

文章编号:0254-0096(2020)04-0129-08

# 新型压缩吸收耦合的太阳能热泵系统实验研究

刘利华<sup>1</sup>, 唐黎明<sup>2</sup>, 陈光明<sup>2</sup>, 唐鹏武<sup>3</sup>

(1. 浙江理工大学建筑工程学院, 杭州 310033; 2. 浙江省制冷与低温技术重点实验室, 杭州 310027;  
3. 中国建筑上海设计研究院有限公司, 上海 200062)

**摘 要:** 提出一种太阳能吸收子系统过冷压缩循环的新型压缩吸收耦合热泵系统,由压缩子系统、吸收子系统和太阳能集热子系统3部分组成;在夏冬两季均可使用。针对该新型太阳能热泵在恒定工况下的制冷、制热性能进行稳态实验研究。实验结果显示,夏季制冷时,在冷冻水进口温度12℃,冷凝器出口制冷剂温度50℃时,新型太阳能热泵系统的制冷最低COP为4.02,与同工况的常规压缩热泵相比,制冷COP提高13.88%;冬季制热时,存在COP的极值转变温度。在实验环境温度为16℃,冷凝器热水出口温度59℃时,新型耦合系统最小的制热COP为5.44,与同工况常规压缩热泵相比,制热COP提高11.52%。显示了新型系统的巨大优势,具有良好的应用前景。

**关键词:** 压缩吸收耦合系统; 太阳能; 热泵; 制冷/制热性能系数COP; 实验

**中图分类号:** TK512

**文献标志码:** A

## 0 引 言

混合制冷系统是一种有效的空调节能技术。以蒸气压缩冷却为主的混合制冷系统可用于改善和提高传统压缩制冷系统的性能。Farah等<sup>[1]</sup>对现有的混合制冷系统进行了综述。而其中的复叠吸收-压缩制冷系统作为一种改动最小的混合制冷技术,日益受到人们的重视。

日本Sasaki<sup>[2]</sup>和美国Srinivas<sup>[3]</sup>分别提出蒸发-冷凝器复叠耦合的吸收压缩系统 Rinnai公司<sup>[4]</sup>提出吸收-蒸发器复叠耦合的吸收-压缩系统。文献[5-7]分别对复叠吸收-压缩制冷系统进行相关理论分析与研究。文献[5]研究结果表明:复叠循环制冷的能源消耗要比压缩循环低48%~51%。与NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O循环工质相比,同工况下,LiBr-H<sub>2</sub>O工质的复叠系统COP提高33%,具有更高的性能系数和更低的压缩功电耗。文献[7]的研究结果表明:复叠系统可避免的不可逆损失比例为55.4%,其中具有最大节能潜力的部件为压缩子系统的蒸发器,其次是复叠热交换器,再次分别是压缩机、吸收子系统的发生器和吸收器。这些理论研究成果<sup>[5-7]</sup>对于设计实验装置和指导实验结果分析有着重要意义。但这些设计研究的复叠吸收-压缩系统具有2个共同缺

陷:1)压缩循环和热驱动吸收循环必须同时工作,在无热源或热源驱动温度不足的情况下整个混合系统均无法工作;2)这些闭式复叠系统均只能进行单一的制冷,无法满足建筑物内夏冬两季的制冷和制热需求。

对于吸收压缩混合制热系统,目前研究集中在以吸收为主的温升型混合热泵(第二类热泵),包括理论与实验样机两方面<sup>[8-11]</sup>。Pratihari等<sup>[10]</sup>对氨水吸收压缩混合热泵用于水冷制冷系统进行理论模拟研究,结果表明:不同溶液换热器面积下,系统COP均随着稀溶液的质量流量增加而下降,吸收器的放热量均随稀溶液质量流量的增加而增加。其他条件不变,随着溶液换热器所占总面积比例增加,系统的总制热量也随着增加,但系统COP存在极值,当溶液换热器面积占到总面积的45%时,系统COP最大;当溶液换热器面积超出总面积的30%时,系统的制热量会急剧下降。唐鹏武<sup>[12]</sup>和叶向阳<sup>[13]</sup>等对一种过冷复叠吸收-压缩热泵制冷进行了循环热力性能的理论模拟分析。这种过冷复叠的吸收压缩系统具有在无热源或热源驱动温度不足情况下都能运行的优点。但目前对于这种过冷复叠吸收-压缩热泵实验样机的制冷/制热性能,却鲜有文献报道。

