

# 太阳能双吸收式热变换器系统的热力性能研究

王汉治<sup>1,2</sup>, 李华山<sup>1,2</sup>, 王显龙<sup>1</sup>, 王令宝<sup>1,2</sup>, 卜宪标<sup>1</sup>

(1.中国科学院 广州能源研究所,中国科学院 可再生能源重点实验室,广东 广州 510640; 2.中国科学院大学,北京 100049)

**摘要:**建立了一种太阳能双吸收式热变换器的数学模型,研究了设计工况以及不同环境因素影响下的系统热力性能,分析了太阳辐射强度、环境温度、集热温度、吸收/蒸发温度和温升对系统热效率和制热功率的影响。研究表明:系统存在最佳的吸收/蒸发温度;辐射强度增加时系统性能明显提高,辐射强度从 $0.3\text{ kW/m}^2$ 变化到 $1.0\text{ kW/m}^2$ 时,系统热效率提高了10.9%,制热功率增加了10.6倍;随环境温度或集热温度的升高,系统性能呈现了先升后降的趋势,在环境温度为 $26\text{ }^\circ\text{C}$ 或集热温度为 $82\text{ }^\circ\text{C}$ 时,系统性能分别达到最佳;最佳集热温度随着辐射强度的增大和环境温度的升高呈升高趋势。

**关键词:**太阳能平板集热器;双吸收式热变换器;集热温度;热力性能

中图分类号:TK123;TK51 文献标志码:A 文章编号:1671-5292(2016)03-0317-07  
DOI:10.13941/j.cnki.21-1469/tk.2016.03.001

## 0 引言

太阳能热利用是实现能源替代、减少环境污染的重要途径。我国是太阳能热利用大国,截止2014年,我国太阳能集热系统保有量已达4.14亿 $\text{m}^2$ <sup>[1]</sup>。平板型集热器和真空管型集热器是我国现阶段应用最广泛的太阳能热转换设备,但受集热温度的限制,其绝大部分用于供热水和采暖。目前,我国太阳能热利用量仅占一次能源供应的1%左右<sup>[2]</sup>。

吸收式热变换器(AHT,又称为第二类吸收式热泵)是一种能够将部分低温位热能提升到较高温位的装置<sup>[3]</sup>。将太阳能与AHT技术结合,可以利用太阳能低温热转换设备(如平板型集热器或真空管型集热器),低成本地生产 $100\text{ }^\circ\text{C}$ 以上的热能,受到了国内外研究人员的广泛关注<sup>[4-14]</sup>。Nomura和Nobuya论证了利用太阳能AHT生产高于 $100\text{ }^\circ\text{C}$ 的过热蒸汽用于工业干燥的可行性<sup>[5]</sup>。Gomri利用平板集热器建立了一套太阳能AHT海水淡化系统,利用热力学方法对该系统在典型日的整体性能以及系统性能进行了分析<sup>[6]</sup>。Rivera对基于太阳池的太阳能AHT进行了理论

与实验研究,获得了AHT系统的运行特性<sup>[7-18]</sup>。Chen分析了恒温三热源内可逆太阳能AHT循环在线性传热时的系统性能,推导出了系统的最大COP<sup>[12]</sup>。凌辰研究了太阳能AHT的变工况特性,明确了蒸发温度、冷凝温度、发生温度以及吸收温度对AHT性能的影响规律<sup>[13]</sup>。刘锋构建了一套太阳能AHT蒸汽系统,探讨了太阳辐照强度、环境温度以及蒸汽凝水回收率对制热量和系统热效率的影响,并开展了经济性分析<sup>[14]</sup>。值得一提的是,上述研究均是针对单级AHT系统,虽然已取得了较大的进展,但单级AHT的温升仅为 $30\text{ }^\circ\text{C}$ 左右,只适用于对温升要求不高的场合<sup>[15]</sup>。

