

文章编号:0253-4339(2014) 06 – 0075 – 07
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2014. 06. 075

两种新型太阳能吸收式制冷系统性能分析

郭 初 李志生 曾 涛

(广东工业大学 土木与交通工程学院 广州 510006)

摘 要 提出了一种带有一体化太阳能热泵的太阳能吸收式制冷系统(新型 B),在合理设定的条件下与传统的系统进行了性能分析比较。结果表明:当太阳辐射强度为 0.95 W/m^2 时,新型 A 系统的制冷能力是传统的 1.6 倍,新型 B 系统是传统的 3.07 倍,当太阳辐射强度为 0.2 W/m^2 时,新型 A 系统的制冷能力与最高辐射强度相比下降了 70%,新型 B 系统仅下降 42.3%,而传统的系统不能制冷;当太阳辐射强度不同时,两种新型太阳能制冷系统通过调节水流量或压缩机转速稳定地提供制冷;在相同的冷凝温度和蒸发温度下,热泵系统的制冷剂 R600a 比 R134a 具有更高的 COP,且在相同制冷量下 R600a 消耗的功率更少;通过经济性分析证明了两新型系统是可行的、经济的。

关键词 太阳能吸收式制冷系统;性能分析;制冷能力;COP;消耗功率

中图分类号: TB61⁺1;TK511.3

文献标识码: A

Performance Analysis on Two New Kinds of Solar-Absorption Refrigeration System

Guo Chu Li Zhisheng Zeng Tao

(School of Civil and Transportation Engineering, Guangdong University of Technology, Guangzhou, 510006, China)

Abstract Proposed a new type of solar absorption refrigeration system with an integration of solar energy heat pump, analyzed their performance compared with the traditional system under a reasonable set of conditions. The results show: when the sun radiation intensity is high (0.95 kW/m^2), the cooling capacity of the new system (A type) is 1.6 times the traditional system, the other new system (B type) is 3.07 times the traditional system, when the sun radiation intensity is low (0.2 kW/m^2), the cooling capacity of the new system (A type) is decreased by 70% compared to high radiation intensity conditions, the other (B type) is decreased only by 42.3%, and the traditional system could not provide refrigeration; two new solar refrigeration systems can operate stably by regulate the water flow or compressor speed with solar radiation intensity varies; under the same evaporation and condensing temperature, R600a heat pump system has higher COP and less power consumption than R134a heat pump system under obtaining same cooling capacity; two new type of system was proved viable and economic through economy analysis.

Keywords solar energy absorption refrigeration system; performance analysis; refrigerating capacity; coefficient of performance; power consumption

科技的高速发展,人类面临着能源日趋紧张和环境污染的威胁,很多国家开始开发利用低品位能源,如太阳能、风能、地热能、工业废热等。这些能源成为关注是因为它们是绿色清洁和可再生能源,且储存量巨大。太阳能是一种取之不尽、用之不竭的清洁能源,充分利用太阳能替代常规能源对建筑节能和减少环境污染都具有很重要的意义。太阳能制冷的概念受到重视是因为制冷空调的需求增长和太阳辐射充足^[1-2]。太阳能制冷是利用太阳能集热器为吸收式制冷机提供其发生器所需要的热媒水,但是,由于太阳能制冷系统的一级溴化锂吸收式制冷机要求热源温度为 $88\sim95\text{ }^{\circ}\text{C}$,要制造达到这个温度范围的高温

太阳能集热器的制造工艺复杂、成本高,是制约太阳能制冷空调系统发展的主要因素^[3]。怎样使太阳能制冷系统稳定可靠的运行是至关重要的。在传统的系统上增加了热泵系统,提出了一种带有一体化太阳能热泵的新型太阳能热泵吸收式制冷系统,分析了系统的性能,研究了提高热泵系统性能的工质。

1 太阳能吸收式制冷系统研究现状

基于以上问题学者做了很多方面的研究。首先,开发了在低强度太阳辐射和低热源环境下工作的结构。Ahachad 研究了能在低温热源下从平板集热器和热水中获得热量而运行的设备^[4]。王剑锋等^[5]研

