

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201707033



喷射式热泵系统的能量分析及焓分析

常 翌, 李 风 雷

(太原理工大学 环境科学与工程学院, 山西 太原 030024)

摘要: 建立一维喷射热泵(EHPC)系统热力学模型,以 R245fa 为制冷剂,采用能量分析和焓分析相结合的方式,分析设计工况的变化对喷射器及系统性能的影响.计算结果表明:当发生温度升高时,喷射系数及系统热效率(COP_h)增大,焓效率降低;当蒸发温度升高时,喷射系数和 COP_h,焓效率均增大;当冷凝温度升高时,喷射系数和 COP_h 减小,焓效率升高;该系统适宜的工作范围为蒸发温度 -15 ℃ 以上、冷凝温度 45 ℃ 以下.

关键词: 喷射器; 热泵; 能量分析; 焓分析; 系统工况; 模拟计算

中图分类号: TK 519 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2018)02-0227-06

Energy and Exergy Analyses of Ejector Heat Pump Cycle

CHANG Zhao, LI Fenglei

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

Abstract: A 1-D ejector heat pump cycle (EHPC) model was developed. Using R245fa as the working fluid, both energy and exergy analyses were carried out to investigate the variations of the ejector and system performance in terms of the design conditions. It can be derived that when the generating temperature increases, both of the entrainment ratio of the ejector and the system coefficient of performance (COP_h) of EHPC increase, while the exergy efficiency of the system decreases; when the evaporating temperature increases, the entrainment ratio of the ejector, COP_h, and exergy efficiency of EHPC all increase; when the condensing temperature increases, both of the entrainment ratio of the ejector and COP_h of EHPC decrease, while the system exergy efficiency increases. In addition, the evaporating temperature above -15 ℃ and the condensing temperature below 45 ℃ are suitable for the system.

Keywords: ejector; heat pump; energy analysis; exergy analysis; system conditions; simulation

太阳能热泵作为一种可降低建筑能耗的技术得到国内外学者的广泛关注^[1-2].其中,太阳能喷射热泵循环具有很大的潜力.Keenan 等^[3]首次提出利用能量守恒方程、动量方程和质量守恒方程预测一维喷射器的性能,并提出等压混合和等面积混合两种混合理论.Huang 等^[4]基于等压混合理论,提出喷射器临界模式的模型.Sun^[5]分析喷射器的几何尺寸对喷射器性能的影响.Chen 等^[6]分析并比较适合喷射制冷系统使用的制冷剂.Sarkar^[7]提出利用喷射器可极大地提高喷射热泵系统的性能.Yan 等^[8]分析一种新的喷射-压缩复合热泵系统.Wang 等^[9]提出一个喷射器驱动的蒸汽喷射热泵系统.目前,研究多从减少耗能的角度提高系统性能,而能量分析和焓分析相结合,可以为减小系统焓损失、提高能源的利用效率提供理论指导.本文采用一维等压混合喷射器模型,以 R245fa 为制冷剂,利用 FORTRAN 编程,采用焓分析和能量分析相结合的方法,对喷射热泵循环进行模拟,分析不同工况下各部件及系统性能.

收稿日期: 2017-07-14

通信作者: 李风雷(1967-),男,副教授,博士,主要从事空调制冷新技术、热能利用与节能技术的研究. E-mail: fengleili@126.com.

基金项目: 国际科技合作基金资助项目(2013DFA61580); 山西省科技攻关基金资助项目(20140313006-6); 山西省回国留学人员科研基金资助项目(2016-032)

1 循环原理

喷射热泵系统示意图和相应的压焓图,如图 1 所示. 图 1(b)中: h 为比焓值; P 为压力; t_g, t_c, t_e 分别表示发生温度、冷凝温度和蒸发温度. 一维等压混合喷射器的结构示意图,如图 2 所示. 高温高压的气态制冷剂(状态 6)经喷嘴压缩后,在喉部达到声速;随后,继续加速至超音速状态;在喷嘴出口形成低压区

