

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201904019



两相喷射器增压的二级压缩 制冷系统性能分析

刘琬琳, 黄潇治, 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: 建立一维等面积两相喷射器热力学模型,改进传统的二级压缩系统,提出一种喷射器增压的二级压缩制冷系统.以 R1234yf 为制冷剂,采用能量分析模型,研究不同设计工况下喷射器的性能.结果表明:当蒸发温度升高时,系统的性能系数(COP)和喷射系数增大,喷射器升压比减小;当冷凝温度升高时,COP 和喷射系数减小,喷射器升压比增大;当蒸发温度为 0℃,冷凝温度为 50℃时,COP 随着中间温度的升高先增大后减小,且存在一个最优中间温度,系统性能提高率可达 10%以上.

关键词: 两相喷射器; 二级压缩; 制冷系统; 热力学模型

中图分类号: TK 519 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2020)01-0060-07

Analysis on Performance of Two-Stage Compression Refrigeration System Pressurized With Two-Phase Ejector

LIU Wanlin, HUANG Xiaozhi, LI Fenglei

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

Abstract: A one-dimension constant area mixing two-phase ejector thermodynamic model was established, and a type of two-stage compression refrigeration system pressurized with ejector was proposed to improved the traditional two-stage compression refrigeration system. Using R1234yf as the refrigerant, a thermodynamic model was used to study the performance of the ejector in different design conditions. The results show that with the increase of evaporating temperature, the coefficient of performance (COP) and the entrainment ratio both increase, while the pressure lift ratio of the ejector decreases. When the condensation temperature increases, COP and the entrainment ratio decrease, and the pressure lift ratio of the ejector increases. When the evaporating temperature and condensation temperature are 0℃ and 50℃, respectively, the COP increases first and then drops down with the increase of intermediate temperature. In addition, there exists an optimal intermediate temperature, and the system performance improvement rate can reach up to more than 10%.

Keywords: two-phase ejector; two-stage compression; refrigeration system; thermodynamic model

随着科技的进步,人们对建筑舒适性的要求日益增长.在能源日益紧缺的现状下,发展制冷空调节能技术十分重要.Kornhauser^[1]提出一种蒸汽压缩喷射制冷循环系统,用喷射器代替节流阀回收一部分膨胀功.喷射器是压缩喷射制冷循环中的关键部件.Keenan^[2]将喷射器模型分为等压混合模型和等面

收稿日期: 2019-04-11

通信作者: 李风雷(1967-),男,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: 国家国际科技合作项目(2013DFA61580); 山西省重点研发计划项目(201803D31036); 山西省回国留学人员科研资助项目(2016-032)

积混合模型. Huang 等^[3]以 R141b 为制冷剂, 建立一维气气等压混合喷射器热力学模型, 认为一次流体在喷嘴喉部达到壅塞, 并进行验证. 朱高强^[4]分别计算文献[5-7]提出的 3 种两相流声速模型, 选取与实验结果最为吻合的声速模型, 并运用于喷射器的模拟中. Li 等^[8]建立气液等面积混合两相喷射器的设计模型. 王菲等^[9]考虑喷射器混合室内产生凝结激波的现象, 并提出激波的判断和控制方程. 在温度较低的环境中, 研究者常采用二级压缩制冷系统降低压缩机的压比, 避免压缩机排气温度过高而导致系统运行不稳定. Xu 等^[10]研究发现, 与单级压缩系统相比, 二级压缩系统的制冷量和性能系数(COP)都相应地增加 10% 左右. 金旭等^[11]研究二级压缩系统的中间压力对系统性能的影响, 发现中间压力升高使系统的性能系数出现最优值. 基于此, 本文提出一种喷射器增压的二级压缩系统(TCRE), 并建立喷射器的热力学模型, 以 R1234yf 为制冷剂, 采用模拟分析方法对系统性能进行研究.

1 循环原理

两相喷射器增压的二级压缩制冷系统是在传统的二级压缩系统中利用气液分离器进行中间补气增焓, 从而达到降低压缩机的压比、扩大系统的运行范围、降低功耗、节能减排的目的. 在此基础上, 引入喷射器部件, 采用喷射器代替节流阀的方法, 回收部分膨胀功, 大幅减少系统节流过程导致的能量损失, 整体提高了二级压缩制冷系统的效率及低压级压缩机的吸气压力, 进一步降低压缩机的功耗.

