

研究论文

复叠式蓄热型空气源热泵热水器动态传热特性

巫江虹, 王源霞, 游少芳, 朱钰娟, 吴青昊
(华南理工大学机械与汽车工程学院, 广东 广州 510641)

摘要: 相变蓄热材料 (phase change material, PCM) 是一种密度大、体积小、相变潜热大、热量存储能力强的物质。实验研究复叠式蓄热型空气源热泵热水器蓄热和放热过程, 探讨热泵系统循环和相变蓄热的耦合。结果表明, 在蓄热过程中, 系统功率不断上升, 而机组的瞬时 COP 值缓慢下降, COP 下降了 13.8%; 水箱中各点的温度变化的曲线斜率不相一致, 说明水箱里的水存在较明显的分层现象。在放热过程中, 蓄热材料温度变化拐点值比同高度的水温拐点值的出现慢 2 min, 说明相变蓄热材料具有延时性, 实验整体误差在 1.6%~8% 之间。

关键词: 热泵热水器; 复叠式; PCM; 动态

中图分类号: TB 65

文献标识码: A

文章编号: 0438-1157 (2010) S2-068-06

Transient thermal behavior of cascade air source heat
pump water heater with PCM

WU Jianghong, WANG Yuanxia, YOU Shaofang, ZHU Yujuan, WU Qinghao

(School of Mechanical & Automotive Engineering, South China University of
Technology, Guangzhou 510641, Guangdong, China)

Abstract: Phase change material (PCM) can store large energy, and has the properties of big density, small volume and large latent heat of fusion. The experimental investigation on the transient thermal behavior of cascade air source heat pump water heater with PCM has been presented. According to operating heat pump process and the water supply process, the experiment aims to find out how the cascade heat pump work which combined with the PCM. The experimental results showed that in the operating process, the capacity power increased gradually, while the transient coefficient of performance decreased by 13.8%. Furthermore, the temperature curve slope of each point in the water tank was different in the running process, which indicated that the stratification of the water tank existed obviously. In the water supply process, the turnover temperature of the PCM appeared two minutes later than the water temperature on the height, which indicates that the PCM has the features of time delay. The experimental error was between 1.6%—8%.

Key words: heat pump water heater; cascade; PCM; transient

2010-10-20 收到初稿, 2010-10-28 收到修改稿。

联系人: 王源霞。第一作者: 巫江虹 (1967—), 女, 博士, 副教授。

基金项目: 广州市科技计划项目 (2007Z2-D0231)。

Received date: 2010-10-20.

Corresponding author: WANG Yuanxia, wangyuanxia13@163.com

Foundation item: supported by the Technology Planning Projects of Guangzhou (2007Z2-D0231).

引言

空气源热泵热水器是通过消耗一小部分高品位的电能，把空气中的低品位热量提升温度后变为高温热源加热水的一种装置。空气源热泵热水器由于环保、节能、安全而得到越来越多的重视^[1]。Sole 等^[2]比较了家用热水器的普通水箱和 PCM 储水箱，实验结果表明水箱加入少量的 PCM，热量增加了 3%。刘金平等^[3]测试了热泵热水器储水箱的动态性能分析，研究在加热过程和放水过程水温变化情况。Morrison 等^[4]用 TRNSYS 对热泵热水器进行季节性能评价。Vargas 等^[5]采用建模探讨了热泵系统瞬间变化特性。Stefan 等^[6]通过对带中间冷却器的双级压缩循环、带经济器的双级压缩循环、复叠式循环 3 种循环进行仿真，认为在 -30℃ 环境温度下复叠式循环具有最稳定性能。从国内外研究状况来看，研究成果主要集中在传统热泵系统。

与传统的热泵相比，蓄热型热泵的容量可以减小，其附属运转设备的电力设施的容量或功率均可相应减小，从而节省了设备投资费用；而且蓄热型热泵的主机经常处于满负荷运转状态，有利于主机运行效率的提高，因此，研究蓄热材料运用在热泵系统上具有经济性和效率性^[7]。热泵热水器大多数采用储水箱式系统设计，由于储水箱的水温是由低至高变化的，故其冷凝温度也由低至高变化。蒸发器所处外界环境的温湿度一年四季有较大变化，因此热泵热水器总是处于变工况运行状态。本文对复叠式蓄热型空气源热泵热水器系统的动态性能进行了实验研究，探讨复叠系统和相变蓄热的动态运行特点，为相变蓄热技术在热泵上的广泛应用提供依据^[8]。