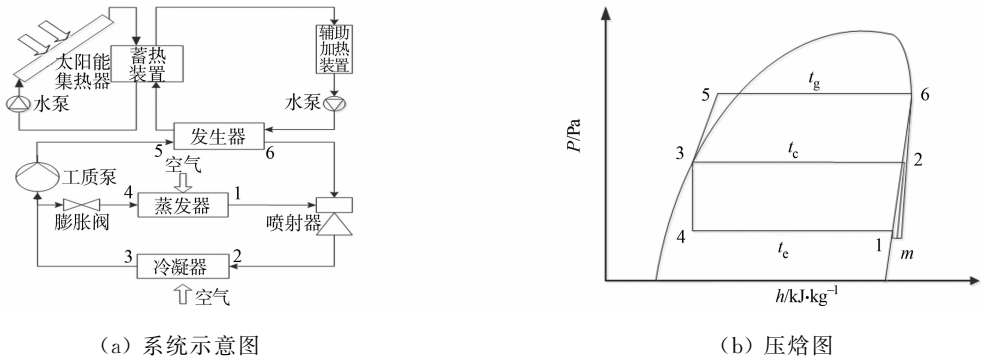


图 1 喷射热泵系统示意图和压焓图

Fig. 1 Schematic diagram and P - h diagram of ejector heat pump system

域,引射蒸发器出口的气态制冷剂(状态 1);在 y - y 截面处,一、二次流体开始等压混合,混合流体(状态 m)进入冷凝器内;经等压冷凝后,在冷凝器出口处,一路经膨胀阀进入蒸发器完成循环,另一路经工质泵提升压力后进入发生器.

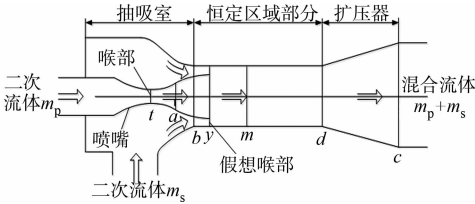


图 2 一维等压混合喷射器结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of 1-D constant pressure mixing ejector

2 热力学模型

2.1 喷射器模型

喷射器的主要部件包括喷嘴、抽吸室、混合室和扩压室. 为简化计算,对喷射器作 5 点假设^[4]:1) 流体为理想流体,其等压比热及绝热系数均为定值;2) 喷射器内流体为一维稳态流体;3) 一次流体在喷嘴入口处、二次流体入口处及混合流体在扩压室出口处的动能可以忽略;4) 一次流体从喷嘴排出后不会立即与二次流体混合,而是在截面 y - y 开始等压混合,在此截面处,二次流体发生壅塞现象;5) 喷射器内壁是绝热的.

2.1.1 喷嘴模型 在壅塞状态下,通过喷嘴的一次流体质量流量表达式为

$$\dot{m}_p' = \frac{P_g A_t}{\sqrt{t_g}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \sqrt{\eta_p} \tag{1}$$

式(1)中: $\eta_p=0.95$ 为等熵效率; γ 为制冷剂的绝热系数, $\gamma=C_p/C_v$; A_t 为喷嘴喉部截面积.

喷嘴出口截面积,即截面 a - a 面积表示为

$$(A_{p,a}/A_t)^2 \approx \frac{1}{M_{p,a}^2} \left[\frac{2}{(\gamma+1)} \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_{p,a}^2 \right) \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \tag{2}$$

式(2)中: $M_{p,a}$ 为一次流体在截面 a - a 处马赫数.

2.1.2 抽吸室模型 一次流体在截面 y - y 处所占面积的计算式为

$$\frac{A_{p,y}}{A_{p,a}} = \frac{\left(\frac{\Phi_p}{M_{p,y}} \right) \left[\left(\frac{2}{(\gamma+1)} \right) \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_{p,y}^2 \right) \right]^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)}}{\left(\frac{1}{M_{p,a}} \right) \left[\left(\frac{2}{(\gamma+1)} \right) \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_{p,a}^2 \right) \right]^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)}} \tag{3}$$

式(3)中: $M_{p,y}$ 为一次流体在截面 y - y 处的马赫数; $\Phi_p=0.88$, 衡量一次流体从截面 a - a 至 y - y 的损失.