两相喷射器增压的二级压缩制冷系统, 如图 1 所示. 图 1 中: p 为压力; h 为焓; Δp_{p1} 为一次流体入口到喷嘴出口的压力降. 由图 1(a)可知: 来自高压级压缩机的气态制冷剂(状态 4)经过冷凝器, 冷凝为液态制冷剂(状态 5), 经过节流阀 1, 膨胀到与气液分离器 1 相同的压力(状态 6), 气液分离器 1 分离出的饱和液态制冷剂(状态 7)为喷射器的一次流体, 进入喷嘴; 在喷嘴作用下, 制冷剂变为高速、低压的气液混合状态, 引射来自蒸发器出口的气态制冷剂(状态 12), 并在喷射器内部进行混合升压, 最终形成气液混合物从扩压室出口流出(状态 9), 进入气液分离器 2; 气液分离器 2 分离出的饱和液态制冷剂(状态 10)通过节流阀 2, 变成气液混合物(状态 11)回到蒸发器, 被一次流体引射进入喷射器, 形成喷射器内制冷剂的循环气态制冷剂(状态 1)进入低压级压缩机, 与来自气液分离器 1 的饱和汽(状态 8)混合, 在中间冷却器冷却后(状态 3), 进入高压级压缩机, 增压后进入冷凝器(状态 4), 完成系统的循环.

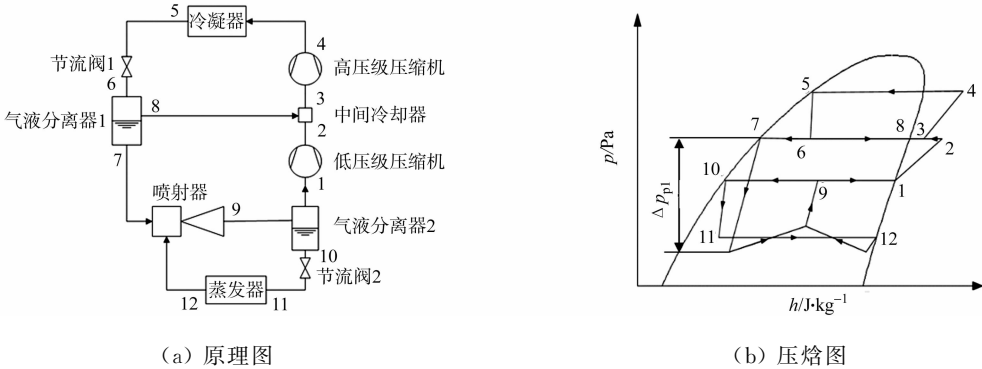


图 1 两相喷射器增压的二级压缩制冷系统

Fig. 1 Two-stage compression refrigeration system pressurized with two-phase ejector

2 热力学模型

2.1 喷射器模型

两相喷射器主要包括喷嘴、吸入室、混合室和扩压室 4 个部分, 其结构示意图, 如图 2 所示. 图 2 中: 一次流体为液体; 二次流体为气体;

2.1.1 基本假设 为简化计算, 对喷射器做以下 5 点假设^[12]: 1) 在喷射器内, 流体的流动为一维稳态流动; 2) 一次流体入口、二次流体入口及扩压室出口处的动能忽略不计; 3) 在喷射器内, 制冷剂的压力损失和热量损失忽略不计; 4) 喷射器采用等面积混合模型, 一次流体与二次流体在喷嘴出口处达到相同压力, 开始混合; 5) 喷射器的等熵效率保持不变.

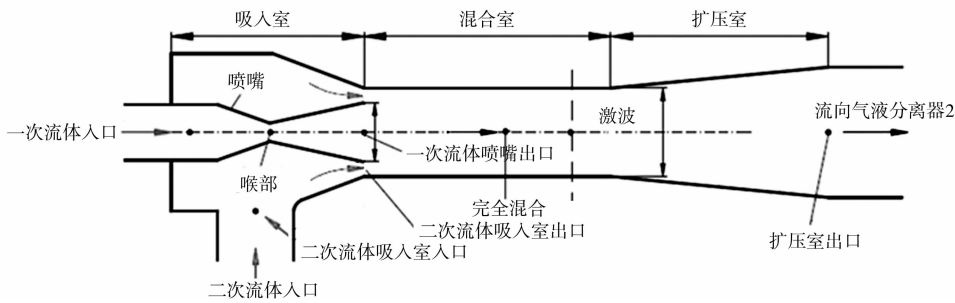


图 2 两相喷射器的结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of two-phase ejector

