

doi: 10.11830/ISSN.1000-5013.201703015



蓄热水箱对太阳能喷射制冷的性能影响分析

郭颖盼¹, 李风雷¹, 田琦¹, 白惠峰²

(1. 太原理工大学 环境科学与工程学院, 山西 太原 030024;
2. 山西中绿环保集团有限公司, 山西 太原 030032)

摘要: 对对象建筑及太阳能集蓄热系统进行 TRNSYS 模拟, 分别得出房间逐时冷负荷及 5, 15, 25 ℃ 等 3 种设计蒸发温度下, 不同水箱容积与集热面积比(S)时, 系统的发生温度、制冷量及系统性能系数(COP)的变化规律. 结果表明: 在太原市的夏季气象条件下, 对以 R141b 型制冷剂为工质的小型太阳能喷射制冷系统, 当蒸发温度在 5~25 ℃ 时, S 值的最佳设计范围为 0.015~0.030, 且设计蒸发温度越高, S 值应越高.

关键词: 集蓄热系统; 太阳能; 喷射制冷; 水箱容积; 制冷量; TRNSYS 模拟

中图分类号: TK 519 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2017)03-0368-06

Analysis of Effect of Storage Tank on Solar Ejector Refrigeration System

GUO Yingpan¹, LI Fenglei¹, TIAN Qi¹, BAI Huifeng²

(1. College of Environmental Science and Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China;
2. Shanxi Sino-Green Environment Protection Group, Taiyuan 030032, China)

Abstract: Systems of room and solar collector were simulated by the TRNSYS software in this paper. The curve of cooling load was drawn and the hourly variation of generation temperature, cooling capacity and coefficient of performance (COP) was simulated under different collector area and tank volume ratio (S), when design evaporation temperature was 5, 15, and 25 ℃ respectively. Result shows that the optimum value of S varies from 0.015 to 0.030 when R141b is chosen as the working fluid and evaporation temperature ranges from 5 to 25 ℃ in the summer of Taiyuan. And the value of S should be greater when the designed evaporation temperature is higher.

Keywords: thermal collector and storage system; solar energy; ejector refrigeration; tank volume; cooling capacity; TRNSYS simulation

在能源极度缺乏、环境日益恶劣的今天, 太阳能作为一种绿色、可再生能源, 引起各界学者的广泛关注^[1-2]. 由于受到天气、昼夜的影响, 太阳辐射具有间歇性, 因此, 需要通过蓄热水箱调整热量供应时间^[3]. 利用太阳能驱动实现供热或供冷的系统中, 水箱容积的大小直接影响集热系统的热损失、太阳能保证率、集热效率等^[4], 以及整个系统的运行时间与效率^[5]. 冬季供暖时, 随着太阳辐射照度的增大, 房间热负荷逐渐减小; 夏季制冷时, 太阳辐射照度最强时, 也正是冷负荷需求最大、热量需求最多的时候.

收稿日期: 2016-02-18

通信作者: 李风雷(1967-), 男, 副教授, 主要从事空调制冷和可再生能源利用技术的研究. E-mail: fengleili@126.com.

基金项目: 国家国际科技合作专项(2013DFA61580); 山西省科技攻关项目(20140313006-6); 山西省回国留学人员科研资助项目(2016-032)

因此,供热系统中确定水箱容积的经验值^[6-7]并不适用于制冷系统。本文通过模拟计算,给出适用于太阳能喷射制冷系统中水箱容积的设计范围。

1 太阳能喷射制冷系统热力学模型

太阳能喷射制冷系统,如图 1 所示。辐射热将发生器中的制冷剂加热为高温高压的饱和蒸汽(一次流体),通过喷射器的喷嘴造成局部负压,将蒸发器出口的低温低压制冷剂(二次流体)吸入,两种流体在混合室混合,进入扩压器减速增压后,进入冷凝器冷凝放热,成为液态制冷剂。该制冷剂最后分成两路:一路经过膨胀阀节流降压后,进入蒸发器;另一路经工质泵升压后,进入发生器继续循环。

