/h 的工况，太阳能辅助三套管蓄能器供热的 COP 为 2.8.

5)三套管蓄能型热泵在运行中切换换热器造成压缩机输入功率、运行压力及供热温度(在制热模式下)的波动，然变化幅度不大，均于 420 s 内恢复稳定，由此判断样机运行中的切换实验性能可靠.

参考文献

[1] 秦海杰，于世涛，刘景林. 半封闭活塞式制冷压缩机低温工况应用 R404A 的实验研究[J]. 制冷学报，2007，28(4)：26-32.

[2] 申江，李园园. 低环温空气源热泵系统的试验研究[J]. 工程热物理学报，2008，29(6)：943-946.

[3] 潘利生，王怀信. 带经济器的两级压缩式热泵系统中高温工况循环性能理论研究[J]. 太阳能学报，2012，33(11)：1908-1913.

[4] MINEA V. Experimental investigation of the reliability of residential standing column heat pump systems without bleed in cold climates [J]. Applied Thermal Engineering，2013，52(1)：230-243.

[5] WU Xiaohui，CHEN Lingen，GE Yanlin. Local stability of an endoreversible heat pump with linear phenomenological heat transfer law working in an ecological regime [J]. Scientia Iranica，2012，19(6)：1519-1525.

[6] HOSSEINI M J，RAHIMI M，BAHRAMPOURY R. Experimental and computational evolution of a shell and tube heat exchanger as a PCM thermal storage system [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer，2014，50：128-136.

[7] AL-ABIDI A A，MAT S，SOPIAN K，et al. Numerical study of PCM solidification in a triplex tube heat exchanger with internal and external fins [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer，2013，61：684-695.

[8] AL-ABIDI A A，MAT S，SOPIAN K，et al. Experimental study of PCM melting in triplex tube thermal energy storage for liquid desiccant air conditioning system [J]. Energy and Buildings，2013，60：270-279.

[9] AL-ABIDI A A，MAT S，SOPIAN K，et al. Experimental study of melting and solidification of PCM in a triplex tube heat exchanger with fins [J]. Energy and Buildings，2014，68：33-41.

[10] MAT S，AL-ABIDI A A，SOPIAN K，et al. Enhance heat transfer for PCM melting in triplex tube with internal-external fins [J]. Energy Conversion and Management，2013，74：223-236.

[11] NIU Fuxin，NI Long，YAO Yang，et al. Cool storage performance of integrated heat pump system with triple-sleeve energy storage exchanger [C] // Proceedings of 2011 2nd International Conference on Advances in Energy Engineering. Bangkok，Thailand：Asia Pacific Human-Computer Interaction Research Center，2012：1896-1902.

[12] NIU Fuxin，NI Long，YAO Yang，et al. Performance and thermal charging/discharging features of a phase change material assisted heat pump system in heating mode [J]. Applied Thermal Engineering，2013，58(1/2)：536-541.

(编辑　赵丽莹)