

doi: 10.11830/ISSN.1000-5013.201704015



蓄热型太阳能喷射制冷系统 供冷性能分析及优化

张峰峰¹, 田琦¹, 李风雷¹, 白慧峰²

(1. 太原理工大学 环境科学与工程学院, 山西 晋中 030600;

2. 山西中绿环保集团有限公司, 山西 太原 030032)

摘要: 为提高蓄热型太阳能喷射制冷系统的供冷性能, 利用 TRNSYS 软件, 建立蓄热型太阳能喷射制冷系统瞬态仿真模型. 结合太原市某公共建筑的逐时冷负荷, 分析集热侧循环水流量和蓄热水箱容积对系统供冷特性的影响. 结果表明: 随集热侧水流量、水箱容积的增大, 系统在连续 5 d 中的平均输出冷量均呈现先增后减的趋势; 集热侧水流量和蓄热水箱容积与集热器总面积的最佳比例分别为 $0.005 \text{ kg} \cdot (\text{h} \cdot \text{m}^2)^{-1}$ 和 $0.02 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-2}$.

关键词: 喷射制冷; 供冷品质; 逐时输出冷量; 集热侧水流量; 蓄热水箱容积

中图分类号: TK 519 文献标志码: A 文章编号: 1000-5013(2017)04-0525-06

Analysis and Optimization on Cooling Performance of Solar Ejector Refrigeration System With Heat Storage

ZHANG Fengfeng¹, TIAN Qi¹, LI Fenglei¹, BAI Huifeng²

(1. College of Environmental Science and Engineering, Taiyuan University of Technology, Jinzhong 030600, China;

2. Shanxi Sinogreen Enviro Protection Group, Taiyuan 030032, China)

Abstract: In order to improve the cooling performance of solar ejector refrigeration system with heat storage, the transient emulation model of solar ejector refrigeration system with heat storage was established by TRNSYS software. In combination with hourly cooling load of one public building in Taiyuan, the effects of water flow rate at solar collecting side and volume of thermal storage tank on cooling characteristics of the system were analyzed. Results show that along with the increase of water flow rate and water tank volume, the system's refrigerating capacity on average in five consecutive days tends to increase firstly and then decreases. The best ratios of water flow rate at solar collecting side and total area of the collector, volume of thermal storage and total area of the collector are $0.005 \text{ kg} \cdot (\text{h} \cdot \text{m}^2)^{-1}$ and $0.02 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-2}$, respectively.

Keywords: solar ejector refrigeration; cooling quality; hourly cooling capacity; water flow rate at heat collecting side; volume of storage water tank

太阳能喷射式制冷因结构简单、运动部件少、不存在润滑问题、运行维护费用低等优点被认为是最有效的空调制冷方法之一^[1]. Huang 等^[2]和 Alexis 等^[3]对太阳能单级喷射制冷系统性能进行了实验研究. Wolpert 等^[4]编写了单级喷射制冷系统计算机程序, 研究了运行参数对系统性能的影响. 田琦等^[5]提出了一种新型的太阳能喷射和电压缩联合制冷系统, 并对该系统与传统联合制冷系统进行了热力学

收稿日期: 2016-05-20

通信作者: 田琦(1966-), 男, 教授, 博士, 主要从事暖通空调新技术、新能源利用的研究. E-mail: tqfyj@sohu.com.

基金项目: 国家国际科技合作项目(2013DFA61580)

对比分析.王菲等^[6]提出了双喷射制冷系统,利用数学模型,研究了发生温度和冷凝温度对喷射器喷射系数的影响.Vidal等^[7]和Wimolsiri等^[8]利用TRNSRS软件,建立太阳能喷射制冷系统瞬时仿真模型,研究了集热器类型、面积以及蓄热水箱容积对系统性能的影响.李风雷等^[9]通过太阳能集热系统TRNSYS模型,研究了环境参数对系统性能的影响.综上所述,太阳能喷射制冷系统的研究大多是在设定工况下进行的,对系统在运行期间逐时性能的研究较少.本文建立蓄热型太阳能喷射制冷系统瞬态仿真模型,探讨集热侧水流量和蓄热水箱容积的最佳取值.

1 系统工作原理

系统结构图,如图1所示.图1中:1为太阳能集热器;2为蓄热水箱;3为集热侧热水循环泵;4为发生器;5为发生侧热水循环泵;6为喷射器;7为冷凝器;8为工质泵;9为节流阀;10为蒸发器.