在模拟计算中,采用 R141b 型制冷剂为工质。喷射器的设计及结构参数,如表 1 所示。表 1 中: θ_g 为发生温度; θ_c 为冷凝温度; θ_e 为蒸发温度; Q_e 为制冷量; d_2 为混合室直径; d_{px} 为喉部直径。

表 1 喷射器设计参数

Tab. 1 Design parameters of ejector

| 编号 | $\theta_g / ^\circ\text{C}$ | $\theta_c / ^\circ\text{C}$ | $\theta_e / ^\circ\text{C}$ | Q_e / kW | d_2 / m | d_{px} / m |
|----|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-------------------|------------------|---------------------|
| 1 | 85 | 40 | 5 | 3 | 0.036 | 0.016 |
| 2 | 85 | 40 | 15 | 3 | 0.014 | 0.006 |
| 3 | 85 | 40 | 25 | 3 | 0.009 | 0.004 |

一次流体流量^[8]为

$$m_1 = \frac{P_g A_1}{\sqrt{\theta_g + 273}} \times \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{(\gamma + 1)/(\gamma - 1)}} \sqrt{\eta_p}.$$

(1)

式(1)中: m_1 为一次流体流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; P_g 为发生压力,Pa; θ_g 为发生温度, $^\circ\text{C}$; A_1 为喷嘴喉部面积, m^2 ; γ 为定压比热与定容比热之比; R 为气体常数, $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$; η_p 为等熵效率系数。

发生换热量为

$$Q_g = m_1 (h_5 - h_6).$$

(2)

式(2)中: Q_g 为发生热量,kW; h_5 为发生器出口焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; h_6 为发生器入口焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ 。

二次流体流量为

$$m_2 = m_1 \cdot u.$$

(3)

式(3)中: m_2 为二次流体流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; u 为喷射系数。

制冷量为

$$Q_e = m_2 (h_1 - h_4).$$

(4)

式(4)中: Q_e 为制冷量,kW; h_1 为蒸发器出口焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; h_4 为蒸发器入口焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ 。

系统性能系数(COP)为

$$\text{COP} = Q_e / Q_g.$$

(5)

2 TRNSYS 仿真模拟

2.1 对象建筑仿真模拟

建筑位于山西省太原市,坐南朝北,面积为 24 m^2 ,室内工作时间为 8:00—18:00,共两人,运行一台电脑,室温控制为 $26 \text{ }^\circ\text{C}$ 。气象数据采用的格式为 Tmy2^[9],运行 TRNBuild 程序,可得典型日房间逐时冷负荷。

2.2 太阳能集热循环系统仿真模拟

太阳能集热循环系统 TRNSYS 仿真结构图,如图 2 所示。

2.2.1 控制参数设置 控制器 1 的控制参数设置为:当集热器出口温度 θ_H 与水箱出口温度 θ_L 的温差

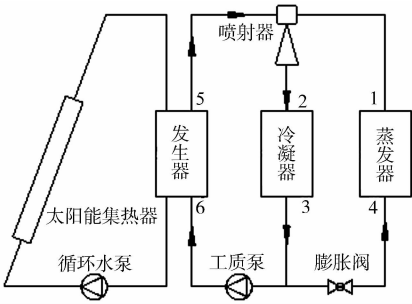


图 1 太阳能喷射制冷系统
Fig. 1 Solar ejector refrigeration systems

大于 8 ℃时,集热侧循环泵启动;温差小于 2 ℃,水泵关闭^[10].当 $\theta_H - \theta_L$ 为 2~8 ℃时,集热侧循环泵始终保持一个状态信号(开启或关闭).时间控制器与温度控制器共同控制换热侧循环泵的启停.温度控制器控制泵启动温度为水箱水温 ≥ 74 ℃.时间控制器控制运行时间为 8:00—18:00,热量控制器中输入每个时刻的发生换热量.

2.2.2 设备参数确定 设备有如下 5 种参数.

1) 集热面积^[11]为

$$A_c = \frac{Q_g f_n}{I_\theta \eta_{cd} (1 - \eta_L)}. \tag{6}$$

式(6)中: A_c 为集热面积, m^2 ; Q_g 为发生换热量, kW ; f_n 为太阳能保证率; I_θ 为太阳辐射强度; η_{cd} 为集热效率; η_L 为管路及蓄热水箱热损失系数.

