

文章编号: 1673-5196(2006)04-0053-03

# 涡旋压缩机曲柄销防自转机构分析

刘振全, 赵 嫚, 李 超

(兰州理工大学 石油化工学院, 甘肃 兰州 730050)

**摘要:** 建立了曲柄销防自转机构的机构模型, 将曲柄销防自转机构简化为平行四连杆机构, 验证了其防自转作用, 确定了曲柄销数目的合理选择方法. 通过对其动力的分析, 证实它比半周受力的防自转机构受力减少了一半, 是一种精度高、性能好的防自转机构.

**关键词:** 涡旋压缩机; 模型; 防自转机构; 曲柄销; 平行四连杆

**中图分类号:** TH 45 **文献标识码:** A

## Analysis of anti rotation mechanism with wrist pins in scroll compressor

LI U Zhen quan , ZHAO Man , LI Chao

(College of Petrochemical Technology , Lanzhou Univ . of Tech . , Lanzhou 730050 , China )

**Abstract :** A mechanical model of anti rotation mechanism with wrist pins was established , where the configuration of simplified parallel four connecting rods was employed . Its anti rotation function was justified and a reasonable method for selection of the numbers of wrist pins was also determined . It was verified by analyzing the forces on the wrist pins that these forces were reduced by one half as large as those on the anti rotation mechanism with force action during half revolution , so that the anti rotation mechanism proposed is such one with high accuracy and performance .

**Key words :** scroll compressor ; model ; anti rotation mechanism ; wrist pins ; parallel four connecting rods

涡旋压缩机在运行过程中, 作用在动涡盘上的切向力产生了使动涡旋绕主轴偏心线(主轴曲柄销中心线)自转趋势的自转力矩, 这种自转力矩破坏了涡旋压缩机的正常工作. 因此, 在结构上采用防自转机构可严格限制其自转, 从而保证动、静涡旋的正确啮合, 使涡旋压缩机工作稳定可靠.

防自转机构有很多种<sup>[1~5]</sup>, 如十字联轴节、球形联轴节、柱销与孔联轴节、钢球与环槽组合联轴节、曲柄销等防自转机构. 本文对曲柄销防自转机构进行系统的研究.

### 1 防自转机构模型

图 1 为曲柄销防自转机构的压缩机剖面图. 小曲柄(实际上就是小的偏心曲轴)两端分别插入动涡盘和机架的销孔内, 且保持微小的转动间隙. 图 2 为曲柄销防自转机构的平面装配简图(含有 3 个小的曲柄).  $o_1$  是机架上所有销孔的中心圆的圆心,  $o_2$  是

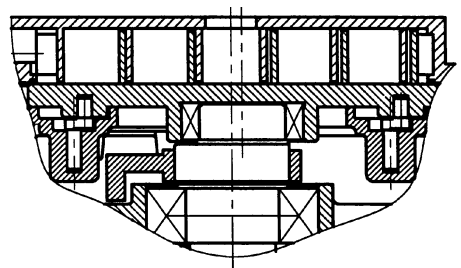


图 1 涡旋压缩机的剖面图

Fig. 1 Sectional view of scroll compressor

动涡盘上销孔中心圆的圆心.  $A$  是机架上任意小曲柄所在销孔的中心,  $B$  是同一小曲柄在动涡盘上的圆孔的中心. 根据其装配简图可以看出每个曲柄销与机架和动涡盘的相对运动都为—四连杆机构, 则这一平面运动可以简化为只有一个驱动轴的三个四连杆机构模型, 如图 3 所示. 以任一四连杆机构为例, 连杆 1 代替的是偏心驱动主轴, 和电机连在一起, 在电机的带动下做圆周运动; 从动连杆 3 是曲柄销, 随主轴一起转动; 连杆 4 相当于固定构件机架; 连杆 2 相当于联系驱动主轴和曲柄销的动涡盘, 它

收稿日期: 2005-05-16

作者简介: 刘振全(1941-), 男, 黑龙江海伦人, 教授, 博导.