究了一种改进的吸收式制冷循环,能在 65℃ 的不稳定热源驱动下稳定运行,且在三级制冷循环系统下能够提供 -40℃ 的制冷温度。第二,研究了能量存储设备和满足低温或低强度太阳辐射条件下的辅助热源。Dennis M 等^[6]研究了在冷藏室内的太阳能制冷系统的循环溶液,但不能提供夜间制冷。为了减缓多云天气对系统的影响,Bjurström H 等^[7]提出分别存储再生溶液和制冷剂的理论。Xu S M 等^[8]提出了一种具有先进的能量存储设备的新型太阳能吸收式制冷系统,太阳能集热器吸收的太阳能首先转化为化学能存储在工作液和存储系统中,能解决太阳辐射和制冷之间的不平衡问题。Liu L 等^[9]提出了创新概念的长期能量存储系统,夏天吸收的太阳能通过储存在冬天释放给吸收器。第三,为了确保制冷系统在最佳状态下工作,研究了影响系统性能的参数。Marc O 等^[10]实验研究了热带气候下没有任何辅助系统的太阳能制冷系统。Alkhamis A I 等^[11]研究了集热器面积和存储容积对制冷系统性能的影响,模拟了系统的年平均性能,结果表明集热器面积比存储体积对系统影响大。Sumathy K 等^[12]提出了在相同条件下系统吸收液质量和太阳能集热器面积对系统性能有显著影响。Kaushk S C 等^[13]研究发现系统的性能系数随发生器温度提高而降低,而提高冷凝温度能提高系统高压发生器的性能。Abu Hamdeh N H 等^[14]对活性炭-甲醇吸收式制冷做了大量研究,模型试验和数据分析结果表明 COP 随着吸收液质量的增大而提高,随着水箱容积的增大而提高。万忠民等^[15]在传统的两级吸收式循环的基础上,将高压发生器发生出的 LiBr 溶液与低压吸收器吸收后的溶液混合,使高压吸收器的吸收剂浓度较两级吸收式循环高,理论计算结果表明影响系统整体效率的主要因素是 LiBr 溶液的浓度及驱动热源的可利用温差。

2 新型 B 太阳能吸收式制冷系统

为了降低天气条件对制冷系统的影响,Zhang X J 等^[16]在传统的系统(图 1)基础上增加了热泵系统(新型 A,图 2),本人提出将加入了相变蓄能材料的集热器与热泵系统的蒸发器合为一体的太阳能热泵系统(即新型 B,图 3)。集热器吸收的太阳能或存储在相变蓄能材料里的热量通过热泵系统转化为高品位热源,以驱动制冷系统;另外,此改进相对降低了集热器的热损失。

2.1 新型 B 太阳能吸收式制冷系统的原理

图 3 是新型 B 太阳能吸收式制冷系统原理图,包括太阳能集热系统,热泵系统,吸收式制冷系统,

即在新型 A 系统的基础上,在太阳能集热器中加入相变蓄能材料,且将热泵系统的蒸发器与太阳能集热器合为一体。新型 A 系统包括三个循环系统^[16]:1) 太阳能集热系统的循环:水从集热器吸收热量流入蓄热水箱内,通过水泵与蒸发器换热,降温的水重新回到集热器,在不同的太阳辐射强度下,为了保持蒸发温度的恒定,使用变速水泵调节水流量;2) 热泵系统循环:制冷剂在压缩机-冷凝器 1-节流阀 1-蒸发器 1 循环,蒸发器 1 吸收水的热量通过压缩机把热量传递给冷凝器 1 侧的循环水,这样低品位热源被转化为高品位热源;3) 吸收式制冷系统循环:本系统的工质对是 LiBr-H₂O,制冷剂(水)在冷凝器 2-节流阀 3-蒸发器 2-吸收装置(包括吸收器、溶液泵、蒸发器 2、节流阀 2、溶液热交换器)循环,冷凝器 1 的热量转移到发生器,作为驱动吸收式制冷系统运行的动力,蒸发器 2 能提供冷冻水;由于吸收器中浓溶液吸收低压制冷剂蒸气是一个放热过程,为使吸收过程持续,需不断提供冷却水,冷凝器 2 也需要提供冷却水冷却制冷剂蒸气。新型 B 系统的改进把高峰强度的太阳能存储起来供给太阳辐射变化时使用,通过分析可知提高了系统的 COP 和运行的稳定性。