1 实验装置及方法

1.1 实验装置

图 1 所示为复叠式蓄热型空气源热泵热水器系统实验原理图，图 2 为实验样机图，该系统的主要配置如表 1 所示。

该系统具有两个制冷工质循环回路^[9]：一个是低温级循环回路，R404a 工质通过电子膨胀阀节流降压后流入蒸发器，在风扇作用下与空气进行换热，吸收环境中的低品位热能而蒸发，然后被压缩

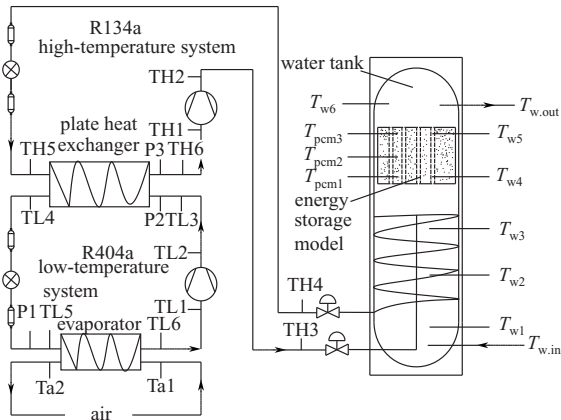


图 1 复叠式蓄热型空气源热泵热水器实验原理图
Fig. 1 Experimental schematic diagram of cascade and accumulating type air-source heat pump hot water unit

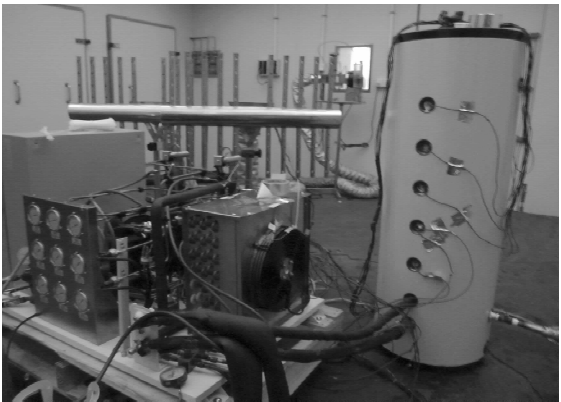


图 2 实验样机
Fig. 2 Experimental model machine

表 1 实验系统主要配置

Table 1 Main equipment of experimental system

Equipment	Specification
compressor of low temperature cycle	104L2523
compressor of high temperature cycle	104G8561
evaporator	copper pipe aluminum fin axial fan
condenser	φ9. 52×0. 75, 20 m
plate heat exchanger	B3-027-18-3. 0-H
electronic expansion valve	DPF(Q)1. 3C
PCM	paraffin etc. 15. 65kg
refrigerant R404a	450 g
refrigerant R134a	950 g

机吸入并压缩成高温高压的蒸气,然后流入板式换热器放出热量;另一个是高温级循环回路,R134a制冷剂在板式换热器中吸收低温循环回路 R404a 制冷剂放出的热量而蒸发,然后被压缩机吸入并压缩成高温高压的蒸气,最后 R134a 制冷工质在储热水箱的冷凝器中把热量传递给储热水箱里的水和蓄热模箱的蓄热材料^[10-11]。当 PCM 温度达到熔点时,PCM 物质状态发生改变,由固态变为液态并吸收大量潜热热量;当用户取用热水时,随着冷水流入储热水箱,高温的 PCM 遇到低温的水释放潜热热量,物质状态由液态变为固态并将热量传递给冷水,使冷水温度升高。