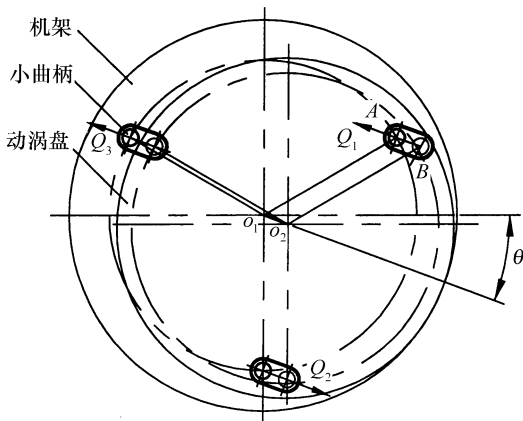


图 2 平面装配简图

Fig. 2 Plan view of assembly

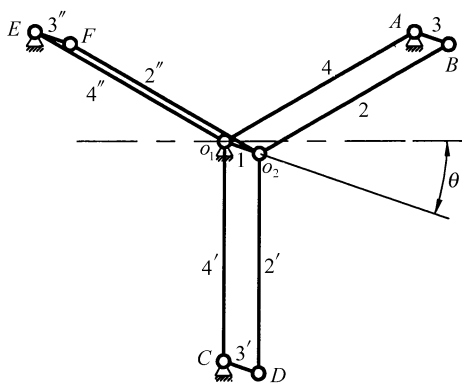


图 3 机构模型

Fig. 3 Mechanism model

的运动规律与动涡盘的运动规律应完全相同。因此，通过研究该四连杆机构，保证连杆 2 的运动规律为公转平动，就实现了动涡盘的正确运动。

从机构学角度分析可知，机构具有确定运动的条件是机构原动件的数目应等于机构自由度的数目，而机构的自由度是与组成机构的构件数目和运动副的类别及数目有关。此机构含有 3 个活动构件（不包含固定构件机架）和 4 个低副（转动副），则根据平面机构自由度公式计算机构自由度数目：

$$F = 3n - (2P_l + P_h - P') - F'$$

式中： $n$  为活动构件数目， $P_l$  为运动低副数目， $P_h$  为运动高副数目， $P'$  为虚约束数目， $F'$  为局部自由度数目。

由公式运算可知该机构的自由度为 1，即它是一个只有一个自由度的确定机构，该机构的运动是确定的。为了保证连杆 2 的公转平动，显然有  $\overline{AB} = \overline{O_1O_2}$ ， $\overline{O_1A} = \overline{O_2B}$ ，因此四边形  $O_1O_2BA$  是平行四边形。从机构学角度分析，曲柄销防自转机构是根据平行四连杆机构原理来工作的。实际上动盘与静盘相接触处存在约束，但为虚约束<sup>[2]</sup>，因此上述结论仍然成

立。

## 2 小曲柄的分布及数目分析

当同时考虑多个曲柄销共同工作时（以三个为例），机构含有 5 个活动构件（2、2' 和 2'' 为同一构件，代表动涡盘）和 8 个低副（存在两个虚约束，B、D 和 F 中的任两个），机构的自由度仍为 1，此时涡旋运转仍能正常运转。

从模型的建立及平行四连杆机构的运动分析可知，当采用一个曲柄销时，理论上可以起到防自转的作用。但运动过程中，当 1、2、3 构件处于一条直线时，机构处于死点位置，会使整个机构转动不灵活，甚至卡死（见图 3）。为了使机构能顺利通过死点而正常运转，可采用两组以上的机构组合起来，使各组机构的死点相互错开排列。

当采用两组不处于同一直线的小曲柄机构时，将会使动涡盘（或小曲柄）受力不均，因此应至少采用三组以上小曲柄机构。周向均布的曲柄销越多，各曲柄销受力情况将越好，但采用较多的小曲柄会增加装配的工艺难度，因为动涡盘要同时与若干个偏心曲轴相匹配，也会使机器的正常运转存在更多的不稳定因素，所以多采用 3 个周向均布的曲柄销。

## 3 机构的动力分析

通过对动涡盘所受压缩气体力的分析，动涡盘在运动平面上将受压缩气体切向力所产生的公转阻力矩和自转力矩的作用。公转阻力矩由电机做功克服，因此构件 2（动涡盘）同时受来自于小曲柄的转动阻力矩作用，这样才能保证其力矩平衡，实现公转平动。