系统压焓图,如图2所示.图2中: p 为压力; H 为焓.图2中:1为高速低压蒸气;2为扩压段;3为液体;4为蒸发器;5为发生器;6为高温高压蒸气.

由图2可知:热媒水在太阳能集热器内吸热升温,经过蓄热水箱和发生器,最终将热量传递给液态工质.液态工质在发生器内,吸热变成高温高压蒸气后,进入喷射器喷嘴进行绝热膨胀,变成高速低压蒸气.该蒸气与被其抽吸于蒸发器的低温低压气态制冷剂,在混合室混合,在扩压段升压,进入冷凝器中,放热变成液体.一部分冷凝液经节流阀进入蒸发器再次制冷,另一部分经工质泵进入发生器再次吸热,从而实现制冷循环.

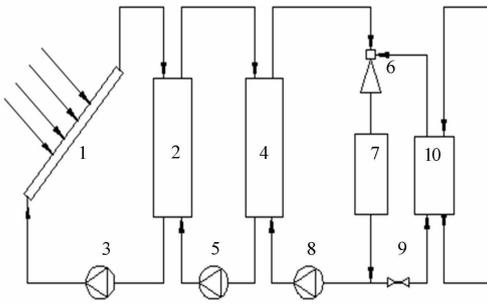


图1 系统结构图

Fig. 1 Diagram of system's structure block

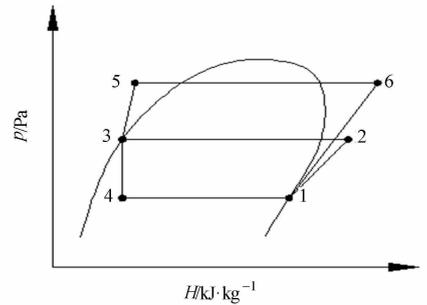


图2 系统压焓图

Fig. 2 Figure of pressure over enthalpy of system

2 系统数学模型

2.1 集热器数学模型

系统集热器为热管式真空管集热器,其集热效率^[10-11]为

$$\dot{\varphi} = 0.682 - 2.32 \frac{\theta_i - \theta_{en}}{I} \quad (1)$$

式(1)中: θ_i 为集热器进口水温, $^{\circ}\text{C}$; θ_{en} 为环境温度, $^{\circ}\text{C}$; I 为太阳辐射照度, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$.

2.2 蓄热水箱数学模型

蓄热水箱的数学模型采用多节点模型^[9],水箱第*i*层的能量平衡式为

$$M_i C_w \frac{d\theta_i}{dt} = \alpha_i \dot{m}_h C_w (\theta_h - \theta_i) + \beta_i \dot{m}_L C_w (\theta_L - \theta_i) + U_i A (\theta_{en} - T_i) + \lambda_i \gamma_i (\theta_{i-1} - \theta_i) C_w + \varphi_i \gamma_i (\theta_i - \theta_{i+1}) C_w + \mu_i \dot{Q}_i \quad (2)$$

式(2)中: M 为水箱节点的容量, kg ; θ 为水温, $^{\circ}\text{C}$; C_w 为热水的定压比热容, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$; α 为集热器出水流量的控制因子,其值为1或0; m 为水流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; β 为自来水上水流量的控制因子,其值为1或0; μ 为加热元件给予水箱某层热量的控制因子,对最顶层和最底层, $\mu=1$,对其余层, $\mu=0$; U 为传热系数, $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$; A 为面积, m^2 ; λ, φ 为水箱层间质量转移相关换热的控制因子,其值为1或0; γ 为水箱某层接受集热器供水量与自来水补水量之差的绝对值;下标*i*为水箱第*i*层参数;下标*h*为集热器出水参数;下标*en*为环境参数;下标*L*为自来水上水参数.

2.3 发生器数学模型

系统所用发生器为满液式换热器,管侧流体为热媒水,壳侧流体是工质 R141b. 系统工作时,热水放出的热量为

$$Q_{w,r} = C_w G_w \Delta T_w. \tag{3}$$

式中: G_w 为发生器中热水流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; ΔT_w 为发生器中热水的温度降, K. 同时,工质吸收的热量为

$$Q_{r,s} = G_r (h_6 - h_5). \tag{4}$$

式(4)中: G_r 为发生器中工质的流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; h_5, h_6 分别为发生器进口、出口制冷剂焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

2.4 喷射器数学模型

喷射器的性能利用喷射系数评价,喷射系数为

$$\mu = G_s / G_p. \tag{5}$$

式(5)中: G_p 为系统一次流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; G_s 为系统 2 次流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

系统喷射器为单相喷射器. 系统运行时,通过喷嘴的流量即系统一次流量^[12],即

$$\dot{G}_p = \frac{K_p \Pi_{P^*} \dot{P}_p A_t}{\alpha_{P^*}} \sqrt{\varphi_s}. \tag{6}$$

式(6)中: k_p 为气体绝热指数; Π_{P^*} 为工质临界压力和滞止压力之比; P_p 为发生压力, Pa; α_{P^*} 为临界速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; A_t 为喷嘴喉部面积, m^2 ; φ_s 为绝热膨胀系数.