实验测试系统由一台计算机和一台 Agilent34970A 多功能数据采集仪组成,数据通过 RS-232 串口通讯仪器进行读取。测量参数包括:储水箱测点温度;蓄热模箱测点温度;循环水进、出口温度;空气侧进出口温度;低温级系统压缩机回气、排气温度、冷凝器进出口温度、蒸发器进出口温度、蒸发压力和冷凝压力;高温级系统压缩机回气、排气温度、冷凝器进出口温度、蒸发器进出口温度(采用 J 型热电偶)、蒸发压力和冷凝压力(压力表 0~5 MPa,精度 0.01 MPa);循环水流量(采用转子流量计);压缩机和风机的耗电功率(采用电功率测量仪)。

1.2 实验方法

本文主要研究对象是复叠式蓄热型空气源热泵系统,通过蓄热和放热过程的实验研究,分析热泵各级系统、水以及蓄热模箱之间的温度变化情况。在焓差实验室环境干球温度 7℃、湿球温度 6℃进行了复叠式蓄热型热泵热水器的运行实验。在机组运行前将 8℃的冷水注入储水箱,然后启动系统并且记录各点温度数据;当水箱平均温度达到 65℃时,水箱注入 8℃的冷水,水箱上部的水由于受底部冷水的压迫从水箱顶部出口流出,系统处于放热状态。

热量计算公式

$$\Delta Q_c = \Delta m_{\text{com}} (h_2 - h_3) \quad (1)$$

$$\Delta Q_e = \Delta m_{\text{EEV}} (h_5 - h_3) \quad (2)$$

其中

$$\Delta m_{\text{EEV}} = \sqrt{2} C_d A \sqrt{\rho_c \Delta P_v} \Delta \tau \quad (3)$$

$$\Delta m_{\text{com}} = \lambda \frac{V_{\text{th}}}{v_{\text{suc}}} \Delta \tau \quad (4)$$

$$C_d = 0.02005 \sqrt{\rho_c} + 0.634 v_{\text{out}} \quad (5)$$

瞬时供热系数 COP 的定义

$$\Delta \text{COP} = \frac{\Delta Q}{\Delta N} = \frac{c_w m_w \Delta t_w + c_{\text{pcm}} m_{\text{pcm}} \Delta t_{\text{pcm}}}{\Delta N} \quad (6)$$

2 实验结果与分析

通过实验数据,利用 REFPROP7.0 软件查出各点制冷剂的参数性质。分析系统蓄热过程的单位时间内热量传递以及 COP 的变化情况,分析放热过程水箱温度各点温度变化情况。

2.1 蓄热过程分析

图 3 为蓄热过程中热量传递图。系统热量传递的路径是:空气-低温级蒸发器-低温级压缩机-低温级冷凝器-高温级蒸发器-高温级压缩机-高温级冷凝器-水-蓄热材料。根据上述公式可以得出各部分热量变化情况。

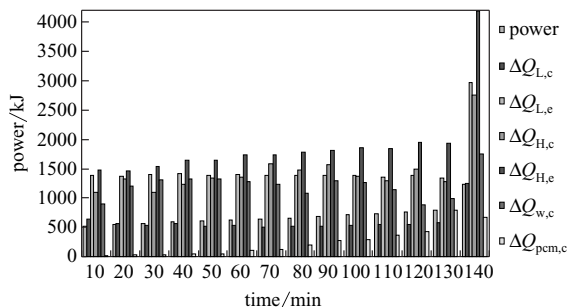


图 3 环境温度 7/6℃ 热量传递

Fig. 3 System heat transfer graph under ambient temperature 7/6℃

从图 3 可以看出,随着时间的增加,系统的冷凝温度越来越高,高温级系统放出的热量随之增加,蓄热材料所吸收的热量随之增加。同时,单位时间内高温级系统放出的热量与水吸收的热量之差越来越大。这是因为,水温随着机组的冷凝温度升高而升高,当水温达到蓄热材料的相变温度时,蓄热模箱中的蓄热材料由固态转变为液体发生相变,并且吸收来自高温级系统放出的热量,导致高温级系统放出的热量与水吸收的热量之差增大。在运行时间 60~90 min 里,高温级系统吸收的热量要大于低温级放出的热量,这是因为 60~90 min 为了让高温级系统的制冷剂充分地吸收低温级系统放出的热量,将电子膨胀阀由 200 开度改为 210,增大高温级系统制冷剂流量,流量增大,带走的热量也增多。说明电子膨胀阀的开度对系统的稳定性有一定的影响,

