

DOI: 10.7652/xjtuxb201506018

HFC410A 两级滑片膨胀机性能参数的 模拟计算与实验研究

乔亦圆¹, 王猛², 曹锋¹, 束鹏程¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 中国航天科技集团公司第六研究院, 710100, 西安)

摘要: 为了提高制冷系统的性能系数,减小传统节流元件对系统造成的不可逆节流损失,研究两级滑片式膨胀机在中小型制冷系统中的应用,对其进行变转速、变冷凝压力以及变过冷度等实验研究,并与数值模拟结果进行对比。结果表明:提高转速可以减小两级滑片膨胀机的泄漏量,从而提高容积效率,但会增大摩擦损失,使等熵效率和输出功先提高后降低,转速为 $1\,400\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 系统性能系数提高率取得最大值;提高冷凝压力增大了膨胀机进出口压差,使容积效率降低,由于摩擦损失和泄漏损失随压比变化,输出功和等熵效率先增后减;减小过冷度更利于系统性能,过冷度平均每减小 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 回收功可提高 2.2% ,对过冷度较低的系统性能的提升更显著。由此可见,两级滑片膨胀机在中小型制冷系统的应用是可行的,合理调节转速、冷凝压力以及过冷度可以提高系统的整体性能。

关键词: 两级滑片膨胀机;制冷系统;容积效率;性能系数

中图分类号: TB653 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2015)06-0109-06

Numerical and Experimental Investigation for Performance of HFC410A Two-Stage Rotary Vane Expander

QIAO Yiyuan¹, WANG Meng², CAO Feng¹, SHU Pengcheng¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. The Sixth Research Institute of China Aerospace Science and Technology Corporation, Xi'an 710100, China)

Abstract: To improve coefficient of performance (COP) of refrigerating system and reduce irreversible system throttle loss due to the traditional restricting element, the experiments for two-stage rotary vane expander in small and medium refrigerating systems were conducted in the case of variable speed, condensing pressure and subcooling degree, and the experimental data were compared with the numerical simulation. The results show that the leakage of two-stage rotary vane expander can be reduced by increasing the revolving speed, the volumetric efficiency thus rises, and the output work and isentropic efficiency rise firstly and then drop for increasing frictional resistance. The system COP reaches the maximum for revolving speed of $1\,400\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$. The increasing condensing pressure results in decreasing volumetric efficiency for the increased differential pressure between the expander import and export, and the isentropic efficiency and the output work rise firstly and then drop. The decreasing subcooling facilitates improving system performance, the output work rises by 2.2% when the subcooling degree decreases by $1\text{ }^{\circ}\text{C}$. The two-stage rotary vane expander is feasible for small and medium refrigerating systems, and the system performance can be improved by adjusting revolving speed,

收稿日期: 2014-11-09。 作者简介: 乔亦圆(1991—),女,硕士生;曹锋(通信作者),男,教授,博士生导师。

网络出版时间: 2015-04-21

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20150421.1711.004.html>

condensing pressure and subcooling degree.

Keywords: two-stage rotary vane expander; refrigerating system; volumetric efficiency; coefficient of performance

制冷系统作为提高改善居住环境和生活质量的设备,其保有数量随一个国家的经济发展水平和国民生活水平的提高而快速增长。制冷设备的广泛应用是以大量的能源消耗为基础的,根据国际制冷学会的统计,各种类型的制冷设备的耗电量占全球总发电量 15% 左右,而制冷空调的能耗已占到房屋建筑总能耗的 45%^[1]。

在蒸气压缩式制冷系统中,节流机构是保持冷凝器与蒸发器之间压差和控制调节系统流量的重要元件,商业制冷中常用的节流元件是节流阀和毛细管。无论是节流阀还是毛细管,其工作原理都是利用局部阻力损失使制冷剂的压力迅速降低,压力能被制冷剂分子间的内摩擦所消耗。节流损失是一种不可逆损失,降低了循环的热力学完善度。从有效能的角度分析,传统制冷剂在节流过程中的有效能损失占系统总损失的 10%~20%,而 CO₂ 在跨临界循环中的节流损失占到总有效能损失的 25%~30%^[2-3]。在理论循环中,如果用可逆绝热的膨胀过程代替不可逆的等焓节流过程,可减少系统熵增,提高系统的热力学完善度。