近年来,研究人员提出了多种高温升的AHT系统,其中双吸收式热变换器(DAHT)不仅可以达到与两级AHT同等程度的温升,而且具有结构简单,制造成本低等优点<sup>[16-19]</sup>。为了进一步拓宽太阳能AHT的适用范围,本文基于平板集热器提出一种太阳能双吸收式热变换器系统(SDAHT),并建立数学模型,对系统进行了热力学分析,研究外界环境及操作参数对系统性能的影响规律。

收稿日期:2015-11-22。

基金项目:国家自然科学基金项目(51106161);中科院可再生能源重点实验室基金项目(y507j71001);广东省科技计划项目(2013B010405013)。

通讯作者:卜宪标(1979-),男,副研究员,从事吸附吸收制冷、余热利用及发电技术研究工作。E-mail:buxb@ms.giec.ac.cn

## 1 太阳能双吸收式热变换器

### 1.1 工作原理

如图 1 所示,SDAHT 系统主要包括太阳能集热部分和 DAHT 部分。从太阳能集热器出来的中温热水分流后,分别用于加热蒸发器和发生器中的工质。DAHT 的循环过程中,浓溶液和冷剂水分成了两个路径进行循环。

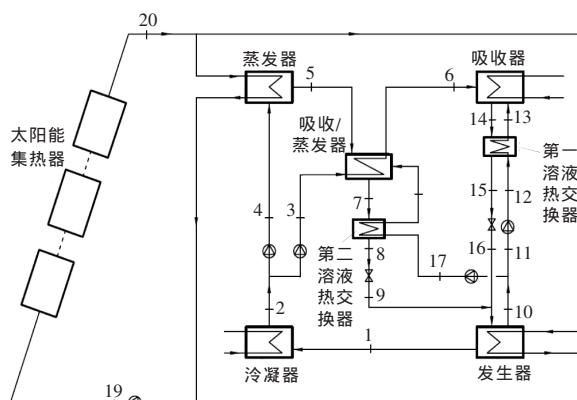


图 1 SDAHT 系统示意图  
Fig.1 Schematic diagram of SDAHT

DAHT 循环原理:发生器中的  $H_2O/LiBr$  稀溶液在被中温热源加热后变成浓溶液并产生冷剂蒸气,冷剂蒸气进入到冷凝器中冷凝成饱和态液体。从冷凝器出来的冷剂分两个部分进行循环:一部分进入蒸发器被加热成饱和蒸气,然后进入吸收/蒸发器中被浓溶液吸收,放出热量;另一部分冷剂在流经吸收/蒸发器后被加热到较高温度,然后再进入吸收器中被浓溶液吸收,放出高温热量,对外供热。溶液也分为两部分进行循环:从发生器中出来的浓溶液被分流,分别进入吸收/蒸发器和蒸发器中,各自与冷剂完成吸收过程,变为稀溶液流回到发生器中。在发生器和吸收/蒸发器、蒸发器中间分别有一个溶液热交换器,用于回收从吸收/蒸发器和蒸发器中出来的高温稀溶液的部分热量。

### 1.2 数值模型

#### 1.2.1 太阳能平板集热器数值模型

为了简化计算,做如下假设:①太阳能集热器处于稳定工作状态;②在研究的时间段内,环境温度、太阳辐射强度为定值;③集热器采光面无污染物覆盖、无其他周围物体的遮挡;④不计管路中的热损失<sup>[14]</sup>。

太阳能集热器转换的有用能  $Q_u$ 、有效太阳辐射能  $Q_s$  和集热器效率  $\eta_c$  的关系如下<sup>[7],[8]</sup>:

$$Q_u = Q_s \eta_c \quad (1)$$

其中:  $Q_u = m_c C_p (T_{20} - T_{19}) \quad (2)$

$$Q_s = I A_c \quad (3)$$

$$\eta_c = F_R [(\tau\alpha) - U_L \frac{T_{19} - T_0}{I}] \quad (4)$$

式中:  $C_p$  为太阳能集热器工质(水)的定压比热容,  $C_p = 4.18 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $m_c$  为集热器中工质(水)的流量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;  $I$  为太阳辐射强度,  $\text{kW}/\text{m}^2$ ;  $A_c$  为集热器的吸热面积,  $\text{m}^2$ ;  $T_0$  为环境温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $T_{19}$  为集热器工质的进口温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $T_{20}$  为集热器工质的出口温度(又称集热温度  $T_c$ ),  $^\circ\text{C}$ ;  $F_R$  为集热器的热转移因子;  $(\tau\alpha)$  为集热器的透过吸收积;  $U_L$  为集热器总热损失系数。

