

HFC410A 空调系统中两级滑片式膨胀机的实验研究

王猛, 曹锋, 夏春礼, 王智忠, 卜高选
(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对 HFC410A 制冷空调系统开发的具有两级膨胀过程的滑片式膨胀机, 其内容积比为 7.66 且满足 HFC410A 高容积膨胀比的要求, 搭建了 HFC410A 制冷空调实验系统, 并对不同工况和转速下的样机进行了实验研究。结果表明: 两级滑片式膨胀机系统的性能系数(COP)最多提高 11.7%, 最大等熵效率为 33.7%, 在常规压比下膨胀机的最佳转速为 1 300~1 400 r/min; 高压工况下摩擦损失减少, 膨胀机输出功增大, 有益于系统 COP 提升; 过冷度增大, 系统制冷量提高, 有益于系统 COP 提升, 但膨胀机回收功减小, 相对于节流阀系统的 COP 提高率减小, 膨胀机替换节流阀后的经济性优势降低, 系统过冷度对膨胀机等熵效率和容积效率的影响较小。

关键词: 滑片式膨胀机; 两级膨胀过程; HFC410A; 能量回收; 空调系统

中图分类号: TK243.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)01-0027-05

Experiment on Two-Stage Rotary Vane Expander in HFC410A Air-Conditioning System

WANG Meng, CAO Feng, XIA Chunli, WANG Zhizhong, BU Gaoxuan
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Work recovery expanders to extract and utilize throttling loss of refrigerants during expansion process can efficiently improve the coefficient of performance (COP) of the systems. A two-stage rotary vane expander was developed in an HFC410A air-conditioning system. The expander possessed the built-in ratio of 7.66 which satisfied the large volumetric expansion ratio for HFC410A. An HFC410A air-conditioning test system was built, and the prototype was tested under various system conditions and at different rotating speeds. From the experimental data, the COP of the prototype increased by up to 11.7%, the maximum isentropic efficiency of the prototype was 33.7%, and the optimum rotating speed was 1 300-1 400 r/min at the regular pressure ratio. The frictional losses could be reduced at high pressures, thus improving the output power of the expander and the system COP. Though increasing subcooling degree would increase the system COP by enhancing the cooling capacity, the output power of the expander decreased, thus reducing the COP improvement compared with the COP of the system with a throttle valve. However, little influence of subcooling degree on the isentropic efficiency and the volumetric efficiency of the expander was observed.

Keywords: rotary vane expander; two-stage expansion process; HFC410A; energy recovery; air-conditioning system

收稿日期: 2012-05-16。 作者简介: 王猛(1984—), 男, 博士生; 曹锋(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51176144); 国家科技支撑计划资助项目(2009BAA17B04); 国家高技术研究发展计划资助项目(2007AA05Z260)。

网络出版时间: 2012-10-31

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20121031.1101.006.html>

制冷系统的直接温室效应可通过采用 ODP (Ozone Depletion Potential) 为零的新一代 HFC 类制冷剂 (HFC134a、HFC407C 和 HFC410A 等) 或自然制冷剂 (CO_2) 得以降低。减小制冷系统间接温室效应除了提高能源生产环节的效率外,最有效的途径是提高制冷系统的效率。

在蒸汽压缩制冷系统中,用膨胀机替代节流阀,用等熵膨胀过程(理想)代替等焓节流过程,同时回收利用膨胀过程的压力能,可达到提高系统能效比的目的。文献[1]通过理论分析指出,采用等熵效率为 60% 的膨胀机替代节流阀可使跨临界 CO_2 系统的性能系数 COP 提高 25%。文献[2]中三级膨胀机-压缩机的等熵效率和 CO_2 系统的 COP 分别提高了 70% 和 40%。文献[3-4]开发了跨临界 CO_2 系统滑片式膨胀机,实验中最高等熵效率为 45%,系统的 COP 提高了 27.2%。文献[5-6]研究了 HFC410A 空调系统培尔顿式膨胀机,该膨胀机将制冷剂的压力能通过喷嘴转化为速度能,再通过叶片将速度能转换为机械能,实验的最高等熵效率为 32.8%,系统制冷量提高了 6.5%,COP 提高了 5.4%。文献[7]在大容量冷水机中用双螺杆两相膨胀机替换节流阀,实验结果表明,该膨胀机绝热效率达 70% 以上,对外输出的回收功达 10~20 kW。

