

CO₂ 跨临界循环滚动活塞膨胀机的研究与开发 ——试验测试部分*

李敏霞, 马一太, 苏维城, 管海清
(天津大学热能研究所, 天津 300072)

摘 要: 为提高 CO₂ 跨临界循环的效率, 降低系统的节流损失, 用 CO₂ 膨胀机代替系统中的节流阀, 并对其回收膨胀功进行了研究, 设计和开发了两代 CO₂ 滚动活塞膨胀机样机, 给出了两代 CO₂ 膨胀机的特点, 同时进行了试验对比. 试验测试结果表明滚动活塞形式的膨胀机在超临界和两相区运行是可行的. 第二代膨胀机明显优于第一代膨胀机, 可见采取的降低泄漏、减小摩擦等措施非常有效. 膨胀机在 CO₂ 跨临界循环中运行, 存在最佳转速, 使膨胀机的输出功率达到最大.

关键词: CO₂ 跨临界循环; 滚动活塞; 膨胀机

中图分类号: TU83 **文献标志码:** A **文章编号:** 0493-2137(2004)09-0778-05

Research and Development of Rolling Piston Expander in CO₂ Transcritical Cycle ——Experimental Part

LI Min-xia, MA Yi-tai, SU Wei-cheng, GUAN Hai-qing
(Thermal Energy Research Institute, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: The replacement of the throttle valve with CO₂ expander in the system and the expansion work recovery were studied for the improvement of the coefficient of performance of the CO₂ transcritical cycle and reduction of the throttling energy loss. The prototypes of two-generation CO₂ rolling piston expanders were designed and developed. Their different characteristics were presented and the experimental comparisons of two expanders are conducted. The test results indicate the operability of the rolling piston expander in the supercritical two-phase region. The results show that the performance of the second generation rolling piston expander is better than the first one due to the improvement, and is that the (activities) measurements for minimum leakage and friction are powerful. There exists the optimal revolution speed of the expander in the CO₂ transcritical cycle to make the maximum power output produced from the expander. However, there are still many problems in the design of rolling piston expander, especially the vane. A new type of vane is needed to decrease the friction between the vane and cylinder.

Keywords: CO₂ transcritical cycle; rolling piston; expander

由于现有常规制冷剂对环境有不同程度的破坏, CO₂ 被重新启用. CO₂ 在空调工况适宜采用跨临界循环. CO₂ 跨临界循环节流损失非常大, 在相同当量冷凝温度下, CO₂ 循环的效率比常规工质低 20%~30%, 抵消了其具有的环境优势. Lorentzen^[1]提出利用 CO₂

膨胀机代替节流阀的想法. CO₂ 跨临界循环的容积膨胀比是 2~4, 远小于常规制冷剂, 而且回收的膨胀功占压缩功比例很大. 理论上这种系统因无节流损失, 故其运行性能系数 COP (Coefficient of Performance) 比常规循环高, 膨胀机循环的 COP 值约是节流阀循环的 2

* 收稿日期: 2003-06-12; 修回日期: 2003-09-24.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(59876028); 高等学校博士学科专项科研基金资助项目(D0200105).

作者简介: 李敏霞(1971—), 女, 博士研究生.

倍. 1997年, Robinson 和 Groll^[2] 对比了带有膨胀机和无膨胀机的 CO₂ 循环, 理论分析表明利用膨胀机代替节流阀可提高 CO₂ 制冷循环的能效比, 带膨胀机的 CO₂ 循环能效比可等于甚至高于常规工质循环.