二次流体在截面 y - y 处所占面积的计算式为

$$A_{s,y} = A_d - A_{p,y} \tag{4}$$

式(4)中: A_d 为截面 d - d 的面积,即混合室截面积.

二次流体在入口截面处的质量流量为

$$\dot{m}_s' = \frac{P_e A_{s,y}}{\sqrt{t_e}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \sqrt{\eta_s}. \quad (5)$$

式(5)中: $\eta_s=0.85$ 为等熵效率; P_e 和 t_e 分别为二次流体在喷嘴入口处压力和温度。

喷射系数表示为 $u=\dot{m}_s'/\dot{m}_p'$ 。一、二次流体流量分别为 $\dot{m}_p=\dot{m}_c/(u+1)$, $\dot{m}_s=u\dot{m}_c/(u+1)$ 。

2.1.3 混合室模型 一、二次流体在截面 $m-m$ 完成混合,混合流体的流速和温度的计算式为

$$\Phi_m[\dot{m}_p'v_{p,y}+\dot{m}_s'v_{s,y}]= (\dot{m}_p'+\dot{m}_s')v_m, \quad (6)$$

$$\dot{m}_p'(C_p t_{p,y} + \frac{v_{p,y}^2}{2}) + \dot{m}_s'(C_p t_{s,y} + \frac{v_{s,y}^2}{2}) = (\dot{m}_p' + \dot{m}_s')(C_p t_m + \frac{v_m^2}{2}). \quad (7)$$

式(6)中: Φ_m 用于衡量混合过程的损失,文中取 0.84。

2.1.4 扩压器模型 扩压器出口, c 点处混合流体的压力计算式为

$$P_c/P_d = (1 + M_d^2(\gamma - 1)/2)^{\gamma/(\gamma-1)}. \quad (8)$$

式(8)中: M_d 为截面 $d-d$ 处马赫数。

2.2 能量分析

冷凝器换热量可表示为

$$Q_{con} = \dot{m}_{con}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{ca}(h_{cao} - h_{cai}). \quad (9)$$

式(9)中: \dot{m}_{con} 和 \dot{m}_{ca} 分别为冷凝器中制冷剂和空气的质量流量; h_2 和 h_3 分别为冷凝器内制冷剂进口和出口处比焓值; h_{cai} 和 h_{cao} 分别为冷凝器内空气进口和出口处比焓值。系统制热量设定为 10 kW。

蒸发器换热量可表示为

$$Q_e = \dot{m}_s(h_4 - h_1). \quad (10)$$

式(10)中: \dot{m}_s 为一次流体流量; h_1 和 h_4 分别为蒸发器内制冷剂出口和进口处比焓值。

发生器换热量可表示为

$$Q_g = \dot{m}_p(h_6 - h_5). \quad (11)$$

式(11)中: h_5 和 h_6 分别为发生器内制冷剂进口和出口处比焓值。

工质泵所做的功可表示为 $W_{pump}=\dot{m}_p(h_5-h_3)$ 。

由太阳能集热器收集的有效热量为 $Q_u=Q_g=\dot{m}_p(h_6-h_5)$ 。

集热器面积的计算式^[10]为

$$A = Q_u/[F_R G \eta_{opt} - F_R U_L(t_p - t_a)]. \quad (12)$$

式(12)中: F_R 为能集热器的热排除系数,取 0.8; G 为太阳辐射照度; η_{opt} 为光转换效率,取 0.76; U_L 为热损失系数,取 $F_R U_L$ 为 $3.5 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$; t_p 为集热器表面平均温度,近似认为其等于发生器进出口算术平均温度, $t_p=(t_{gwi}+t_{gwo})/2$ 。