2) 集热侧循环泵流量^[6]为

$$G_1 = 1\,000 g A_c. \tag{7}$$

式(7)中: G_1 为集热侧循环泵流量, $kg \cdot h^{-1}$; g 为集热器的单位面积流量^[6], $g = 0.072\, m^3 \cdot (h \cdot m^2)^{-1}$.

3) 换热侧循环泵流量为

$$G_2 = 3\,600 Q_g / (C \Delta \theta). \tag{8}$$

式(8)中: G_2 为换热侧水泵流量, $kg \cdot h^{-1}$; C 为水比热容, $kJ \cdot (kg \cdot ^\circ C)^{-1}$; $\Delta \theta$ 为换热温差, $\Delta \theta = 6\, ^\circ C$.

4) 蓄热水箱容积为

$$V = S A_c. \tag{9}$$

式(9)中: V 为蓄热水箱容积, m^3 ; S 为水箱容积与集热面积比, $m^3 \cdot m^{-2}$.

5) 发生器换热面积 A .采用满液式光管发生器, $f_n = 20\% \sim 60\%$ ^[6], $I_\theta = 0.7$ ^[12], $\eta_{cd} = 0.4 \sim 0.5$ ^[13], $\eta_L = 0.2 \sim 0.3$ ^[13].为分析集热面积比 S 对系统性能的影响,分别取 0.010, 0.015, 0.020, 0.030, 0.040, 0.050 进行计算.

太阳能集热系统设计参数,如表 2 所示.表 2 中:与编号 1, 2, 3 对应的设计参数,分别表示蒸发温度为 5, 15, 25 ℃时集热系统的设计参数.

表 2 太阳能集热系统设计参数

Tab. 2 Design parameters of solar collector systems

| 编号 | Q_g/kW | A_c/m^2 | $G_1/kg \cdot h^{-1}$ | $G_2/kg \cdot h^{-1}$ | A/m^2 |
|----|----------|-----------|-----------------------|-----------------------|---------|
| 1 | 32.00 | 79 | 5 688 | 4 636 | 1.1 |
| 2 | 13.96 | 35 | 2 520 | 1 998 | 2.6 |
| 3 | 5.87 | 15 | 100 | 840 | 7.0 |

3 模拟结果分析

采用 TRNSYS 软件,得出设计蒸发温度分别为 5, 15, 25 ℃时,发生温度的变化规律.喷射器性能采用文献[14]中的计算模型.为简化计算过程,以湿球温度加大 12 ℃为逐时冷凝温度^[15-16],典型日内冷凝温度的逐时变化规律,如图 3 所示.依据喷射器性能计算结果,根据每一时刻对应的冷凝温度,给出其喷射系数最大时的发生温度(定义为最佳发生温度),运用式(1)~(5)计算系统制冷量及 COP.

典型日 8:00—18:00,蒸发温度为 25 ℃时,发生温度、制冷量及 COP 的变化情况,如图 4 所示.由图 4(a)可知: S 越小,系统启停时间越早,发生温度随时间的变化速率越快,受太阳辐射照度的影响则越大,且 10:00—

