

典型气象日蓄热型太阳能喷射制冷系统性能分析

李风雷,任艳玲

(太原理工大学 环境科学与工程学院,山西 太原 030024)

摘要: 以太原地区的气象参数为背景,利用 TRNSYS 仿真软件,模拟计算以 R141b 为制冷剂的蓄热型太阳能喷射制冷系统在夏季典型日的性能,分析系统的喷射系数、制冷量、能效比(COP)随着太阳辐射照度的逐时变化,以及蒸发温度、冷凝温度、喷射器喉部面积比(r)对系统性能系数的影响.结果表明:系统的性能随太阳辐射照度增强而提高;蓄热装置的使用拓宽了系统高效运行的时间,更加有效地利用了太阳能;在系统运行时段,各性能系数逐时变化趋势一致,且随着蒸发温度的升高而增大,随着冷凝温度的升高而减小;同一工况下, r 值越大喷射系数越大,最大制冷量及最大 COP 值也越大,且 $r=8.8$ 时的平均 COP 值最大可达 0.276.

关键词: 蓄热型;喷射制冷;太阳能;典型气象日;模拟计算;太原地区

中图分类号: TK 519 **文献标志码:** A

太阳能喷射制冷系统是以光热转换的形式利用太阳能,将太阳能集热器收集到的热量作为热源来驱动喷射系统.国内外学者对喷射制冷做了相关的研究^[1-8]. Dorantes 等^[1]以 R142b 为制冷剂分析了喷射系数和系统能效比(COP)随着发生温度、蒸发温度、冷凝温度等的变化情况. Mani 等^[2]以 R134a 为制冷剂,对 6 种不同结构尺寸的太阳能喷射制冷系统进行系统研究. Vidal 等^[3]以 R141b 为制冷剂,建立了太阳能喷射制冷系统性能逐时模拟程序,对巴西某地区进行了详细计算,得出了与相应制冷量匹配的集热器面积、倾角等. Yapici 等^[4]对制冷剂 R123 进行了太阳能喷射制冷的实验研究. 国内的何曙等^[8]选取我国具有代表性的 7 个城市,研究了太阳能喷射制冷系统的动态性能及其在我国应用的可行性和可靠性. 山西省太原市为第二类太阳能资源较丰富的地区,夏季有一半以上的天数日照时段内平均太阳辐射照度能够达到 $700\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$,且 7 月 11 日这一天具有代表性. 因此,研究太阳能喷射制冷系统在良好气象条件下的性能,对系统在该地区的应用具有重要的预测意义. 本文以太原地区的气象参数为背景,选取 R141b 为制冷工质,结合 TRNSYS 软件对太阳能集热系统进行了仿真计算,研究了典型气象日(7 月 11 日)蓄热型太阳能喷射制冷系统的性能,以及系统参数对各性能的影响.

1 系统工作原理

蓄热型太阳能喷射制冷系统由太阳能集热系统和喷射制冷系统组成,如图 1 所示. 集热系统主要有平板集热器、分层蓄热水箱、循环水泵;喷射制冷系统包括发生器、喷射器、蒸发器、冷凝器、工质泵等部件. 其中,蓄热水箱出口、发生器入口处的流量调节阀决定了蓄热水箱的输出热量.

系统工作工作原理:循环水泵开启,水进入平板集热器内,吸收热量温度升高后进入蓄热水箱;

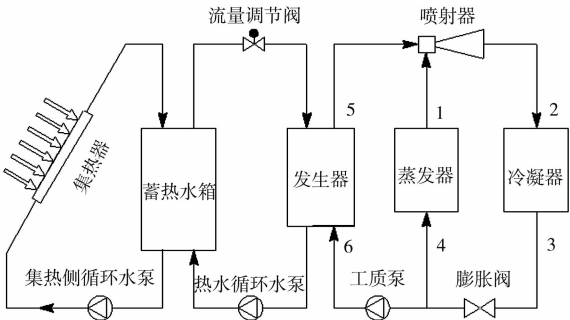


图 1 蓄热型太阳能喷射制冷系统
Fig. 1 Solar ejector refrigeration system with heat storage

当蓄热水箱上层水温达到热水循环泵开启所需温度后,热水进入发生器;制冷剂在发生器中与热媒进行热交换变成高压饱和蒸汽(工作流体),进入喷射器并在喷嘴中绝热膨胀、压力降低,从而将蒸发器中的蒸汽(引射流体)吸入喷射器中,混合后一同流入扩压段中,升高了引射流体的压力;然后,混合后的蒸汽进入冷凝器中放热,冷凝成液体后,制冷剂分两路,一路经工质泵被送入发生器中,另一路经节流阀节流降压后进入蒸发器中吸热汽化.图 2 为喷射制冷系统压焓图.