2.1.2 喷嘴入口到喉部的参数 一次流体从喷嘴入口至喉部的流动过程遵循能量守恒定律,通过喉部的等熵效率 η_t 考虑流体在实际流动过程中的膨胀损失. 喷嘴入口到喉部的参数分别为

$$\left. \begin{aligned} h_{p0} &= f(T_{p0}, p_{p0}), & s_{p0} &= f(T_{p0}, p_{p0}), & h_{t,s} &= f(p_t, s_{p0}), \\ h_t &= h_{p0} - \eta_t(h_{p0} - h_{t,s}), & h_{p0} &= h_t + \frac{v_t^2}{2}. \end{aligned} \right\} \tag{1}$$

式(1)中: h_{p0}, h_t 分别为一次流体入口、喉部的焓, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$; T_{p0} 为喷嘴入口温度, K ; $h_{t,s}$ 为一次流体从入口到喉部等熵膨胀后的焓, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$; p_{p0}, p_t 分别为一次流体的压力和喉部压力, Pa ; s_{p0} 为一次流体入口的熵, $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$; v_t 为喉部流体的速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$.

喷嘴将高压的液态制冷剂的压力势能转化成动能,液态制冷剂变成气液混合状态,此时,喷嘴喉部的流体达到壅塞状态,即达到声速^[5],有

$$a^2 = \frac{1}{\bar{\rho}} \frac{1}{\left(\frac{\alpha}{\rho_v a_v^2} + \frac{1-\alpha}{\rho_l a_l^2} \right)}, \quad v_t = a_t, \tag{2}$$

则喉部面积 A_t 为

$$A_t = m_p / (\rho_t v_t). \tag{3}$$

式(2), (3)中: a, a_t 分别为两相流体、喉部流体的声速, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; a_v, a_l 分别为流体在气态、液态时的声速, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; $\bar{\rho}, \rho_t$ 分别为两相流体、喉部流体的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; ρ_v, ρ_l 分别为流体在气态、液态时的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; α 为孔隙率, %; m_p 为一次流体的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

喷射系数 u_{gl} 是评价喷射器工作性能优劣的重要参数,其计算式为

$$u_{gl} = m_s / m_p, \quad m_p = m / (1 + u_{gl}), \quad m_s = mu_{gl} / (1 + u_{gl}). \tag{4}$$

式(4)中: m, m_s 分别为流过喷射器的流体和二次流体的质量流量.

2.1.3 喷嘴出口参数 流体从喷嘴喉部至喷嘴出口可看作等熵过程,遵循质量守恒和能量守恒定律,可得

$$p_{p1} = p_{p0} - \Delta p_{p1}, \quad h_{p1} = f(p_{p1}, s_t), \quad \rho_{p1} = f(p_{p1}, s_t), \quad h_t + \frac{v_t^2}{2} = h_{p1} + \frac{v_{p1}^2}{2}. \tag{5}$$

式(5)中: $p_{p1}, h_{p1}, \rho_{p1}, v_{p1}$ 分别为一次流体在喷嘴出口的压力、焓、密度和速度; Δp_{p1} 为一次流体入口到喷嘴出口的压力降; s_t 为喉部的熵.

喷嘴出口的面积 A_{p1} 为

$$A_{p1} = \frac{m_p}{\rho_{p1} v_{p1}}. \tag{6}$$

2.1.4 吸入室参数 已知二次流体入口温度为 T_{s0} , 引入吸入室等熵效率 $\eta_s = 0.98$ ^[12], 以考虑实际流动过程中的摩擦损失, 当一、二次流体到达等面积混合室截面时, 压力相等, 其流动过程遵循能量守恒定律. 二次流体的相关参数分别为

$$\left. \begin{aligned} h_{s0} &= f(T_{s0}, p_{s0}), & s_{s0} &= f(T_{s0}, p_{s0}), & h_{s1,s} &= f(p_{s1}, s_{s0}), \\ h_{s1} &= h_{s0} - \eta_s(h_{s0} - h_{s1,s}), & \rho_{s1} &= f(p_{s1}, h_{s1}), & h_{s0} &= h_{s1} + \frac{v_{s1}^2}{2}. \end{aligned} \right\} \tag{7}$$