膨胀机的体积小于压缩机, 而且 CO₂ 比容相当小, 可以大大缩小设备的尺寸. 有些形式的膨胀机需进行吸气控制, 控制装置需保证吸气的角度和位置, 同时应满足耐压和泄漏小的特点. 在目前 CO₂ 膨胀机的研究中, 英格兰 MIEE DRIVER 科技公司^[3] 已开发出样机, 形式为铰接式, 与传统的滑片式滚动压缩机有类似之处, 通过将整个腔分割成多个单元控制吸气排气, 避免了吸气控制问题, 但所面临的主要问题仍是泄漏. 德国 DRESDEN 大学^[4] 开发了第一代和第二代的自由活塞膨胀压缩机的实验样机. 第二代在第一代的基础上改进了系统的受力, 增加了摆杆齿轮, 使两个活塞的运动速度不同, 第二代膨胀机的 COP 比第一代提高了 10%. 美国 Maryland 大学的环境能源中心 CEE (Center for Environmental Energy Engineering) RAC (Refrigerant Alternatives Consortium)^[5] 对涡旋式 CO₂ 膨胀机进行了模拟研究(选择涡旋形式主要是因为不需要吸气阀), 并对一个涡旋压缩机进行改造, 进行了 CO₂ 膨胀机实验, 样机的内部泄漏还是比较严重. 美国 Purdue 大学研究中心对名为 ED-WOW (Expansion Device With Output Work) 的活塞气缸膨胀器进行了开发^[6], 研究借鉴了活塞膨胀机的形式, 利用电磁阀进行吸气控制. 运行工况为 7.2 MPa/2.7 MPa, 活塞气缸膨胀器的输出功为 34.8 W, 绝热效率为 10% 左右.

笔者分别对开发的第一代 CO₂ 滚动活塞膨胀机和第二代进行了测试, 并将测试结果进行了对比, 从而为膨胀机的进一步开发提供了依据.

1 CO₂ 滚动活塞膨胀机的开发

1.1 开发 CO₂ 滚动活塞膨胀机的基本要求

首先应便于试验系统的匹配. 由于压缩机的功率较小, 根据回收膨胀功占压缩机输入功率 20% ~ 30% 的原则, 膨胀机的结构尺寸会大大缩小, 滚动活塞膨胀机在此实验系统工作范围比较合适.

其次要便于加工. 滚动活塞膨胀机的内部结构简单, 运动部件是比较规则的圆柱或平面, 加工制造容易.

此外, 滚动活塞式膨胀机的主要问题是泄漏, 可通过有效手段和精细加工加以解决.

1.2 第一代 CO₂ 滚动活塞膨胀机的开发

开发第一代膨胀机时, 为便于拆卸, 以观察膨胀机内部零件的磨损情况, 选择加工开启式的滚动活塞膨胀机, 此膨胀机是在滚动活塞压缩机的基础上改造的. 膨胀机的外壁比普通压缩机厚, 以保证强度. 设计了专门的润滑系统, 以保证系统的润滑效果. 为保证密封性, 将轴向密封改为楔形端面密封, 减少了轴向泄漏.

膨胀机的工作过程可分为 3 部分, 即吸入过程、膨胀过程和排出过程. 由于滚动活塞式膨胀机属于容积式, 其进气量需要进气阀等设备来控制, 等膨胀后才能进行第二次吸气, 因而须设计专门的吸气控制系统. 当膨胀机工作, 转到某固定角度时, 进气管道打开, 开始进气, 膨胀机继续旋转, 但旋转到结束角度时, 进气管道关闭, 停止进气. 如此反复. 膨胀机的吸气系统可以采用电磁阀控制或机械控制方式. 如果采用高频电磁阀控制, 则电磁控制器的响应时间应满足膨胀机进气频率的要求. 若假设膨胀机设计转动速度为 $n = 1500$ r/min, 电磁控制器在滚动活塞大约转动 160° 内动作一次, 则电磁控制器的工作响应时间为 0.017 s. 由于膨胀机的膨胀流体压力为 9 MPa, 能够承受如此高压力的电磁阀的阀芯孔径很小, 为 0.12 cm (3/64 in), 一个电磁阀不能满足系统流量的要求, 需要多个电磁阀, 故系统变得复杂, 成本提高. 而机械控制系统简单、可靠、制造成本低而且容易实现, 因此, 在第一代 CO₂ 膨胀机的进气设计中, 采用了机械控制系统.

为了能回收膨胀机的输出功, 使用膨胀机驱动发电机, 让发电机发电带动负载. 膨胀机与发电机采用皮带传动. 为减小发电机的启动励磁, 发电机设计为永磁式发电机.