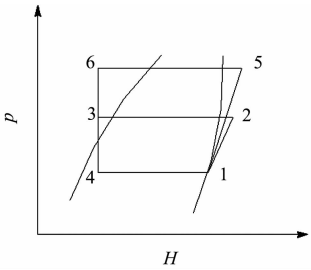


图 2 喷射制冷系统压焓图

Fig. 2 Pressure enthalpy diagram of ejector refrigeration system

2 系统的数学模型

2.1 蓄热水箱温度分层数学模型

蓄热水箱温度分层的数学模型主要有多节点模型和插入流模型两种.多节点模型的基本思想是:将水箱沿竖直方向分成多个层,每个层即为一个节点,每个节点内的水温相同,不同的节点温度不同.由于希望集热器的进水温度尽可能低,因此总是位于最下端;而取用热水一般为最高温度,即顶层温度,因此供应热水的出口位于最上端.集热器的出水和自来水(或回水)入口均采用浮动,寻找最佳的温度层进入^[9].图 3 为 N 节点分层水箱示意图.

从集热器出来的热水和自来水(或回水)进入蓄热水箱入口位置,其控制功能可用数学方法描述如下:

1) 定义函数 F_i^c (i 表示节点序号),用来描述接受集热器的出水的水箱具体层,有

$$F_i^c = \begin{cases} 1, & \text{若 } i = 1 \text{ 且 } \theta_{c,o} \geq \theta_{s,i}, \\ 1, & \text{若 } \theta_{s,i-1} \geq \theta_{c,o} > \theta_{s,i}, \\ 0, & \text{其他情况.} \end{cases} \quad (1)$$

式(1)中: $\theta_{c,o}$ 为集热器的出水温度; $\theta_{s,i}$ 为蓄热水箱第 i 个节点的水温.

2) 定义函数 F_i^l (i 表示节点序号),用来描述接受自来水上水(或回水)的水箱具体层,有

$$F_i^l = \begin{cases} 1, & \text{若 } i = N \text{ 且 } \theta_{l,r} < \theta_{s,N}, \\ 1, & \text{若 } \theta_{s,i-1} \geq \theta_{l,r} > \theta_{s,i}, \\ 0, & \text{其他情况.} \end{cases} \quad (2)$$

式(2)中: $\theta_{l,r}$ 为自来水上水(或回水)温度.

由于水的流动(进水、出水),其质量流量为 m ,节点间必然存在着相互混合,混合程度与集热器流量、负荷流量的大小及控制函数瞬时值有关.因此,节点间混合后节点 i 的质量平衡方程表达式为

$$\left. \begin{aligned} m_{m,1} &= 0, \\ m_{m,i} &= m_c \sum_{j=1}^{i-1} F_j^l - m_L \sum_{j=i+1}^N F_j^l, \\ m_{m,N+1} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

同时,节点 i 的能量平衡方程表达式为

$$m_i = \frac{d\theta_{s,i}}{dt} = \left(\frac{UA}{C_P}\right)_i (\theta_a - \theta_{s,i}) + F_i^c m_c (\theta_{c,o} - \theta_{s,i}) + F_i^l m_L (\theta_{l,i} - \theta_{s,i}) + \begin{cases} m_{m,i} (\theta_{s,i-1} - \theta_{s,i}), & \text{若 } m_{m,i} > 0, \\ m_{m,i+1} (\theta_{s,i-1} - \theta_{s,i+1}), & \text{若 } m_{m,i+1} < 0. \end{cases} \quad (4)$$

由此可知,节点越多表示分层效果越好.文中在太阳能集热系统 TRNSYS 模拟中采用的蓄热分层水箱节点数为 5.