式(7)中: $h_{s1,s}$ 为二次流体从入口到吸入室入口等熵膨胀后的焓; $h_{s0}, T_{s0}, p_{s0}, s_{s0}$ 分别为二次流体入口的焓、温度、压力和熵; $h_{s1}, p_{s1}, \rho_{s1}, v_{s1}$ 分别为二次流体吸入室出口的焓、压力、密度和速度。

吸入室出口面积 A_{s1} 为

$$A_{s1} = \frac{m_s}{\rho_{s1} v_{s1}}. \quad (8)$$

一、二次流体在喷嘴出口处混合, 则等截面混合室面积 A_m 为

$$A_m = A_{p1} + A_{s1}. \quad (9)$$

2.1.5 混合室参数 一、二次流体混合后进入混合室, 混合流体在混合室内的流动遵循动量、能量、质量守恒定律, 可得

$$p_{p1} A_{p1} + p_{s1} A_{s1} + \phi_m (m_p v_{p1} + m_s v_{s1}) = p_m A_m + (m_p + m_s) v_m, \quad (10)$$

$$m_p \left(h_{p1} + \frac{v_{p1}^2}{2} \right) + m_s \left(h_{s1} + \frac{v_{s1}^2}{2} \right) = (m_p + m_s) \left(h_m + \frac{v_m^2}{2} \right), \quad (11)$$

$$h_m = f(p_m, \rho_m). \quad (12)$$

式(10)~(12)中: p_m 为混合室出口的压力; ϕ_m 为混合室内两股流体混合造成的动量损失系数; v_m, h_m, ρ_m 分别为混合室的流体速度、焓和密度。

2.1.6 激波的控制方程^[9] 如果混合流体完全混合后的速度超过声速, 将产生凝结激波. 此时, 流体压力突增, 混合流体的声速 a_m 可通过式(2)计算得出. 流体的流动过程遵循质量、动量、能量守恒定律, 则激波的控制方程为

$$\left. \begin{aligned} \rho_m v_m &= \rho_b v_b, & \rho_m v_m^2 + p_m &= \rho_b v_b^2 + p_b, \\ h_m + \frac{v_m^2}{2} &= h_b + \frac{v_b^2}{2}, & h_b &= f(p_b, \rho_b). \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式(13)中: ρ_b, v_b, p_b, h_b 为产生激波时的流体密度、速度、压力和焓。

2.1.7 扩压室参数 引入扩压室等熵效率 $\eta_d = 0.86^{[13]}$, 以考虑混合流体在扩压室压缩过程中的阻力损失. 在此过程中, 流体速度逐渐减小, 压力逐渐升高, 动能进一步转化为压力势能, 由能量守恒定律可得扩压室出口的相关参数分别为

$$h_d = h_b + \frac{v_b^2}{2}, \quad h_{d,s} = h_b + \eta_d (h_d - h_b), \quad p_d = f(h_{d,s}, s_b), \quad x_d = f(h_{d,s}, s_b). \quad (14)$$

式(14)中: h_d, p_d, x_d 分别为扩压室出口的焓、压力和干度; $h_{d,s}$ 为混合流体在扩压室内等熵膨胀后的焓; s_b 为产生激波时的熵。

喷射器出口连接气液分离器, 为维持系统的稳定运行, 喷射器出口的干度和喷射系数需满足 $x_d = \frac{1}{1+u_{gl}}$. 喷射器升压比 R_{lif} 为喷射器出口压力与二次流体入口压力的比值, 即

$$R_{lif} = p_d / p_{s0}. \quad (15)$$

2.2 系统其他部件模型

2.2.1 蒸发器参数 蒸发器出口的状态参数为

$$h_{12} = f(T_e, x = 1), \quad Q_e = m_s (h_{12} - h_{11}). \quad (16)$$

式(16)中: T_e 为蒸发温度; Q_e 为所需制冷量; x 为干度; h_{11}, h_{12} 分别为状态 11, 12(图 1)的焓。

2.2.2 冷凝器参数 冷凝器出口的参数为

$$h_5 = f(T_c, x = 0), \quad Q_c = (m_p + m_s) (h_4 - h_5). \quad (17)$$

式(17)中: T_c 为冷凝温度; Q_c 为换热量; h_4, h_5 分别为状态 4, 5(图 1)的焓。

2.2.3 节流阀参数 给定中间温度 T_n , 可计算出节流阀 1 的出口参数 $T_6 = T_n, h_6 = h_5, p_6 = f(T_6, h_6), x_6 = f(T_6, h_6)$; 节流阀 2 的出口参数 $h_{11} = h_{10}$ 。