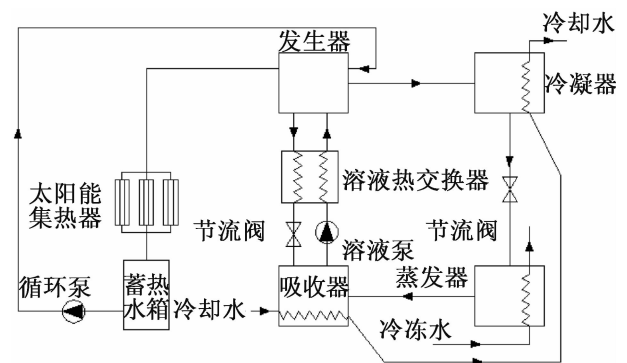


图 1 传统型太阳能吸收式制冷系统原理图

Fig. 1 The principle diagram of traditional solar absorption refrigeration system

2.2 新型 B 系统模型的热力学分析

为了证明新型太阳能吸收式制冷系统的优势,以 R134a 为热泵系统的制冷剂, LiBr-H₂O 溶液为吸收式制冷系统的工质对,假设节流阀前后焓不变,忽略系统各部件热损失,对新型 B 系统作稳态热力学模型分析如下:

1) 太阳能集热系统

由能量平衡知:

$$Q_{uc} = A \times I \times \eta = c_w \times m_w \times \Delta t_w \quad (1)$$

式中: Q_{uc} 为集热器输出有效功率, W; A 为集热器采光面积, m²; I 为太阳辐射强度, W/m²; η 是集热器

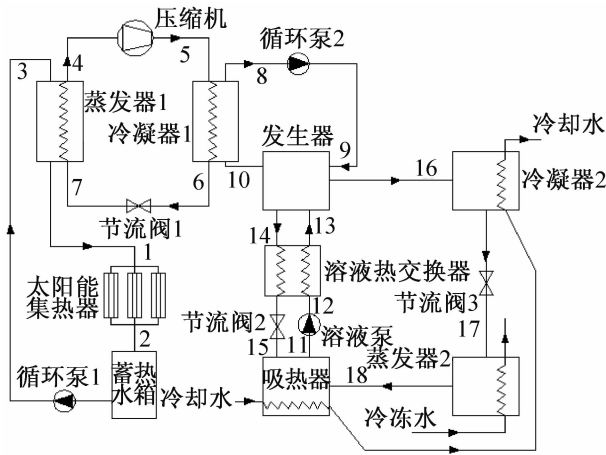


图 2 新型 A 太阳能吸收式制冷系统原理图^[16]

Fig. 2 The principle diagram of new type (A) solar absorption refrigeration system^[16]

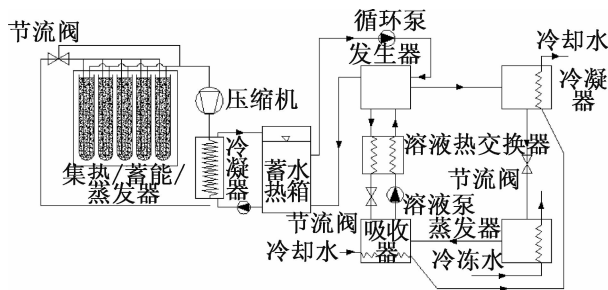


图 3 新型 B 太阳能吸收式制冷系统原理图

Fig. 3 The principle diagram of new type (B) solar absorption refrigeration system

的集热效率; c_w 为水的比热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; Δt_w 为水的变化温度, $^\circ C$, $\Delta t_w = T_2 - T_1$ 。

对于新型 B 热泵系统的低温热源除了集热器吸收的太阳能之外, 还有储存在蓄能材料中的潜热及显热。当忽略太阳能热泵系统热损失时, 得热效率即为太阳能集热器的集热效率^[17]。因此, 为了研究系统运行时蒸发量与太阳能辐射强度的关系, 文献[17]定义了一体化太阳能热泵的得热效率:

$$\eta = \frac{Q_0}{IA} \quad (2)$$

式中: η 为系统的得热效率; Q_0 为集热/蓄能/蒸发器吸热量, W ; I 为太阳辐射强度, W/m^2 ; A 为集热面积, m^2 ;

