

## 整体式斯特林制冷机用于家用冰箱的性能研究

孙乐安, 赵远扬, 李连生, 束鹏程

(西安交通大学流体机械及压缩机国家工程研究中心, 710049, 西安)

**摘要:** 基于斯特林制冷循环在环保方面的优点, 对一种应用于家用和商用冰箱的整体式斯特林制冷机进行了实验研究. 该制冷机由一个膨胀气缸、一个压缩气缸和回热器构成, 膨胀活塞和压缩活塞以 V 型分布并由同一个曲柄连杆机构驱动, 制冷端连接到膨胀气缸并向外部提供冷量. 研究表明: 当整体式斯特林循环制冷机应用于普冷和冰箱领域时, 各种结构间存在着最优匹配; 3 种回热器结构中长度为 60 mm、直径为 50 mm 的系统性能最优; 对于不同的回热器, 其工质氮气和氦气的最佳充气压力不同, 在长度为 60 mm、直径为 50 mm 的结构中, 以氮气和氦气为工质的最佳充气压力分别为 1 MPa 和 1.3 MPa, 当转速分别为 500~700 r/min(氮气)和 800~1 000 r/min(氦气)时, 制冷量和性能系数最优.

**关键词:** 制冷机; 斯特林循环; 实验; 家用冰箱

**中图分类号:** TH45; TB657 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)07-0811-04

## Performance Research on Integral Stirling-Cycle in Domestic Refrigerator

SUN Le'an, ZHAO Yuanyang, LI Liansheng, SHU Pengcheng

(National Engineering Research Center of Fluid Machinery and Compressors, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** A V-type integral Stirling-cycle refrigerator (VISR) was developed, which consists of an expansion cylinder, a compression cylinder and a regenerator. The expansion piston and the compression piston are V-shaped and driven by a crank-connecting rod mechanism. A cold head is connected to the expansion cylinder and provides cooling capacity. The results show that the regenerator must match the configuration and dimension of the compression and expansion cylinders and the cooler. Among the three regenerators tested, the regenerator with a length of 60 mm and a diameter of 50 mm has optimal cooling capacity. Its optimal charge pressure is 1 MPa for nitrogen and 1.3 MPa for helium, respectively. In addition, the COP of the refrigerator has a peak value in the range of 500-700 r/min for nitrogen and in the range of 800-1 000 r/min for helium.

**Keywords:** refrigerator; Stirling-cycle; experiment; domestic refrigerator

节能与环保已成为现代冰箱技术发展的重要方向. 自 1990 年以来, 作为蒸气压缩式制冷系统的氟利昂制冷剂 CFC 和 HFC 对气候变暖和臭氧层的破坏引起了世界范围的重视, 因而有必要寻找一种新的高效、环保制冷技术来替代传统的蒸气压缩式制冷技术.

斯特林循环首先由 Finkelstein 和 Polonski<sup>[1]</sup> 提出应用于冰箱制冷系统. 斯特林制冷机的工质始

终是气态, 即在一定温度范围内, 把工质看成是理想气体, 进行压缩、膨胀, 得到低温. 到目前为止, 已经有很多研究者对此项技术进行了研究. 文献[2]将自由活塞式斯特林制冷机通过热虹吸管传热方式安装在一台 250 L 的冰箱上获得成功研究. 文献[3-6]分别提出了斯特林制冷用于冰箱技术的发展优势, 以及朗肯循环与自由活塞斯特林循环制冷的对比研究. 文献[7]对自由活塞式斯特林制冷机用于 40 L

便携式冰箱进行了开发和实验研究. 文献[8-10]分别采用不同的模型方法对整体式斯特林制冷机进行了理论分析和实验研究.

本实验通过变化样机结构并采用不同的工质, 进行了分析和实验研究, 获得了相应的研究结果.