1.3 第二代 CO₂ 滚动活塞膨胀机的开发

第二代膨胀机较第一代的主要改进如下:

1) 仍采用与第一代膨胀机相同的吸气控制系统, 但对结构进行了小的改进, 同时零件的表面进行了特殊处理以降低摩擦力;

2) 减小了膨胀机的容量, 降低了气缸的高度;

3) 为了减少膨胀过程的泄漏, 减小了配合间隙, 并进行零件精细加工, 以控制装配间隙;

4) 为减小摩擦损失, 采用滚动轴承;

5) 为防止外泄漏损失, 将发电机与膨胀机合为一体, 做成全封闭形式, 从而避免了由于轴封造成摩擦损失, 此时发电机的轴与膨胀机的轴由联轴器联接;

6) 为减小滑板变形, 增大了滑板厚度, 同时为减小滑板与滚动活塞的间隙, 将滑板的背压设为高压流体压力;

7) 将膨胀机泄漏到外壳中的气态制冷剂直接引回到压缩机。

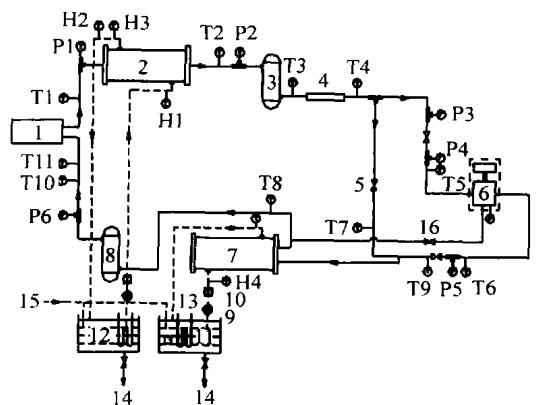
2 CO₂ 跨临界循环膨胀机试验系统

2.1 试验系统装置

CO₂ 跨临界循环膨胀机的试验装置由 CO₂ 跨临界制冷循环系统、冷冻水系统、冷却水系统、膨胀机测试系统、数据采集和控制系统组成。其结构组成见图 1。压缩机采用单级半封闭活塞式压缩机。膨胀机测试系统包括数字式转速表(进行转速测量)、功率表和可调负载。发电机的效率将影响膨胀机输出功率的测定,因此不同转速和不同输入功率情况下进行发电机测试,图 2 为发电机组效率检测系统示意图。

2.2 试验方法

在测试过程中,先将系统在节流阀开启的情况下调节到稳定工况,然后关闭节流阀,打开膨胀机前后阀门,让膨胀机开始工作,测试在不同负载和膨胀机转速情况下,膨胀机和系统的运行情况。调节系统工况,分别在不同运行工况而负载相同的情况下,测试膨胀机和发电机的运行情况。



1—压缩机; 2—气体冷却器; 3—高压储液器; 4—质量流量计;
5—节流阀; 6—膨胀机; 7—蒸发器; 8—低压气液分离器;
9—水泵; 10—水流量计; 11—冷冻水箱; 12—冷却水箱;
13—电加热器; 14—泄水阀; 15—补水; 16—旁通阀;
T 为温度传感器; P 为压力传感器; H 为热电偶

图 1 CO₂ 跨临界制冷循环膨胀机试验台流程原理

Fig. 1 Schematic of experimental setup of CO₂ transcritical cycle with an expander

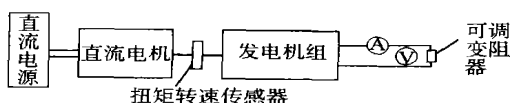


图 2 发电机组效率检测系统示意

Fig. 2 Diagram of the generator test system

3 测试结果与分析

3.1 第一代 CO₂ 跨临界循环膨胀机的测试结果

在测试过程中,系统压力不够稳定,而且系统压缩机的排气压力达到或超过临界点比较困难。由于膨胀机是由压缩机改造而来,各部件的配合间隙已确定,造成膨胀机的泄漏比较严重,影响了系统的稳定性,而且从膨胀机的零件磨损情况看,轴封造成的摩擦损失很大。另外一个问题是,设计膨胀机的流量过大,不能与压缩机匹配,使压缩机的排气压力较低。试验结果表明膨胀机的回收功与压缩机输入功率的比值较小。