现有文献针对容积式膨胀机在 HFC 制冷系统中的应用研究较少,主要原因是 HFC 类制冷剂在两相膨胀过程中具有较大的容积膨胀比,对容积式膨胀机的结构设计提出了更高的要求。据此,本文开发了一种适用于 HFC410A 空调系统的两级滑片式膨胀机。

1 两级滑片式膨胀机

1.1 结构和工作原理

两级滑片式膨胀机的结构和工作原理如图 1 所示,组装后样机实物如图 2 所示。气缸和转子的轴向两侧用端盖封闭,轴承嵌在两端盖内,转子轴伸出端用轴封密封,气缸内壁面采用简谐型线,型线方程为 $\rho = R + E \sin^2 \theta$ 。转子逆时针旋转,其右侧为一级膨胀腔,左侧为二级膨胀腔。由于制冷剂在二级膨胀腔中的比体积大于一级膨胀腔,二级型线方程中的最大升程 E 大于一级,所以转子中心线两侧的膨胀腔为不对称结构。两侧工作腔通过中间进排气道连接,制冷剂在膨胀机内可连续完成一级和二级膨胀过程,且无需其他外部连通管路。

过冷液相制冷剂通过膨胀机进口先进入一级膨

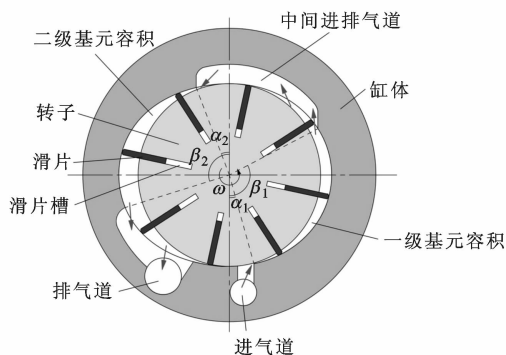


图 1 两级滑片式膨胀机结构

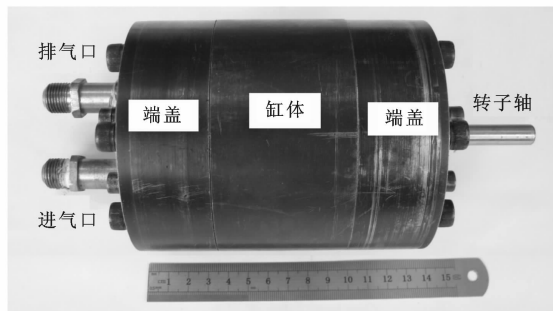


图 2 样机组装图

胀腔,伸出的 8 个滑片将膨胀腔分为 8 个基元。当基元与中间进排气道连通时,气液两相制冷剂从一级膨胀腔的基元流出,通过中间进排气道进入二级膨胀腔。完成二级膨胀后,制冷剂通过与二级膨胀腔相连的排气口流出,进入蒸发器蒸发制冷。在整个膨胀过程中,制冷剂温度和压力不断降低,干度增加,焓值减小,对外做功。

1.2 膨胀机内容积比

内容积比是指排气开始时的基元容积与进气结束时的基元容积之比。在膨胀过程中,HFC 类制冷剂的比体积变化较大,如标准空调工况下的 HFC410A 膨胀比可达 7.48。膨胀机内容积比应与制冷剂的膨胀比相匹配,否则会产生制冷剂的过膨胀或欠膨胀,二者都会降低膨胀机效率。