#### 1.2.2 DAHT 数值模型

影响 DAHT 循环的因素很多。为简化计算,模型中只考虑主要过程的影响,因此本文做如下模型假设<sup>[14],[17]</sup>:

- ①系统处于热平衡和稳定流动状态;
- ②系统散热损失和流动阻力损失可以忽略;
- ③冷凝器、蒸发器以及吸收/蒸发器出口的制冷剂为饱和状态;
- ④发生器、吸收器以及吸收/蒸发器出口的  $H_2O/LiBr$  溶液均为饱和状态;
- ⑤流体流经节流阀的过程是等焓过程;
- ⑥蒸发器和发生器温度相同;
- ⑦冷却水温度等于环境温度;
- ⑧泵功的影响可以忽略。

本文建立的 DAHT 数值模型涉及质量平衡方程和能量平衡方程。循环中的  $H_2O/LiBr$  溶液的物性根据 Patek 和 Klomfar 给出的经验公式计算<sup>[20]</sup>。

质量平衡方程:

$$\sum m_{in} - \sum m_{out} = 0 \quad (5)$$

$$\sum m_{in} x_{in} - \sum m_{out} x_{out} = 0 \quad (6)$$

能量平衡方程:

$$(\sum m_{in} h_{in} + \sum Q_{in}) - (\sum m_{out} h_{out} + \sum Q_{out}) + W = 0 \quad (7)$$

式中:  $m$  为流量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;  $h$  为工质的比焓,  $\text{kJ}/\text{kg}$ ;  $x$  为  $H_2O/LiBr$  溶液的浓度, %;  $Q$  为各个部件中的热量交换值,  $\text{kW}$ ;  $W$  为泵对流体做的功,  $\text{kW}$ ; 下角标 in 表示流入, out 表示流出。

#### 1.2.3 系统性能评价参数

本文研究的参数有 DAHT 的热效率  $COP_{DAHT}$ , SDAHT 的综合热效率  $COP_{SDAHT}$ , 太阳能平板集热器效率  $\eta_c$  和通过吸收器对外的供热功率  $Q_{Abs}$ 。

$$COP_{DAHT} = \frac{Q_{Abs}}{Q_{Exp} + Q_{Gen}} \quad (8)$$

$$COP_{SDAHT} = \frac{Q_{Abs}}{Q_s} \quad (9)$$

## 2 计算结果与分析

### 2.1 设计工况性能分析

表 1 给出了 SDAHT 模型中几个主要设备的设计换热温差表达式。具体的系统设计参数值在表 2 中给出。

表 1 SDAHT 换热设备的设计温差  
Table 1 Designed temperature difference of heat transfer equipments in SDAHT system

温度参数	表达式
集热温度 $T_c/^\circ\text{C}$	$T_c = T_{Gen} + 10 \quad (T_c = T_{Exp} + 10)$
集热器入口温度 $T_{19}/^\circ\text{C}$	$T_{19} = T_{Gen} + 5 \quad (T_{19} = T_{Exp} + 5)$
吸收器入口水温 $T_6/^\circ\text{C}$	$T_6 = T_{Abs} - 3$
冷凝器温度 $T_{Con}/^\circ\text{C}$	$T_{Con} = T_0 + 8$

表 2 设计工况下的具体参数值与计算值  
Table 2 Parameters and calculated values in designed working conditions