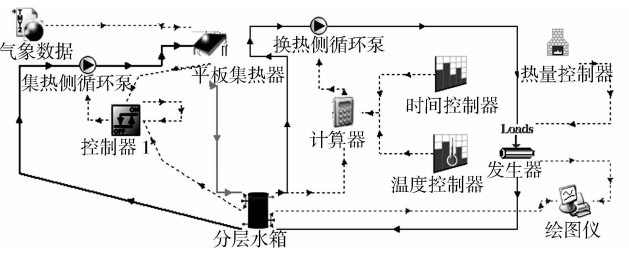


图 2 太阳能集热循环系统 TRNSYS 仿真结构图

Fig. 2 TRNSYS simulation diagram of solar collector systems

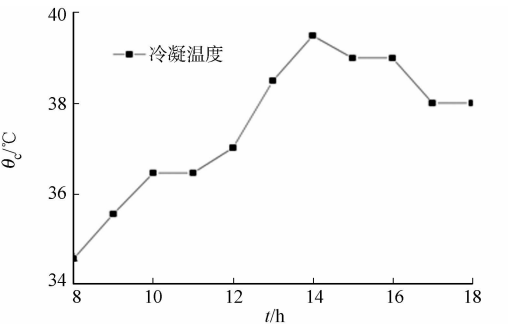


图 3 典型日逐时冷凝温度变化规律

Fig. 3 Hourly variation of condensing temperature in a typical day

15:00 的发生温度越高. 统计不同 S 值时, 由发生温度高出最佳发生温度值的时长可知: S 为 0.03, 0.02 时的时长高出 0.05, 0.04, 分别长达 3 h 45 min 和 4 h. 由图 4(b)可知: S 为 0.05, 0.04 时, 制冷量的波动幅度较大, 大部分时段低于冷负荷, 系统制冷量较少; S 为 0.03, 0.02 时, 系统制冷量分别在 11:30—15:45 和 11:00—15:15 维持稳定. 由图 4(c)可知: S 大于 0.03 时, 随着 S 减小, 日总输出制冷量(Q)急速地增加; 当 S 小于 0.03 后, 日总输出制冷量略微地降低, 但变化很小. 由图 4(d)可知: S 为 0.03, 0.02 时, 日平均 COP 分别为 0.495, 0.477. 综上可知: 蒸发温度为 25 °C 时, $S=0.03$ 的系统运行情况最佳.

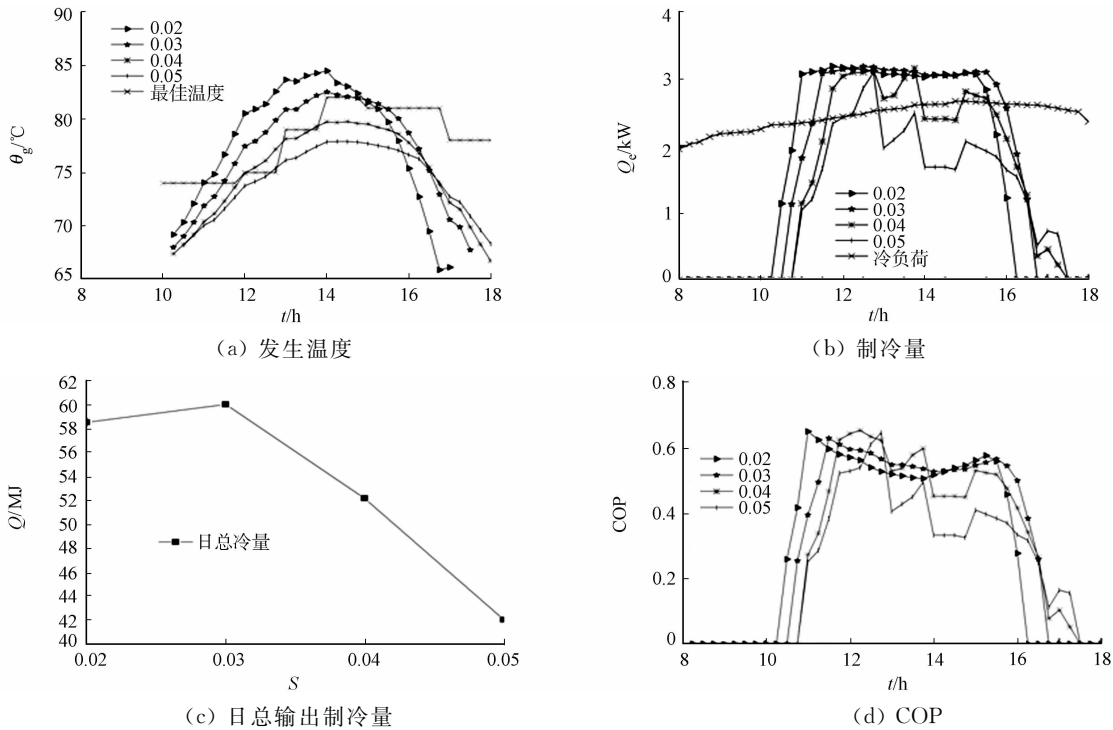
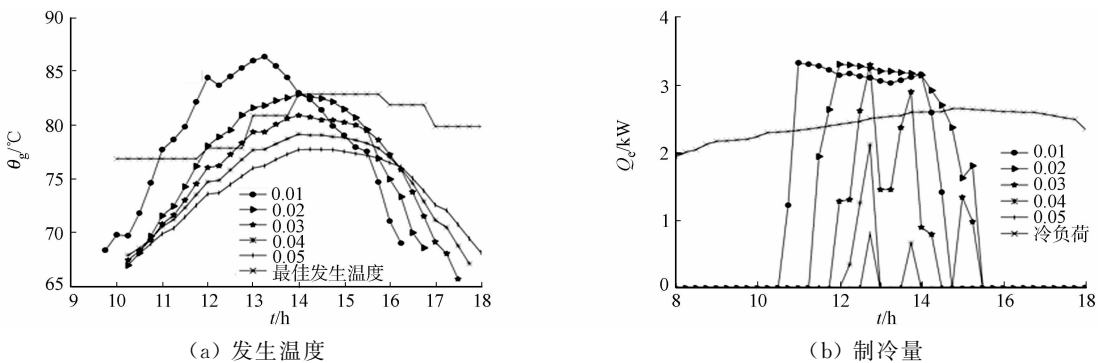