本文主要从实验样机角度来研究一种新型耦合大

收稿日期: 2019-04-02

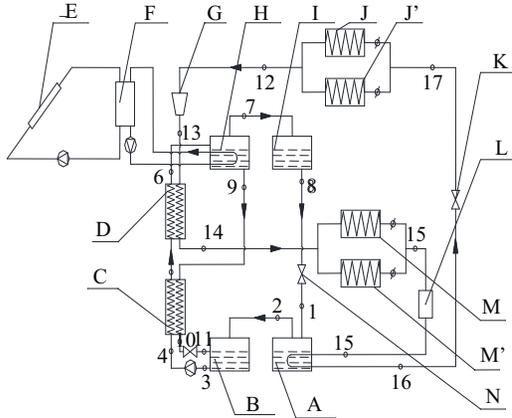
基金项目: 国家高技术研究发展(863)计划先进能源技术领域课题“新型太阳能热泵技术研究”(2008AA05Z419)

通信作者: 陈光明(1957—),男,博士、教授、博士生导师,主要从事热泵与节能技术方面的研究。gmch@cmee.zju.edu.cn

太阳能热泵系统的制冷/制热性能,并测试其对常规压缩热泵系统的具体贡献程度。

## 1 实验装置介绍

实验装置由吸收子系统、压缩子系统和太阳能集热子系统 3 部分组成。实验装置示意图见图 1。



A. 过冷蒸发器 B. 吸收器 C. 溶液热交换器 D. 压缩热回收换热器  
E. 太阳能集热器 F. 蓄水箱 G. 压缩机 H. 发生器 I. 吸收子系统  
冷凝器 J. 蒸发冷凝器(夏季) J'. 水/制冷剂冷凝器(冬季)  
K. 压缩子系统节流装置 L. 储液器 M. 水/制冷剂蒸发器(夏/冬季)  
M'. 空气/制冷剂蒸发器(冬季) N. 吸收子系统节流装置

1~11 分别代表吸收子系统各部件的状态参数

12~17 分别代表压缩子系统各部件的状态参数

图 1 新型太阳能热泵系统的示意图

Fig. 1 Structure diagram of novel solar heat pump

其中,吸收子系统由发生器、冷凝器、吸收器、蒸发器、溶液换热器以及压缩热回收换热器组成。而压缩子系统由双蒸发器、双冷凝器、过冷蒸发器、压缩机和节流阀组成。吸收子系统和压缩子系统通过图 1 中的过冷蒸发器(A)和压缩热回收换热器(D)相互耦合,可实现夏冬两季的制冷和制热。在夏季制冷运行时,耦合的过冷蒸发器可降低压缩子系统冷凝后的制冷剂温度,增加过冷度,而新型耦合的压缩热回收换热器可以降低吸收子系统发生器热源的输入,对于压缩吸收耦合热泵制冷而言,可能具有更高的性能系数。在冬季制热运行时,该热泵的吸收子系统可作为第一类吸收热泵(即增热型热泵)和压缩子系统热泵一起,给建筑物提供采暖和生活用热水。

实验装置中,双蒸发器是指一个蒸发器为水/制冷剂蒸发器(夏冬季制冷/制热用),另一个蒸发器为空气/制冷剂蒸发器(冬季制热用),2 个蒸发器彼此独立,运行时,只有一个蒸发器工作。夏季制冷时,只有水/制冷剂蒸发器运行。冬季制热时,2 个蒸发器的选用原则

是:当太阳能集热器中的水温大于等于  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,空气/制冷剂蒸发器工作;当太阳能集热器水温大于等于  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,小于  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  时,太阳能集热器中的热水直接进入水/制冷剂蒸发器工作,系统为间膨式太阳能压缩热泵,空气/制冷剂蒸发器停止工作。双冷凝器是指一个冷凝器为蒸发冷凝器(夏季制冷用),另一个冷凝器为水/制冷剂冷凝器(冬季制热用),两冷凝器也是并联,相互独立,运行时只有一个冷凝器工作。

压缩子系统的压焓图如图 2 所示。

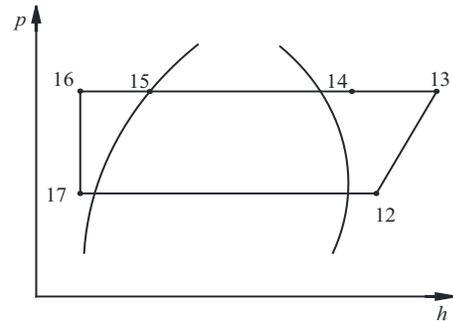


图 2 压缩子系统的压焓图

Fig. 2 Pressure enthalpy diagram of compression subsystem

太阳能子系统的基本设计参数:作过冷复叠系统运行时,集热量  $4\text{ kW}$ ,出水温度  $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,运行工况为  $70\sim 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,集热系统流量  $1.00\text{ m}^3/\text{h}$ ;作太阳能系统和压缩子系统联合运行时,出水温度  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,运行工况为  $40\sim 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,集热系统流量为  $1.00\text{ m}^3/\text{h}$ ;作间膨式太阳能热泵运行时,出水温度为  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,运行工况为  $10\sim 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,集热系统流量为  $3.00\text{ m}^3/\text{h}$ 。整个太阳能集热器为真空管型集热器,有效集热面积为  $17.04\text{ m}^2$ ,系统连接为开式系统,运行控制模式为温控补水,温差循环。