参数	数值
发生器温度 $T_{Gen}/^\circ\text{C}$	70
蒸发器温度 $T_{Exp}/^\circ\text{C}$	70
冷凝器温度 $T_{Con}/^\circ\text{C}$	36
吸收/蒸发器温度 $T_{Abs}/^\circ\text{C}$	104
吸收器温度 $T_{Abs}/^\circ\text{C}$	135
环境温度 $T_0/^\circ\text{C}$	28
集热温度 $T_c/^\circ\text{C}$	80
集热器入口水温 $T_{19}/^\circ\text{C}$	75
有效辐射强度 $I/\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$	0.6
集热器有效吸热面积 $A_s/\text{m}^2$	100
泵效率 $\eta_p$	0.7
第一溶液热交换器能效	0.8
第二溶液热交换器能效	0.8
集热器工质(水)的流量 $m_s/\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	1.27
DAHT 效率 $COP_{DAHT}/\%$	27.5
集热器效率 $\eta_c/\%$	44.2
系统总热效率 $COP_{SDAHT}/\%$	12.1
制热功率 $Q_{Abs}/\text{kW}$	7.258

计算结果表明,在太阳辐射强度  $I$  为  $0.6\text{ kW/m}^2$ , 集热温度  $T_c$  为  $80^\circ\text{C}$ , 环境温度  $T_0$  为  $28^\circ\text{C}$  时,系统总热效率  $COP_{SDAHT}$  和制热功率  $Q_{Abs}$  分别为  $12.1\%$  和  $7.258\text{ kW}$ 。

### 2.2 变工况性能分析

图 2 给出了太阳辐射强度对系统性能的影响规律。从图 2 中可以看出,太阳辐射强度的变

化会对系统的性能产生很大的影响。在其他条件为设计工况、辐射强度从  $0.3\text{ kW/m}^2$  变化到  $1.0\text{ kW/m}^2$  时,集热器的效率提高了  $39.7\%$ ,系统热效率提高了  $10.9\%$ ,制热功率提高了  $10.6$  倍,制热能力明显增强。

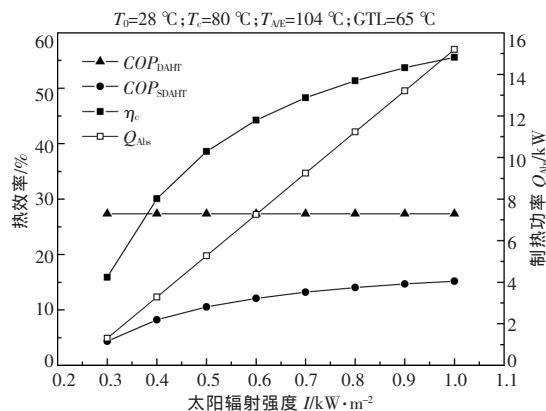


图 2 系统性能随太阳辐射强度的变化  
Fig.2 System performance vs solar radiation intensity

由式(4)可以得出,集热器的效率随环境温度呈线性变化。当环境温度升高时,DAHT 系统的循环倍率增加,从而导致 DAHT 系统的热效率不断降低。因此,系统的综合热效率和制热功率随环境温度存在一个先升高后降低的变化趋势。系统性能随环境温度的变化如图 3 所示。

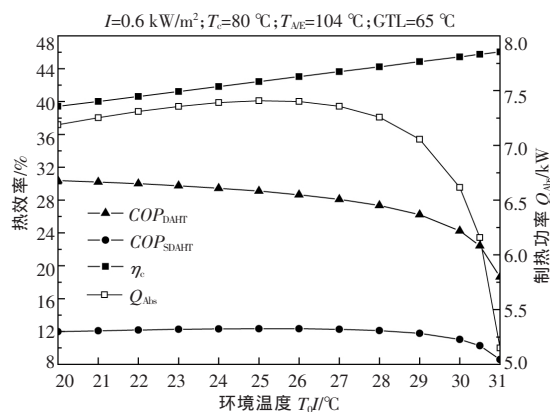


图 3 系统性能随环境温度的变化  
Fig.3 System performance vs ambient temperature

图 3 给出在设计工况下环境温度从  $20^\circ\text{C}$  变化到  $31^\circ\text{C}$  时的系统性能变化。在这个温度变化范围内,集热器的效率提高了  $6.6\%$ ,而 DAHT 热效率从  $30.4\%$  降低到  $18.6\%$ 。系统热效率以及制热量在环境温度为  $26^\circ\text{C}$  左右时达到一个最高点;在温度超过  $30^\circ\text{C}$  时,系统性能急剧下降,基本失去制热能力。这是由于在设定的控制条件下,当环境