## 1 研究模型及实验方法

### 1.1 研究模型

斯特林循环制冷机在开发设计过程中的热力性能分析和研究是非常重要的, 通过建立模型借助于计算机技术和热力学原理进行热力分析和计算. 最早的斯特林循环制冷的等温模型是由施密特等人研究发展的, 并在后来的许多教材中对斯特林循环的发动机和制冷机进一步发展和论述. 施密特等温模型已经被很多研究者成功地应用. 本文对模型进行了简化并采用分离算法计算出各种性能参数.

为了求出稳定工况下制冷机的各种热力特性, 对模型作如下简化处理<sup>[11]</sup>:

- (1) 工质为理想气体且比热容为定值;
- (2) 系统内工质的流动和传热都是一维的;
- (3) 回热器各向同性且填料刚性不可压缩;
- (4) 冷端、热端和压缩腔壁面温度均为常数;
- (5) 用活塞的简谐运动代替跳跃式的间断运动.

当活塞作简谐运动时膨胀腔容积  $V_e(\phi)$  和压缩腔容积  $V_c(\phi)$  的变化分别为

$$V_e(\phi) = \frac{V_E}{2} \cdot [1 + \cos(\phi)] \quad (1)$$

$$V_c(\phi) = \frac{\omega \cdot V_E}{2} \cdot [1 + \cos(\phi - \alpha)] \quad (2)$$

式中:  $V_E$  是膨胀腔最大容积;  $\omega$  是压缩腔最大容积与膨胀腔最大容积之比;  $\phi$  是曲轴转角;  $\alpha$  是  $V_e(\phi)$  超前于  $V_c(\phi)$  的相位角.

膨胀腔容积  $V_e(\phi)$ 、压缩腔容积  $V_c(\phi)$ 、相对死容积  $S$ 、温度比  $\tau$ 、压力相角  $\theta$ 、压力参数  $\delta$ 、压力比、平均压力  $p_{av}$  和瞬时压力  $p(\phi)$  的计算见文献[11].

实际过程中工质的压力是受流动阻力的影响而发生变化的, 因此不能忽略流程中压力的变化, 这是本研究不同于以前的等温模型的地方, 沿程阻力和流动阻力的计算见文献[12].

系统的压力降是各元件局部阻力  $\Delta p_m$  和管道的沿程阻力  $\Delta p_l$  的总合, 即

$$\Delta p = \sum \Delta p_m + \Delta p_l \quad (3)$$

各部件的局部阻力按下式计算

$$\Delta p_m = \xi \frac{\bar{v}_p^2}{2} \rho \quad (4)$$

式中:  $\rho$  是气体密度;  $\xi$  是流阻系数;  $\bar{v}_p$  是部件中的气体平均流速. 气体流过变截面时的  $\xi$  计算如下:

当气体突然收缩时

$$\xi = 0.5(1 - A_2/A_1)^2$$

当气体突然扩张时

$$\xi = (1 - A_2/A_1)^2$$

式中:  $A_1$  代表通道突变时大截面的面积;  $A_2$  代表通道突变时小截面的面积.

管道的沿程阻力  $\Delta p_l$  计算如下

$$\Delta p_l = \lambda \frac{\bar{v}_p^2}{2} \rho \frac{l}{d_i} \quad (5)$$

式中:  $\lambda$  为阻力系数;  $l$  为管道长度;  $d_i$  为管道内经.  $\lambda$  的计算如下

$$\lambda = 1 / \left( 1.14 + 2 \lg \frac{d_i}{\Delta} \right)^2 \quad (6)$$

式中:  $\Delta$  为管壁的绝对粗糙度, 在此取值为 0.2 mm.

在此将平均压力取为系统的充气压力, 流程中的每一部位的的压力降即各种阻力之和, 并由此计算出最大膨胀压力和最小膨胀压力.