吴薇等^[18]通过实验分析结果得新型 B 的热泵系统得热效率均大于 1, 平均得热效率 2.56, 而且得热效率的变化规律与太阳能辐射强度的变化规律相反; 白天一体化太阳能热泵系统的 COP 平均为 7.0, 而夜间工作模式下系统的平均 COP 为 6.3。以此数据作为计算依据, 即高太阳辐射强度时得热效率取 1, 低强度时取 2.56; 集热/蓄能/蒸发器吸热量相当于它

的输出有效功率 Q_{uc} 。

2) 热泵系统

蒸发器 1 和冷凝器 1 的热交换量表述为:

$$Q_{e1} = m_{r1}(h_7 - h_4) \quad (3)$$

$$Q_{c1} = m_{r1}(h_5 - h_6) \quad (4)$$

压缩机输入功为:

$$W_c = m_{r1}(h_5 - h_4) \quad (5)$$

式中: m_{r1} 为热泵制冷剂流量, kg/s ; h 为焓值, kJ/kg , 下标表示图示位置 (下同);

热泵系统性能系数为:

$$COP = \frac{Q_{c1}}{W_c} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_4} \quad (6)$$

3) 吸收式制冷系统

由吸收器能量平衡得:

$$m_{15}h_{15} + m_{18}h_{18} = m_{11}h_{11} + Q_a \quad (7)$$

式中: m 为质量流量, kg/s ; Q_a 为吸收器放热量, kW 。

由吸收器质量平衡得:

$$m_{15}\xi_{15} + m_{r2} = m_{11}\xi_{11} \quad (8)$$

式中: ξ 为溶液浓度, %; m_{r2} 为制冷剂 (水) 的质量流量, kg/s 。

由热交换器能量平衡得:

$$m_{13}h_{13} - m_{12}h_{12} = m_{14}h_{14} - m_{15}h_{15} \quad (9)$$

式中: Q_g 为发生器吸收热泵冷凝器的热量, kW , 且 $Q_g = Q_{c1}$ 。

由发生器热量平衡得:

$$m_{13}h_{13} + Q_g = m_{14}h_{14} + m_{16}h_{16} \quad (10)$$

由发生器质量平衡得:

$$m_{13}\xi_{13} = m_{14}\xi_{14} + m_{r2} \quad (11)$$

由冷凝器 2 热量平衡得:

$$m_{16}h_{16} = m_{17}h_{17} + Q_{c2} \quad (12)$$

式中: Q_{c2} 为冷凝器 2 的排热量, kW 。

由蒸发器 2 热量平衡得:

$$m_{17}h_{17} + Q_{c2} = m_{18}h_{18} \quad (13)$$

式中: Q_{c2} 为蒸发器吸热量即制冷量, kW 。

由吸收式制冷系统的能量平衡得:

$$W_p + Q_g + Q_{c2} = Q_{c1} + Q_a \quad (14)$$

吸收式制冷系统制冷系数为:

$$COP_{ars} = \frac{Q_{c2}}{W_p + Q_g} \quad (15)$$

式中: W_p 为溶液泵的功率, kW 。

3 新型 B 系统的性能分析

3.1 新型和传统型系统的性能分析比较

为了定量比较分析新型 B 系统与 A 型、传统型

的性能,相关参数设定值如表 1。

表 2 是两种制冷系统的太阳能集热器性能计算结果,可见新型 A 和传统型系统的太阳能集热器输出功率相同,而新型 B 的集热/蓄能/蒸发器输出功率大大提高,说明在低强度太阳辐射下,蒸发器吸收的热量大部分来自相变储能材料,相变材料对太阳能

起到储存和移峰填谷的作用,在一定程度上减缓了太阳辐射变化对热泵系统的影响。

利用 R134a 的压-焓图计算热泵系统在不同太阳辐射条件下的性能计算结果如表 3。

利用 LiBr 溶液的焓-浓度图计算两种系统的性能结果如表 4。

表 1 相关参数设定值
Tab. 1 Setting value of relevant parameters

太阳能集热器		辐射强度 ^[19] /(W/m ²)		热泵系统 蒸发温度/℃		蒸发器 1 入口水温/℃		压缩机 效率	吸收式制冷 蒸发温度/℃
效率	面积/m ²	低	高	低辐射	高辐射	低辐射	高辐射	0.63	10
0.53	100	200	950	30	60	35	65		