内容积比属于膨胀机的结构参数,进排气角对其有显著的影响。如图 1 所示, α_1 和 α_2 分别为一级和二级进气角, β_1 和 β_2 分别为一级和二级排气角,那么两级滑片式膨胀机的内容积比

$$\epsilon = \epsilon_1 \epsilon_2 = \frac{V(\beta_1)}{V(\alpha_1 + \phi)} \frac{V(\beta_2)}{V(\alpha_2 + \phi)} \quad (1)$$

式中: ϕ 为相邻两滑片间的夹角。

为实现高内容积比,两级滑片式膨胀机的一、二级排气角均设在基元容积最大的位置。滑片数为 8 时,基元容积在 $\beta_1 = \beta_2 = 112.5^\circ$ 时达到最大。相比

排气角,进气角的选择较为复杂。进气角不但影响内容积比,还会影响吸气容积和一、二级之前的流量匹配。因此,尽管减小进气角有利于内容积比的提高,但膨胀机整体性能参数与进气角并不呈单调变化关系^[8]。本文通过计算机程序对结构参数不断优化而开发的两级滑片式膨胀机的内容积比可达到 7.66,其中一、二级工作腔内容积比分别为 3.45 和 2.22,具体结构参数见表 1。

表 1 两级滑片式膨胀机的结构参数

结构参数	数值	结构参数	数值
转子半径/mm	16.5	滑片数	8
气缸长度/mm	57.0	一级进气角/(°)	9.0
一级最大升程/mm	2.0	二级进气角/(°)	20.0
二级最大升程/mm	4.3	一级排气角/(°)	112.5
滑片宽度/mm	2.5	二级排气角/(°)	112.5
滑片高度/mm	8.0		

2 实验测试系统

制冷系统中膨胀机主要有 2 种应用方式,即膨胀机-发电机组和膨胀机-辅压机组。膨胀机-发电机组将回收功转化为电能,驱动系统附属设备运行,从而降低系统的总能耗;膨胀机-辅压机组通过与系统主压机串联或并联^[9],使得回收功直接驱动辅助压缩机,从而减小主压机的功耗,提高系统的效率。实验中膨胀机-发电机组可对膨胀机的转速灵活控制,同时拆装方便,系统改造较少,便于实验研究。因此,本文用膨胀机-发电机组对所开发的样机进行了实验测试。

图 3 为改建的 HFC410A 空调系统测试流程,图 4 为膨胀机测试单元实物。该系统采用 5 匹 HFC410A 涡旋压缩机,蒸发器与冷凝器采用板式换热器,水侧与制冷剂侧顺流布局,过冷、过热水箱内均安装电加热装置。膨胀机测试单元由膨胀机、

扭矩传感器、直流发电机和可变电阻构成。测试单元与节流阀并联,并通过支路上的阀门进行开合切换。由扭矩传感器测量膨胀机的转速和实际输出的扭矩,进而算得膨胀机实际输出功率。可变电阻充当发电机负载,用以调节发电机和膨胀机转速。液体体积流量计安装在膨胀机与过冷水箱之间,以测量过冷制冷剂的流量。系统的电功率、电压、电流和各温度压力传感器的信号通过实验台的数据采集单元输出。

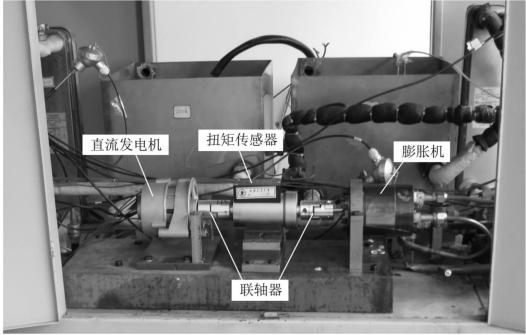


图 4 膨胀机测试单元实物

3 性能参数计算

带膨胀机的制冷系统性能参数主要有膨胀机回收功、容积效率和等熵效率,以及系统的 COP 和 COP 提高率。

膨胀机的回收功通过扭矩传感器测量膨胀机转速和输出扭矩,并按下式计算

$$P = \frac{Mn}{9\ 550}$$
 (2)