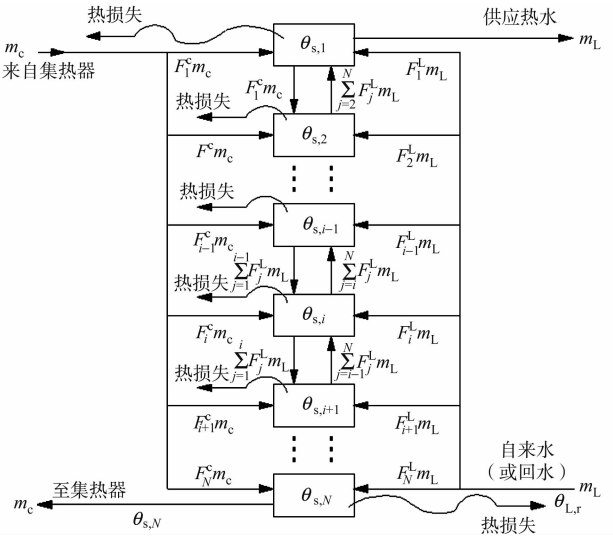


图 3 N 节点蓄热分层水箱示意图

Fig. 3 Stratified fluid storage tank

2.2 喷射制冷系统数学模型

喷射器是喷射制冷系统的核心部件. 为了分析简化, 对其模型做出以下 5 点假设: 1) 流体在喷射器内进行一维稳态流动; 2) 工作流体与引射流体均为饱和蒸汽; 3) 喷射器内工作流体与引射流体混合过程为定压混合; 4) 喷嘴入口、引射流体吸入口流体速度忽略不计; 5) 流动及混合过程中不可逆因素以各自的效率表示. 基于以上简化假设, 将质量、能量、动量守恒方程应用于喷射器, 喷射器的性能是由喷射系数 u 来评价的, 可定义为

$$u = m_e / m_g. \tag{5}$$

式(5)中: m_e 为引射蒸汽流量; m_g 为工作蒸汽流量.

如图 2 所示, 对于喷射制冷循环的性能参数, 通过能量守恒定律可以得到稳态条件下, 发生器换热量(Q_g)、冷凝器换热量(Q_c)、喷射制冷量(Q_e)的基本方程, 即

$$\left. \begin{aligned} Q_g &= m_g(h_5 - h_6), \\ Q_c &= (m_g + m_e)(h_2 - h_3), \\ Q_e &= m_e(h_1 - h_4). \end{aligned} \right\} \tag{6}$$

式(6)中: h_5, h_6 分别为发生器出、入制冷剂焓值; h_2, h_3 分别为冷凝器器入、出制冷剂焓值; h_1, h_4 分别为蒸发器出、入制冷剂焓值.

忽略工质泵耗功, 则喷射制冷系统的性能系数(COP)为喷射制冷量(Q_e)与发生器换热量(Q_g)的比值. 在典型气象日, 平均 COP 值为一天内总制冷量(Q_{ze})与发生器总换热量(Q_{zg})的比值.

3 系统的仿真模拟设计

图 4 为太阳能集热系统的 TRN-SYS 仿真模拟示意图, 所需的气象数据为太原市气象数据^[10]. 在太阳辐射照度为 $700 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$, 气温为 $29 \text{ }^\circ\text{C}$ 的条件下, 各模块设计参数如表 1 所示^[11].

集热侧循环水泵受温差和时间的联合控制, 其控制策略为: 1) 集热器出口流体水温高于集热侧循环泵出口水温 $8 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, 自动开启循环水泵, 当二者之差小于 $2 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, 循环水泵关闭; 2) 水泵在 $6:00 \sim 19:00$ 点之间处于开启状态. 热水循环泵开启受温度的控制: 蓄热水箱的上层水温达到 $85 \text{ }^\circ\text{C}$ 以上, 水泵开启. 这样做的目的是减少系统中各部件及循环管路的热量损失从而节约电能.