能量回收膨胀机可在理论上实现制冷剂的可逆绝热膨胀,并可将膨胀机的回收功加以利用,既可以增大系统冷量,又可降低系统整体的输入功率,进而提高系统效率。文献[4]将一台双缸四冲程的内燃机改造为膨胀机,并用于跨临界 CO₂ 制冷系统中,实验结果显示,用改造后的活塞式膨胀机替换节流阀,系统性能系数(COP)提高了 10.5%,膨胀机的等熵效率可达 11% 左右。文献[5]对该膨胀机进行了理论分析,建立了活塞环润滑和膨胀机性能的数学模型,为膨胀机设计过程中机械损失和系统性能的预测提供了理论指导。文献[6]对膨胀机进行了理论分析,建立了适用于涡旋式、滚动活塞式、滑片式和螺杆式膨胀机的数学模型,侧重于气阀损失、泄漏损失和传热损失的计算。由该模型对跨临界 CO₂ 制冷系统的计算表明,采用膨胀机替代节流阀可使系统 COP 提高 40%~70%,制冷量提高 5%~15%。文献[7]通过数学模型对具有两级压缩的 CO₂ 热泵热水器中涡旋式膨胀-压缩机组进行了理论研究,用膨胀机输出功直接驱动一级压缩机可使主压机功耗减小 12.1%,系统冷量提高 8.6%,系统 COP

提高 23.5%。文献[8]开发了可用于跨临界 CO₂ 系统的滑片式膨胀-压缩一体机,在双作用滑片式膨胀机的基础上,利用不同的气缸壁面型线加工成不对称的两个工作腔,实现高低压制冷剂在工作腔两侧分别实现膨胀和压缩过程,膨胀功直接转化为压缩功,实验测得该膨胀-压缩一体机的效率可达 70%,系统 COP 可提高 51%。文献[9]对培尔顿式两相膨胀机取代节流阀系统进行了实验研究,确定了样机运转速度区间在 13 100~15 310 r/min 时膨胀机有较大的等熵效率,并产生较大的回收功。

与跨临界 CO₂ 循环相比,传统制冷剂的循环压差较小,节流损失也相应较小,膨胀机代替节流阀给系统带来的收益通常小于跨临界 CO₂ 系统。采用膨胀机,特别是螺杆式和透平式这类对加工工艺和设备要求较高的膨胀机,会显著增大系统的成本。因此,现阶段传统制冷系统中膨胀机的研究工作主要针对大容量的离心机组或冷水机组,对中小型制冷系统中膨胀机的研究还比较少。

本文围绕小型 HFC410A 制冷空调系统中的能量回收膨胀机,根据结构参数研制两级滑片式膨胀机样机并进行数值模拟和实验研究,为膨胀机在制冷系统中的进一步应用提供了理论和实验基础。

1 两级滑片式膨胀机

本文开发的两级滑片式膨胀机样机结构如图 1 所示。样机的滑片数为 8,转子半径为 16.5 mm,一级型线升程为 2.0 mm,二级型线升程为 4.2 mm,气缸轴向长度为 57 mm,滑片厚度为 2.5 mm,两级吸气角 $\gamma_{in,1}$ 和 $\gamma_{in,2}$ 分别为 9° 和 20°,两级排气角 $\gamma_{out,1}$ 和 $\gamma_{out,2}$ 均为 112.5°,样机的固定内容积比为 7.66。