温度升高时,DAHT 系统的发生器压力增大,从而导致循环倍率急剧增加所致。此时,可以通过降低太阳能集热器内的循环水流量来提高蒸发温度和发生温度,从而改善系统的性能。

图 4 中给出了在设计工况下,集热温度从 78.5 °C 提高到 100 °C 时,系统性能随集热温度的变化曲线。如图 4 所示,系统性能随集热温度的变化也存在一个先增后减的趋势。在集热温度为 82 °C 时,系统的热效率和制热量达到了最大值,分别为 12.5% 和 7.448 kW。在集热温度达到 82 °C 之前,系统性能随 DAHT 系统的热效率提高而提高;当集热温度超过 82 °C 时,系统性能的下落主要是因为集热器效率降低所致。系统性能达到最优时的集热温度称为最佳集热温度。从图 4 中可以看出,系统达到最佳集热温度后仍继续提高集热温度,其效率会降低。因为此时提高集热温度对提高 DAHT 系统热效率的作用很小,但太阳能集热器的热效率却会继续直线下降。

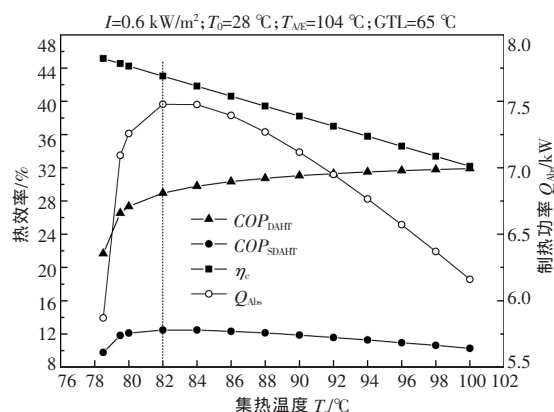


图 4 系统性能随集热温度的变化  
Fig.4 System performance vs collector temperature

图 5 给出了 SDAHf 系统性能随吸收/蒸发温度的变化规律。在其他参数不变的条件下,吸收/蒸发温度过低会造成吸收器入口水温偏低、压力下降,不利于提高系统的性能;而当吸收/蒸发温度过高时,吸收/蒸发器的工作状况会恶化,同样不利于提高系统的整体性能。所以,在特定的设计工况下,要选择合适的吸收/蒸发温度才能获得最佳的系统性能。在本文的设计工况下,最佳吸收/蒸发温度为 104 °C。在该温度下,系统的热效率和制热功率分别达到 12.1% 和 7.258 kW。

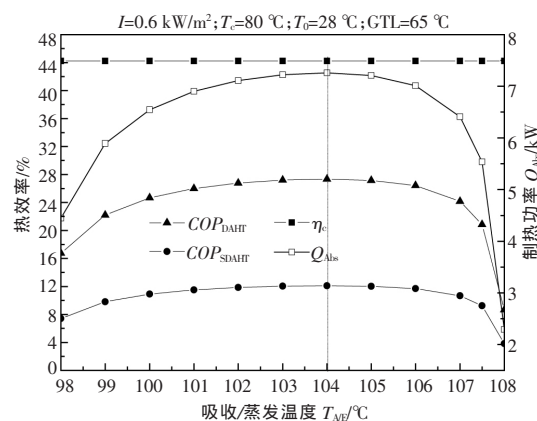


图 5 系统性能随吸收/蒸发温度的变化  
Fig.5 System performance vs absorber/evaporator temperature