式中: P 为膨胀机实际输出的功率; M 和 n 分别为实测膨胀机输出的扭矩和转速。

容积效率可表征膨胀机泄漏的情况,按下式计算

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{ideal}}{\dot{m}_{actual}}$$
 (3)

式中: $\dot{m}_{ideal}$ 为等熵膨胀过程的质量流量; $\dot{m}_{actual}$ 为实测的质量流量。

膨胀机的等熵效率是表征制冷剂膨胀功回收效率的重要参数,可用下式表示

$$\eta_s = \frac{P}{\dot{m}_{actual}(h_{inlet} - h_s)}$$
 (4)

式中: h_{inlet} 为膨胀机进口焓值; h_s 为等熵膨胀出口焓值。

膨胀机系统性能的改善主要体现于性能系数的提高,系统 COP 提高率可用下式计算

$$\Delta C = \frac{C_E - C_T}{C_T}$$
 (5)

式中: C_E 表示带膨胀机的制冷系统性能系数; C_T 表

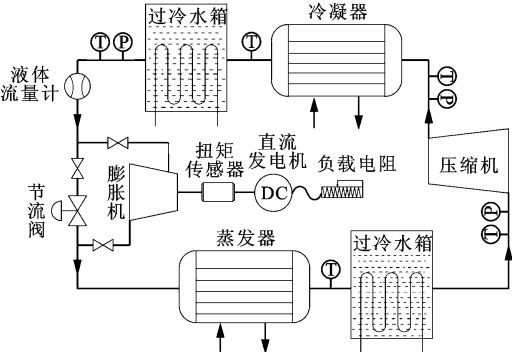


图 3 HFC410A 空调系统测试流程

示采用节流阀的系统性能系数。

4 实验结果与讨论

带膨胀机的制冷系统流量受膨胀机转速的控制,转速越高,流量越大。本文测试了 2 组工况(见表 2)下膨胀机的变转速特性,并对不同进口过冷度的样机进行了测试。

表 2 变转速测试工况

工况	冷凝压力 /MPa	过冷度 /℃	蒸发压力 /MPa	过热度 /℃
1	3.5	3	1.010	11
2	3.1	3	0.895	11

图 5 为膨胀机的实际输出功随转速的变化。工况 1 与工况 2 的进出口压比均为 3.47。工况 1 增强了滑片顶部所承受的气体力,减小了滑片顶部与气缸壁面以及滑片与滑片槽之间的摩擦功耗,因此工况 1 的输出功明显大于工况 2。工况 1 下,800 r/min 时输出功为 163 W,1 600 r/min 时输出功为 341 W,之后受不断增大的摩擦功的影响,1 800 r/min 时输出功降低到 318 W;工况 2 下,800 r/min 时输出功为 128 W,1 500 r/min 达到最大值,为 270 W。由于工况 2 的摩擦损失更大,所以输出功随转速的提高出现下降的趋势比工况 1 更早。

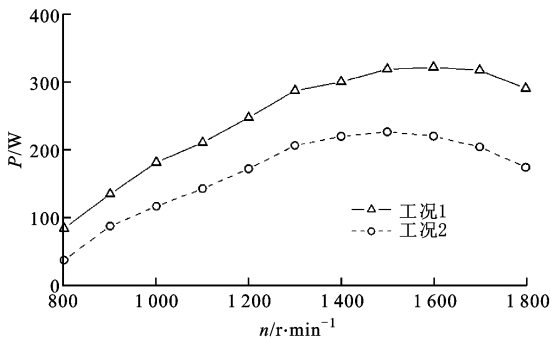


图 5 输出功随转速的变化

图 6 为膨胀机容积效率随转速的变化。工况 2 下,运行压力低,泄漏少,容积效率提高,最高可达到 61.3%(1 800 r/min);工况 1 下,最大容积效率为 55.1%,但在 800~1 300 r/min 间,工况 1 容积效率的提高率大于工况 2,说明提高转速可明显减小高压工况下膨胀的机泄漏损失。