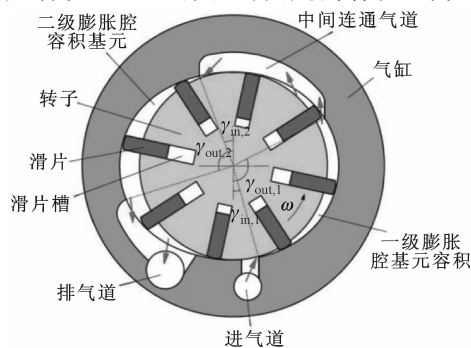


图1 两级滑片式膨胀机结构示意图

2 实验系统

2.1 实验测试系统

为测试样机而改建的 HFC410A 制冷系统主要由膨胀机-发电机组、压缩机、蒸发器、冷凝器和节流阀、过冷水箱和过热水箱组成,系统流程如图 2 所示。压缩机采用日本大金公司的 HFC410A 涡旋压缩机,额定电压为 380 V,额定输入功率为 4.5 kW。系统采用 3 组型号为 CB51-30H 的水冷板式换热器,其中冷凝器为高压换热器,最高许用压力为 4.5 MPa,蒸发器采用两个低压换热器,最高许用压力为 3.0 MPa。过冷、过热水箱均安装电加热器,过冷水箱可与蒸发器水侧出口连通,用冷却水和电加热器调整过冷水箱内温度,过热水箱温度由电加热器调节。由样机、发电机及扭矩传感器组成的膨胀机-发电机组与节流阀并联,通过并联支路上的阀门选择系统使用节流阀或膨胀机。在支路中,膨胀机的上、下游安装有阀门,便于对样机进行调试和改造。

2.2 实验测量仪器

实验系统温度测量采用 Pt100 电阻测温仪,测量误差在 $\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以内;压力测量采用日本长野计器的 KH15 型压力传感器,测量误差为 $\pm 0.5\text{ MPa}$;流量采用 Japan Control Inc 公司的 FT4-8 型涡轮液体流量计,量程范围为 $0\sim 9\text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$,精度为 0.5 级;功率采用 PS194P-2D4T 数字功率仪,可测量电压、电流、功率等信号,计量范围为 $0\sim 19\text{ kW}$,精度等级为 0.5 级。膨胀机的输出功由扭矩传感器测量转子轴的扭矩和实际转速,计算出膨胀机的实际输出功率。扭矩传感器测量的范围为 $0\sim 10\text{ N}\cdot\text{m}$,满量程精度为 $0.2\%(\text{FS})$ 。

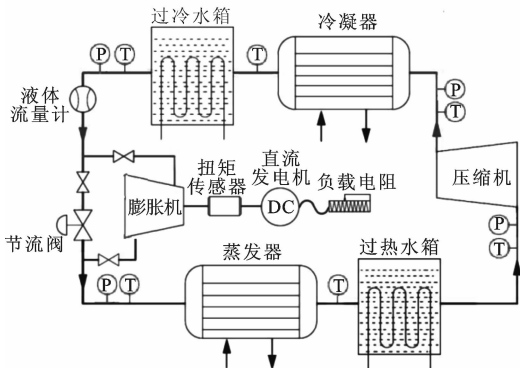


图 2 HFC410A 膨胀机测试系统原理图

2.3 实验数据处理

2.3.1 样机实测容积效率 样机的实测容积效率是样机理论流量与实验测试流量的比值,即

$$\eta_v = \frac{m}{m_a} \quad (1)$$

式中: m 为膨胀机的理论质量流量, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$; m_a 为膨胀机的实验测试流量,可由流量计测得的制冷剂在膨胀机进口处的体积流量和该测点的温度、压力数据所确定的制冷剂状态参数计算得到, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

2.3.2 样机实测回收功 样机的实测回收功可以用下式计算得出

$$P_e = \frac{Mn}{9\,550} \quad (2)$$

式中: M 为扭矩传感器测量的样机输出扭矩, $\text{N}\cdot\text{m}$; n 为转速, $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 。

2.3.3 样机实测等熵效率 样机的实测等熵效率表达式如下

$$\eta_{e,e} = \frac{P_e}{m_a(h_1 - h_4)} \quad (3)$$

式中: h_1 为膨胀机进口制冷剂比焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$; h_4 为膨胀机出口制冷剂比焓,由实测的入口参数经等熵膨胀算得, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ 。

2.3.4 系统实测 COP 提高率 膨胀机系统的 COP 用实验测得的系统冷量和压缩机功率计算,即

$$r_{\text{COP},e} = \frac{Q_0}{P_c - \eta_e P_e} \quad (4)$$

式中: Q_0 为实验测得的制冷量, kW ; P_c 为测得的压缩机功率, kW ; η_e 为利用效率,取 0.8。

节流阀系统的实测 COP 按下式计算

$$r_{\text{COP},t} = \frac{m_a(h_5 - h_1)}{P_c} \quad (5)$$

式中: h_5 为蒸发器出口制冷剂比焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ 。

系统的实测 COP 提高率为

$$\alpha_{\text{COP},t} = \frac{r_{\text{COP},e} - r_{\text{COP},t}}{r_{\text{COP},t}} \times 100\% \quad (6)$$