2.5 蒸发器数学模型

系统运行时,蒸发器内制冷剂的循环流量即系统 2 次流量为

$$\dot{G}_s = \mu \dot{G}_p. \tag{7}$$

2.6 喷射制冷系统数学模型

在稳态条件下,通过能量守恒定律,可以得到系统制冷量计算公式,即

$$Q_c = G_s (H_1 - H_4). \tag{8}$$

式(8)中: H_1, H_4 为蒸发器出口、进口制冷剂焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. 系统耗热量即发生器换热量,与发生器内制冷剂吸热量和热媒水放热量均相等,即

$$Q_p = Q_{w,r} = Q_{r,s}. \tag{9}$$

忽略工质泵和水泵的功耗,蓄热型太阳能喷射制冷系统性能系数为

$$\text{COP}_{\text{sys}} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_{\text{co}}}. \tag{10}$$

式(10)中: Q_{co} 为入射到集热器表面总热量, kW.

3 系统仿真模型

系统瞬态仿真模型,如图 3 所示. 图 3 中:蓄热型太阳能喷射制冷系统的 TRNSYS 模型包含气象参数、集热器、集热侧热水循环泵及其控制、发生器、发生侧循环水泵、喷射器、蒸发器、结果输出 9 个模块. 各模块的设计参数如下:集热器的集热面积为 74 m^2 ;蓄热水箱体积为 3.7 m^3 ;发生器的单位温差下的换热量为 $2000 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}$;集热侧热水循环泵流量为 $2600 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$;发生侧热水循环泵流量为 $1980 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$;喷射器设计制冷量为 2.5 kW ,设计发生温度为 $85 \text{ }^\circ\text{C}$,设计蒸发温度为 $8 \text{ }^\circ\text{C}$,设计冷凝

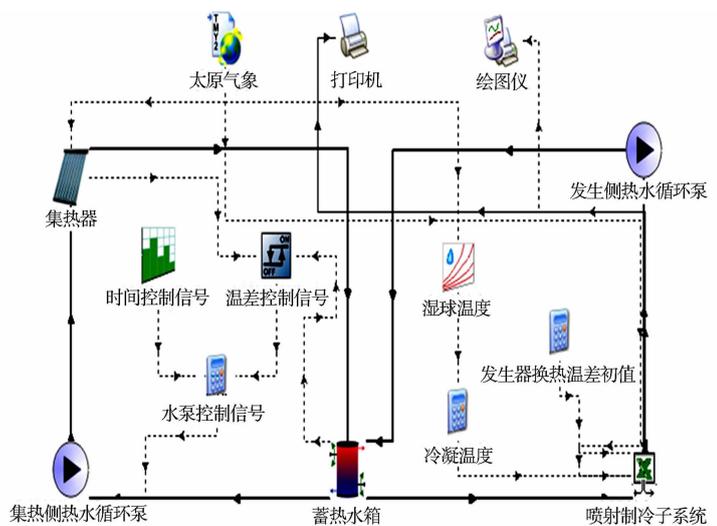


图 3 系统瞬态仿真模型

Fig. 3 Transient emulation of system

温度为 35 ℃,设计喷射系数为 0.4,喉部直径为 5.74 mm.

为方便建立模型,作如下 3 点假设. 1) 系统运行过程中,各换热器出入口和喷嘴入口的制冷剂均处于饱和状态. 2) 发生侧热水流量为定值. 3) 系统运行过程中,各换热器不产生向外界的能量耗散.

集热侧热水循环泵的启停受温差和时间的联合控制,当集热器出口水温高于其入口水温 8 ℃时,自动开启循环水泵;当二者之差小于 2 ℃时,水泵关闭,水泵仅在 8:00~20:00 之间处于开启状态.