图 7 为膨胀机等熵效率随转速的变化。由于工况 1 的容积效率较低,系统流量较大,式(4)的分母增大,尽管工况 1 输出功较大,但等熵效率与工况 2 的差别并不显著。低转速时,泄漏对滑片膨胀机的

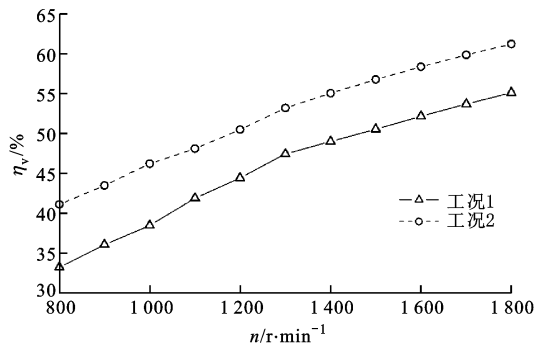


图 6 容积效率随转速的变化

影响较大,故在 800~1 400 r/min 之间,工况 2 的等熵效率更高,在 1 300 r/min 时达到最大值,为 33.7%。高转速时,摩擦对膨胀机性能的影响更显著,因此转速大于 1 400 r/min 时,工况 1 的等熵效率较高。可见,转速在 1 300~1 400 r/min 之间时,样机具有较高的等熵效率。

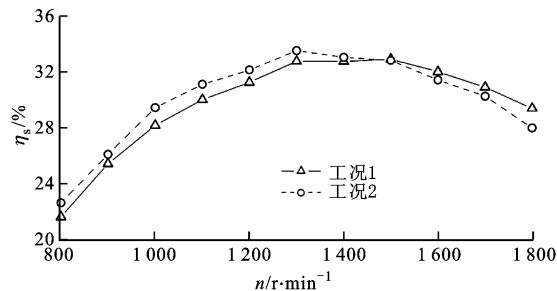


图 7 等熵效率随转速的变化

图 8 为系统 COP 提高率随转速的变化。为了便于分析,本文在计算带膨胀机的系统 COP 时将膨胀机的回收功直接从压缩机耗功中扣除。在测量转速范围内,工况 1 和工况 2 下膨胀机的系统 COP 可分别提高 7.9%~11.6% 和 7.1%~10.2%。2 种工况的 COP 提高率的最大值都在转速为 1 300 r/min 时,与最高等熵效率对应的转速相同。因此,当膨胀机运行于等熵效率较高的转速范围时,系统的经济性比较高。

图 9 和图 10 分别为膨胀机性能参数和系统 COP 的变过冷度特性。增大过冷度使得制冷剂远

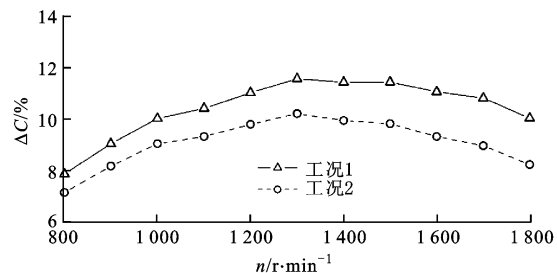


图 8 系统 COP 提高率随转速的变化

离两相区,膨胀初始的闪蒸压降增大,压力能损失更多,膨胀机回收功减少。当过冷度从 2°C 增加到 8.3°C 时:①输出功从 310 W 降至 241 W ,降低了 22.3% ;②制冷剂密度增大,泄漏量增加,容积效率从 51% 降至 48.2% ,下降了 5.6% ;③等熵效率由 33.3% 降至 32.1% ,下降了 3.8% ;④蒸发器进出口焓差增大,制冷量提高,系统 COP 提高,带膨胀机的系统 COP 从 2.81 提高至 3.02 ,但相对于采用节流阀的系统 COP,带膨胀机的系统 COP 提高率逐渐降低,从 2°C 时的 11.7% 下降至 8.3°C 时的 7.5% ,降低了 35.9% 。可见,增大过冷度有利于提高系统冷量和 COP,但对制冷系统中膨胀机的性能以及采用膨胀机替代节流阀所带来的收益是不利的。