热力性能参数、理论制冷量  $Q_E$ 、理论放热量  $Q_C$ 、理论耗功  $W$ 、有效冷量  $Q_{net}$ 、实际功耗  $N_{ac}$  和性能系数  $C_{COP}$  分别计算如下

$$Q_E = f \int_0^{2\pi} p_e(\phi) dV_e = \frac{n}{60} p_{cav} V_E \frac{\delta \sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{1/2}} \quad (7)$$

$$Q_C = -\tau Q_E \quad (8)$$

$$W = -Q_E - Q_C = (\tau - 1) Q_E \quad (9)$$

$$C_{COP} = \frac{Q_{net}}{N_{ac}} \quad (10)$$

有效制冷量通过减去回热损失  $Q_{enth}$ 、传导损失  $Q_{cond}$ 、穿梭损失  $Q_{shutt}$  和流阻损失  $Q_{res}$  等来获得, 即

$$Q_{net} = Q_E - Q_{enth} - Q_{cond} - Q_{shutt} - Q_{res} \quad (11)$$

$$N_{ac} = \frac{W}{\eta_T \eta_m \eta_{el}} \quad (12)$$

式中:  $\eta_T$  为等温效率, 取 0.6;  $\eta_m$  为机械效率, 取 0.7;  $\eta_{el}$  为电机效率, 取 0.8. 以上损失的计算参考文献[8].

### 1.2 样机

斯特林制冷机的工作介质是气体, 在整个制冷循环过程中不发生相变. 理想的斯特林循环是由 2 个等温过程和 2 个等容过程组成, 等容过程的热交换发生在回热器中. 在等温膨胀过程中低温工质从冷却对象中吸收热量, 在等温压缩过程中向周围环境释放热量, 因此斯特林循环制冷机的性能大小依

赖于高低温的 2 个温度,分别是热端和冷端的温度. 如图 1 所示,本研究所研制的整体式斯特林循环制冷机是由一个膨胀腔、换热器、回热器、压缩腔,以及膨胀活塞、压缩活塞和一个曲柄连杆机构组成. 工质在压缩腔中通过散热器散热被压缩为常温高压气体,流经回热器并与其中的填料热交换,温度降至  $T_c$ . 后进入到膨胀腔进行膨胀,膨胀过程中经换热器吸收热量保持温度恒定,之后工质经回热器中的填料进行热交换,温度升至常温回到压缩腔,完成一个循环,实现制冷. 表 1 列出了相应斯特林循环制冷的实验样机结构参数.

表 1 斯特林循环制冷机样机参数

|           |       |
|-----------|-------|
| 压缩活塞直径/mm | 56    |
| 压缩活塞行程/mm | 50    |
| 膨胀活塞直径/mm | 40    |
| 膨胀活塞行程/mm | 50    |
| 膨胀活塞长度/mm | 110   |
| 回热器填料     | 不锈钢丝网 |
| 丝网填料目数    | 200   |
| 网丝直径/mm   | 0.1   |
| 膨胀腔温度/K   | 238   |
| 压缩腔温度/K   | 303   |
| 环境温度/K    | 298   |

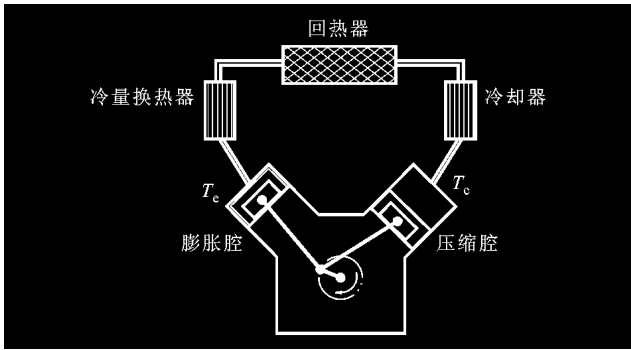


图 1 斯特林循环制冷机示意图

1.3 实验装置和实验方法

为了测量实验样机的热力参数并与计算值进行比较验证,从而研究各参数对制冷机性能的影响,本研究建立了斯特林循环的制冷机实验测量装置,如图 2 所示. 采用 PT100 热电阻对压缩腔、膨胀腔、回热器的进出口及内部和换热器内部的温度进行实际测量;压缩腔和膨胀腔中的压力采用压电阻片式 SWP-T20X 型压力变送器进行动态测量和观察,充气压力通过安装在曲轴箱上的、测量精度为 0.4 级的压力表进行测量;制冷机转速和输入功率通过 JN388 型转速扭矩传感器和测量仪进行采集和测量,制冷机的制冷量通过热平衡法进行测量,本实验