集热器所吸收的太阳能辐射热为 $Q_{rad}=AG$ 。系统的热效率为 $\text{COP}_h=Q_{con}/Q_g$ 。

2.3 焓分析

流体在某一状态下的焓值^[11]可表示为

$$Ex_i = \dot{m}_i ex_i, \quad ex_i = (h_i - h_0) - t_0(s_i - s_0). \quad (13)$$

冷凝器所处理的空气焓值可表示为 $Ex_{con}=\dot{m}_{ca}[(h_{cai}-h_{cao})-t_0(s_{cai}-s_{cao})]$ 。

在太阳能集热器中,由太阳辐射通量所携带的焓值可表示为

$$Ex_{rad} = Q_{rad}(1 - t_a/t_p). \quad (14)$$

式(14)中: t_a 为环境温度, $t_a=t_0=18^\circ\text{C}$ 。

考虑到热损失,由太阳能集热器吸收所获得的焓值为 $Ex_{abs}=Q_u(1-t_a/t_p)$ 。

太阳能集热器产生的焓损失和冷凝器内焓损失^[12]分别为

$$Ex_{des, coll} = Ex_{rad} - Ex_{abs}, \quad (15)$$

$$Ex_{des, con} = \dot{m}_{con} t_0 [(h_2 - h_3)/t_{ca} - (s_2 - s_3)]. \quad (16)$$

式(16)中: t_{ca} 为冷凝器空气侧进出口对数平均温度, $t_{ca}=(t_{cai}-t_{cao})/\ln(t_{cai}/t_{cao})$ 。

蒸发器内焓损失可表示为

$$Ex_{des, e} = \dot{m}_s t_0 [(h_4 - h_1)/t_{ea} - (s_4 - s_1)]. \quad (17)$$

式(17)中: t_{ea} 为蒸发器内空气侧进出口对数平均温度, $t_{ea}=(t_{eai}-t_{eao})/\ln(t_{eai}/t_{eao})$.

发生器内焓损失可表示为

$$Ex_{des,g}=\dot{m}_gt_0[(h_6-h_5)/t_{gw}-(s_6-s_5)].$$
 (18)

式(18)中: t_{gw} 为发生器内水的进出口对数平均温度, $t_{gw}=(t_{gwi}-t_{gwo})/\ln(t_{gwi}/t_{gwo})$.

制冷剂流经膨胀阀、喷射器内和工质泵内产生的焓损失分别为

$$Ex_{des,exp}=Ex_3-Ex_4=\dot{m}_st_0(s_4-s_3),$$
 (19)

$$Ex_{des,eje}=Ex_2-Ex_1-Ex_6=t_0[(\dot{m}_p+\dot{m}_s)s_2-\dot{m}_ss_1-\dot{m}_ps_6],$$
 (20)

$$Ex_{des,pump}=Ex_3-Ex_5-W_{pump}=\dot{m}_pt_0(s_5-s_3).$$
 (21)

系统内总焓损失表示为

$$Ex_{des,tol}=Ex_{des, coll}+Ex_{des, c}+Ex_{des, e}+Ex_{des, g}+Ex_{des, eje}+Ex_{des, exp}+Ex_{des, pump}.$$
 (22)

系统内各部件焓损失占总焓损失的比例表示为

$$\varphi_k=Ex_{des, k}/Ex_{des, tol}.$$
 (23)

式(23)中: k 为系统中各部件.

系统中总焓输入表示为 $Ex_{sys, input}=Ex_{rad}+W_{pump}$. 系统的焓效率

表示为
$$\eta_{sys}=\frac{Ex_{con}}{Ex_{sys, input}}=\frac{Ex_{con}}{W_{pump}+Ex_{rad}}.$$

喷射热泵循环系统性能的计算流程,如图 3 所示.