图 4 系统性能参数变化规律 ($\theta_e = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Fig. 4 Variation of system performance parameter ($\theta_e = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$)

典型日 8:00—18:00, 蒸发温度为 15 °C 时, 发生温度、制冷量及 COP 的变化情况, 如图 5 所示. 由图 5(a)可知: 发生温度的变化趋势与图 4(a)相似, 不同的是 S 为 0.02, 0.01 时, 发生温度高于最佳发生温度的时间段明显加长, 分别出现在 12:00—14:00 和 11:00—14:00. 由图 5(b)可知: S 为 0.05, 0.04, 0.03 时, 制冷量变化幅度较大; S 为 0.02, 0.01 时, 系统制冷稳定时段分别为 12:00—14:15 和 11:00—14:00. 由图 5(c)可知: 随着 S 的减小, 系统日总输出制冷量迅速增加, $S=0.02$ 之后, 系统日总输出制冷量趋于稳定. 比较图 5(d)中 S 为 0.02, 0.01 时的系统 COP 变化规律可知: 在 11:45 之后, $S=0.02$ 时的系统 COP 均高于 $S=0.01$ 时的值, 即在系统运行期间约 3/4 的时段内, $S=0.02$ 时的 COP 较高. 虽然 $S=0.02$ 时的日总输出冷量略低于 $S=0.01$, 但是, COP 较大意味着热利用效率高. 因此, 蒸发温度为 15 °C 时, $S=0.02$ 时的系统运行情况最佳.

蒸发温度为 5 °C 时, 系统发生温度、制冷量及 COP 的变化情况, 如图 6 所示. 由图 6(a)可知: S 分别



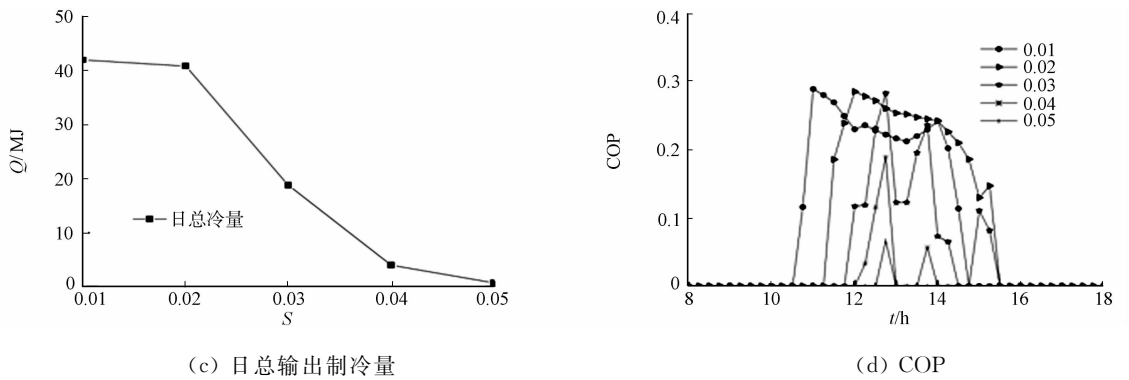


图 5 系统性能参数变化规律 ($\theta_e=15\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Fig. 5 Variation of system performance parameter ($\theta_e=15\text{ }^{\circ}\text{C}$)