2.2.4 气液分离器参数 气液分离器将气液两相制冷剂分离为饱和汽态制冷剂和饱和液态制冷剂, 气液分离器 1 的出口参数 $h_8 = f(p_6, x = 1), h_7 = f(p_6, x = 0)$, 状态 8, 7 分别为气液分离器分离出的饱和汽和饱和液. 同理, 气液分离器 2 的出口参数 $h_1 = f(p_9, x = 1), h_{10} = f(p_9, x = 0)$, 状态 1, 10 分别为气液分离器分离出的饱和汽和饱和液。

2.2.5 压缩机参数 1) 低压级压缩机的参数: $P_{\text{com1}}=m_{\text{r1}}(h_2-h_1);h_2=\frac{h_{2,\text{s}}-h_1}{\eta_{\text{com1}}}+h_1;\eta_{\text{com1}}=0.874\,0-0.013\,5\times\frac{p_2}{p_1};m_{\text{r1}}=\frac{\eta_{\text{v}}nV_{\text{dis}}}{v_1};\eta_{\text{v}}=0.959\,00-0.006\,42\times\frac{p_2}{p_1}$. 其中, P_{com1} 为低压级压缩机的功率; h_1,h_2 分别为低压级压缩机的入口和出口的焓; $h_{2,\text{s}}$ 为流体在低压级压缩机内等熵膨胀后的焓; p_1,p_2 分别为低压级压缩机的入口和出口的压力; m_{r1} 为通过低压级压缩机的质量流量; n,V_{dis} 分别为压缩机的转速和排量; v_1 为压缩机入口处制冷剂的比容; η_{com1} 为低压级压缩机的等熵效率; η_{v} 为压缩机的容积效率^[14].

2) 高压级压缩机参数: $P_{\text{com2}}=m_{\text{r2}}(h_4-h_3);h_4=\frac{h_{4,\text{s}}-h_3}{\eta_{\text{com2}}}+h_3;\eta_{\text{com2}}=0.874\,0-0.013\,5\times\frac{p_4}{p_3};m_{\text{r2}}=\frac{\eta_{\text{v}}nV_{\text{dis}}}{v_2};\eta_{\text{v}}=0.959\,00-0.006\,42\times\frac{p_4}{p_3}$. 其中, P_{com2} 为高压级压缩机的功率; h_4,h_3 分别为高压级压缩机的入口和出口的焓; $h_{4,\text{s}}$ 为流体在高压级压缩机内等熵膨胀后的焓; p_4,p_3 分别为高压级压缩机的入口和出口的压力; η_{com2} 为高压级压缩机的等熵效率; m_{r2} 为通过高压级压缩机的质量流量.

2.2.6 中间混合的参数 进入高压级压缩机的流体的质量流量 m_{r2} 为流经低压级压缩机的流量与来自气液分离器 1 的饱和汽质量流量之和,混合后使来自低压级压缩机的排气温度冷却至与中间冷却器相同的温度,根据热平衡,有 $m_{\text{r1}}h_2+m_{\text{r2}}h_8=(m_{\text{r1}}+m_{\text{r2}})h_3$.

2.3 系统性能计算模型

系统的性能系数 COP、系统相对于传统二级压缩系统的性能系数提高率 δ_{COP} ,以及系统总功率 P_{com} 分别为

$$\text{COP}=\frac{Q_{\text{e}}}{P_{\text{com1}}+P_{\text{com2}}},\quad \delta_{\text{COP}}=\frac{\text{COP}-\text{COP}'}{\text{COP}'}\times 100\%,\quad P_{\text{com}}=P_{\text{com1}}+P_{\text{com2}}. \tag{18}$$

式(18)中: COP' 为传统二级压缩系统(TCRS)的性能系数^[15].