吸收子系统采用自主研发的装置,各换热器面积及结构如表 1 所示。实验装置的室内室外部分分别如图 3~图 5。该新型压缩吸收耦合太阳能热泵系统的测量仪表量程范围及精度见表 2。

表 1 吸收子系统各换热器面积及结构

Table 1 Each heat exchange's area and structure of absorption subsystem

换热器名称	传热系数/ $\text{kW}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{K})^{-1}$	传热 面积/ $\text{m}^2$	结构
发生器	1.028	1.65	蛇形翅片管
冷凝器	4.074	0.183	蛇形光管
过冷蒸发器	0.564	0.454	蛇形翅片管
吸收器	0.348	1.022	蛇形翅片管
溶液换热器	0.498	0.132	套管
回热器	0.223	0.632	套管



图3 新型太阳能热泵吸收子系统及调温水箱  
Fig. 3 Absorption subsystem of novel solar heat pump and thermal regulation water tank



图4 新型太阳能热泵室外冷热源换热设备  
Fig. 4 Outside cold source and hot source heat exchange equipment of novel solar heat pump



图5 新型太阳能热泵室外太阳能集热子系统  
Fig. 5 Outside solar heat collector subsystem of novel solar heat pump

## 2 系统性能描述

从水侧测得制冷量,制冷量包括3种类型的制冷量:1)新型太阳能热泵系统的制冷量;2)新型太阳能热泵系统的压缩子系统的制冷量;3)是常规压缩热泵系统的制冷量。其中,新型太阳能热泵的制冷量计算见式(1),新型太阳能热泵系统的压缩子系统制冷量计算见式(2),而蒸发过冷器的过冷量计算见式(3)。蒸发过冷器进出口状态均为液相,其焓值与冷凝压力几乎无关,

表2 测量仪表的量程范围及精度

Table 2 Measuring instrument range and precision

测量仪表	量程范围	精度
铜-康铜热电偶	0~150 °C	±0.1 °C
PT100铂电阻	0~150 °C	±0.1 °C
HM27A绝对压力变送器 (吸收高压筒)	0~10 kPa	±0.5%FS
HM27A绝对压力变送器 (吸收低压筒)	0~5 kPa	±0.5%FS
压缩系统高低压压力表	0~2.5 MPa	±0.4%FS
YC101E智能电磁流量计 (热水,冷冻水)	1.4~18 m <sup>3</sup> /h	±0.5%FS
YC101E智能电磁流量计 (冷却水)	0.6~7.2 m <sup>3</sup> /h	±0.5%FS
D26-W单相功率表 (压缩机)	0~5000 W	±0.5%FS

计算公式采用II R标准的式(4),拟合误差均小于0.25%。式(4)中系数参考文献[14]。常规压缩热泵系统是指不开启吸收子系统时的新型太阳能热泵系统。液体焓计算见式(4)。

$$Q_{n,e} = (h_{e,i} - h_{e,o})m_{e,w} \quad (1)$$

$$Q_{com,e} = Q_{n,e} - Q_{sub,e} \quad (2)$$

$$Q_{sub,e} = (h_{sub,ci} - h_{sub,co})m_{R22} \quad (3)$$

$$h_1 = a_4 + a_5 T_1 + a_6 T_1^2 + a_7 T_1^3 \quad (4)$$

新型太阳能热泵制热工况下的制热量包含3部分热量,分别是新型太阳能热泵压缩子系统热量、吸收子系统的吸收热、吸收子系统的冷凝热,新型太阳能热泵的热量计算见公式(5)。新型太阳能热泵压缩子系统制热量计算见公式(6)。

$$Q_{n,h} = Q_{com,h} + Q_{ab,c} + Q_{ab,a} \quad (5)$$

$$Q_{com,h} = (h_{c,i} - h_{c,o})m_{h,w} \quad (6)$$

式中,  $h$  ——焓值;  $Q$  ——热量;  $m$  ——质量流量;  $T$  ——温度。下标 e 表示蒸发器, n 表示新型太阳能热泵, c 表示冷凝器, sub 表示蒸发过冷器, com 表示压缩子系统, i 和 o 分别表示换热器的进出口, 下标 l 表示液体, w 表示水侧, R22 表示制冷剂。