图 2 表示出了曲柄销作用在动涡盘上的力。设动涡盘在自转力矩的作用下有顺时针方向转动的趋势，则曲柄销机构会在逆时针方向给动涡盘一个阻力矩。在运转过程中其作用力和反作用力是沿着小曲柄的径向方向的，且始终平行于驱动主轴的偏心线。

当曲柄销周向均匀布置时，设各曲柄销对动涡盘的作用力为  $Q_1, Q_2, \dots$ ，可以推导出  $Q_i$  的表达式为<sup>[3]</sup>

$$Q_i = Q_{\max} \sin \left[ \theta - \frac{2\pi}{n} (i - 1) \right] \quad (1)$$

式中： $n$  为曲柄销的个数， $\theta$  为驱动主轴转角。

由动涡盘受力平衡条件可得

$$W_Q + W_F = 0 \quad (2)$$

式中： $W_F$  为自转力矩所做的功， $W_Q$  为曲柄销对动

涡盘力矩所做的功.

当驱动主轴转角等于  $2\pi/n$  时,  $W_Q$  和  $W_F$  为

$$W_Q = -Q_{\max} R \left\{ \int_0^{\frac{2\pi}{n}} \sin^2 Q_i \theta + \int_0^{\frac{2\pi}{n}} \sin^2 \left[ \theta - \frac{2\pi}{n} \right] d\theta + \dots + \int_0^{\frac{2\pi}{n}} \sin^2 \left[ \theta - \frac{2\pi}{n} (n-1) \right] d\theta \right\} = -\pi Q_{\max} R$$

$$W_F = T_R \frac{2\pi}{n}$$

将  $W_F$  和  $W_Q$  代入式(1)可得

$$Q_{\max} = \frac{2T_R}{nR} \quad (3)$$

将式(3)代入式(1)可得

$$Q_i = \frac{2T_R}{nR} \sin \left[ \theta - \frac{2\pi}{n} (i-1) \right]$$

式中:  $T_R$  为自转力矩,  $R$  为曲柄销所在圆的半径.

由上式可以看出, 曲柄销防自转机构与半周受力的柱销、球形联轴节等防自转机构不同, 在整个运转周期( $2\pi$ )中, 曲柄销与动涡盘、曲柄销与机架之间始终存在相互作用力, 而不是半周受力. 每个运动周期中, 曲柄销有两次受力最大, 两次受力最小, 周期均为  $\pi$ , 而且最大值和最小值相隔出现, 间隔周期为  $\pi/2$ ; 每个曲柄销都是半周受拉, 半周受压交替连续循环的, 相邻曲柄销受力的相位相差为  $2\pi/n$ , 受力最大值减小一半.

## 4 结论

1) 从机构学角度分析, 曲柄销防自转机构是根据按平行四边形原理运动的.

2) 这种机构目前在涡旋压缩机中是一种新型机构, 结构简单; 与十字滑块相比, 作用副由移动副转为转动副, 降低了摩擦损失, 提高了寿命.

3) 与柱销等半周受力的防自转机构线相比, 受力大小减小了一半, 且为整周受力.

4) 通过对其工作原理的分析, 可知曲柄销的偏心尺寸非常重要, 因为这一尺寸直接影响涡旋齿的啮合情况和装配情况, 这是小曲柄防自转机构的不足之处.

### 参考文献:

- [1] 杜桂荣, 刘振全, 秦子荣. 涡旋式压缩机的防自转机构 [J]. 甘肃工业大学学报, 1991, 17(3): 1-6.
- [2] 刘振全, 杜桂荣. 涡旋压缩机理论机构模型 [J]. 机械工程学报, 1999, 35(2): 38-41.
- [3] 顾兆林, 李 云. 再论涡旋机械防自转机构 [J]. 压缩机技术, 1996, 135(1): 17-20.
- [4] 刘振全, 李吉功. 涡旋压缩机滚珠防自转机构分析 [J]. 甘肃工业大学学报, 2000, 26(2): 28-33.
- [5] 周家胜. 涡旋流体机械防止自转机构 [J]. 压缩机技术, 1995, 131(32): 5-10.