3 结果与分析

3.1 中间温度对系统性能的影响

在二级压缩系统中,中间压力对系统性能具有明显的影响. 制冷系数最大时的中间压力为最优中间压力,其对应的温度为最优中间温度. 为方便叙述,蒸发温度、冷凝温度、中间温度均采用摄氏温度.

当蒸发温度 t_{e} 为 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷凝温度 t_{c} 分别为 $45,50,55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,中间温度 t_{n} 对喷射器增压的二级压缩系统性能系数的影响,如图 3 所示. 由图 3 可知:随着中间温度的升高,COP 先增大后减小;存在最优中间温度,分别为 $25,30,35\text{ }^{\circ}\text{C}$. 这是因为随着中间温度的升高,开始时,喷射器一次流体入口的压力变大,喷射器升压比变大,使压缩机的压比减小,压缩机功率减小,系统性能提高;随着中间温度继续升高,喷射器升压比增长缓慢,低压级压缩机的压比持续增加,功率增大,系统性能系数下降.

当蒸发温度为 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷凝温度为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,系统的 COP, COP' , δ_{COP} 随着中间温度的变化情况,如图 4 所示. 由图 4 可知:当中间温度从 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,COP, COP' 先增大后减小;COP 从 3.70 增加到 4.11 ,又减小到 3.97 ,最优中间温度为 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$;COP' 从 3.57 增加到 3.79 ,又减小到 3.39 ,最优中间温度

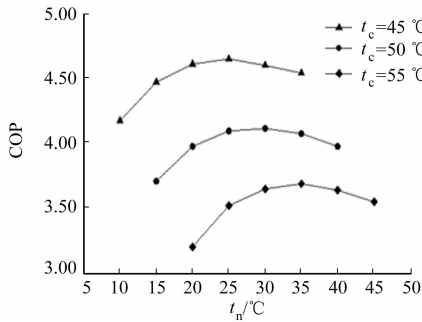


图 3 不同冷凝温度下 COP 随着中间温度的变化情况
Fig. 3 Variation of COP with intermediate temperature at different condensation temperatures

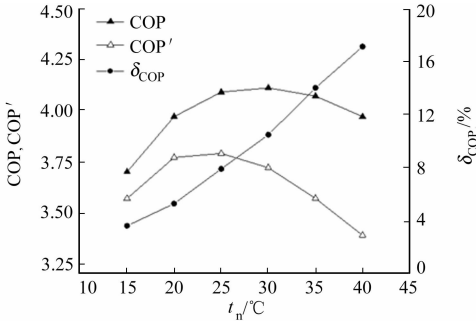


图 4 COP, COP' , δ_{COP} 随着中间温度的变化情况
Fig. 4 Variation of COP, COP' and δ_{COP} with intermediate temperature

为 25 ℃;COP'减小的程度比 COP 大,COP 始终大于 COP'; δ_{COP} 从 3.64 % 升高到 17.10 %。这是因为随着中间温度的升高,TCRE 和 TCRS 系统的低压级压缩机的压比都持续增加,但 TCRE 系统中的喷射器也具有增压作用,因此,低压级压缩机升压比增大的程度小于 TCRS 系统,压缩机功率较小,系统的性能系数提高率变大。由此可见,喷射器增压的二级压缩系统的经济性更优。

3.2 蒸发温度对系统性能的影响

当冷凝温度为 50 ℃时,COP,喷射系数 u_{gl} 和喷射器升压比 R_{lif} 随着蒸发温度的变化情况,如图 5 所示。由图 5 可知:当蒸发温度从 -15 ℃ 升高到 10 ℃ 时,COP 从 2.85 升高到 5.43,喷射系数从 0.71 升高到 0.82,升压比从 1.12 下降到 1.04。这是因为随着蒸发温度的升高,喷射器入口的二次流体的温度升高,二次流体的压力与流量增大。因此,喷射系数增加,升压比减小,蒸发器的制冷量变大,COP 也变大。

当冷凝温度为 50 ℃时,COP,COP', δ_{COP} 随着蒸发温度的变化情况,如图 6 所示。由图 6 可知:随着蒸发温度从 -15 ℃ 升高到 10 ℃,COP,COP' 逐渐增大,且 COP 始终大于 COP',而 δ_{COP} 从 9.46 % 下降到 7.31 %。这是因为当冷凝温度一定时,蒸发温度越高,两者温差越小,喷射器回收的膨胀功越小, δ_{COP} 就越小。