虽然运行效果不理想,但从中仍能发现膨胀机的运行特性。由图 3 可见,在不同负载时,膨胀机的转速不同,从而导致系统的流量发生变化,图 4 也表明了这种现象,因而系统的输出冷量也必然发生改变。

表 1 为第一代 CO₂ 膨胀机测试系统 3 个运行工况的测试数据。在相同负载下,膨胀机的转速不同。膨胀机的转速变化直接导致发电机的转速变化,而且发电机的功率与效率皆与转速有关。在变负荷时,系统的调整会引起发电机输出波动,从而影响负载运行。

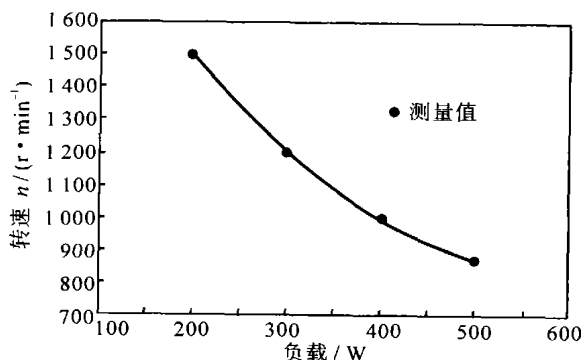


图 3 不同负载时膨胀机的转速

Fig. 3 Revolution speed of expander at different loads

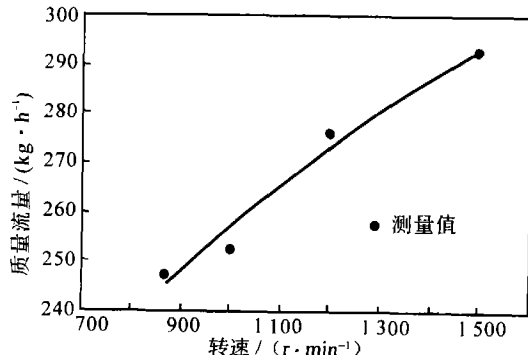


图 4 不同膨胀机转速时膨胀机的流量

Fig. 4 Relation of the mass flow rate of the expander and revolution speed of expander

表 1 第一代 CO₂膨胀机运行工况数据

Tab. 1 Test data to investigate the performance of the first-generation expander

序号	压缩机排气 压力/MPa	蒸发压力/ MPa	膨胀机入口 压力/MPa	膨胀机入口 温度/℃	制冷剂流量/ (kg·h ⁻¹)	膨胀机转速/ (r·min ⁻¹)	回收功比率	负载情况/W
1	6.85	3.18	6.30	26.50	209.19	1 100	1.000	200
2	7.00	3.17	5.91	30.63	189.88	1 000	1.875	200
3	6.57	3.09	6.14	23.63	252.56	1 050	1.250	200

3.2 第二代 CO₂ 跨临界循环膨胀机的测试结果

图 5 为不同输入功率,不同转速下发电机的效率,使用时可根据实际输入功率和转速查图找到相应的发电机效率.

在测试过程中,整个系统的压力稳定性很好,而且膨胀机的外泄漏很小,如果将膨胀机与压缩机入口间的旁通阀关闭,观察膨胀机上的压力表,表压基本保持在低压压力,变化很小.膨胀机运转时的噪音很小.共进行了 4 组膨胀机试验,其中第二组试验的系统热泵性能系数最高,第四组实验的系统回收功最大.

从图 6 可以看出,随着负载的增大,系统工质流量

减小,膨胀机的转速降低,这些特性与第一代膨胀机系统特性相同.同时,系统的压缩机排气压力随膨胀机转速升高而升高.

在图 7 中,随着膨胀机转速的变化,膨胀机的回收功不同,且存在最佳值.在最佳情况时,最大回收功可占压缩机输入功率的 12%.

与第一代膨胀机比较,第二代膨胀机回收功明显增高,从图 8 可以看出,第二代膨胀机回收功与第一代膨胀机最大回收功的最大比值可达 3.9.