3 模拟计算与结果分析

3.1 变转速特性

如图 3 所示,膨胀机输出功随转速的升高先增加后减少,输出功在 $1\,500\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 达到最高。转速从 $800\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 增至 $1\,400\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,输出功的理论计算值和实验值均随转速升高而增大,并且偏差趋于减小。随着膨胀机转速的升高,泄漏的制冷剂通过泄漏间隙的时间减少,泄漏量减少,膨胀机的各项性能指标均提高。当转速大于 $1\,500\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,由于摩擦损失的增加,理论和实验输出功都减少。图 3 还表示了容积效率随转速的变化关系。由图可见,转速升高,膨胀机内的密封性能改善,泄漏

量减少,容积效率提高,理论模型与实验数据能较好吻合,只在低转速时偏差较大。高转速下的实测容积效率保持增长趋势印证了输出功在高转速时的降低是由摩擦损失的增加而引起的。

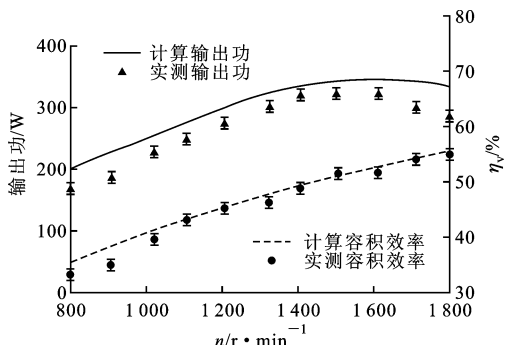


图3 膨胀机输出功和容积效率随转速的变化关系

如图4所示,转速升高,膨胀机流量增大,单位时间内释放压力能的制冷剂质量增加,因此潜在的回收功增加。由于泄漏和摩擦的影响,等熵效率不会一直随转速提高而提高。实验测得等熵效率最大时对应的转速为 $1\,400\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,小于输出功最大值对应的转速。当转速大于 $1\,400\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 后,膨胀机摩擦损失的增加速率大于制冷剂潜在膨胀功的提高速率,等熵效率迅速降低,且转速越高实际等熵效率与理论计算值偏差越大。使用膨胀机后,制冷系统COP的提高用膨胀机系统COP与节流阀系统COP的比值来反映,即 $1+\alpha_{\text{COP}}$ 。系统COP提高率的变化趋势与等熵效率相似,在转速为 $1\,400\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时取得最大值,为1.103,即系统COP最大可提高10.3%。由于COP属于间接参数,计算步骤和使用的直接参数较多,其绝对误差较大。