3 结果与分析

3.1 发生温度变化对系统性能的影响

当蒸发温度 $t_e=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、冷凝温度 $t_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,喷射热泵(EHPC)中各部件的焓损失 $Ex_{des, k}$ 及其占总焓损失比例 φ_k 随发生温度 t_g 的变化,如图 4,5 所示. 由图 4 可知:当发生温度升高时 EHPC 各部件焓损失及总焓损失均不同程度地增大,其中,工质泵、集热器和发生器焓损失的增长趋势最明显. 其原因是当发生温度升高时,发生器入口和工质泵出口处流体的焓值、熵值均增大,且工质泵、集热器和发生器内进出口流体焓差和熵值之差均增大. 由图 5 可知:喷射器的焓损失占总焓损失的 31%以上,仅次于集热器(约占 40%以上),随后为发生器(约 13%)、冷凝器(约 8%)和蒸发器(约 2%),而膨胀阀和工质泵占比均小于 1%. 集热器和发生器内焓损失是由具有一定温差的流体热传递造成的,温差越大,焓损失越大;喷射器内焓损失主要是流体经过缩-扩喷嘴时的摩擦所造成的. 由此可见,优化喷射器的结构可明显提高系统焓效率.

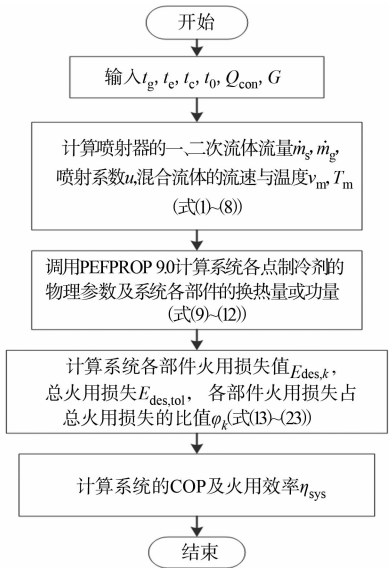


图 3 系统性能计算流程图

Fig. 3 Flow chart for calculation of system performance

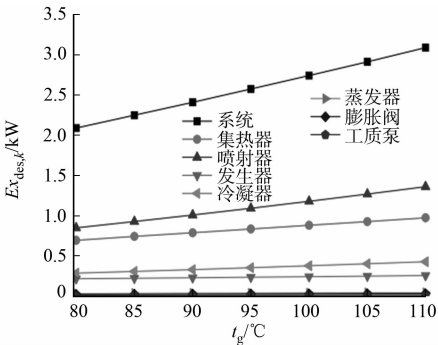


图 4 喷射热泵系统各部件焓损失随发生温度的变化

Fig. 4 Variation of component exergy destruction of EHPC with generating temperature

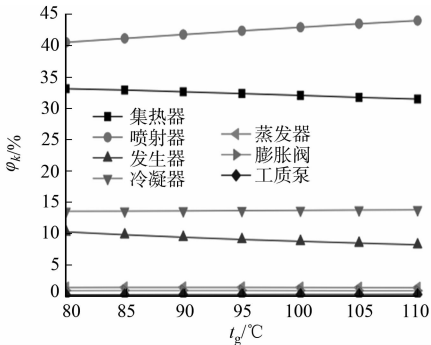


图 5 喷射热泵系统各部件焓损失占总焓损失比例随发生温度的变化

Fig. 5 Variation of component exergy destruction ratio of EHPC with generating temperature

当蒸发温度 $t_e=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、冷凝温度 $t_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,喷射系数、系统 COP_h 及焓效率 η_{sys} 随发生温度的变化,如图 6 所示. 由图 6 可知:当发生温度从 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,系统焓效率从 8.7% 降低至 6.4% .

原因是当发生温度升高时,系统输入的太阳能辐射热量增大,则系统输入的总焓值增大,而冷凝器处理的空气焓值不变;系统 COP 和喷射器喷射系数的变化趋势相似,均随发生温度的升高而升高,原因是在此一次流体温度的范围内,随着发生温度的升高,一次流体的动能增大,相同质量流量的一次流体可抽吸更多的二次流体,与之相应,喷射器面积比也增大。

3.2 蒸发温度的变化对系统性能的影响

当发生温度 $t_g=95\text{ }^{\circ}\text{C}$, 冷凝温度 $t_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,喷射热泵系统各部件焓损失随蒸发温度的变化,如图 7 所示。由图 7 可知:随着蒸发温度的升高,除蒸发器外其余系统部件和系统总焓损失均减小。这是因为当蒸发温度升高时,工质泵功率、集热器和发生器所需热量均降低。