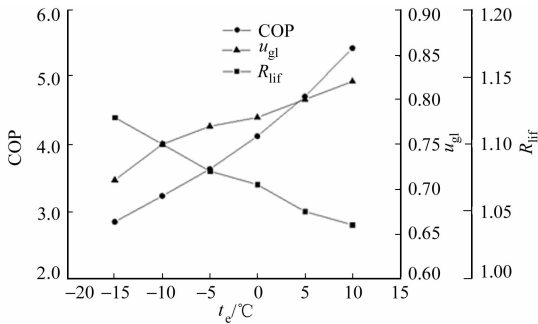


图 5 COP,喷射系数,升压比随着蒸发温度的变化情况

Fig. 5 Variation of COP, entrainment ratio and pressure lift ratio with evaporating temperature

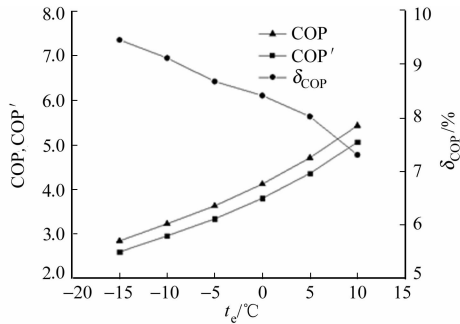


图 6 COP,COP', δ_{COP} 随着蒸发温度的变化情况

Fig. 6 Variation of COP, COP' and δ_{COP} with evaporating temperature

3.3 冷凝温度对系统性能的影响

当蒸发温度为 0 ℃时,COP,喷射系数 u_{gl} 及喷射器升压比 R_{lif} 随着冷凝温度的变化情况,如图 7 所示。由图 7 可知:当冷凝温度从 35 ℃ 升高到 60 ℃ 时,系统 COP 从 6.14 下降到 3.26,喷射系数从 0.85 下降到 0.69,升压比从 1.03 升高到 1.13。这是因为随着冷凝温度的增加,一次流体的动能与质量流量也增加,喷射系数减小,一次流体入口压力变大,升压比随之变大,由于冷凝器与蒸发器的压差增大,压缩机压比变大,功率增加,所以系统性能系数减小。

当蒸发温度为 0 ℃时,COP,COP', δ_{COP} 随着冷凝温度的变化情况,如图 8 所示。由图 8 可知:当冷凝温度从 35 ℃ 升高到 60 ℃ 时,COP 与 COP' 都逐渐减小,COP' 减小的程度比 COP 大, δ_{COP} 从 3.02 % 升高到 10.63 %。这是因为当蒸发温度一定时,随着冷凝温度的升高,喷射器升压比变大,压缩机的功率减小,相较于传统的二级压缩系统,TCRE 系统性能系数的优势更为明显。

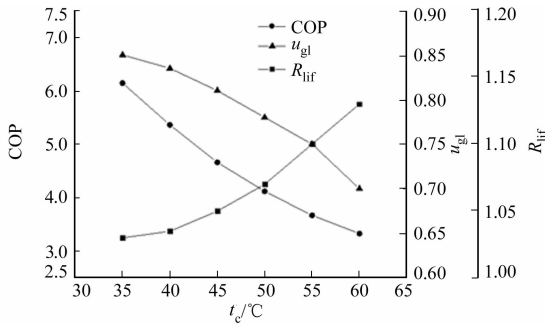


图 7 COP,喷射系数,升压比随着冷凝温度的变化情况

Fig. 7 Variation of COP, entrainment ratio and pressure lift ratio with condensation temperature

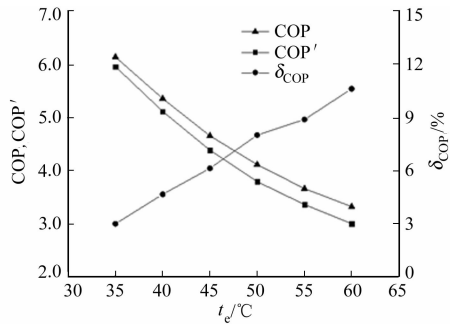


图 8 COP,COP', δ_{COP} 随着冷凝温度的变化情况

Fig. 8 Variation of COP, COP' and δ_{COP} with condensation temperature

4 结论

提出喷射器增压的二级压缩制冷系统,建立系统热力学模型,分析中间温度、蒸发温度和冷凝温度对系统性能的影响,以及相对于传统二级压缩系统性能系数的提高率,得出以下 3 点结论.