表 2 为相同负载时,系统在 4 种工况下的运行情况.随着压力的升高,膨胀机的回收功增大,但并不表

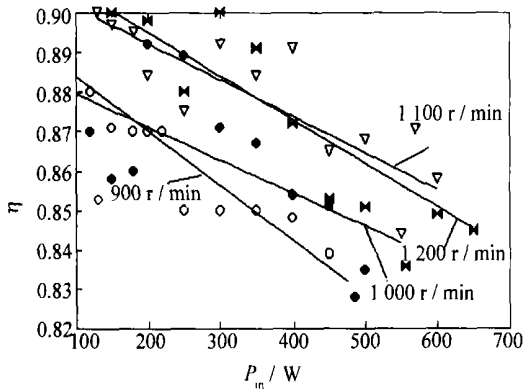


图 5 转速为 900~1 200 r/min 发电-电动机组的效率

Fig. 5 Efficiency of generator-motor at revolution speed from 900 to 1 200 r/min

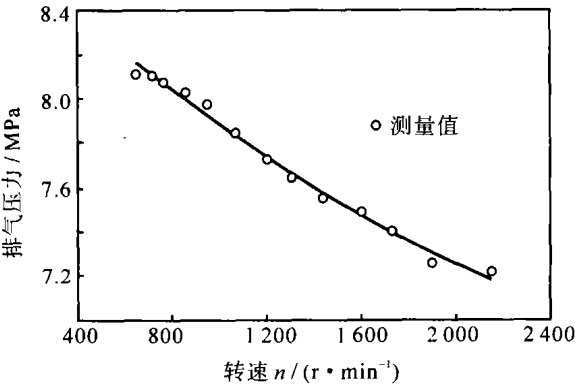


图 6 系统压缩机排气压力与膨胀机转速的关系

Fig. 6 Relation of exhaust pressure of compressor and revolution speed of expander

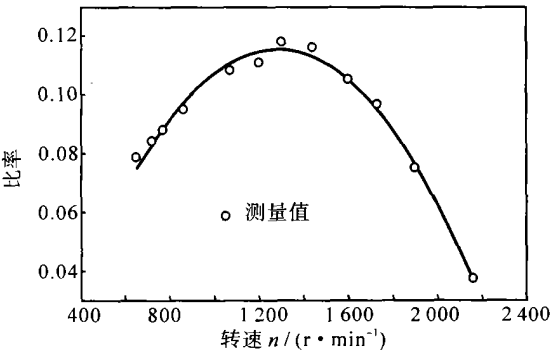


图 7 不同膨胀转速下回收功占输入功的比率

Fig. 7 Ratio of the recovery power to the power input of the system at various revolution speed of expander

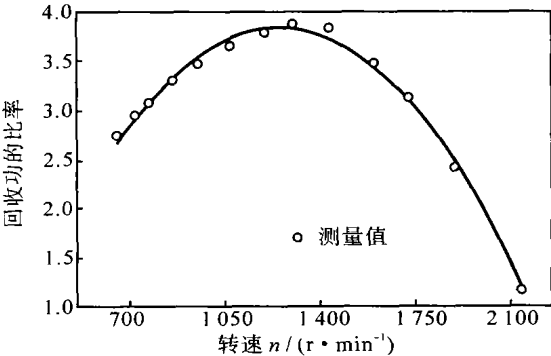


图 8 不同膨胀机转速下回收功与第一代最大回收功比率

Fig. 8 Ratio of the recovery power of second-generation expander to the maximum value of the first-generation expander

明在膨胀机回收功达到最大值时系统 COP_h 也会达到最大,因为此时随着压力的升高,压缩机的输入功率同时增大,也会对系统 COP_h 产生影响。

图 9 显示了两个系统的 COP_h 比值,可见采用第二代膨胀机可明显提高系统的 COP_h。

表 2 第二代 CO₂膨胀机运行工况数据

Tab.2 Test data of the performance of the second-generation expander

序号	压缩机排气 压力/MPa	蒸发压力/ MPa	膨胀机入口 压力/MPa	膨胀机入口 温度/℃	制冷剂流量/ (kg·h ⁻¹)	膨胀机转速/ (r·min ⁻¹)	输入功率 比率	回收功 比率	负载情况/ W
1	6.46	2.48	6.11	23.95	130	1 000	1.00	1.00	200
2	6.74	2.42	6.27	26.30	120	950	1.00	1.00	200
3	7.05	2.80	6.78	30.03	173	1 800	1.10	2.53	200
4	7.26	2.89	7.16	32.26	194	1 900	1.23	2.73	200