制冷/制热 COP 也有3种,分别是新型太阳能热泵、新型太阳能热泵的压缩子系统和常规压缩热泵的制冷/制热 COP,其计算式如式(7)~式(9)所示。计算时,由于吸收系统溶液泵和循环水泵的功率很小,不考虑溶液泵和循环水泵的功耗造成的误差小于1.0%。因此,可考虑忽略吸收子系统溶液泵和循环水泵的功耗。

$$\begin{cases} COP_{com,c} = \frac{Q_{com,c}}{W} \\ COP_{com,h} = \frac{Q_{com,h}}{W} \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} COP_{n,e} = \frac{Q_{n,e}}{W} \\ COP_{n,h} = \frac{Q_{n,h}}{W} \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} COP_{gcom,c} = \frac{Q_{gcom,c}}{W} \\ COP_{gcom,h} = \frac{Q_{gcom,h}}{W} \end{cases} \quad (9)$$

式中,  $COP$  ——性能系数;  $W$  ——压缩机的耗功量。下标  $com$  表示压缩子系统, 下标  $gcom$  表示常规热泵系统, 下标  $c$  表示制冷, 下标  $h$  表示制热。

相对于压缩子系统, 新型太阳能热泵的  $COP$  提高率计算见式(10)、式(11)。

$$\begin{cases} \eta_{n,com,c} = \frac{COP_{n,c} - COP_{com,c}}{COP_{com,c}} \\ \eta_{n,com,h} = \frac{COP_{n,h} - COP_{com,h}}{COP_{com,h}} \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} \eta_{n,gcom,c} = \frac{COP_{n,c} - COP_{gcom,c}}{COP_{gcom,c}} \\ \eta_{n,gcom,h} = \frac{COP_{n,h} - COP_{gcom,h}}{COP_{gcom,h}} \end{cases} \quad (11)$$

式中,  $\eta$  ——相对于压缩子系统, 新型太阳能系统制冷和制热  $COP$  提高率, 下标含义与前面同。

### 3 实验结果和分析

实验研究新型太阳能热泵实验装置稳定工况的制冷性能, 由前期理论研究结果知<sup>[12]</sup>, 随着冷凝温度的上升, 压缩吸收耦合系统和常规压缩系统的制冷  $COP$  都下降, 发生温度在  $80.4\text{ }^{\circ}\text{C}$  时, 压缩吸收耦合系统相对于常规压缩系统的  $COP$  增幅最大, 随着发生温度的继续上升, 压缩吸收耦合系统的制冷  $COP$  会急速下降, 在发生温度为  $85\text{ }^{\circ}\text{C}$  以上时, 压缩吸收耦合系统  $COP$  随发生温度上升变化不明显。因此, 实验选择发生器热水进口温度为  $82\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。常规制冷性能测试时, 蒸发温度为  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 机组冷冻水进出口水温通常为  $12\text{ }^{\circ}\text{C}/7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。因此实验测试时恒定冷冻水进口温度为  $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 并保持发生器热水进口温度为  $82\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 测试新型太阳能热泵系统在四组不同冷凝温度下的稳态制冷性能, 与常规压缩制冷进行同工况比较, 如图 6。从图 6 可看出, 随着冷凝温度的升高, 压缩吸收耦合系统和常规压缩系统的制冷  $COP$  均下降。该实验结果显示该压缩吸收耦合系统的变化趋势与前期理论模拟趋势相同。

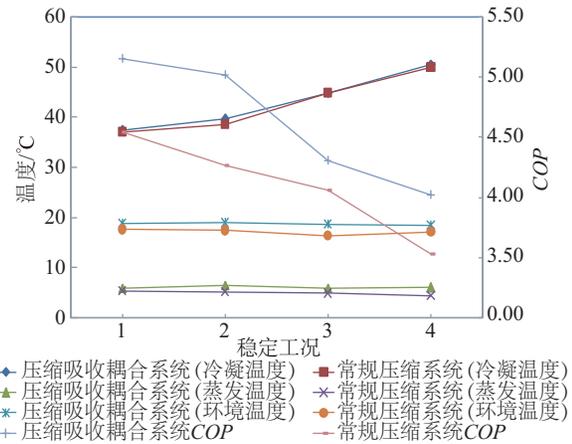


图6 不同工况下压缩吸收耦合系统与常规压缩系统的制冷性能比较

Fig. 6 Different steady-states cooling performance comparison of compression system with coupled solar absorption and general compression system