4 模拟结果与分析

利用系统 TRNSYS 模型,模拟了系统运行期间,其发生温度和性能的变化规律;结合太原市某公共建筑的冷负荷,研究系统的供冷特性,探讨集热侧水流量和蓄热水箱容积对系统供冷性能的影响.

4.1 系统发生温度的变化规律

典型气象日里,系统发生温度的变化规律,如图 4 所示. 图 4 中: t 为时间; I 为太阳辐射照度; θ 为温度. 由

图 4 可知:系统发生温度随时间先增后减,在 17:00 达到最大,峰值滞后于太阳辐射照度,与冷凝温度基本同步. 这是因为在 14:00 之前,太阳辐射照度单调递增,集热器输入给蓄热水箱的热量随之增大. 因此,发生温度在这段时间内持续增大. 但是由于蓄热水箱具有一定容量,水箱内水温上升需要较长时间;在 14:00 之后,当太阳辐射照度开始下降时,发生温度并没有随之立刻下降,而是先升后降. 另外,冷凝温度升高,发生器壳侧工质吸热量降低,工质吸热量减小又会促使发生温度升高;反之,冷凝温度降低,发生温度降低.

4.2 系统性能的变化规律

系统各性能指标随时间的变化,如图 5 所示. 图 5 中: Q_c 为制冷量. 由图 5 可知:11:00 时,系统开始运行;喷射系数随发生温度的减小而增大,其最大值约为 0.578;系统制冷量波动较小,基本维持在 3.5~4.0 kW;14:00 前,系统 COP 略有持续下降,14:00 后,系统 COP 明显持续上升,最大值出现在运行期末端,约为 0.27.

11:00 前,太阳辐射照度持续升高,但是,分层蓄热水箱导致水温上升较慢,不足以驱动系统运行. 喷射器的设计冷凝温度为 35 ℃,喷射器始终运行在临界状态. 因此,系统发生温度越大,喷射系数越小^[8]. 系统一次流量与发生温度同增减,而喷射系数随发生温度的变化规律相反. 因此,系统二次流量变化幅度较小,这就导致系统制冷量波动较小. 14:00 前,太阳辐射照度不断上升,而系统制冷量波动较小,系统 COP 不断减小;14:00 后,太阳辐射照度开始下降,系统 COP 增大.

4.3 系统供冷特性

系统逐时输出冷量、房间逐时冷负荷以及逐时气象参数,如图 6 所示. 图 6 中: Q 为冷量. 由图 6 可知:两个气象日中,环境温度均先增后减,且在 15:00 左右达到最大值,房间冷负荷同样呈现先增后减的趋势,系统供冷量的产生和结束均滞后于房间冷负荷. 两者同时存在的时段内,系统供冷量比用户的冷负荷需求多,环境温度是房间冷负荷大小最大的影响因素,所以 2 者的变化趋势较一致.

模型中喷射制冷系统运行所需最小发生温度为 65 ℃,

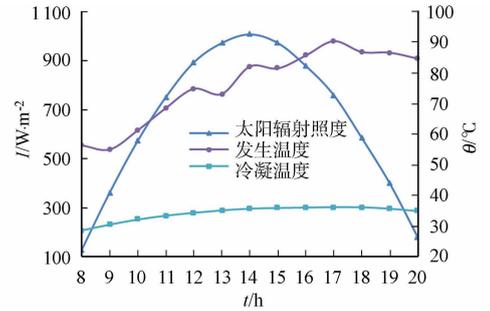


图 4 环境参数和发生温度随时间的变化
Fig. 4 Variation of environmental parameters and generating temperature over time

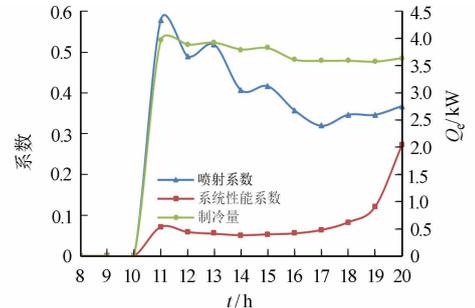


图 5 系统各性能指标随时间的变化
Fig. 5 Variation of system's performance indexes over time

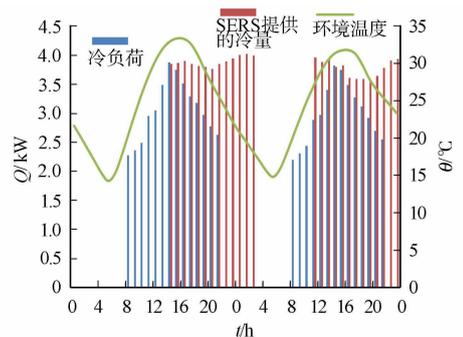


图 6 冷负荷以及逐时气象参数
Fig. 6 Cooling load of room and meteorological parameter

因此,系统在太阳辐射照度达到较高水平后才能运行.同时,蓄热水箱具有一定容量,导致系统供冷量的产生滞后于房间冷负荷,系统停止运行的时刻晚于房间冷负荷消失的时刻.喷射器的设计工况一般为为用户最大冷负荷对应时刻的环境参数,即系统设计发生温度偏高,因此,系统能够持续输出较大的冷量.