表 2 两种制冷系统的太阳能集热器性能
Tab. 2 Two kinds of refrigeration system of solar collector performance

系统	传统型		新型 A		新型 B	
辐射强度/(W/m ²)	950	200	950	200	950	200
Q_{uc}/kW	49.4	10.4	49.4	10.4	95.0	51.2
$m_w/(kg/s)$	1.179	0.294	1.179	0.294	—	—

表 3 热泵系统在不同太阳辐射下的性能
Tab. 3 The performance of heat pump system under different solar radiation

系统	新型 A		新型 B	
参数	高太阳辐射	低太阳辐射	高太阳辐射	低太阳辐射
Q_{el}/kW	49.4	10.4	95.0	51.2
Q_{cl}/kW	62.8	17.4	110.86	63.97
W_e/kW	13.4	7.0	15.86	12.77
$m_{rl}/(kg/s)$	0.647	0.161	1.045	0.610
COP	4.69	2.49	6.99	5.01

表 4 吸收式制冷系统性能表
Tab. 4 Absorption refrigeration system performance

系统	传统型		新型 A		新型 B	
参数	高太阳辐射	低太阳辐射	高太阳辐射	低太阳辐射	高太阳辐射	低太阳辐射
Q_{e2}/kW	28.77	—	46.26	12.8	88.59	51.06
Q_g/kW	49.4	—	62.8	17.4	110.86	63.97
Q_a/kW	49.0	—	62.4	17.0	110.46	63.57
COP _{ars}	0.574	—	0.735	0.735	0.797	0.797

从表 3 和表 4 可知,在低辐射强度下,新型 A 系统消耗 7.0 kW 的电能能提供 12.8 kW 的制冷量,新型 B 系统消耗 12.77 kW 的电能提供 51.06 kW 的制冷量,而传统的系统由于低太阳辐射下只能提供 35

℃的热水不能驱动吸收式系统制冷;在高辐射强度下,新型 A 系统消耗 13.41 kW 的电能提供 46.26 kW 的制冷量,新型 B 系统消耗 15.86 kW 电能提供 88.59 kW 的制冷量,而传统的系统只能提供 28.77

kW 的制冷量;新型 A 系统的制冷能量是传统的 1.6 倍,新型 B 系统是传统的 3.07 倍,新型 B 热泵系统性能系数 COP 比 A 型更高,而且低辐射强度下的 COP 也高。而 B 型系统热泵性能系数 COP 在夜间也较高,即夜间也能提供给吸收式制冷系统足够热源(这与蓄能材料的多少和蓄热量的多少有关)。由于上述结果是在合理设定的条件下得出的,在实际运行中结果也会变化,但是统计数据足以表明新型 A、B 系统的显著优势。

3.2 制冷剂对热泵系统的影响

影响热泵系统性能的因素很多,其中制冷剂的影响比较大。R134a 在热力学性质和循环特性来说都是 R12 的理想替代物,而碳氢化合物制冷剂(如 R600a)重新受到重视^[20]。假设热泵系统的冷凝温度设定为 93 ℃,运用 EES(Engineering Equation Solver)软件分析多种制冷剂的压-焓图,发现 R134a 和 R600a 的临界温度超过了 93 ℃。为此选用 R134a 和 R600a 来分析制冷剂对热泵系统的影响,软件输入的设置参数值为本研究设定的合理值(表 1),不同蒸发温度下的制冷量分别为:30 ℃(12.8 kW)、60 ℃(46.26 kW)作为计算依据(表 4),并另计算 45 ℃、75 ℃下的 COP 值与电能消耗,结果如图 4、图 5 所示。

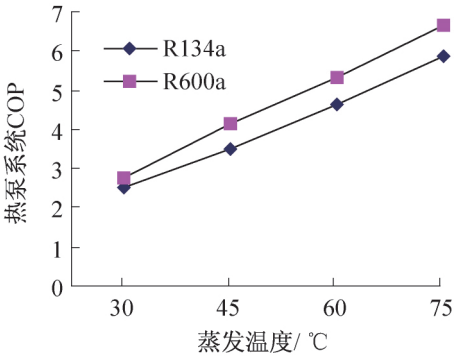


图 4 热泵系统在不同蒸发温度下的 COP
Fig. 4 The COP of heat pump system in different evaporation temperature