图 6 给出了系统性能随 DAHT 温升的变化。随着 DAHT 温升提高,系统性能下降,且随着温升的继续提高,其下降幅度越来越大。因此,在提高供热温度的同时,必然会对系统效率产生一定的负面影响。

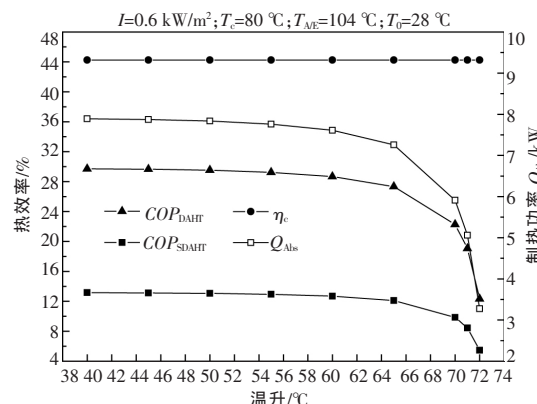


图 6 系统性能随温升的变化  
Fig.6 System performance vs gross temperature lift

通过以上分析可见,系统性能随集热温度的变化存在一个最佳值,优化不同工况下的集热温度对工程实践具有重要的意义。图 4 仅分析了设计工况下系统性能随集热温度的变化,并找到了最佳的集热温度,以下将进一步分析在不同环境条件下系统性能随集热温度的变化规律。

图 7 揭示了在太阳辐射强度变化的情况下,系统热效率和制热功率随集热温度的变化。辐射强度为 0.3 kW/m<sup>2</sup> 时的最佳集热温度出现在 79 °C 左右,而辐射强度变化到 0.9 kW/m<sup>2</sup> 时的最佳集热温度出现在 86 °C 左右,最佳集热温度随辐射强度提高而升高。

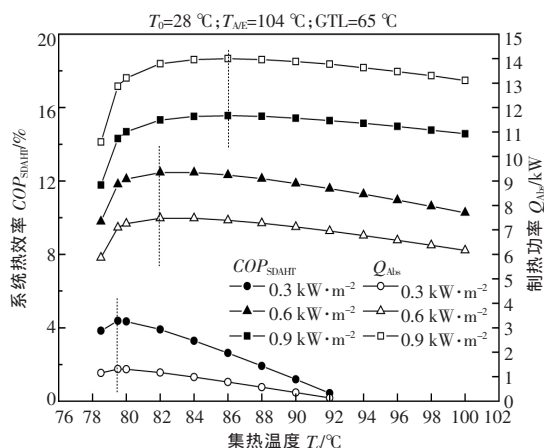


图7 不同太阳辐射强度下,系统热效率和制热功率随集热温度的变化

Fig.7  $COP_{SDAHf}$  and heating capacity vs collector temperature under different solar radiation intensity

图8给出了在不同环境温度下系统热效率和制热效率随集热温度的变化趋势。系统的最佳集热温度随环境温度的升高而升高。当环境温度为20℃时,最佳集热温度为77℃左右;当环境温度为30℃时,最佳集热温度为84℃左右。

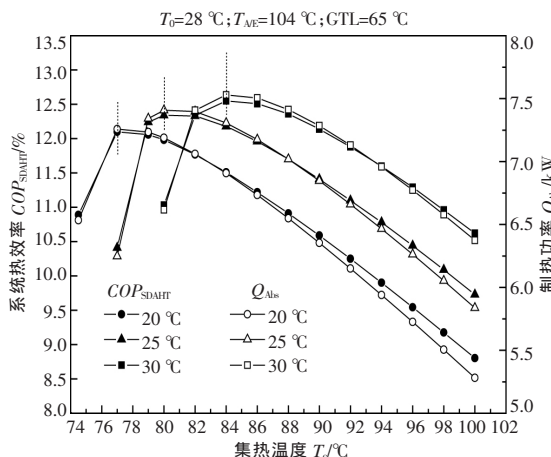


图8 不同环境温度下,系统热效率和制热功率随集热温度的变化

Fig.8  $COP_{SDAHf}$  and heating capacity vs collector temperature under different ambient temperature