4 仿真结果与分析

利用前面的仿真模拟计算, 求得蓄热水箱各层水温及喷射制冷系统的运行时间; 然后, 结合 REF-PROP(Version 6.01)软件, 计算图 2 中制冷剂 R134a 各状态点的所有物性. 最后, 通过喷射制冷系统的数学模型, 计算并分析太原地区典型气象日(7 月 11 日)蓄热型太阳能喷射制冷系统的运行情况 & 性能系数.

4.1 系统性能随环境工况的变化

在喷射器喉部面积比为 7.5, 蒸发温度为 $8 \text{ }^\circ\text{C}$, 冷凝温度为 $32 \text{ }^\circ\text{C}$, 工作流体和引射流体均为饱和蒸

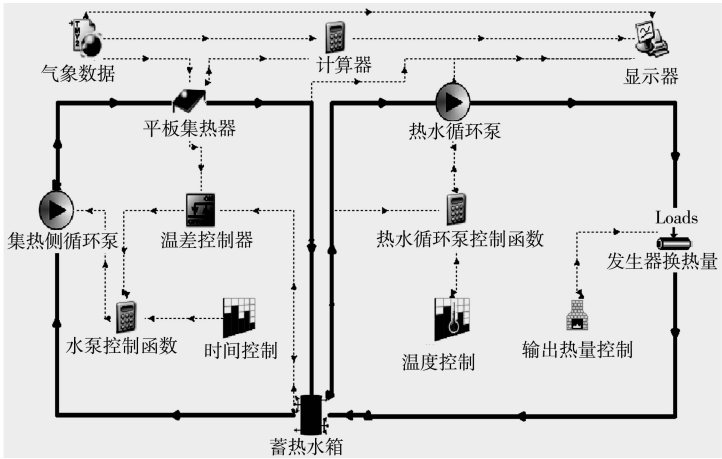


图 4 太阳能集热系统 TRNSYS 模拟

Fig. 4 TRNSYS simulation of solar heating system

表 1 太阳能集热系统各模块输入计算参数

Tab. 1 Parameters of the solar heating system

模块	参数类型	参数输入
平板集热器	集热器面积	300 m^2
	集热器倾角	37°
	集热器方位角	0°
分层蓄热水箱	水箱容积	15 m^3
	水箱热损失系数	$0.4 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$
	水箱温度分层	分 5 层, 每 0.6 m 一层
	水箱形式	圆柱型立式, 2 进 2 出
集热侧循环水泵	流量	$7.53 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$
热水循环泵	流量	$7\,555 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

汽的设定条件下,典型气象日蓄热型太阳能喷射制冷系统喷射系数(u)、制冷量(Q_c)和 COP 值随太阳辐射照度的变化图,如图 5 所示. 从图 5 可知:喷射系数、制冷量、系统 COP 值的变化趋势是一致的.

根据 TRNSYS 模拟结果,蓄热水箱上层温度(θ_{top})随太阳辐射照度(I)的变化规律,如图 6 所示. 从图 6 可知:10:30 之前喷射制冷系统并未运行,这是由于太阳辐射照度较弱,蓄热水箱处于储热阶段,上层水温过低而达不到喷射制冷系统正常运行所需的发生温度;10:45 以后,随着太阳辐射照度的增强,水箱蓄的热越来越多,上层水温也越来越高,发生温度也随着升高,喷射器喷射系数逐渐增大到最大喷射系数. 此时,通过水箱出口与发生器间的调节阀控制发生器的输出热量,使喷射制冷系统维持在最大喷射系数下运行. 因此,即使太阳辐射照度还在增强,系统的各性能却一直维持在最佳状态,并且系统的性能也没有立刻随着太阳辐射照度的减小而减小,而是直到太阳辐射照度降到很弱且水箱上层温度降低时喷射系数才开始减小. 这结果与传统的,没有蓄热装置的太阳能喷射制冷系统相比,更充分利用了太阳能.