当发生温度 $t_g=95\text{ }^{\circ}\text{C}$, 冷凝温度 $t_c=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,蒸发温度的变化对喷射器喷射系数、系统 COP 和系统焓效率的影响,如图 8 所示。由图 8 可知:当蒸发温度从 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降低到 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,喷射器的喷射系数从 1.28 降低到 0.13;当蒸发温度低至 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,喷射系数降至 0.1 以下,此时喷射器已不适宜工作;当系统 COP 从 1.95 降低至 1.09;系统焓效率从 10.1% 降至 6.7%,原因是当蒸发温度降低时,喷射器的喷射系数减小,一次流体质量流量增大,相同制热量所需要的太阳能辐射热量及工质泵功量均增大,则系统的输入焓增大,而系统的焓输出,即冷凝器所处理空气的焓不变。

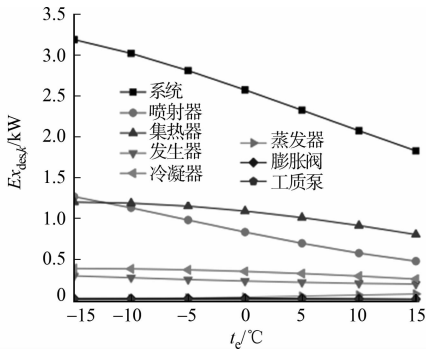


图 7 喷射热泵系统各部件焓损失随蒸发温度的变化
Fig. 7 Variation of component exergy destruction of EHPC with evaporating temperature

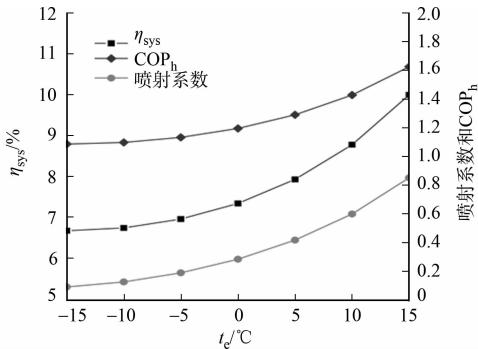


图 8 喷射热泵循环性能随蒸发温度的变化
Fig. 8 Variation of EHPC performance with evaporating temperature

3.3 冷凝温度的变化对系统性能的影响

当发生温度 $t_g=95\text{ }^{\circ}\text{C}$, 蒸发温度 $t_e=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,喷射热泵系统各部件及系统总焓损失随冷凝温度的变化,如图 9 所示。冷凝温度的变化对喷射器喷射系数、系统 COP 和系统焓效率的影响,如图 10 所示。

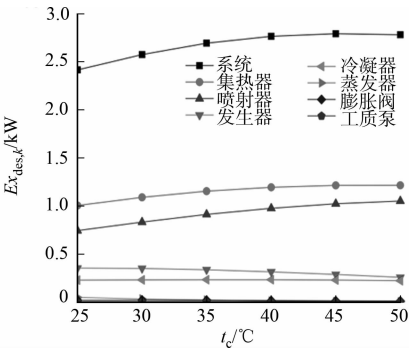


图 9 喷射热泵系统各部件焓损失随冷凝温度的变化
Fig. 9 Variation of component exergy destruction of EHPC with condensing temperature

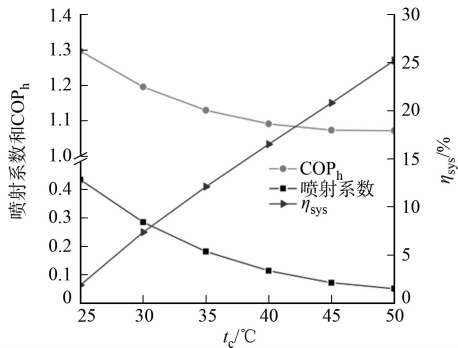


图 10 喷射热泵系统性能随冷凝温度的变化
Fig. 10 Variation of EHPC performance with condensing temperature