1) 当蒸发温度升高时,系统 COP 和喷射系数均增大,喷射器升压比减小;当冷凝温度升高时,系统 COP 和喷射系数均减小,喷射器升压比增大.

2) 当冷凝温度为 50 °C,蒸发温度为 0 °C,中间温度为 15~45 °C 时,系统 COP 先增大后减小,最优中间温度为 30 °C.

3) 当冷凝温度为 35~60 °C,蒸发温度为 -15~10 °C 时,喷射器增压的二级压缩系统性能始终优于传统二级压缩系统.当冷凝温度与蒸发温度的温差较大时,采用喷射器增压的二级压缩系统的性能提升作用更为明显,提高率最高可达 10.63%.

参考文献:

- [1] KORNHAUSER A A. The use of an ejector as a refrigerant expander[C]// Proceedings of USNC/IIR-Purdue Refrigeration Conference, Indiana;[s. n.],1990:10-19.
- [2] KEENAN J H. An investigation of ejector design by analysis and experiment[J]. Journal of Applied Mechanics, 1950,17:299-309.
- [3] 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.
- [4] 朱高强. 基于两相喷射器增压的空气源热泵系统性能研究[D]. 太原:太原理工大学,2017.
- [5] WOOD A A. A textbook of sound[M]. New York:[s. n.],1955.
- [6] ATTOU A,SEYNHAEVE J M. Steady-state critical two-phase flashing flow with possible multiple choking phenomenon part 1: Physical modelling and numerical procedure[J]. Journal of Loss Prevention in the Process Industries,1999,12(5):335-345. DOI:10. 1016/S0950-4230(98)00018-7.
- [7] NAKAGAWA M,HARADA A,BERANA M S. Analysis of expansion waves appearing in the outlets of two-phase flow nozzles[J]. HVAC and R Research,2009,15(6):1065-1079. DOI:10. 1080/10789669. 2009. 10390879.
- [8] LI Huashan,CAO Fei,BU Xianbiao,*et al.* Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle[J]. Applied Energy,2014,121:96-103. DOI:10. 1016/j. apenergy. 2014. 01. 079.
- [9] 王菲,吕恒林,冯伟,等. 压缩/喷射制冷循环中两相喷射器性能[J]. 化工学报,2012,63(10):3094-3100. DOI:10. 3969/j. issn. 0438-1157. 2012. 10. 013.
- [10] XU Shuxue,MA Guoyuan. Experimental study on two-stage compression refrigeration/heat pump system with dual-cylinder rolling piston compressor[J]. Applied Thermal Engineering,2014,62(2):803-808. DOI:10. 1016/j. apthermaleng. 2013. 09. 035.
- [11] 金旭,王树刚,张腾飞,等. 变工况双级压缩中间压力及其对系统性能的影响[J]. 化工学报,2012,63(1):96-102. DOI:10. 3969/j. issn. 0438-1157. 2012. 01. 013.
- [12] LI Fenglei,CHANG Zhao,TIAN Qi,*et al.* Performance predictions of dry and wet vapors ejectors over entire operational range[J]. Energies,2017,10(7):1-26. DOI:10. 3390/en10071012.
- [13] ERSOY H K,SAG N B. Preliminary experimental results on the R134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expander[J]. International Journal of Refrigeration,2014,43:97-110. DOI:10. 1016/j. ijrefrig. 2014. 04. 006.
- [14] CHEN Jiaheng,YU Jianlin. Theoretical analysis on a new direct expansion solar assisted ejector-compression heat pump cycle for water heater[J]. Solar Energy,2017,142:299-307. DOI:10. 1016/j. solener. 2016. 12. 043.
- [15] 孔帅,杨永安,武传志,等. 双级压缩制冷系统模拟研究[J]. 低温与超导,2018,46(9):91-95. DOI:10. 16711/j. 1001-7100. 2018. 09. 017.

(责任编辑:钱筠 英文审校:刘源岗)