图 4 表明热泵系统使用 R600a 制冷剂比 R134a 制冷剂具有更高的 COP,也就是说 R600a 热泵系统比 R134a 能更好的利用太阳能;图 5 为在不同蒸发温度、相同制冷量条件下 R134a 和 R600a 的耗电量比较,可以看出新型太阳能-热泵-吸收式制冷系统在相同的制冷量下 R600a 热泵系统比 R134a 消耗的电量更少。中高温热泵工质的理论计算还可以采用 CSD 方程^[21]计算,提出作对比参考,理论计算与软件计算结果非常接近。而由工质的物性参数值计算得出的不同工下的况性能参数可知^[22]:R134a 在 93 ℃时的冷凝压力超过了 3.0 MPa,超过了一般压缩机承压能

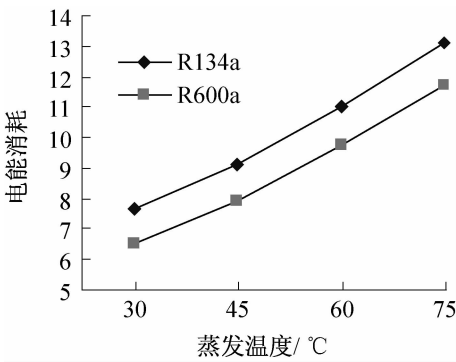


图 5 热泵系统在不同蒸发温度下的耗电量
Fig. 5 The power consumption of heat pump system in different evaporation temperature

力,而 R600a 各项性能都较好,能制取高温热水,冷凝压力也较低,对实际运行也更合适。

4 三种系统的经济性分析

对于三种太阳能吸收式制冷系统,它们的初投资 P 由吸收式制冷机、太阳能集热器、热泵机组、一体化太阳能热泵、蓄热水箱、水泵组成。每年等额支付的成本 A 为:

$$A = \frac{P(1+i)^n \times i}{(1+i)^n - 1}$$
 (16)

式中: n 为设备使用年限,取 20 年, i 为贷款利率,取 5.31%。年运行费用 R 包括水泵运行费、燃气消耗费、电量消耗费,全年费用 T 为:

$$T = A + R$$
 (17)

为了评价 3 种系统的经济性,将具有相同制冷量和全年运行功能的系统进行比较,对象为中型中央空调系统,设制冷量为 100 kW,运行时间为 10 h/d,年运行 180 天(传统型辅助消耗燃气、新型消耗电量)。有关参数的取值如表 5,计算结果如表 6。

表 5 经济性分析中参数取值表 Tab.5 Parameters of economic analysis			
项目	取值/元	项目	取值/元
吸收式制冷机	200000	热泵机组	20000
太阳能集热器	720/m²	水泵	4000
一体化集热器	92000	天然气价	3.5/m³
蓄热水箱	1000	电价	0.61/(kW·h)
天然气热值	35.6 MJ/m³	COP	理论计算值

注:各参数的取值均出自自相关的设备公司提供的价格。

由表 6 可以看出,两种新型系统的总费用比传统型低,新型 B 系统全年运行费用和总费用最低,与传统型相比,每年能节约总费用 55919 ~ 80083 元。通

通过对 3 种系统的经济性分析证明:两种新型太阳能吸收式制冷系统是可行的、经济的,特别是在太阳辐射强度较高的地区使用新型系统是很有价值的、经济的选择。

表 6 三种系统的经济性分析比较结果
Tab.6 Economic analysis of the comparison results of three kinds of system

运行模式	低太阳辐射			高太阳辐射		
系统	传统型	新型 A	新型 B	传统型	新型 A	新型 B
A/(元/年)	22815	24792	26439	22815	24792	26439
R/(元/年)	111168	60046	27461	79200	31829	19657
T/(元/年)	133983	84838	53900	102015	56621	46096

5 结论与展望

通过热泵系统把太阳能收集的低品位热能向高品位热能转化,以驱动吸收式制冷系统的运行。为了定量分析两种新型系统和传统系统的不同,根据全国大致日太阳辐射强度曲线选择 200 W/m² 和 950 W/m² 作为估计值、选择合适的参数条件下定量计算,结果如下:

