

文章编号: 1005-8893 (2005) 04-0033-03

## 斯特林制冷机回热器间隙密封冷量损失分析 (二)

陶丽<sup>1</sup>, 陈俊华<sup>2</sup>

(1. 江苏工业学院 机械工程系, 江苏 常州 213016; 2. 常州工程职业技术学院)

**摘要:** 回热器是斯特林制冷机冷头的重要组成部分。传统的回热器使用接触式滑动密封, 存在磨损, 限制制冷机的使用寿命。间隙密封的应用则可以在完成密封作用的同时消除接触磨损和因此而产生的污染。但由于间隙内气体的泄漏, 引起了冷量损失, 使制冷量减少。建立了间隙密封式斯特林制冷机回热器密封间隙泄漏率的数学物理模型, 推导了密封间隙的泄漏率及泄漏引起的冷量损失的表达式。

**关键词:** 斯特林制冷机; 间隙密封; 泄漏率; 泄漏损失

**中图分类号:** TB 661 **文献标识码:** A

微型斯特林制冷机是在空间应用最早、最多的机械制冷机, 它具有制冷量大, 有很高的可靠性, 效率高, 尺寸小, 质量轻, 振动小的优点。第1台在空间应用的型号为RM-19的机械制冷机样机于1970年随卫星发射上天, 其制冷系统由2台单级斯特林制冷机并联组成, 制冷功率为1.7 W (100 K)。60年代以来, 由于红外热成像技术在夜视和制导技术上的应用, 引起了军事部门对发展微型斯特林制冷机的极大兴趣。从70年代起, 先后研制成功双级菱形驱动的斯特林制冷机、3级7.8 K斯特林制冷机、直联驱动的自由活塞斯特林制冷机。1980年又研制成功磁轴承的直联驱动的5 W (65 K) 微型制冷机, 并已将双级77 K斯特林制冷机用于卫星红外系统中。中国在70年代中期研制成功了用于冷却红外探测器的机载微型斯特林制冷机, 在35 K时制冷量为0.5 W, 同时最低温度为24 K的双级菱形驱动和77 K时制冷量为1 W的分置式斯特林制冷机相继试制成功<sup>[1]</sup>。

传统的斯特林制冷机一般采用活塞环实现密封, 这种密封存在磨损, 因而工作寿命受到限制。运动部件上的密封环摩擦带来的污染及密封环本身的磨损是影响制冷机使用寿命、增加泄漏的一个重要因素。目前, 比较普遍采用的方法是间隙密封。

间隙密封是利用密封零件之间的径向微小间隙及该间隙在轴向的一定长度来实现的一种密封形式。它的孔轴两部件采用间隙配合, 通过定心装配, 使得两部件之间无接触。因而, 在制冷机运转时, 孔轴之间无摩擦, 达到无磨损的目的, 而密封作用则通过孔轴之间的间隙来保证。采用间隙密封是提高斯特林制冷机工作寿命和可靠性的关键技术<sup>[2]</sup>。

就斯特林制冷机回热器而言, 共有两处采用间隙密封, 一为回热器与气缸之间, 二为回热器轴与密封座之间, 详见文献<sup>[2]</sup>中的图1。由于有间隙存在, 当它的两端压力不相等时会造成泄漏, 因而必须考虑泄漏引起的制冷机制冷量的减少以及由于间隙的存在而造成的制冷量的损失。

### 1 数学模型的建立<sup>[2~6]</sup>

#### 1.1 回热器与气缸壁间隙内气体流动特性

##### 1.1.1 层流流动<sup>[2]</sup>

对间隙内气体流动, 当雷诺数  $Re < 2\ 000$  时, 为层流流动。

对层流流动, 在一定假设条件下, 根据运动微分方程、连续方程、状态方程, 进行分析, 可得: 当间隙内气体温度按线性变化, 则层流工况下泄漏

收稿日期: 2005-09-13

作者简介: 陶丽 (1974-), 女, 江苏扬州人, 硕士, 讲师。

率的表达式为:

$$G = \frac{|p_1^2 - p_2^2| \pi \bar{D} h^3 (T_2 - T_1)}{4.559 \times 10^{-6} RL (T_2^{0.647} - T_1^{0.647})}$$

单位时间内, 因泄漏而造成的制冷量损失为:

$$\Delta Q_g = f c_p \Delta m_1 (T_1 - T_2) \text{ (kW)}$$

式中:  $\Delta m_1 =$

$$\frac{\pi \bar{D} h^3 (T_2 - T_1)}{4.559 \times 10^{-6} RL (T_2^{0.647} - T_1^{0.647})} \int_0^{1/\sqrt{f}} |p_1^2 - p_2^2| dt$$

详细分析过程见文献 [2]。

### 1.1.2 湍流流动

当雷诺数  $Re > 4000$  时, 间隙内气体为湍流流动。在此区间, 气体流动比较复杂, 无确定的方程式, 只能依靠经验公式。

根据阻力系数  $C_D = \frac{\tau}{\frac{1}{2} \rho \bar{U}^2}$  及克劳修斯经验公

式, 阻力系数  $\lambda = C_D = 0.079 Re^{-1/4}$ , 式中:  $\tau$  表示气体接触的单位面积上的摩擦力,  $\frac{1}{2} \rho \bar{U}^2$  表示惯性力。