### 3 结论

本文建立了一种太阳能双吸收式热变换器的数值模型,并在此基础上研究了不同操作参数和环境因素影响下的系统性能。通过对吸收/蒸发温度、温升参数、太阳辐射强度、环境温度和集热温度对系统性能的影响研究,得出如下结论。

太阳辐射强度对系统性能具有显著的影响。随辐射强度的增加,集热器效率、系统热效率以及

制热功率都明显提高。在设计工况下,辐射强度从0.3 kW/m<sup>2</sup>变化到1.0 kW/m<sup>2</sup>时,系统热效率提高了10.9%,制热功率提高了10.6倍,制热能力明显增强。

提高环境温度有利于集热系统热效率的提高;但同时也会使DAHT系统的循环倍率增加,热效率下降。因此系统的热效率和制热功率随环境温度的升高呈现先增后减的趋势。当环境温度超过30℃时,系统性能急剧下降。

集热温度对系统不同部件的性能参数影响规律也是不同的。提高集热温度也会相应提高集热器的入口温度,从而使集热器的热效率降低。但是,提高集热温度能够提高DAHT的热效率。因此,系统存在着最佳集热温度,在设计工况下的最佳集热温度约为82℃。最佳集热温度随着辐射强度的增大和环境温度的升高呈升高趋势。

系统存在一个最佳的吸收/蒸发温度。在设计工况下,最佳吸收/蒸发温度为104℃。该最佳温度下的系统热效率和制热功率分别达到12.1%和7.258 kW;随着吸收/蒸发温度的升高或降低,系统性能都会出现明显的下降。

### 参考文献:

- [1] 王克强,陈新昊.太阳能热水系统应用现状及发展趋势[J].中国太阳能产业资讯,2015(9):18-19.
- [1] Wang Keqiang, Chen Xinhao. Application status and development trend of solar water heating system [J].China Solar Industry Information, 2015(9): 18-19.
- [2] 刘丹,金红光.应大力发展中低温太阳能互补发电技术[J].中小企业管理与科技,2010(14):70-71.
- [2] Liu Dan, Jing Hongguang. Low-temperature solar hybrid power technology should be vigorously expanded [J]. Management & Technology of SME, 2010(14): 70-71.
- [3] Rivera W, Best R, Cardoso M J, et al. A review of absorption heat transformers [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 91: 654-670.
- [4] Gomme K, Grossman G. Process steam generation by temperature boosting of heat from solar ponds [J]. Solar Energy, 1988, 41(1): 81-89.
- [5] Nomura T, Nobuya N. Thermal performance and evaluation of superheated steam drying system using solar-assisted absorption heat transformer [J]. Drying Technology, 1992, 10(3): 659-677.
- [6] Gomri R. Energy and exergy analyses of seawater desali-