采用安装于换热器的直流电加热器,通过电阻消耗电功率来得到,电流、电压、功率的测量精度分别为  $\pm 0.1\%$ 、 $\pm 0.2\%$  和  $\pm 1\%$ . 实验数据的采集和处理是通过 NI 公司的 M 系列的 NI6221 型采集卡,其采集频率为 1 kHz. 为防止冷端的冷量泄露,采用聚氨酯泡沫材料对冷端进行保温.

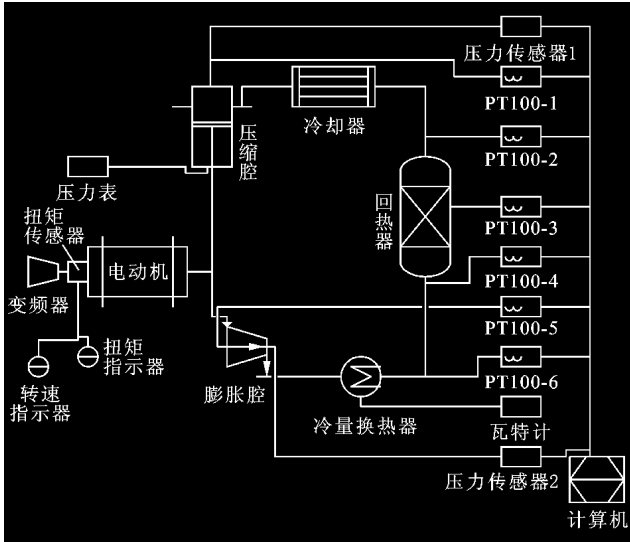


图 2 制冷机实验测量系统示意图

实验采用 3 种不同的样机结构,其差别主要是回热器的长度和直径不同,见表 2. 所采用的工质是氦气和氮气,工质的质量分数为 99.99%. 工质的充气压力范围为 0.25~1.4 MPa,样机频率变化范围为 10~40 Hz.

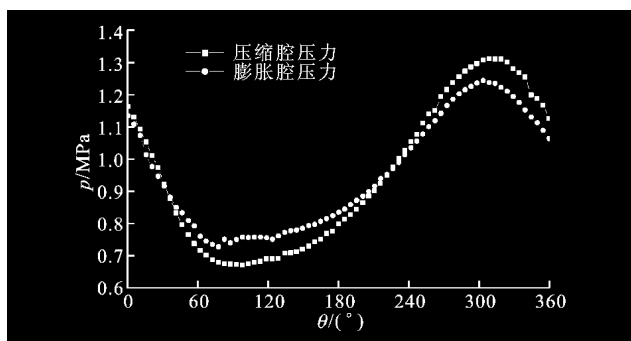
表 2 3 种回热器的结构参数

| 参数    | 结构 1 | 结构 2 | 结构 3 |
|-------|------|------|------|
| 长度/mm | 80   | 60   | 50   |
| 直径/mm | 55   | 50   | 40   |