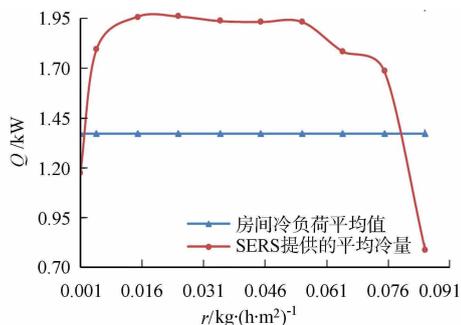
4.4 集热侧水流量对系统供冷品质的影响

集热侧设计水流量与集热器总面积之比(r)的研究范围是 $0.001 \sim 0.085 \text{ m}^3 \cdot (\text{h} \cdot \text{m}^2)^{-1}$.不同 r 值下,系统在连续5个工作日中的平均输出冷量,如图7(a)所示.

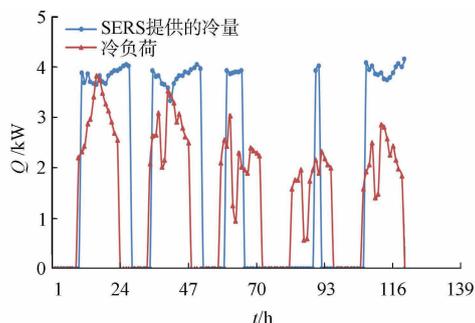
由图7(a)可知:随集热侧水流量的增大,系统平均输出冷量先增后减.这是因为流量太小的水无法及时带走集热器导热块向连集管水的导热量,导致热管冷凝温度升高,集热器总体得到的热量减小,发生温度降低,系统未能启动;水流量逐渐增大,系统发生温度升高,系统运行并产生冷量.水流量太大时,蓄热水箱的水在很短的时间内便循环一次,这又使得流过集热器的平均水温升高,导致了集热效率的下降,发生温度降低,系统无法启动.

由图7(a)还可知:当 r 值为 $0.005 \text{ kg} \cdot (\text{h} \cdot \text{m}^2)^{-1}$ 时,系统平均输出冷量和用户侧的平均负荷较为接近,且水泵设计流量较小.为进一步考察该流量下,系统输出冷量与用户冷负荷需求的匹配程度,模拟了系统在连续5个工作日中的逐时输出冷量,结果如图7(b)所示.

由图7(b)可知:系统的逐时输出冷量与房间冷负荷能较好匹配.因此, $0.005 \text{ kg} \cdot (\text{h} \cdot \text{m}^2)^{-1}$ 的设计 r 值可以使系统兼具较好的供冷性能和经济性.



(a) 不同 r 值



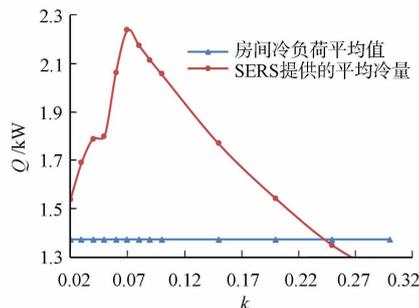
(b) $r=0.005$

图7 系统输出冷量

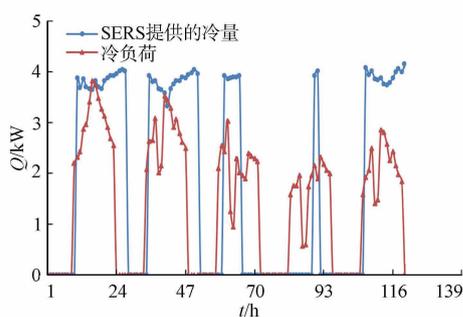
Fig.7 Variation of average cooling

4.5 蓄热水箱容积对系统供冷品质的影响

房间平均冷负荷与系统平均输出冷量,如图8所示.