以及复叠式系统里的热量传递具有延迟性。

图 4 为蓄热水箱内各测点温度随时间变化图(测点位置见图 1)。从图 4 可以看出, 系统蓄热过程水箱中各点的温度变化的曲线斜率不一致, 说明水箱里的水存在较明显的分层现象。这是因为热水的密度比冷水的小, 冷水吸收热量后往水箱上层上升, 所以水箱顶部水的温度 T_6 要比下部的温度 T_1 高。在系统加热过程中, 蓄热材料温度变化与水的温度变化趋势一致, 但是当系统运行时间到达 110 min 时, PCM 材料温度为 54°C , 蓄热模箱 T_{pcm1} 、 T_{pcm2} 值比相同高度的 T_{w4} 、 T_{w5} 温度值低, 这是因为此过程中 PCM 达到相变熔点温度, 蓄热材料发生相变吸收来自水潜热。

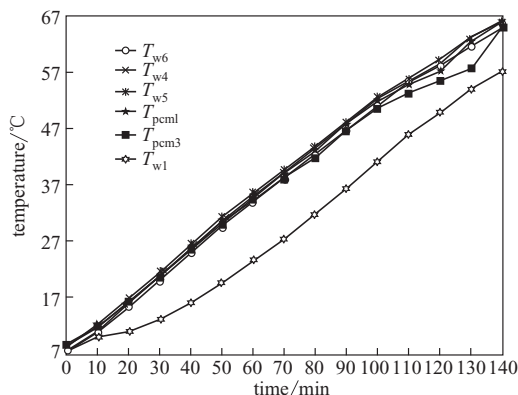


图 4 蓄热过程水箱各点温度变化

Fig. 4 Temperature variation of water tank in thermal storage process

图 5 为功率与 COP 的变化图。由图 5 可以看出, 随着时间不断增加, 系统功率不断上升, 而机组的瞬时 COP 值缓慢下降, 下降了 13.8%。这是因为随着时间增加系统的供热系数 COP 不断下降。

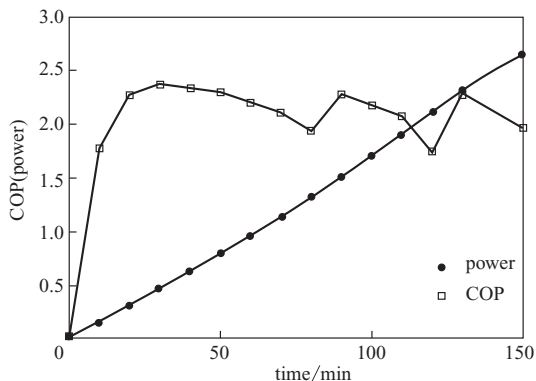


图 5 功率和 COP 值变化

Fig. 5 Power and COP variation graph

一方面冷凝温度升高使压缩比增大, 单位循环工质的消耗功率明显增加; 另一方面, 冷凝温度升高, 使冷凝器中单位循环工质放热量减小, 瞬时供热系数 COP 减小。当机组运行时间到达 120 min, COP 值略有所上升。系统运行时间到达 110 min 后, COP 值曲线与 T_{pcm} 温度曲线同样先下降后上升, 说明相变蓄热过程对 COP 值产生一定影响。

2.2 热水器放热过程分析

图 6 为放热过程中水箱内部测点和热水出水温度过程变化(放水流量为 $240 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$)。结合图 1 储热箱内各测点和进出口的位置可以看出: 因为冷水是从储水箱下部进入, 在冷水进口压力的作用下使热水从储热水箱上部流入, 冷、热水分界面从储热水箱下部逐渐向上移动, 储热水箱内任一点的温度在降低之前保持不变, 一旦开始降低, 即在较短时间内大幅度降低, 热水出口温度(由于出口处存在冷积水, 所以 $T_{\text{w,out}}$ 开始时较低)、蓄热材料的变化也是如此, 说明储热水箱冷水分层较好。同时, 在 PCM 作用下, $T_{\text{w,out}}$ 有 10~15 min 的恒温过程后开始缓慢下降, 这说明了 PCM 可以很好地延长热水的使用时间。