取间隙中的一个体积微元为研究对象, 如图 1 所示。根据受力平衡 (忽略重力), 则:

$$2\tau dx = p h - h \left( p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right), \text{ 即: } \frac{dp}{dx} = -\frac{\tau}{h}$$

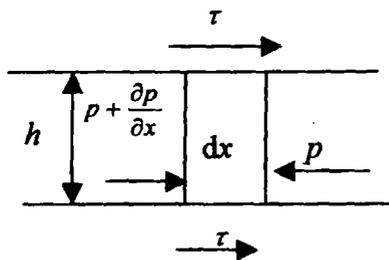


图 1 间隙内的体积微元

Fig. 1 Volume Microelement of the clearance seal

根据以上分析, 可化为:  $\frac{dp}{dx} = -\frac{0.079 \rho \bar{U}^2}{Re^{1/4} h}$

对环形间隙  $Re = \frac{2\rho \bar{U} h}{\mu}$ , 且  $G = \rho \pi \bar{D} h \bar{U}$ , 上

式可表示为:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{0.066 \mu^{1/4} G^{7/4}}{h^3 (\pi \bar{D})^{7/4} \rho}$$

将气体状态方程代入上式, 则:

$$p dp = -\frac{0.066 \mu^{1/4} RT G^{7/4}}{h^3 (\pi \bar{D})^{7/4}} dx$$

等温及常粘度时, 湍流流动的间隙泄漏率可表示为:

$$G^{7/4} = \frac{|p_1^2 - p_2^2| (\pi \bar{D})^{7/4} h^3}{0.132 \mu^{1/4} RTL}$$

当温度沿  $x$  方向按线性变化, 根据经验公式  $\mu(T) = 5.023 \times 10^{-7} T^{0.647}$ , 则湍流工况下泄漏率的表达式为:

$$G^{7/4} = \frac{|p_1^2 - p_2^2| (\pi \bar{D})^{7/4} h^3 (T_2 - T_1)}{1.625 \times 10^{-3} RL (T_2^{1.62} - T_1^{1.62})}$$

单位时间内, 因泄漏而造成的冷量损失为:

$$\Delta Q_g = f c_p \Delta m_2 (T_1 - T_2) \text{ (kW)}$$

式中:  $\Delta m_2 =$

$$\frac{\pi \bar{D} h^{12/7} (T_2 - T_1)^{4/7}}{2.548 \times 10^{-2} R^{4/7} L^{4/7} (T_2^{1.62} - T_1^{1.62})^{4/7}} \int_0^{1/\sqrt{f}} |p_1^2 - p_2^2|^{4/7} dt$$

## 1.2 密封座与轴之间间隙内气体流动特性

间隙内的气体主要起润滑和密封的作用, 可减小密封座与轴摩擦的同时减少气体的泄漏量。

### 1.2.1 层流流动

在一定假设条件下, 根据运动微分方程、连续方程、状态方程, 进行分析, 则可得等温、常粘度情况, 泄漏率的表达式为:

$$G = \frac{|p_1^2 - p_2^2| \pi \bar{D} h^3}{24 \mu R T L}$$

式中:  $\bar{D} = \frac{d_1 + d_2}{2}$ ;  $d_1$  为密封座直径;  $d_2$  为回热器轴直径;  $\mu$  为动力粘性系数;  $p_1$  为间隙进口压力;  $p_2$  为间隙出口压力或冷头气动腔压力。详见文献 [2]。

### 1.2.2 湍流流动

根据前面的分析, 当间隙高度、温度及粘度不变时, 湍流工况下, 泄漏率的表达式为:

$$G^{7/4} = \frac{|p_1^2 - p_2^2| (\pi \bar{D})^{7/4} h^3}{0.132 \mu^{1/4} RTL}$$

## 2 间隙内与间隙有关的总冷量损失

间隙内与间隙有关的总冷量损失  $\Delta Q_i$  可表示为因泄漏引起的制冷量的损失 (简称为泄漏损失) 及穿梭损失之和, 即:  $\Delta Q_i = \Delta Q_g + \Delta Q_{sh}$ 。

制冷机中的推移活塞与冷缸具有相似的轴向温度分布。由于活塞作往复运动, 其上各点与冷缸相应点之间有温差存在。通过活塞与冷缸间隙的气体传热, 把部分热量由室温端传至冷端, 这种损失称为穿梭损失或往复运动漏热损失。

穿梭损失可用下式表示:

$$\Delta Q_{sh} = F_s \frac{\lambda \pi D_1 (2X_d)^2}{5.4 h L_d} (T_1 - T_2)$$

式中:  $\lambda$  表示气体的平均导热系数, 对氢气  $\lambda = 0.105 \text{ W (m} \cdot \text{K)}^{-1}$ ;  $L_d$  表示排出器长度;  $X_d$  表

示排出器运动幅值;  $h$  表示排出器与冷缸之间的径向间隙厚度;  $F_s$  修正系数, 对简谐运动为 0.52~0.73;  $T_1$ 、 $T_2$  分别表示热端和冷端的温度。