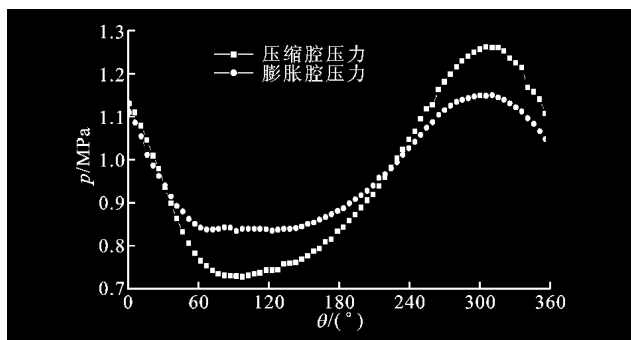
2 实验结果及讨论

图 3 给出了氮气和氦气在结构 1 中充气压力  $p$  为 1 MPa、转速为 700 r/min 的工作状态下,制冷机压缩腔和膨胀腔内部压力在一个周期的实际变化波形. 由图 3 可知:2 个波形近似于正弦波,且膨胀腔内部的最高压力低于压缩腔内部的,膨胀比低于压缩比,这主要是由于系统内流阻损失所造成的;氮气的流阻损失比氦气的流阻损失大很多,这主要是因为氮气的黏度系数和气体分子比较大,因此产生的流动摩擦损失较大.

图 4 显示了以氦气为工质的 3 种不同结构(表 2 所示的结构 1、2、3)在充气压力为 1 MPa 的状态下,制冷量和  $C_{COP}$  与转速的关系. 从图 4 可以看出:结构 2 的性能比较好,说明回热器对整机系统的性



(a)工质氮气压力随转角的变化



(b)工质氮气压力随转角的变化

图3 压缩腔和膨胀腔内部压力波形

能影响是比较大的;结构3由于死容积太大引起了性能的下降,而结构1由于换热能力太小不能满足系统要求,由此引起了性能的下降.这说明回热器的大小影响了系统的相对死容积和回热器的换热能力,从图4的性能曲线可以充分印证.

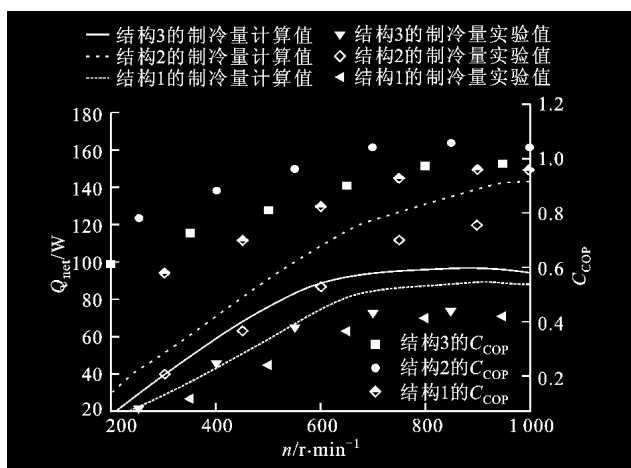


图4 不同结构下的制冷量和COP与转速的关系

图5表明在结构1中,2种工质的制冷量和COP随充气压力变化的关系.由图5可知:在以氦气为工质的系统中,制冷量随着充气压力的增大而增大,在充气压力达到1.3 MPa时,制冷量的增加趋势明显变缓,而COP值在充气压力为1.2~1.3 MPa的范围内达到峰值;在以氮气为工质的系统中,制冷量在充气压力为1.0~1.1 MPa的范围内达到峰

值,其COP值在充气压力为0.9~1.0 MPa的范围内达到峰值.同时,还看出以氦气为工质的性能好于以氮气为工质的性能.

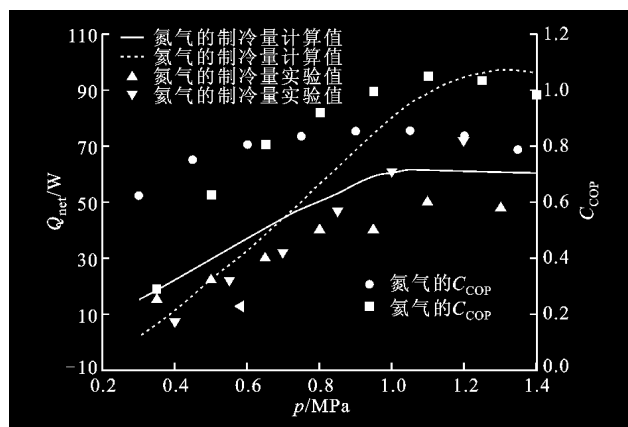


图5 氮气和氦气的制冷量和COP与充气压力的关系

### 3 结论与展望

本文通过对斯特林循环在普冷领域的理论分析和实验研究,得出以下主要结论.