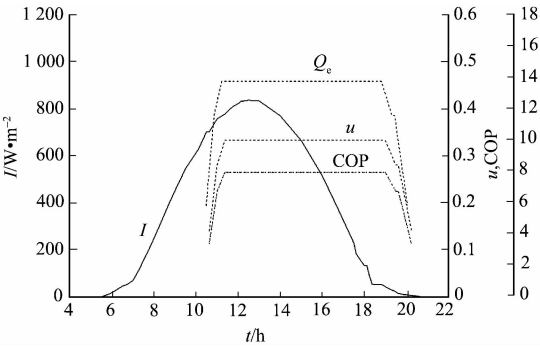


图 5 典型日系统性能随太阳辐射照度的变化
Fig. 5 Hourly variation of solar radiation intensity and refrigerating capacity during a typical day

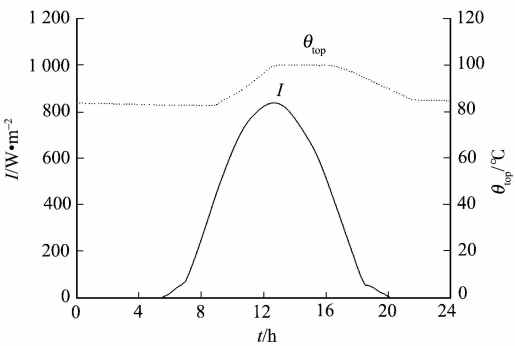
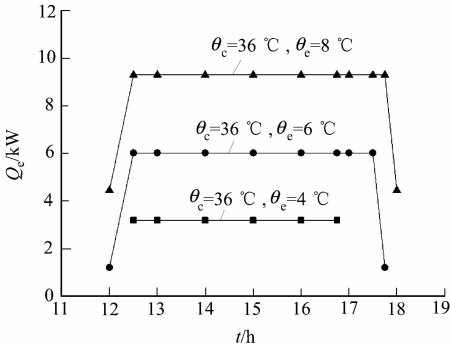


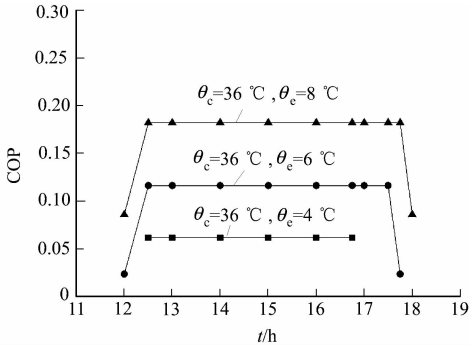
图 6 典型日蓄热水箱上层温度随太阳辐射照度的变化
Fig. 6 Variation of upper temperature with solar radiation intensity during a typical day

4.2 蒸发温度对系统性能的影响

当冷凝温度一定,蒸发温度不同的工况下,典型气象日喷射器喉部面积比为 7.5 的太阳能喷射制冷系统制冷量、COP 值的逐时变化情况,如图 7 所示. 从前文已知制冷量、COP 值是同步变化的. 从图 7 可知,随着蒸发温度的升高,系统制冷量、COP 值均增大,而且蒸发温度越高,系统在最大喷射系数下运行的时间越长,系统产生的制冷量也越多.



(a) 制冷量



(b) COP 值

图 7 典型日蒸发温度对系统性能的影响

Fig. 7 Effect of evaporation temperature on refrigerating capacity during a typical day

4.3 冷凝温度对系统性能的影响

在蒸发温度一定,冷凝温度不同的工况下,典型气象日太阳能喷射制冷系统制冷量、COP 值的逐时变化情况,如图 8 所示. 从图 8 可知:随着冷凝温度的升高,系统制冷量、COP 值均减小,而且冷凝温度越低,系统在最大喷射系数下运行的时间越长. 这是由于在低冷凝温度工况下,喷射系数所对应的发生温度较低. 然而,蓄热水箱在太阳辐射照度不太大的时候便可蓄足热量,且使上层水温能尽早达到喷射制冷系统运行所需的温度,这样系统就能较早地在最大喷射系数下运行,而且延长了该状态下的运行时