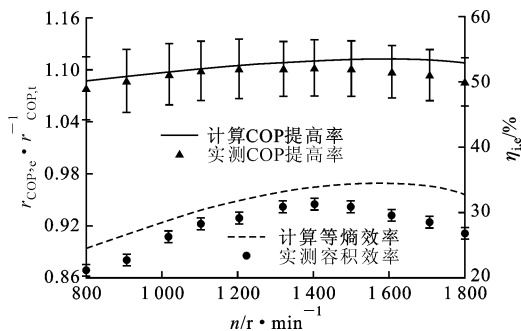


图4 样机等熵效率和系统COP的提高率随转速的变化关系

3.2 变冷凝压力特性

在蒸发压力不变时,冷凝压力的提高增大了膨胀机进出口的压差,有更多的潜在压力能可被回收。图5为输出功率随冷凝压力的变化关系,蒸发压力

为 1.09 MPa ,因此冷凝压力从 3.0 MPa 提高至 3.65 MPa ,对应的压比从2.75提高至3.35。随冷凝压力的增加,膨胀机转速越高,输出功的增加速度越快,如图5中曲线斜率的增加。这是因为高转速减小了膨胀机的泄漏损失,尤其在高压差工况下,高转速带来的泄漏减小有益于提高膨胀机输出功率。当转速从 $800\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 提升至 $1\,100\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,输出功平均提高53.2%。当转速从 $1\,100\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 提高至 $1\,500\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,输出功平均只提高了34%。可见,随着转速的提高,泄漏损失的减少给膨胀机性能提升带来的作用越来越小,而摩擦损失让膨胀机性能下降的趋势越来越明显。对比理论计算值和实验数据可见,在冷凝压力较低和较高的工况下,不同转速对应的理论计算输出功都偏离实验数据较大。当冷凝压力较低时,滑片与气缸壁面之间的接触力增大,摩擦损失也增大,故摩擦损失理论计算值与膨胀机的实际值相比偏小,因此低冷凝压力的实际输出功小于理论计算值。在冷凝压力较高时,样机的实际泄漏量比理论值大,因此不同转速在高压区的实际输出功小于理论计算值。当膨胀机转速为 $800\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,相应的输出功从 105.5 W 提高至 170.8 W ,提高了62%;当膨胀机转速为 $1\,100\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,输出功从 150.5 W 提高至 272.7 W ,提高了81.2%;当膨胀机转速为 $1\,500\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,输出功从 210.4 W 提高至 378.3 W ,提高了80%。以提升压比而提高膨胀机输出功的角度而言,转速范围在 $1\,100\sim 1\,500\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时较为有效,所以在相同压比下,中高速行驶的膨胀机更有性能优势。

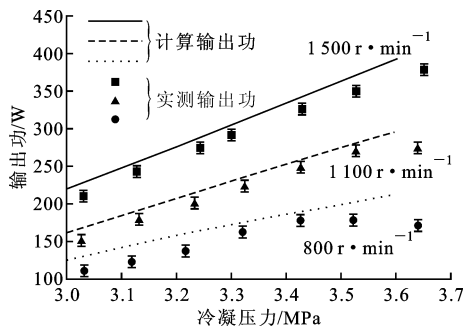


图5 样机输出功率随冷凝压力的变化关系

如图6所示,样机的容积效率随冷凝压力的提高呈线性下降趋势,主要原因是高压差使膨胀机的泄漏增加。在高冷凝压力工况时,不同转速下的实际容积效率均比理论计算值低,转速越低,二者偏离的越早,这是由于低转速的实际泄漏量较大,可见提高转速对改善容积效率是有效的。

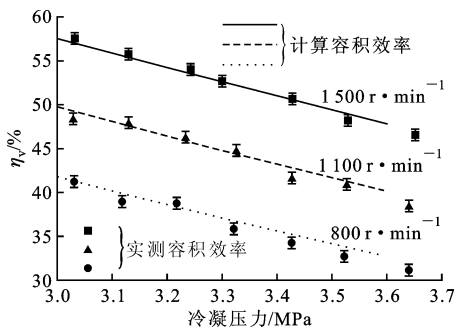


图 6 样机容积效率随冷凝压力的变化关系

如图 7 所示,在转速为 800 和 1 100 r · min⁻¹ 时,样机的等熵效率均在 3.33 MPa 时达到最大,之后随冷凝压力的升高而降低。转速为 1 100 r · min⁻¹ 时的等熵效率在高压区的下降速度大于 800 r · min⁻¹ 时。这是由于膨胀机转速从 800 r · min⁻¹ 提高至 1 100 r · min⁻¹ 时,转速提升的幅度较小,泄漏损失减小的程度有限,而摩擦损失随着转速的提高而增大,因此在高冷凝压力区,摩擦损失的影响较大,1 100 r · min⁻¹ 时的等熵效率下降速度更快。当转速提高到 1 500 r · min⁻¹ 时,膨胀机的泄漏损失明显减少,因此等熵效率随冷凝压力升高而增大,直到 3.53 MPa 后才开始降低。