为 0.050,0.040,0.030,逐时发生温度均低于最佳发生温度.由图 6(b)可知: S 为 0.050,0.040,0.030 时,逐时制冷量的波动较大,显著小于 $S<0.02$ 时的日总输出制冷量,制冷情况比较差;当 S 为 0.020,0.015,0.010 时,发生温度高于最佳发生温度时段分别为 12:15—12:45,11:45—13:45,11:30—13:45.由此可知: S 为 0.015,0.010 时的发生温度高出最佳发生温度的时段较长, S 为 0.015 时更接近最佳发生温度曲线.由图 6(b)可知: S 为 0.020,0.015,0.010 时,系统在 11:00—14:00 的制冷量基本维持恒定.图 6(c)中:随着 S 减小,日总输出制冷量迅速升高,直至 $S=0.015$ 时,日总输出制冷量趋于稳定.图 6(d) 中:在 11:45 之后, $S=0.015$ 时的系统 COP 均大于 $S=0.010$ 时的逐时值,占总运行时间的 3/4.在总制冷量相近的情况下,COP 较大意味着热利用效率高.因此,在蒸发温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 情况下, $S=0.015$ 时的系统运行情况最佳.

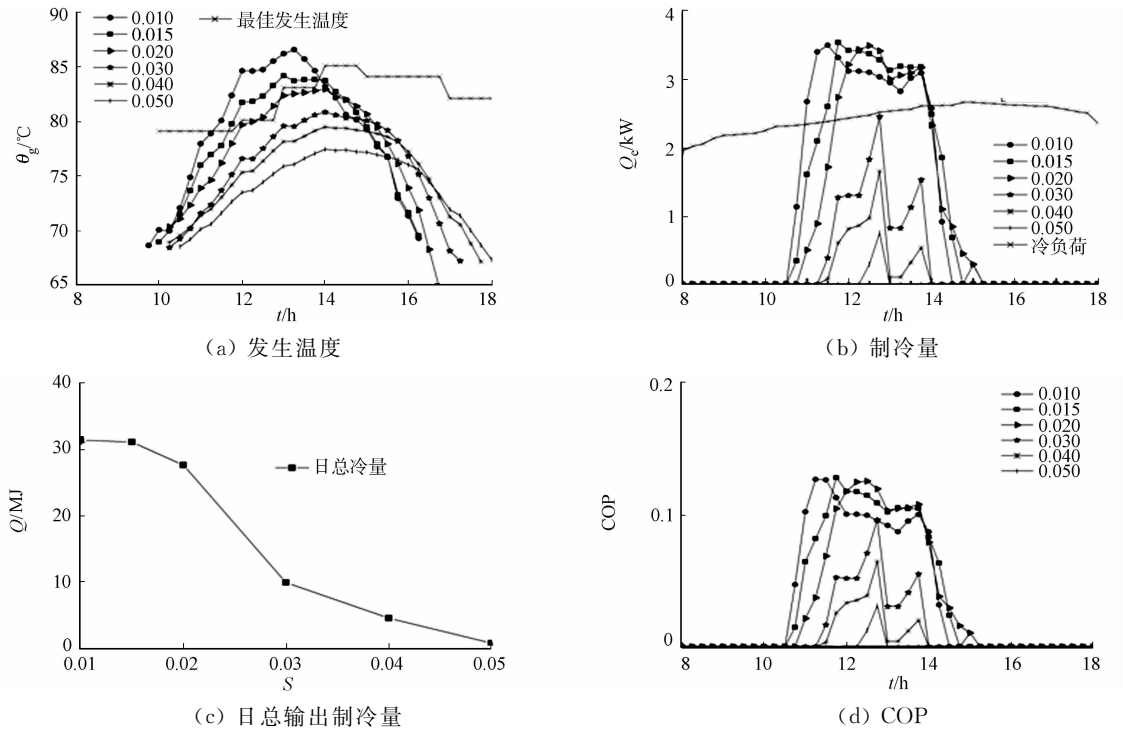


图 6 系统性能参数变化规律 ($\theta_e=5\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Fig. 6 Variation of system performance parameter ($\theta_e=5\text{ }^{\circ}\text{C}$)