间,从而增加了系统的总制冷量。

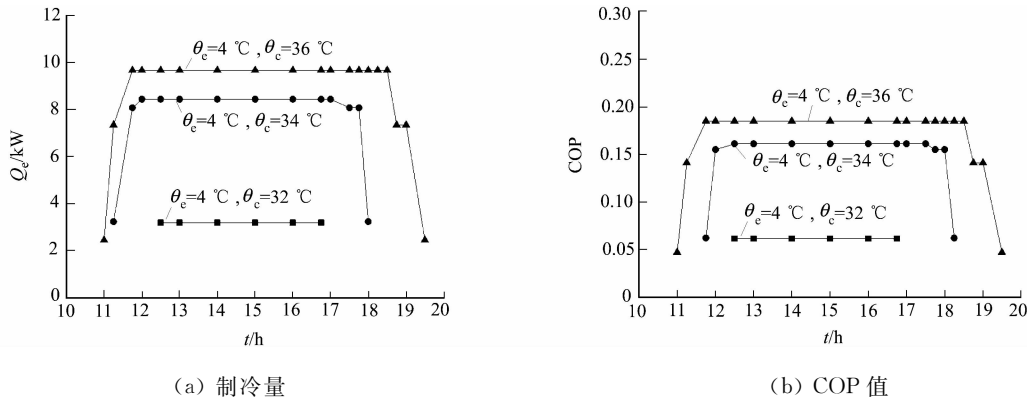


图 8 典型日冷凝温度对系统性能的影响

Fig. 8 Effect of condensation temperature on refrigerating capacity during a typical day

4.4 喉部面积比对系统性能的影响

在典型气象日,3 种不同喉部面积比(r)喷射器的太阳能喷射制冷系统制冷量比较,如图 9 所示。从图 9 可知: $r=6.6$ 和 $r=7.5$ 的喷射制冷系统比 $r=8.8$ 的喷射制冷系统较早开始、较晚停止制冷。这是由于在冷凝温度、蒸发温度一定的情况下,喉部面积比越大,喷射制冷系统运行所需的发生温度越高,从而导致系统的运行时间较短。从图 9 中还可知:喉部面积比大的喷射制冷系统逐时最大制冷量较大,这是由于喷射系数随着喉部面积比的增大而增大的原因。通过计算, $r=8.8$ 时,典型日平均 COP 最大,其值为 0.276。然而,与 $r=6.6$ 与 $r=8.8$ 相比,系统可提前 45 min 开始运行,滞后 80 min 停止运行。所以,系统中对喷射器的选择应考虑用户逐时冷负荷需求的分布特点。

4.5 温度控制热水循环泵开启对系统性能的影响

在蒸发温度为 10 °C,冷凝温度为 32 °C 计算工况下,热水循环泵控制温度在 85,90 °C 的典型气象日系统运行时间分别为 10:30~20:15 和 11:00~21:00。由此可以看出,水泵开启温度控制在 90 °C 显然要比在 85 °C 开启的晚 30 min,提供冷量也要比后者滞后,但是前者却比后者延迟 45 min 停止制冷。所以,水泵开启的控制温度就需要结合用户对冷负荷的需求特点来设置,应尽可能使系统的制冷量满足用户冷负荷需求的同时还能避免能源浪费。

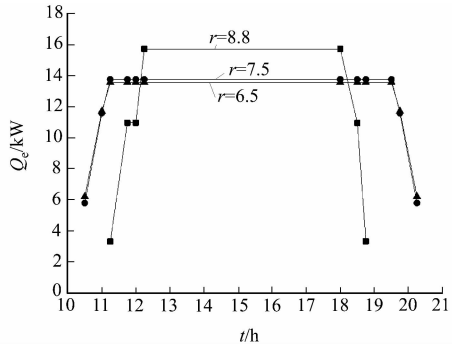


图 9 典型日喷射器喉部面积比对制冷量的影响

Fig. 9 Effect of ejector throat area ratio on refrigerating capacity during a typical day

5 结论

1) 蓄热型太阳能喷射制冷系统的热性能与太阳辐射照度有着密切的联系,喷射系数、制冷量和系统 COP 值随着太阳辐射照度的增强而增大。喷射器达到最大喷射系数后,由于调节阀控制蓄热水箱热量输出的作用使系统一直维持在系统最大 COP 值下运行,中午过后,随着太阳辐射照度的减弱系统的性能系数也跟着减小。这与传统的没有蓄热装置的太阳能喷射制冷系统相比,拓宽了系统在最佳状态下的运行时间,充分地利用了太阳能。另外,喷射系数、制冷量和系统 COP 值的变化趋势是一致的。