## 2.1 回热器与气缸壁间隙内气体

### 2.1.1 层流工况

$$\Delta Q_{1t} = \Delta Q_{1g} + \Delta Q_{sh} = f_{c_p} \Delta m_1 (T_1 - T_2) + F_s \frac{\lambda \pi D_1 (2X_d)^2}{5.4hL_d} (T_1 - T_2) = \frac{f_{c_p} \pi \bar{D} h^3 (T_1 - T_2)^2}{4.559 \times 10^{-6} RL (T_1^{2.647} - T_2^{2.647})} \int_0^{1/f} |p_1^2 - p_2^2| dt + F_s \frac{\lambda \pi D_1 (2X_d)^2}{5.4hL_d} (T_1 - T_2)$$

### 2.1.2 湍流工况

$$\Delta Q_{2t} = \Delta Q_{2g} + \Delta Q_{sh} = \frac{f_{c_p} \pi \bar{D} h^{12/7} (T_2 - T_1)^{4/7} (T_1 - T_2)}{2.548 \times 10^{-2} R^{4/7} L^{4/7} (T_2^{2.162} - T_1^{2.162})^{4/7}} \int_0^{1/f} |p_1^2 - p_2^2|^{4/7} dt + F_s \frac{\lambda \pi D_1 (2X_d)^2}{5.4hL_d} (T_1 - T_2)$$

## 2.2 密封座与轴之间间隙内气体

由穿梭损失公式可知, 温度不变时, 穿梭损失为零。此时, 间隙内冷量损失仅为泄漏损失。

### 2.2.1 层流工况

$$\Delta Q_{g1} = \frac{c_p f \pi h^3 \bar{D}}{24 \mu RL} \int_0^{1/f} |p_1^2 - p_2^2| dt$$

### 2.2.2 湍流工况

$$\Delta Q_{g2} = \frac{c_p f \pi h^{12/7} T^{3/7} \bar{D}}{0.314 \mu^{1/7} (RL)^{4/7}} \int_0^{1/f} |p_1^2 - p_2^2|^{4/7} dt$$

## 3 结论

①由泄漏损失及穿梭损失的计算公式可知, 回热器与气缸壁之间间隙越大, 穿梭损失越小, 而泄漏损失越大。在一般情况下, 为方便加工, 间隙取得稍大一些。但是, 间隙增大, 泄漏率增大, 这会影响到压比, 使制冷效率降低。因此, 应综合考虑间隙的选取。②当泄漏率增大时, 对应间隙增大, 穿梭损失减小, 此时应有最佳间隙存在。通过以上几个量的相互权衡, 改变一些工作参数, 可求出最佳间隙及其对应的泄漏率、压力、相位角、工作频率等参数。③密封座与回热器轴之间间隙内气体泄漏损失与间隙高度成正比, 间隙越大, 泄漏损失越大。所以, 在保证密封座与回热器轴不会卡死的情况下, 应尽量减小间隙高度, 从而减小损失, 提高制冷机效率。

### 参考文献:

- [1] 达道安. 空间低温技术[M]. 北京: 宇航出版社, 1991.
- [2] 陶丽, 陈俊华. 斯特林制冷机回热器间隙密封冷量损失分析(一)[J]. 江苏工业学院学报, 2004, 16(3): 18-20.
- [3] Radebaugh. 低温制冷机的最新研究进展[J]. 低温与特气, 1996, 2: 16-26.
- [4] 邓晓辉, 郭方中. 回热式制冷机间隙密封泄漏率的计算及实验研究[J]. 低温工程, 1995, 1: 42-50.
- [5] Chi K Tsao. Temperature Distribution and Power Loss of a Gas-Cooled Support for a Cryogenic Container[J]. CRYOGENICS, 1974, 5: 271-275.
- [6] Allan J Organ. The Miniature, Reversed Stirling Cycle Cryocooler Integrated Simulation of Performance[J]. Cryogenics, 1999, 39(15): 253-266.

## Analysis of the Leakage of the Clearance Seal in Stirling Refrigerator

TAO Li<sup>1</sup>, CHEN Jun-hua<sup>2</sup>

(1. Department of Mechanical Engineering, Jiangsu Polytechnic University, Changzhou 213016, China; 2. Changzhou Institute of Engineering Technology)

**Abstract:** The regenerator is a key part of the cold head of Stirling refrigerator. Traditionally, the seal between the regenerator and cylinder wall has been accomplished using sliding bearings, but there was contact and wear in the bearings. The results was that the working life of Stirling refrigerator was limited. The method of clearance seal can achieve the effect of the seal between regenerator and cylinder wall while eliminating contact between them. Thus it eliminates wear and another source of wear in the refrigerator. But, the gas leakage of clearance seal leads to the leakage losses and the reduction of the cooling power. The paper establishes the mathematical and physical model of the leakage of the clearance seal in Stirling refrigerator with clearance seals, and describes a set of equations of the leakage and the leakage losses of the clearance seal.

**Key words:** Stirling refrigerator; clearance seal; leakage; leakage losses