4 结论

1) 在太原市的夏季气象条件下,以 R141b 型制冷剂为工质的小型太阳能喷射制冷系统,当蒸发温度在 $5\sim 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内时,水箱体积与集热面积比(S)的最佳设计范围为 0.015~0.030,且设计蒸发温度越高,所需的 S 值越大.

2) 文中只针对典型日的气象参数研究了水箱容积对喷射制冷的性能影响情况. 由于各种天气状况(晴、阴、雨)下,太阳辐射强度具有差异,在实际设计中需适当加大蓄热水箱容积.

3) 喷射制冷系统性能最佳时的制冷量输出与建筑的冷负荷需求不完全一致,所以制冷量大于冷负荷时,将多余的冷量采用蓄冷的方式储存起来,作为系统制冷量不足时补充,更利于发挥喷射制冷系统的最佳性能.

4) 喷射制冷系统难以满足建筑的全天制冷量需求,不足部分还需要以其他制冷方式作为补充.

参考文献:

- [1] ABDULATEEF J M, SOPIAN K, ALGHOUL M A, *et al.* Review on solar-driven ejector refrigeration technologies[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2009, 13(6): 1338-1349.
- [2] 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.
- [3] BUONOMANO A, CALISE F, FERRUZZI G, *et al.* Variable-volume storage systems for solar heating and cooling system: A case study for different Italian climates[J]. *Energy Procedia*, 2014, 48: 290-299.
- [4] 王岳人, 毛宏迪, 宋延丽. 主动式太阳能供暖系统保证率定量分析[J]. *沈阳建筑大学学报(自然科学版)*, 2013, 29(6): 1078-1084.
- [5] 田琦, 王美萍. 太阳能喷射与压缩制冷系统的集蓄热构件性能研究[J]. *中北大学学报(自然科学版)*, 2012, 33(4): 466-470.
- [6] 郑瑞澄. 太阳能热利用与建筑一体化[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2014: 106-117.
- [7] 王少杰, 涂光备, 郑宗和, 等. 太阳热水器水箱容积与集热面积的合理配比的探讨[J]. *太阳能学报*, 2004, 24(5): 629-632.
- [8] HANG B J, CHANG J M, WANG C P, *et al.* A 1-D analysis of ejector performance[J]. *International Journal of Refrigeration*, 1999, 22(5): 354-364.
- [9] 中国气象局国家气象信息中心气象资料室, 清华大学. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005: 1-165.
- [10] 李风雷, 任艳玲. 典型气象日蓄热型太阳能喷射制冷系统性能分析[J]. *华侨大学学报(自然科学版)*, 2014, 35(2): 185-190.
- [11] 张鹤飞. 太阳能热利用原理与计算机模拟[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2004: 177-206.
- [12] 张于峰, 田琦, 赵薇, 等. 二元工质太阳能喷射制冷空调系统集热器[J]. *天津大学学报(自然科学与工程技术版)*, 2004, 37(10): 901-905.
- [13] 刘艳峰, 王登甲. 太阳能地面采暖系统蓄热水箱容积分析[J]. *太阳能学报*, 2009, 30(12): 1636-1639.
- [14] 李风雷, 曹波, 程志雯, 等. 基于一维模型的喷射制冷系统性能计算分析[J]. *太原理工大学学报*, 2013, 44(2): 142-146.
- [15] 彦启森, 石文星, 田长青. 空气调节用制冷技术[M]. 4版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1981: 223-227.
- [16] 中华人民共和国机械工业部. 制冷和空调设备名义工况一般规定: JB/T 7666—1995[S]. 北京: 机械科学研究院, 1996: 135-138.

(责任编辑: 钱筠 英文审校: 刘源岗)