由图 9 可知:随着冷凝温度的升高,发生器、冷凝器、蒸发器及膨胀阀焓损失减小,集热器、喷射器和

工质泵焓损失均增大,其中,集热器及喷射器焓损失之和占总焓损失的 70%以上,所以,系统总焓损失增大.由图 10 可知:当冷凝温度从 25 ℃升高到 50 ℃时,喷射器的喷射系数从 0.43 降至 0.05,COP 从 1.30 降至 1.07;当冷凝温度升高到 45 ℃时,喷射系数降至 0.1 以下,此时喷射器不适宜工作,系统的焓效率从 1.9%增大至 25.2%.在设计供热量不变的前提下,由冷凝器内能量平衡方程可知,当冷凝温度升高时,冷凝器所处理空气的出口和进口焓值之差减小,空气的质量流量增大,且单位质量流量的空气的焓值增大,则系统焓输出增大,因此,系统焓效率增大.

4 结论

基于一维等压混合的理论,对喷射器及喷射热泵系统建立热力学分析模型,并利用焓分析和能量分析相结合的方法,对喷射热泵系统性能进行分析,得出以下 3 个结论.

1) 发生温度升高时,喷射系数及系统 COP 均升高,但系统焓效率降低;当蒸发温度降低或冷凝温度升高时,系统所需最低发生温度需要相应提高以维持系统正常运行.

2) 当蒸发温度升高时,喷射系数、系统 COP 和焓效率均增大;蒸发温度低于-15 ℃时,喷射器的喷射系数及系统 COP 过低,不适宜工作.

3) 当冷凝温度升高时,喷射系数和系统 COP 减小,系统焓效率增大;当冷凝温度高于 45 ℃时,喷射系数及系统 COP 过低,不适宜工作.

参考文献:

- [1] 黎珍,田琦,董旭.太原地区太阳能耦合空气源热泵一体化热水系统性能分析[J].华侨大学学报(自然科学版),2017,38(5):670-675. DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.201612014.
- [2] 杜彦,田琦,杨晋明,等.空气源热泵直接地板辐射供暖系统优化运行方式[J].华侨大学学报(自然科学版),2015,36(2):199-204. DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.2015.02.0199.
- [3] KEENAN J H. An investigation of ejector design by analysis and experiment[J]. Journal of Applied Mechanics, 1950,17(3):299-309.
- [4] 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. DOI:10.1016/S0140-7007(99)00004-3.
- [5] SUN Dawen. Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems[J]. Energy, 1996,21(10):919-929. DOI:10.1016/0360-5442(96)00038-2.
- [6] CHEN Jianyong, HAVTUN H, PALM B. Screening of working fluids for the ejector refrigeration system[J]. International Journal of Refrigeration, 2014,47:1-14. DOI:10.1016/j.ijrefrig.2014.07.016.
- [7] SARKAR J. Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems: A review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012,16(9):6647-6659. DOI:10.1016/j.rser.2012.08.007.
- [8] YAN Gang, BAI Tao, YU Jianlin. Energy and exergy efficiency analysis of solar driven ejector-compressor heat pump cycle[J]. Solar Energy, 2016,125:243-255. DOI:10.1016/j.solener.2015.12.021.
- [9] WANG Xiao, YU Jianlin, XING Meibo. Performance analysis of a new ejector enhanced vapor injection heat pump cycle[J]. Energy Conversion and Management, 2015,100:242-248. DOI:10.1016/j.enconman.2015.05.017.
- [10] PRIDASAWAS W, LUNDQVIST P. An exergy analysis of a solar-driven ejector refrigeration system[J]. Solar Energy, 2004,76(4):369-379. DOI:10.1016/j.solener.2003.11.004.
- [11] KARA O, ULGEN K, HEPBASLI A. Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2008,12(5):1383-1401. DOI:10.1016/j.rser.2006.12.001.
- [12] SARKAR J, BHATTACHARYYA S, GOPAL M R. Optimization of transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications[J]. International Journal of Refrigeration, 2004,29(5):735-743.

(责任编辑:黄晓楠 英文审校:刘源岗)