1)在高太阳辐射强度下,新型 A 系统的制冷能力是传统系统的 1.7 倍,而新型 B 系统的制冷能力是传统的 3.07 倍;在低辐射强度下,新型 A 系统的制冷能力降低了 70%,新型 B 系统的制冷能力仅降低 42.3% 而保持较高水平,而传统系统不能提供制冷。

2)在不同太阳辐射强度条件下,新型 A 系统通过调节太阳能集热系统的水流量稳定地提供制冷,在阴雨天或太阳辐射不足时热泵系统辅助提供热量,而新型 B 系统通过调节压缩机转速保持稳定制冷量,在阴雨天或太阳辐射不足时相变蓄能材料或热泵系统提供热量。

3)两种新型系统中热泵系统在相同的蒸发温度和冷凝温度下,使用 R600a 制冷剂比 R134a 制冷剂有更高的 COP,且吸收式制冷系统在相同的制冷能力下,R600a 热泵系统消耗的电能更少。

4)通过经济性分析证明了两种新型系统是可行的、经济的。

随着太阳能集热技术的成熟,太阳能制冷系统的市场将会越来越大。当前需要进一步研究如何增强系统的热质交换率,研究更高效的太阳能集热器;针对太阳辐射的不稳定性,开发具有蓄能作用的太阳能集热器也是一个重要研究方向,通过相变材料存储太阳能和热泵系统结合使系统运行更稳定;同时优化系统和开发自动控制系统以提高系统的性能系数。

参考文献

[1] Hwang Y, Radermacher R, Kubo I. Review of solar cooling technologies [J]. HVAC&R Research, 2008, 14 (3): 507-528.

[2] Kim D S, Ferreira C A. Solar refrigeration options-a state-of-the-art review [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31 (1): 3-15.

[3] 马伟斌,梅建滨,李骞洪,等. 太阳能空调系统性能分析 [J]. 制冷学报, 2000 (4): 13-16. (Ma Weibin, Mei Jianbin, Li Jianhong, et al. The performance analysis of solar air-conditioning system [J]. Journal of Refrigeration, 2000 (4): 13-16.)

[4] Ahachad M, Charia M, Bernatchou A. Solar absorption heat transformer applications to absorption refrigeration machines [J]. International Journal of Energy Research, 1993, 17 (8): 719-726.

[5] 王剑锋,高广春,陈光明. 低品位不稳定热源驱动的吸收制冷循环研究 [J]. 低温工程, 1999 (2): 34-38. (Wang Jianfeng, Gao Guangchun, Chen Guangming. Study on an improved absorption refrigeration cycle driven by unsteady thermalsources below 100℃ [J]. Cryogenics, 1999 (2): 34-38.)

[6] Dennis M, Garzoli K. Use of variable geometry ejector with cold store to achieve high solar fraction for solar cooling [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34 (7): 1626-1632.

[7] Bjurström H, Raldow W. The absorption process for heating, cooling and energy storage-an historical survey [J]. International Journal of Energy Research, 1981, 5 (1): 43-59.

[8] Xu S M, Huang X D, Du R. An investigation of the solar powered absorption refrigeration system with advanced energy storage technology [J]. Solar Energy, 2011, 85 (9): 1794-1804.

(下转第 118 页)

- [7] Ren G, Heo S, Kim T H, et al. Response surface method-based optimization of the shroud of an axial cooling fan for high performance and low noise[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2013, 27(1): 33-42.
- [8] Lee S, Heo S, Cheong C. Prediction and reduction of internal blade-passing frequency noise of the centrifugal fan in a refrigerator[J]. International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid, 2010, 33(6): 1129-1141.
- [9] Kim S, Heo S, Cheong C, et al. Numerical and experimental investigation of the bell-mouth inlet design of a centrifugal fan for higher internal flow rate[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2013, 27(8): 2263-2273.
- [10] 丁国良, 胡俊伟. 导流罩对空调器室外机噪声的影响[J]. 机械工程学报, 2006, 42(3): 136-141. (Ding Guoliang, Hu

Junwei. Effect of the deflecting ring on the noise generated by an air conditioner outdoor set[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(3): 136-141.)

通信作者简介

王正, 男(1986-), 在读博士研究生, 合肥工业大学机械与汽车工程学院, 15955191344, E-mail: wangzh862010@hotmail.com. 研究方向: 家电产品中的气流流动、传热与气动噪声。

About the corresponding author

Wang Zheng(1986-), male, Ph. D., Candidate, School of Mechanical and Automotive Engineering, Hefei University of Technology, 15955191344, E-mail: wangzh862010@hotmail.com. Research fields: air flow, heat transfer and aeroacoustic performance in household appliance.