#### 3.1 新型太阳能热泵与常规压缩热泵同工况的制冷性能比较

常规压缩热泵制冷的稳定参数为压缩子系统的冷媒水进口温度、冷媒水进口流量和冷凝器出口温度。新型太阳能热泵的稳定参数为压缩子系统冷媒水进口温度、冷媒水进口流量、冷凝器出口温度, 吸收子系统发生器热水进口温度、发生器热水进口流量、吸收器冷却水进口温度、吸收器冷却水进口流量、溴化锂稀溶液的质量流量、浓溶液质量流量。同工况是指保证常规压缩热泵和新型太阳能热泵中压缩子系统的冷媒水进口温度、冷媒水进口流量和冷凝器出口温度基本一致。各参数稳定时间约为  $30\text{ min}$ 。限于篇幅, 本文只展示实验中能达到的最高冷凝温度工况下新型太阳能热泵系统稳定参数随时间的变化如图 7 所示。

两系统具体测试和计算参数, 及其与同工况的常规压缩热泵系统性能比较, 见表 3。由表 3 可知在相同工况下, 新型太阳能热泵系统的制冷剂质量流量会增加。新型太阳能热泵系统制冷量的增加是由于过冷量增加导致总制冷剂质量流量增加, 压缩子系统总制冷量的增加。压缩子系统制冷剂质量流量增加的原因是过冷度增加, 导致蒸发器出口制冷剂蒸气的过热度减小, 因为吸气密度是过热度和吸气压力的函数, 过热度减小, 吸气密度增加, 而压缩机的排气量是吸气密度、吸气容积和转速的乘积, 吸气容积和转速是保持不变的, 当吸气密度增加, 会导致压缩机排气量增大, 使压缩子系统的制冷剂质量流量增加。从热力学第二定律可知, 过冷量增加使得压缩子系统从冷凝器出口到蒸发器入口的内部节流不可逆损失减小, 压缩子系统性能系数提高。

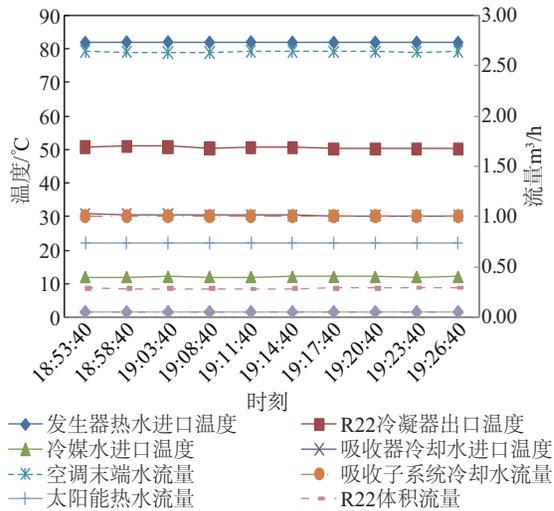


图7 新型太阳能热泵制冷的稳定参数随时间的变化图

Fig. 7 Steadiness parameters changing chart with time of novel solar heat pump cooling

表3 常规压缩系统/新型太阳能热泵同工况制冷性能

Table 3 A general vapor-compression system/a novel solar heat pump cooling performance parameter at same condition

测量指标	常规压缩 热泵制冷	新型太阳能 热泵制冷
R22冷凝器出口温度/°C	49.97	50.63
冷媒水进口温度/°C	11.96	11.92
冷媒水进口流量/m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>	2.66	2.64
吸收器冷却水进口温度/°C	—	30.39
吸收器冷却水进口流量/m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>	—	1.00
发生器热水进口温度/°C	—	82.12
发生器热水进口流量/m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>	—	0.74
蒸发-过冷器进口温度/°C	—	52.59
蒸发-过冷器出口温度/°C	—	33.61
R22的质量流量/kg·s <sup>-1</sup>	0.07326	0.09212
稀溶液质量流量/kg·s <sup>-1</sup>	—	0.02199
压缩机耗功率/W	3024	3033
总制冷量/W	10686	12200
过冷量/W	105	2314
压缩子系统的制冷量/W	—	9886
压缩子系统的COP	3.53	3.26
新型太阳能热泵系统COP	—	4.02
$\eta_{n,com,c}/\%$	—	23.31
$\eta_{n,gcom,c}/\%$	—	13.88