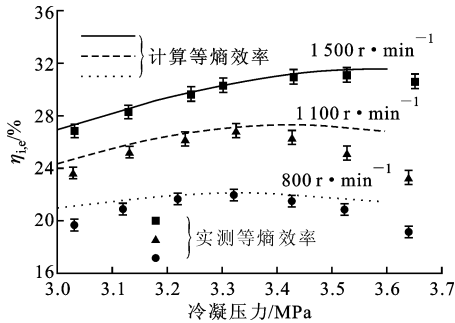


图 7 样机等熵效率随冷凝压力的变化关系

膨胀机的输出功在不同转速下不是随冷凝压力的升高而一直增大,冷凝压力越高,输出功增加幅度减小,甚至输出功开始减小,而压缩机的功率随系统压比的增加而上升。因此,如图 8 所示系统 COP 提高率随冷凝压力的上升而增加,但增加速率逐渐减缓。实际上,随着冷凝压力的提高,系统的制冷量在降低,如图 8 中 COP 提高率的增加是相对于不同的制冷量,因此虽然在高冷凝压力下膨胀机系统的 COP 比节流阀系统的 COP 可以有提升,但是系统制冷量不一定满足设计需要。

3.3 变过冷度特性

如图 9 所示,膨胀机的输出功随过冷度的增加

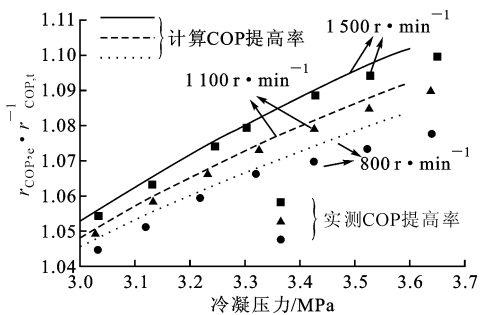


图 8 带膨胀机系统 COP 的改善随冷凝压力的变化关系

而减小。因为过冷度增加,制冷剂在膨胀机的进口压力与等熵膨胀过程刚进入两相区对应的饱和压力之差越大,由于液体具有不可压缩性,制冷剂开始膨胀后会迅速进入两相区,此压差越大,相应的压力能损失也越大,因此膨胀机的实际回收功减小。减小过冷度,既可提高膨胀机内的压力水平,回收更多的压力能,又有利于减小摩擦损失。但是,过冷度减小会使泄漏损失增大,故在过冷度较小时,理论计算的输出功与实际偏离较大。过冷度从 7.7 °C 减小到 1.3 °C,样机回收功从 328 W 提高至 375 W,提高了 14.3%,平均每减小 1 °C 的过冷度可提高回收功 2.2%。图 9 表示容积效率也随过冷度减小而增大。由于过冷度减小时,制冷剂密度减小,膨胀机的泄漏量减小,容积效率提高,但提高的幅度不大。过冷度从 7.7 °C 减小到 1.3 °C 时,容积效率从 51.8% 增大到 54.6%,提高 2.8%。

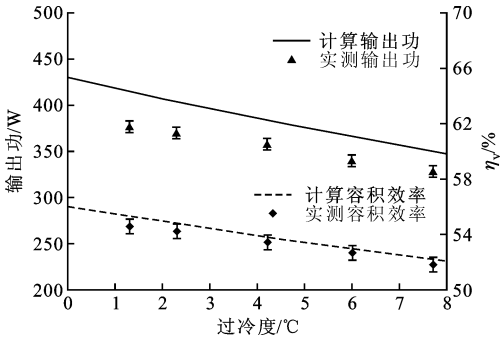


图 9 样机输出功和容积效率随过冷度的变化关系

图 10 表示了系统 COP 和等熵效率与过冷度的关系。当过冷度减小后,泄漏损失和摩擦损失相应增大,抵消了一部分回收功的提高,因此膨胀机的等熵效率只提高了 1.1%。系统 COP 提高率随过冷度减小变化较大,从 10.8% 提高到了 13.9%。这是由于在小过冷度的系统中,制冷量偏低,膨胀机的使用可以提高制冷量,同时减小压缩功,因此膨胀机在过冷度较低的系统中对系统性能的提升更显著。