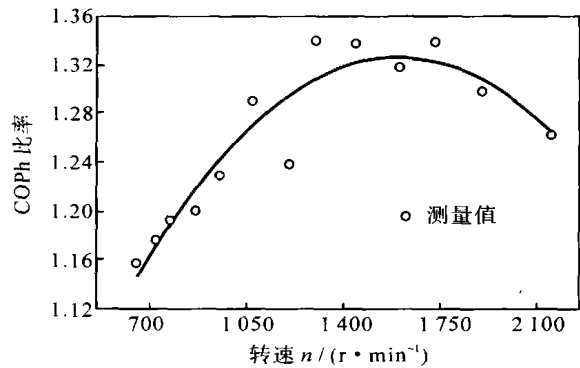


图 9 不同膨胀机转速下两代膨胀机系统 COP_h 比率
Fig.9 Ratio of COP_h of second-generation expander to the maximum COP_h of the first-generation expander

4 结 论

- 1) 本研究设计和开发了两代 CO₂ 膨胀机样机,从试验测试结果可以看出,滚动活塞形式的膨胀机在超临界和两相区运行是可行的。
- 2) 第二代膨胀机明显优于第一代膨胀机,可见减小间隙降低泄漏量,以及利用滚动轴承减小摩擦等措施非常有效。
- 3) 在 CO₂ 跨临界循环中,膨胀机存在最佳转速,使膨胀机的输出功率达到最大。

参考文献:

[1] Lorentzen G. The use of natural refrigerants: A complete solution to the CFC/HCFC predicament[J]. *Int J Refrig*, 1995, 18(3):190—197.

[2] Robinson D M, Groll E A. Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine[J]. *Int J Re-*

frig, 1998, 21(7): 577—589.

[3] Ronald W. Applications for the hinge-vane positive displacement compressor-expander, http://www.egi.kth.se/users/thermo/samer/www/annex27/Projects_Uk.html, 2002-06.

[4] Nickl J, Will G, Kraus W E, et al. Design considerations for a second generation CO₂-expander[A]. In: *The Proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorenzen Conference on Natural Working Fluids*[C]. Guangzhou: 2002.

[5] Reihard R. CO₂ compressor-expander analysis. ART1 21-CR Research Project 611-10060, <http://www.art121cr.org/research/ongoing/611-10060.pdf>, 2002-06.

[6] Baek J S, Groll E A, Lawless P B. Development of a piston-cylinder expansion device for the transcritical carbon dioxide cycle[Z]. Ray W. Herrick Laboratories, USA Purdue University: 2002.

[7] 马一太, 王侃宏, 杨 昭, 等. 带膨胀机的 CO₂ 跨(超)临界逆循环的热力学分析[J]. *工程热物理学报*, 1999, 20(6): 661—665.

Ma Yitai, Wang Kanhong, Yang Zhao, et al. Thermodynamic analysis of the CO₂ transcritical(supercritical) contrary cycle with the expander[J]. *Journal of Thermal Physics Engineering*, 1999, 20(6): 661—665.

[8] 魏 东. CO₂ 跨临界循环换热与膨胀机理的研究[D]. 天津: 天津大学热能研究所, 2002.

Wei Dong. The Study of the Heat Transfer and Expansion Mechanism for Carbon Dioxide Transcritical Cycle[D]. Tianjin: Thermal Energy Research Institute, Tianjin University, 2002.

[9] 查世彤. CO₂ 跨临界循环膨胀机的研究与开发[D]. 天津: 天津大学热能研究所, 2002.

Zha Shitong. Study and Development of CO₂ Transcritical Expander[D]. Tianjin: Thermal Energy Research Institute, Tianjin University, 2002.