### 3.2 新型太阳能热泵与常规压缩热泵同工况的制热性能比较

该系统在最初设计时,考虑环境温度在5℃及以下时,太阳能集热系统的热水温度相应较低,耦合系统需要切换运行模式,以间膨式太阳能热泵系统运行为主。因此压缩吸收耦合系统运行环境温度保持在5℃以上。压缩吸收耦合系统的制热性能测试时,保持发生器热水进口温度在70℃以上,限于篇幅,本文只给出发生器热水进口在75℃时的实验参数数据。图8为4组不同冷凝温度和蒸发温度下压缩吸收耦合系统稳定参数变化图,4组测试工况的压缩子系统蒸发温度逐步上升,而冷凝温度先上升,而后基本保持稳定。

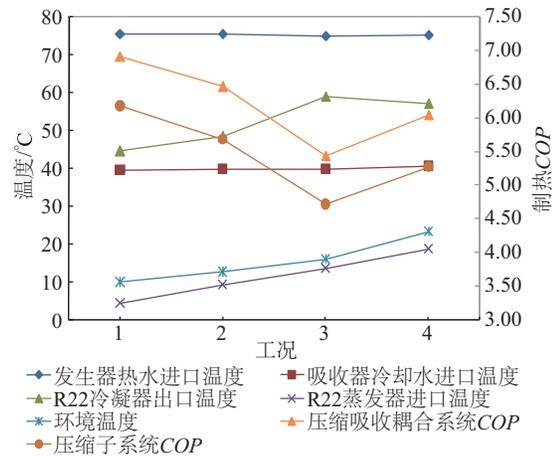


图8 不同工况下压缩吸收耦合系统与压缩子系统的制热性能比较

Fig. 8 Different steady-states heating performance comparison of compression system with coupled solar absorption and compression subsystem

从图8可看出,存在1个COP极值转变环境温度,当室外环境温度低于这一极值转变环境温度时,压缩吸收耦合热泵系统的制热性能受冷凝温度的影响较大,而当室外环境温度高于这一极值转变环境温度时,压缩吸收耦合热泵系统的制热性能受蒸发温度的影响较大。在COP极值转变环境温度下,压缩吸收耦合系统的COP和压缩子系统的COP均为最小值。存在COP极值转变环境温度的原因,分析可能是设置了压缩机回热器的复叠耦合部件,以及压缩子系统蒸发器的尺寸设计对于复叠制热性能影响的缘故。从吸收压缩耦合前期的理论研究成果<sup>[5,7,10]</sup>看:吸收压缩复叠系统的耦合部件焓损失、溶液换热器面积大小和蒸发器尺寸,对于耦合系统的制冷/制热性能影响较大;在制冷和制热工况下,各部件的焓损失和对系统的制冷/制热影响可能各不相同。在环境温度较低的制热工况时,压缩吸

收耦合热泵的制热性能受室外环境温度的影响可能更大。本文限于篇幅,仅列出制热性能系数最小的环境温度下新型太阳能热泵制热的稳定参数随时间的变化图如图 9 所示。

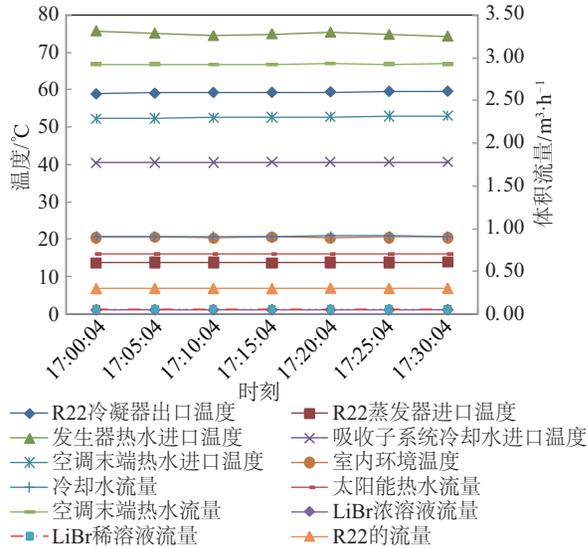


图9 新型太阳能热泵制热稳定参数随时间的变化图

Fig. 9 Heating steadiness parameter change with time of novel solar heat pump

常规压缩热泵的稳定参数为压缩子系统的空调末端热水进口温度、空调末端热水进口流量。新型太阳能热泵的稳定参数为压缩子系统的空调末端热水进口温度、空调末端热水进口流量、冷凝器出口温度、吸收子系统的发生器热水进口温度、发生器热水进口流量、吸收器热水进口温度、吸收器热水进口流量、溴化锂稀溶液的质量流量。相同工况是指保证常规压缩热泵和新型太阳能热泵的压缩子系统中空调末端热水进口温度、空调末端热水进口流量和外界环境温度基本一致。保持空调末端热水进口温度和空调末端热水进口流量、外界环境温度基本相同。