2) 典型气象日,以喷射器喉部面积比为 7.5 的喷射制冷系统为例,在冷凝温度一定的情况下,随着蒸发温度的升高,制冷量、系统 COP 值均增大,而且蒸发温度越高,系统在最大喷射系数下运行的时间越长,那么系统产生的制冷量也越多;而在蒸发温度一定的情况下,随着冷凝温度的升高,制冷量、系统 COP 值均减小,且冷凝温度越低,系统在最大喷射系数下运行的时间越长,产生的制冷量也越大。

3) 典型气象日,在冷凝温度、蒸发温度一定的情况下,喉部面积比越大,喷射制冷系统运行所需的发生温度越高,系统开始运行的越晚,停止运行的越早,且运行总时间越短。但同一运行时间,喉部面积比越大,喷射系数越大,从而制冷量也越大。当 $r=8.8$ 时,典型日平均 COP 值最大,为 0.276。因此,喷

射器的选择应考虑用户冷负荷需求的分布特点.

4) 热水循环泵开启温度控制的优化设计对系统制冷具有重要的意义. 水泵开启的控制温度需要结合用户对冷负荷的需求来设置, 在尽可能满足用户冷负荷需求的同时还能避免能源浪费.

参考文献:

- [1] DORANTES R, ESTRADAT C A, PILATOWSKYT I. Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system[J]. Applied Thermal Engineering, 1996, 16(8/9): 669-675.
- [2] SELVARAJU A, MANI A. Experimental investigation on R134a vapour ejector refrigeration system[J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(7): 1160-1166.
- [3] VIDAL H, COLLE S, PEREIRAL G, et al. Modelling and hourly simulation of a solar ejector cooling system[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(7): 663-672.
- [4] YAPICI R, YETISEN C C. Experimental study on ejector refrigeration system powered by low grade heat [J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(5): 1560-1568.
- [5] 田琦, 张于峰, 陈冠益, 等. 冷暖联供太阳能喷射制冷系统一次能耗研究[J]. 太阳能学报, 2004, 25(6): 826-831.
- [6] 王菲, 沈胜强. 不同制冷剂喷射制冷性能计算分析[J]. 化工学报, 2010, 16(2): 275-280.
- [7] 白慧峰. 全天候太阳能喷射-变速压缩复迭式制冷系统特性研究及优化[D]. 太原: 太原理工大学, 2010: 1-117.
- [8] 何曙, 李勇, 李海峰, 等. 太阳能喷射制冷系统性能模拟及其应用[J]. 制冷技术, 2008, 36(6): 60-65.
- [9] HADORN J C. Thermal energy storage for solar and low energy buildings: State of the art[M]. Paris: IEA-SHC Task 32, 2005: 1-170.
- [10] 中国气象局, 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.
- [11] 中国建筑标准设计研究院. 太阳能集中热水系统选用与安装[M]. 北京: 中国计划出版社, 2006: 1-93.

Performance Analysis on Solar Ejector Refrigeration System with Heat Storage Based on a Typical Weather Day

LI Feng-lei, REN Yan-ling

(College of Environmental Science and Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: By using weather parameters in Taiyuan area as background, performance of a solar ejector refrigeration system with heat storage which used R141b as refrigerant in summer typical weather days was simulated and calculated by TRNSYS. The hourly variation conditions of the performance of the system such as entrainment ratio, refrigerating capacity and coefficient of performance (COP) with solar radiation intensity were analyzed. And the effect of evaporation temperature, condensation temperature and ejector throat area ratio (r) on the performance of the system were also analyzed. Results show that the performance of the system increases with the increasing of solar radiation intensity. Using the heat storage tank device can broad the efficient running time of the system, and then uses the solar energy more effectively. In the system operation period, the hourly variation trend of every coefficient of the performance of the system is consistent, and increases with the rising of evaporation temperature and decreases with the rising of condensation temperature. Under the same conditions, r is larger, the greater the entrainment ratio, maximum refrigerating capacity and COP. And r is equal to 8.8, an average COP of 0.276 can be achieved, which is the biggest of all.

Keywords: heat storage tank; ejector refrigeration; solar energy; typical weather day; simulation calculation; Taiyuan area

(责任编辑: 黄仲一 英文审校: 刘源岗)