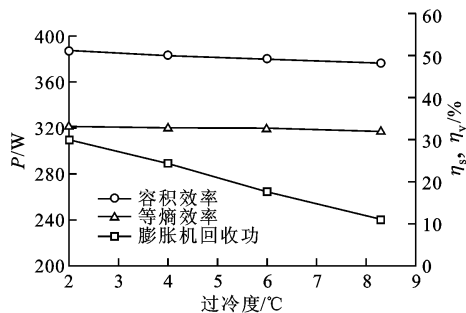


图9 膨胀机性能随过冷度的变化

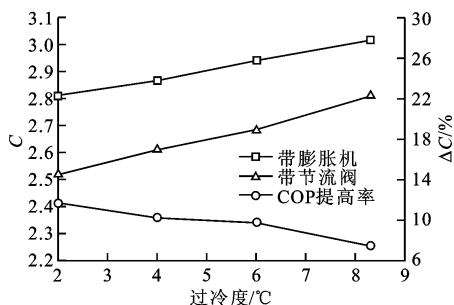


图10 系统 COP 随过冷度的变化

5 结论

本文针对 HFC410A 空调系统开发了一种具有不对称工作腔的两级滑片式膨胀机,样机的内容积比为 7.66 ,满足 HFC410A 高容积膨胀比的需要,同时改建了 HFC410A 制冷空调实验测试系统,并对不同工况和转速下的样机进行了实验研究。结果表明:两级滑片式膨胀机在制冷系统中运行稳定,系统 COP 可提高 $7.1\% \sim 11.7\%$;样机最高等熵效率为 33.7% ,最佳转速为 $1\,300 \sim 1\,400\text{ r/min}$;高压工况有利于减小膨胀机的摩擦损失,增大输出功,提升系统的 COP;不同过冷度下样机容积效率和等熵效

率的变化不大,而 COP 随过冷度的增加而增大,但回收功和 COP 提高率随过冷度的增大而减小。

参考文献:

- [1] ROBINSON D M, GROLL E A. Efficiencies of trans-critical CO_2 cycles with and without an expansion turbine [J]. International Journal of Refrigeration, 1998, 21(7): 577-589.
- [2] NICKL J, WILL G, QUACK H, et al. Integration of a three-stage expander into a CO_2 refrigeration system [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(8): 1219-1224.
- [3] JIA Xiaohan, ZHANG Bo, PU Lei, et al. Improved rotary vane expander for trans-critical CO_2 cycle by introducing high-pressure gas into the vane slots [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(3): 732-741.
- [4] YANG B, PENG X, HE Z, et al. Experimental investigation on the internal working process of a CO_2 rotary vane expander [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(11/12): 2289-2296.
- [5] 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.
- [6] HE Tao, XIA Chunli, ZHAO Yuanyang, et al. An experimental study on energy recovery by a pelton-type expander in a domestic refrigeration system [J]. HVAC & R Research, 2009, 15(4): 785-799.
- [7] SMITH I K, STOSIC N, ALDIS C A, et al. Twin screw two-phase expander in large chiller units [C/OL]// Proceedings of the International Conference on Industrial Compressors and Their Systems. [2012-02-15]. <http://www.staff.city.ac.uk/~sj376/smith99a.htm>.
- [8] WANG Meng, ZHAO Yuanyang, CAO Feng, et al. Simulation study on a novel vane-type expander with internal two-stage expansion process for R-410A refrigeration system [J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 36(4): 757-771.
- [9] 贺滔,夏春礼,李连生,等. 培尔顿式膨胀-辅助压缩机在制冷系统中的研究 [J]. 流体机械, 2009, 37(7): 1-7.
HE Tao, XIA Chunli, LI Liansheng, et al. Study on a energy recovery in refrigeration system using a pelton-type expander [J]. Fluid Machinery, 2009, 37(7): 1-7.

(编辑 苗凌)