*COP* 极限转变温度下新型太阳能热泵系统制热性能与相同工况下常规压缩热泵制热性能的比较见表 4。从表 4 可知在 *COP* 极值转变环境温度下,相对于常规压缩热泵系统,新型太阳能热泵的制冷剂质量流量略微增长。不同于制冷,在制热工况时,压缩回热器和过冷蒸发器均提供了热量给吸收子系统,对于压缩子系统制热来说,供给的制热量比常规压缩热泵系统实际上是减少的,说明压缩吸收耦合热泵系统制热时,其压缩子系统相对于常规压缩热泵系统而言,优势不明显。但因为压缩吸收耦合系统中吸收子系统可作为第一类增热型热泵用,新型太阳能热泵系统的总制热量包括压缩子系

统制热量、吸收子系统的吸收热和冷凝热 3 部分。就总制热量而言,新型太阳能热泵要优于常规压缩热泵系统制热,在最低极值转变环境温度下,新型太阳能热泵相对于常规压缩热泵制热 *COP* 最少提高 11.52%。

表 4 常规压缩热泵/新型太阳能热泵同工况制热性能参数

Table 4 A general vapor-compression system/a novel solar heat pump heating performance parameter

测量指标	常规压缩热泵制热	新型太阳能热泵制热
R22 冷凝器出口温度/°C	58.56	59.07
空调末端热水进口温度/°C	51.98	52.61
空调末端热水进口流量/m³·h <sup>-1</sup>	2.93	2.92
外界环境温度/°C	16.12	15.98
吸收器冷却水进口温度/°C	—	39.75
吸收器冷却水进口流量/m³·h <sup>-1</sup>	—	0.91
发生器热水进口温度/°C	—	75.02
发生器热水进口流量/m³·h <sup>-1</sup>	—	0.72
蒸发-过冷器进口温度/°C	—	60.40
蒸发-过冷器出口温度/°C	—	50.63
R22 的质量流量/kg·s <sup>-1</sup>	0.09107	0.09386
稀溶液质量流量/kg·s <sup>-1</sup>	—	0.02531
压缩机耗功率/W	3240	3240
压缩子系统制热量/W	15802	15277
过冷量/W	75	1290
吸收热/W	—	1067
冷凝热/W	—	1279
空调末端总制热量/W	15802	17623
压缩子系统的 <i>COP</i>	4.88	4.72
新型太阳能热泵 <i>COP</i>	—	5.44
$\eta_{n,com,h}/\%$	—	15.35
$\eta_{n,geom,h}/\%$	—	11.52

## 4 结 论

从实验结果可知,新型太阳能热泵制冷系统性能随冷凝温度的上升会下降,实验结果与前期理论模拟趋势相同。在实验所获得的最高冷凝温度下,新型太阳能热泵制冷系统相对于同工况的常规压缩热泵制冷系统,制冷剂的质量流量会增加,新型太阳能热泵系统制冷在冷凝温度为 50.63 °C,蒸发温度为 5.96 °C 下, *COP* 可达

4.02, 其中, 压缩子系统制冷  $COP$  可达 3.26。而常规的压缩热泵制冷  $COP$  为 3.53。相对于压缩子系统, 新型太阳能热泵系统制冷  $COP$  提高 23.31%; 相对于常规压缩热泵制冷, 新型太阳能热泵系统制冷  $COP$  提高 13.88%。

新型太阳能热泵制热系统在耦合制热时, 存在一  $COP$  极值转变环境温度, 在转变环境温度两侧, 随着环境温度的提升, 耦合制热的  $COP$  变化趋势相反。从文献[5-7, 10]的理论研究可知, 压缩热回收换热器和压缩子系统蒸发器的尺寸大小可能对制热工况下系统的制热性能影响较大。吸收子系统用作第一类增热型热泵时, 由于增加了吸收热和冷凝热, 在压缩子系统冷凝温度为 59.07 °C, 蒸发温度为 13.52 °C 工况下, 新型太阳能热泵系统制热  $COP$  可达 5.44, 其中压缩子系统的制热  $COP$  可达 4.72, 而常规空气源压缩热泵制热  $COP$  为 4.88。相对于压缩子系统, 新型太阳能热泵制热  $COP$  最低提高 15.35%, 相对于常规空气源压缩热泵, 新型太阳能热泵制热  $COP$  最小提高率为 11.52%。