(a) 不同 k 值



(b) $k=0.02$

图8 房间平均冷负荷与系统平均输出冷量

Fig.8 Hourly cooling load of room and refrigerating capacity of system

蓄热水箱容积与集热器总面积之比(k)值范围是 $0.02 \sim 0.30 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-2}$.模拟了不同 k 值下,系统在连续5个工作日中的平均输出冷量,结果如图8(a)所示.

由图8(a)可知:随水箱容积的增大,系统平均输出冷量先增大后减小.水箱容积太小,水箱和集热器内平均水温均较高,导致集热器热管的冷凝温度较高,集热器总得热量减小,集热系统稳定后,发生温度较低,不足以驱动系统运行.此时,系统运行不稳定^[8].水箱容积增大,集热器内平均水温减小,系统集

热效率提高,总的热量增大,系统开始运行.水箱容积增大到一定值后,水箱内的水温上升所需时间较长.系统运行时段缩短,系统输出冷量减小.

由图 8(a)还可知:当 k 值为 $0.02 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-2}$ 时,系统平均输出冷量和用户侧的平均负荷较为接近,且水箱容积较小.为进一步考察该容积的水箱下,系统输出冷量与用户冷负荷需求的匹配程度,模拟系统在连续 5 个工作日中的逐时输出冷量,结果如图 8(b)所示.由图 8(b)可知:当蓄热水箱容积与集热器总面积的比例为 $0.02 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-2}$ 时,系统的逐时输出冷量与房间冷负荷能较好匹配.因此, k 值设计为 $0.02 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-2}$,可使系统兼具较佳的供冷能力和经济性.

5 结论

1) 喷射器的设计冷凝温度高于系统冷凝温度时,喷射系数随发生温度的减小而增大,最大值约为 0.578;太原典型气象日,系统运行期间,其制冷量波动比较小,基本维持在 $3.5 \sim 4.0 \text{ kW}$ 之间;系统 COP 先减后增,最大值出现在系统运行期末端,约为 0.27.

2) 太原典型气象日,其他参数不变时,系统平均输出冷量随集热侧水流量的增大,先增后减.当水流量与集热器总面积的比例为 $0.005 \text{ kg} \cdot (\text{h} \cdot \text{m}^2)^{-1}$ 时,系统逐时输出冷量和用户侧负荷的匹配性及系统经济性均较好.

3) 太原典型气象日,其他参数不变时,系统平均输出冷量随蓄热水箱容积的增大,先增后减.当水箱容积与集热器总面积的比例为 $0.02 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-2}$ 时,系统逐时输出冷量和用户侧负荷的匹配性及系统经济性均较好.

参考文献:

- [1] 王倩,田琦,张于峰,等.新型太阳能喷射与电压缩式联合制冷系统的研究[J].太阳能学报,2007,28(1):12-17.
- [2] HUANG B J, CHANG J M, PETRENKO V A, *et al.* A solar ejector cooling system using refrigerant R141b[J]. *Solar Energy*, 1998, 64(4/5/6): 223-226.
- [3] ALEXIS G K, KARAYIANNIS E K. A solar ejector cooling system using refrigerant R134a in the Athens area[J]. *Renew Energy*, 2005, 30(9): 1457-1469.
- [4] WOLPERT J L, RIFFAT S B, REDSHAW S. Prototype for a novel solar powered ejector air conditioning system in Mazunte, Mexico[R]. Goteborg: ISES Solar World Congress, 2003: 5-19.
- [5] 田琦,张于峰,张觉荣,等.新型太阳能喷射与电压缩联合制冷系统研究[J].太阳能学报,2006,26(6):842-846.
- [6] 王菲,沈胜强.新型太阳能双喷射制冷系统中喷射泵的性能分析[J].太阳能学报,2010,31(5):598-603.
- [7] VIDAL H, COLLE S, PEREIRA G D S. Modelling and hourly simulation of a solar ejector cooling system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26(7): 663-672.
- [8] WIMOLSIRI P, PER L. A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30(5): 840-850.
- [9] 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研究[J].华侨大学学报(自然科学版),2014,35(2): 185-190.
- [10] 田琦.集热器对太阳能喷射制冷系统性能的影响[J].太原理工大学学报,2007,38(3):250-252.
- [11] 韩俊峰,田瑞,阎素英.两种太阳能集热器的瞬时效率对比分析[J].能源工程,2009(2):25-27.
- [12] HUANG 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.

(责任编辑: 陈志贤 英文审校: 刘源岗)