(1)在整体式斯特林循环制冷机应用于普冷和冰箱领域时,压缩腔、膨胀腔和回热器等各部件的结构匹配特性是一个重要因素,存在最优结构匹配.通过变换回热器的3种样机结构,发现结构2的性能指标较好.

(2)在一定的设计结构下存在着最佳充气压力,工质不同,最佳值也有所不同.本研究的样机以氮气为工质时最佳充气压力是1.0 MPa,以氦气为工质时最佳充气压力是1.3 MPa.

(3)制冷量的实验值与理论值之差在20%左右,这是因为样机在制作过程中存在一些加工缺陷,增加了摩擦功和内泄露等损失.通过进一步的完善制作和匹配研究,斯特林循环制冷机应用于普冷领域是有一定前景的.

### 参考文献:

- [1] FINKELSTEIN T, POLONSKI C. Development and testing of a stirling cycle machine with characteristics suitable for domestic refrigerators, Report W/M (3A). u. 5 [R]. Whetstone, Cumbria, UK: English Electric Company Ltd., 1959.
- [2] OGUZ E, OZKADI F. Experimental investigation of a stirling cycle cooled domestic refrigerator [C]//Ninth International Refrigeration and Air Condition Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, USA; School of Mechanical Engineering, Purdue University, 2002.
- [3] 陈曦,吴亦农,王维杨. 斯特林制冷机用于冰箱技术的

- 发展优势[J]. 制冷学报, 2004, 4: 49-53.
- CHEN Xi, WU Yinong, WANG Weiyang. Advantages of developing refrigerator technology using stirling cycle cooler [J]. Journal of Refrigeration, 2004, 4: 49-53.
- [4] 吕萍, 段理华. 逆斯特林循环在 CFCs 替代技术中的地位[J]. 太原理工大学学报, 2005, 36: 20-23.
- LÜ Ping, DUAN Lihua. The position of reversed Stirling cycle in CFCs alternative technology [J]. Journal of Taiyuan University of Technology, 2005, 36: 20-23.
- [5] LANGE T J, VRIES M J. The application of the Stirling cycle to refrigeration machines; a design methodological analysis [C] // Proc of 6th ISEC. Eindhoven, Netherlands; ISEC, 1993: 285-290.
- [6] HUANG B J, LU C W. Split-type free-displacer Stirling refrigerator design using linear network analysis [J]. Cryogenics, 1996, 36: 1005-1017.
- [7] BERCHOWITZ D M, MCENTEE J, WELTY S. Design and testing of a 40 W free-piston Stirling cycle cooling unit [C] // 20th IIR Conference. Sydney, Australia; IIR, 1999: 1-7.
- [8] ATAER Ö E, KATABULUT H. Thermodynamic analysis of the V-type Stirling-cycle refrigerator [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28: 183-189.
- [9] HUANG B J, CHEN H Y. Modeling of integral-type Stirling refrigerator using system dynamics approach [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 23: 632-641.
- [10] SUN Le'an, YAN Qingyun, LI Liansheng, et al. Experimental investigation on a Stirling-cycle in application of domestic refrigerator [C/CD] // The 22nd IIR International Congress of Refrigeration. Beijing, China; IIR&CAR, 2007: ICR07-B2-987.
- [11] 边绍雄. 低温制冷机[M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 1983: 13-14.
- [12] 郁永江. 活塞式压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1982: 227-279. (编辑 王焕雪)