(上接第80页)

- [9] Hui L, Edem N T K, Nolwenn L P, et al. Evaluation of a seasonal storage system of solar energy for house heating using different absorption couples[J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(6): 2427-2436.
- [10] Marc O, Lucas F, Sinama F, et al. Experimental investigation of a solar cooling absorption system operating without any backup system under tropical climate[J]. Energy and Buildings, 2010, 42(6): 774-782.
- [11] Alkhamis A I, Sherif S A. Feasibility study of a solar-assisted heating/cooling system for an aquatic centre in hot and humid climates[J]. International Journal of Energy Research, 1997, 21(9): 823-839.
- [12] Sumathy K, Yong L, Steinhagen H M, et al. Performance analysis of a modified two-bed solar-adsorption air-conditioning system[J]. International Journal of Energy Research, 2009, 33(7): 675-686.
- [13] Kaushik S C, Bhardwaj S C. Theoretical analysis of ammonia-water absorption cycles for refrigeration and conditioning systems[J]. International Journal of Energy Research, 1982, 6(3): 205-225.
- [14] Abu Hamdeh N H, Al-Muhtaseb M A. Optimization of solar adsorption refrigeration system using experimental and statistical techniques[J]. Energy Conversion and Management, 2010, 51(8): 1610-1615.
- [15] 万忠民, 杜健嵘, 舒水明, 等. 新型太阳能降压吸收式制冷空调系统特性的理论分析[J]. 制冷学报, 2007, 28(1): 49-53. (Wan Zhongmin, Du Jianrong, Shu Shuiming, et al. Theoretical analysis on characteristics of a new type of absorption refrigeration cycle for solar air-conditioning[J]. Journal of Refrigeration, 2007, 28(1): 49-53.)
- [16] Zhang X J, Song B J, Bai Q Y, et al. Performance analysis on a new type of solar air conditioning system[J]. Energy and Buildings, 2013, 60: 280-285.
- [17] 王崇杰, 管振忠, 薛一冰, 等. 渗透型太阳能空气集热器集热效率研究[J]. 太阳能学报, 2008, 29(1): 35-39.

(Wang Chongjie, Guan Zhenzhong, Xue Yibing, et al. Simulation study on unglazed transpired solar air collector[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2008, 29(1): 35-39.)

- [18] 吴薇, 程清, 卫梁彦. 一体化太阳能热泵热水器实验研究[J]. 太阳能学报, 2012, 33(7): 1199-1204. (Wu Wei, Cheng Qing, Wei Liangyan. Experimental study on integrated solar heat pump water heater[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2012, 33(7): 1199-1204.)
- [19] 卫梁彦, 王玲珑, 吴薇. 一体化太阳能热泵热水器运行特性的实验研究[J]. 南京师范大学学报(工程技术版), 2011, 11(3): 36-43. (Wei Liangyan, Wang Linglong, Wu Wei. Experimental study on the operating characteristics of solar heat pump water heater integrated with collector, storage and evaporation[J]. Journal of Nanjing Normal University(Engineering and Technology Edition), 2011, 11(3): 36-43.)
- [20] Fischer S K, Fairchild P D, Hughes P J. Global warming implications of replacing CFCs[J]. ASHRAE Journal, 1992, 34(4): 14-25.
- [21] 张昌. 用CSD方程计算R290、R600、R600a、戊烷的热力性质[J]. 制冷, 1996(4): 58-61. (Zhang Chang. CSD equation of state was used to calculate thermodynamic properties of hydrocarbon[J]. Refrigeration, 1996(4): 58-61.)
- [22] 丁国良, 张春路, 赵力. 制冷空调新工质[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2003.

作者简介

郭初, 男(1988-), 硕士研究生, 广东工业大学土木与交通工程学院, 15622378619, E-mail: eagleguo@126.com. 研究方向: 建筑节能、暖通空调新技术。

About the author

Guo Chu(1988-), male, Master Candidate, School of Civil and Transportation Engineering, Guangdong University of Technology, E-mail: eagleguo@126.com. Research fields: Building energy conservation and New technology in HVAC.