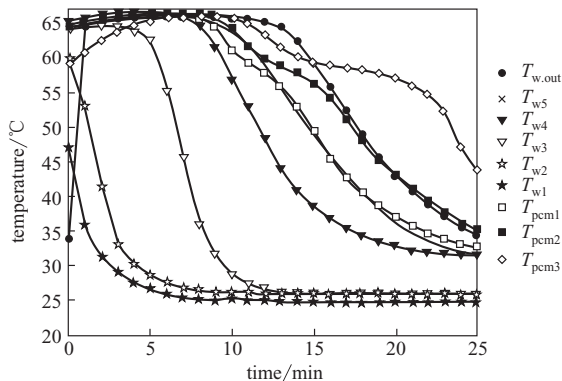


图 6 放热过程水箱各点温度变化

Fig. 6 Temperature variation of water tank in heat release process

由于蓄热材料的各测温点高度不同, 测点 T_{pcm3} 的位置位于蓄热模箱的最高处, 测点 T_{pcm2} 位于蓄热模箱的中部, 测点 T_{pcm1} 位于蓄热模箱的底部。随着冷热分界面不断向上移动, T_{pcm1} 、 T_{pcm2} 的温度在降低之前保持不变, 一旦降低, 即在短时间内缓慢降低, 而 T_{pcm3} 温度曲线变化更缓慢。从图 6 还可以看出, 蓄热材料温度拐点值比同高度的水温拐点值的出现慢 2 min, 这是因为当蓄热材料

遇到冷、热分界面时，蓄热材料释放潜热热量，物理状态由液态变为固体，说明 PCM 在热量传递过程中具有延时性。

2.3 误差分析

图 7 是低温级冷凝器出口温度的理论值和实验值的比较，图 8 是高温级冷凝器出口温度的理论值和实验值的比较。从图 7、图 8 可以看出，理论值与实测值吻合较好，变化趋势基本一致。误差范围在 1.6%~8% 之间。这是因为低温级蒸发器部分的模拟没有考虑空气侧的换热所导致的。分析其原因为，模拟时进水温度为 7℃，而实际的实验过程中进水温度约在 8~10℃，理论计算对冷凝盘管采用了定壁面温度的方式，而实际实验过程中，壁面温度并不恒定。

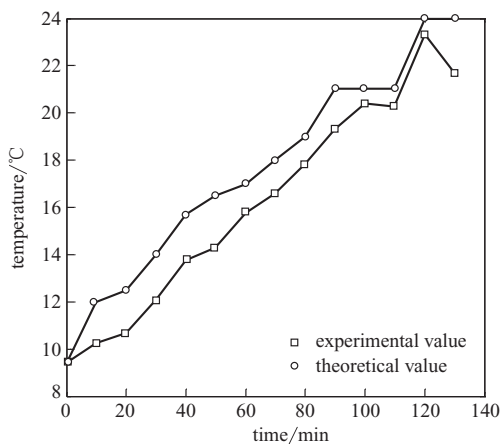


图 7 低温级冷凝器出口温度误差分析

Fig. 7 Low-temperature cycle condenser outlet temperature error analysis

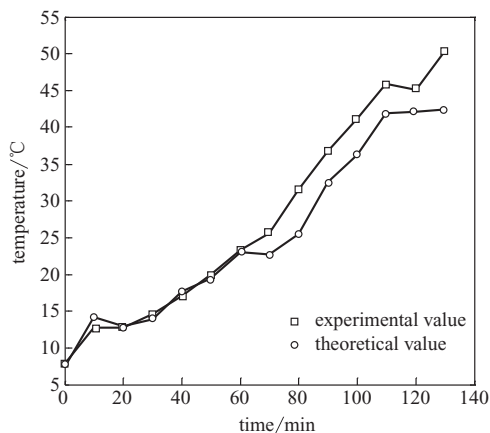


图 8 高温级冷凝器出口温度误差分析

Fig. 8 High-temperature cycle condenser outlet temperature error analysis

3 结 论

(1) 随着时间的增加，系统的冷凝温度越来越高，高温级系统放出的热量随之增加，蓄热材料所吸收的热量也不断增加。系统功率不断上升，而机组的瞬时 COP 值缓慢下降，瞬时 COP 下降了 13.8%。