- nation system integrated in a solar heat transformer [J]. Desalination, 2009, 249(1): 188–196.
- [7] Rivera W, Romero R. Evaluation of a heat transformer powered by a solar pond[J]. Solar Energy Materials & Solar Cells, 2000, 63(4): 413–422.
- [8] Rivera W. Experimental evaluation of a single-stage heat transformer used to increase solar pond's temperature [J]. Solar Energy, 2000, 69(5): 369–376.
- [9] Murugesan S N, Saravanan R, Renganarayanan S, et al. Solar pond operated R134a based vapor absorption heat transformer for process heat generation [J]. International Journal Ambient Energy, 2001, 22(3): 155–162.
- [10] Sozen A. Effect of irreversibilities on performance of an absorption heat transformer used to increase solar pond's temperature [J]. Renewable Energy, 2003, 29(4): 501–515.
- [11] Sencana A, Kizilkan O, Bezir N C, et al. Different methods for modeling absorption heat transformer powered by solar pond [J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(3): 724–735.
- [12] Chen J. Thermodynamic analysis of the performance of a solar absorption heat transformer at maximum coefficient of performance [J]. International Journal of Energy Research, 1997, 21(11): 975–984.
- [13] 凌辰, 陈振乾, 施明恒. 太阳能驱动第二类吸收式热泵的模拟研究[J]. 东南大学学报(自然科学版), 2002, 32(1): 90–94.
- [13] Ling Chen, Chen Zhenqian, Shi Mingheng. Numerical simulation of an absorption heat pump (Type II) driven by solar energy [J]. Journey of Southeast University (Natural Science Edition), 2002, 32(1): 90–94.
- [14] 刘锋, 隋军, 刘浩, 等. 太阳能热变换器制蒸汽系统性能研究[J]. 中国电机工程学报, 2015, 35(15): 3776–3784.
- [14] Liu Feng, Sui Jun, Liu Hao, et al. Performances of a steam generation system with a solar assisted absorption heat transformer [J]. Proceedings of the CSEE, 2015, 35(15): 3776–3784.
- [15] 郭开华, 梅建滨. 双温升溴化锂吸收式热变换器的计算机模拟研究[J]. 制冷, 1991(4): 21–27.
- [15] Guo Kaihua, Mei Jianbin. Computer simulation research on double stage LiBr absorption heat transformer[J]. Refrigeration, 1991(4): 21–27.
- [16] 赵崇昌, 周方伟, 李淞平. TFE-E181 双吸收热变换器热力过程分析 [J]. 大连理工大学学报, 2003, 43(5): 604–608.
- [16] Zhao Zongchang, Zhou Fangwei, Li Songping. Analysis of thermodynamic performance of double absorption heat transformer using TFE-E181 as working fluids[J]. Journal of Dalian University of Technology, 2003, 43(5): 604–608.
- [17] 尹娟, 史琳, 王鑫, 等. 双效吸收式变热器热力性能分析[J]. 流体机械, 2000, 28(8): 50–53.
- [17] Yin Juan, Shi Lin, Wang Xin, et al. Performance analysis of the two stage heat transformer [J]. Fluid Machinery, 2000, 28(8): 50–53.
- [18] 张晓冬, 李健丰. 具有新的溶液循环双吸收式热变换器焓分析[J]. 大连理工大学学报, 2007, 47(3): 333–337.
- [18] Zhang Xiaodong, Li Jianfeng. Exergy analysis of double absorption heat transformers with a new solution cycle[J]. Journal of Dalian University of Technology, 2007, 47(3): 333–337.
- [19] Zhao Z C, Ma Y P, Chen J B. Thermodynamic performance of a new type of double absorption heat transformer [J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23(18): 2407–2414.
- [20] Pátek J, Klomfar J. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H<sub>2</sub>O solutions from 273 to 500 K over full composition range [J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(4): 566–578.

## Thermodynamic study of a solar double absorption heat transformer

Wang Hanzhi<sup>1,2</sup>, Li Huashan<sup>1,2</sup>, Wang Xianlong<sup>1</sup>, Wang Lingbao<sup>1,2</sup>, Bu Xianbiao<sup>1</sup>

(1.CAS Key Laboratory of Renewable Energy,Guangzhou Institute of Energy Conversion,Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China; 2.University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

**Abstract:** A mathematic model of a solar double absorption heat transformer is developed in this paper. Based on this model, the thermodynamic performance of the system has been studied under various conditions, including the solar radiation intensity, the ambient temperature, collector temperature, absorber/evaporator temperature and gross temperature lift. The results show that, first, the absorber/evaporator temperature has an optimal value when the system works in a certain condition. Second, the system performance improves with the rising of solar radiation intensity. When solar radiation intensity rises from 0.3 to 1.0 kW/m<sup>2</sup>, the system coefficient of performance improves by 0.109 and the heating capacity increases by 11.6 times. Third, with the ambient temperature or collector temperature increased, the system performance increases first and then drops. The optimal ambient temperature and collector temperature are 26 °C and 82 °C respectively. The best collector temperature increases with the increase of radiation intensity and ambient temperature.

**Key words:** solar flat plate collector; double absorption heat transformer; collector temperature; thermodynamic performance