#### [参考文献]

- [1] FARAH K, FAROUK F, RAFIC Y, Hybrid cooling systems: a review and optimized selection scheme [J], Renewable and sustainable energy reviews, 2016, 65: 57-80.
- [2] SASAKI H, ISHINO H, TSUDA H, ENJOJI K. Development of hybrid air conditioning system driven by low temperature waste heat [C]//International Gas Research Conference, Vancouver, Canada, Nov. 1-4, 2004
- [3] SRINIVAS G, ASHLIE M B, ANANDA K N. Waste heat driven absorption/vapor-compression cascade refrigeration system for megawatt scale, high-flux, low-temperature cooling [J]. International journal of refrigeration, 2011, 34(8): 1-10
- [4] RINNAI Corp. Hybrid air conditioner: Japanese Patent 2004-108731 [P]. 2004
- [5] CIMSIT C, TEKIN O I. Analysis of compression absorption cascade refrigeration cycles [J]. Applied thermal engineering, 2012, 40: 311-317.
- [6] COLORADO D, VELAZQUEZ V M. Exergy analysis of a compression-absorption cascade system for refrigeration [J]. International journal of energy research, 2013, 37(14): 1851-1865.
- [7] COLORADO-GARRIDO D. Advanced exergy analysis of a compression-absorption cascade refrigeration system [J]. Journal of energy resources technology, 2018, 15: 1-53.
- [8] KAWADA A, OTKE M, TOYOFKU M. Absorption compression heat pump using TFE/E181 [C]//Proceedings of absorption heat pump conference' 91. Tokyo, Japan, 1991: 121-126.
- [9] GAROUSI L, FARASH I, KHALILI S. Thermoeconomic analysis of a new ejector boosted hybrid heat pump (EBHP) and comparison with three conventional types of heat pumps [J]. Energy, 2018, 169: 1-61.
- [10] PRATIHARA A K, KAUSHIK S C, AGARWAL R S. Simulation of an ammonia-water compression-absorption refrigeration system for water chilling application [J]. International Journal of refrigeration, 2010, 33 (7) : 1386-1394.
- [11] KHELIFA S, MOURAD K, KHALED M R. Thermodynamic and thermo-economic analysis of compression-absorption cascade refrigeration system using low-GWP HFO fluids powered by geothermal energy [J]. International journal of refrigeration, 2018, 94: 214-229.
- [12] 唐鹏武, 陈光明, 唐黎明, 等. 一种新型吸收-压缩复合制冷循环模拟 [J]. 低温工程, 2011(4): 21-26.  
TANG P W, CHEN G M, TANG L M, et al. Simulation of a new combined absorption-compression refrigeration cycle [J]. Cryogenics, , 2011(4): 21-26.
- [13] YE X Y, Liu L M, Li ZY. Performance analysis of solar absorption-subcooled compression hybrid refrigeration system in subtropical city [J]. Front energy, 2017: 1-8.
- [14] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化 [M]. 北京: 科学出版社, 2001.  
DING G L, ZHANG C L. Simulation and optimization of refrigeration and air conditioning device [M]. Beijing: Science Press, 2001.

## EXPERIMENT RESEARCH OF A NEW COMPRESSION HEAT PUMP SYSTEM COUPLED WITH SOLAR ABSORPTION

Liu Lihua<sup>1</sup>, Tang Liming<sup>2</sup>, Chen Guangming<sup>2</sup>, Tang Pengwu<sup>3</sup>

(1. Institute of Civil Engineering, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310033, China;

2. Key Laboratory of Refrigeration and Cryogenics Technology of Zhejiang Province, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;

3. China Shanghai Architectural Design and Research Institute Co., Ltd., Shanghai 200062, China)

**Abstract:** This article provides a new compression heat pump system coupled with solar absorption by absorption subsystem subcooling compression cycle. It is composed of three parts: a vapor-compression subsystem, an absorption subsystem and a solar heat collected subsystem, and this system can be used in summer and winter. The article shows a steady-state experimental research of cooling/heating performance of this new system at constant conditions. When cooling in summer, the new system's minimum cooling  $COP$  is 4.02 with cooled water in the evaporator inlet at the temperature of 12 °C and refrigerant in condenser outlet at the temperature of 50 °C. As compared with conventional compression heat pump at the same constant condition, the novel system cooling  $COP$  improves by 13.88%. When heating in winter, there is a turning temperature of  $COP$ . The new coupled system's minimum heating  $COP$  is 5.44 with the environmental temperature of 16 °C and hot water in condenser outlet at the temperature of 59 °C. As compared with conventional compression heat pump at the same constant condition, the new system heating  $COP$  improves by 11.52%. It shows that the new coupled system has huge advantages and will have an excellent future.

**Keywords:** compression system coupled with absorption; solar energy; heat pump; cooling/heating  $COP$ ; experiment