(2) 在蓄热过程中，储水箱中各点的温度变化的曲线斜率不相一致，说明水箱里的水存在较明显的分层现象；当系统运行时间到达 110 min 时，蓄热模箱各点温度都比相同高度的水温低。

(3) 在放热过程中，储热水箱内任一点的温度在降低之前保持不变，一旦开始降低，即在较短时间内大幅度降低，蓄热材料温度拐点值比同高度的水温拐点值的出现慢 2 min，说明相变蓄热材料具有延时性。

符 号 说 明

- A ——阀的流通面积， m^2
 - C_d ——流量系数
 - c ——比定压热容， $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$
 - h_2, h_3, h_5 ——分别为压缩机出口、冷凝器出口、压缩机进口的焓值， $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 - m ——质量， kg
 - Δm_{com} ——单位时间 $\Delta\tau$ 内压缩机出口的制冷剂质量流量， $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
 - Δm_{EEV} ——单位时间 $\Delta\tau$ 内电子膨胀阀的制冷剂质量流量， $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
 - ΔN ——系统 Δt 时间内所消耗的功， W
 - ΔP_v ——节流阀前后的压力差， Pa
 - $\Delta Q_c, \Delta Q_e$ ——分别为单位时间 $\Delta\tau$ 内系统吸收、放出的热量， kJ
 - ρ_c ——节流阀前液体密度， $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
 - ν_{out} ——节流阀后气体比容， $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
- 下角标
- c——冷凝器
 - com——压缩机
 - e——蒸发器
 - H——高温级系统
 - in——进口
 - L——低温级系统
 - out——出口
 - pcm——蓄热材料

References

- [1] Arif Hepbasli, Yildiz Kalinci. A review of heat pump water

- heating systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2009, **13** (6/7): 1211-1229
- [2] Sole C, Medrano M, *et al.* Energetic and exergetic analysis of a domestic water tank with phase change material. *Int. J. Energy Res.*, 2008, **32**: 204-214
- [3] Liu Jinping (刘金平), Zhang Zhitao (张治涛), Liu Xuefeng (刘雪峰). Experiments on the transient thermal behavior of water reservoir of a heat pump water heater. *Acta Energiae Solaris Sinica* (太阳能学报), 2007, **28** (5): 472-4765
- [4] Morrison G L, Anderson T, Behnia M. Seasonal performance rating of heat pump water heater. *Solar Energy*, 2004 (76): 147-152
- [5] Vargas J V C, Rarise J A R. Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control. *Int. J. Refrig.*, 1995, **18** (4): 235-243
- [6] Stefan S Bertsch, Eckhard A Groll. Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U S climates. *Int. J. Refrigeration*, 2008, **31** (7): 1282-1292
- [7] Cui Haiting (崔海亭), Yang Feng (杨锋). Storage Technology and Application (蓄热技术及其应用). Beijing: Chemical Industry Press, 2004
- [8] Zhang Haifeng (张海峰), Wang Qin (王勤), Chen Guangming (陈光明). Design and experimental research on a heat pump water heater with PCM. *Journal of Refrigeration* (制冷学报), 2005, **26** (3): 22-25
- [9] Zhu Yujuan (朱钰娟), Wu Jianghong (巫江虹), Wang Xihui (王惜慧). A cascade air source heat pump water heater with PMC. *Refrigeration* (制冷), 2008 (3): 17-20
- [10] Wu Jianghong (巫江虹), Wang Xihui (王惜慧), Qiu Jian (邱键). A heat pump thermal storage container with thermal storage model; CN, 200720060456. 2008-12-31
- [11] Wu Jianghong (巫江虹), Liu Yan (刘岩), Wang Xihui (王惜慧). Cascade air source heat pump water heater with PMC; CN, 200710031097. 2008-04-09