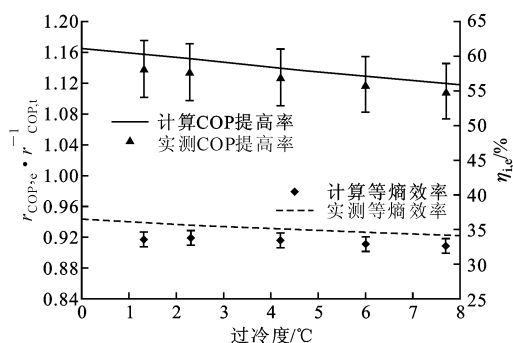


图10 样机等熵效率和系统COP提高率
随过冷度的变化关系

4 结 论

(1)两级滑片膨胀机的输出功与等熵效率均随转速的增加而先增加后减小,容积效率随转速的增加而上升,系统COP提高率随转速的增加而有所提高,较高的转速在一定程度上可以降低泄漏量,提高膨胀机的性能指标,但是过高的转速会带来摩擦损失增加的不利影响。

(2)两级滑片膨胀机的输出功与系统COP提高率在蒸发压力一定的条件下均随冷凝压力的增大而增加,容积效率随冷凝压力的增大而减小;等熵效率随冷凝压力的增大先增大后减小;在相同压比下,中高转速运行的膨胀机更有性能优势。

(3)两级滑片膨胀机的输出功、容积效率、等熵效率以及系统COP提高率均随过冷度的减小而增加,平均每减小1℃的过冷度可提高回收功2.2%,两级滑片膨胀机在较低过冷度时对系统性能提升有利。

(4)实验证明两级滑片膨胀机具有结构简单而内容积比较高的特点,可以应用于中小型制冷系统中,并且能够提升系统的整体性能。

参考文献:

- [1] FAN Y, LUO L, SOUYRI B. Review of solar sorption refrigeration technologies: development and applications [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2007, 11(8): 1758-1775.
- [2] 马一太, 查世彤, 李敏霞. 制冷与热泵循环节能技术新认识 [J]. 流体机械, 2003, 31(1): 48-52.
MA Yitai, ZHA Shitong, LI Minxia. Energy conservation potential of variable frequency compressor and gas engine driven heat pump [J]. Fluid Machinery, 2003, 31(1): 48-52.
- [3] 范晓伟. 新型压缩/喷射制冷循环的研究 [D]. 西安:

西安交通大学, 2002.

- [4] BAEK J S, GROLL E A, LAWLESS P B. Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle: part I experimental investigation [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(2): 141-151.
- [5] BAEK J S, GROLL E A, LAWLESS P B. Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle: part II theoretical model [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(2): 152-164.
- [6] HUFF H J, LINDSAY D, RADERMACHER R. Positive displacement compressor and expander simulation [C]//International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette, USA: Purdue e-Pubs, 2002: 1527-1533.
- [7] KIM H J, AHN J M, CHO S O, et al. Numerical simulation on scroll expander-compressor unit for CO₂ transcritical cycles [J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(13): 1654-1661.
- [8] FUKUTA M, YANAGISAWA T, NAKAYA S, et al. Performance and characteristics of compressor/expander combination for CO₂ cycle [C]//Proceedings of the 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids. Trondheim, Norway: [n. s.], 2006: 052.
- [9] 贺滔, 夏春礼, 卢勇, 等. 培尔顿式膨胀机的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(9): 95-99.
HE Tao, XIA Chunli, LU Yong, et al. Experimental research on a pelton type expander used in refrigeration system [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2009, 43(9): 95-99.

[本刊相关文献链接]

- 吴华根, 唐昊, 陈文卿, 等. 双螺杆水蒸气膨胀机的研究与开发. 2014, 48(3): 1-5, 16. [doi:10.7652/xjtuxb201403001]
- 褚晓广, 张承慧, 李珂, 等. 涡旋膨胀机改造及试验性能研究. 2014, 48(1): 37-41. [doi:10.7652/xjtuxb201401007]
- 孙皖, 马斌, 牛璐, 等. 低温透平膨胀机内平衡凝结两相流动的数值模拟. 2013, 47(7): 36-39. [doi:10.7652/xjtuxb201307007]
- 王猛, 曹锋, 夏春礼, 等. HFC410A 空调系统中两级滑片式膨胀机的实验研究. 2013, 47(1): 27-31. [doi:10.7652/xjtuxb201301006]
- 周权, 侯予, 陈汝刚, 应用于高速透平膨胀机的箔片动压气体止推轴承的试验研究. 2012, 46(11): 49-52. [doi:10.7652/xjtuxb201211010]

(编辑 杜秀杰)