

间隙对内啮合摆线转子压缩机运动特性的影响

冯诗愚¹, 高秀峰¹, 胡伟², 刘卫华³, 李云¹, 顾兆林²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学人居环境与建筑工程学院, 710049, 西安;
3. 南京航空航天大学航空宇航学院, 210016, 南京)

摘要: 在忽略其他间隙的情况下, 仅考虑外转子和缸体镜面间隙, 分析了该间隙对运动的影响, 详细分析了齿间间隙对内外转子的运动及啮合关系变化的作用. 采用数值迭代的方法, 结合实例计算了一定间隙下, 外转子偏转角度、参与啮合的外转子齿号以及实际内转子啮合点发生角. 研究结果表明, 外转子和缸体镜面间的间隙会造成启动过程中的冲击, 而齿间的间隙会导致理想情况下的多点同时啮合运行关系转化为单点啮合. 如果认为主轴转速均匀, 则齿间间隙会造成外转子转速产生波动. 该问题的研究可为非理想情况下的内摆线转子压缩机的受力分析研究打下基础.

关键词: 内啮合; 转子压缩机; 摆线; 运行关系

中图分类号: TH45 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-987X(2007)07-0797-05

Kinetic Property Influenced by Clearances in Internal-Meshing Cycloid Rotary Compressor

Feng Shiyu¹, Gao Xiufeng¹, Hu Wei², Liu Weihua³, Li Yun¹, Gu Zhaolin²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. School of Human Settlement and Civil Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 3. College of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The kinetic property affected by the clearance between the outer rotor and the cylinder was analyzed with ignoring the influence of other clearances. The influence of the gap between gears was studied in detail. Numerical iterative method was employed in calculation for an example. The deflection angle of the outer rotor, the sequence number of teeth on the outer rotor taking part in the meshing process and the actual generating angle of the inner rotor were obtained. The result shows that the clearance between the outer rotor and cylinder will cause impact effect during the start-up process and the gap between gears will transform the ideal multi-point mesh into the actual one-point mesh. If the rotate speed of the shaft was constant, the gap would cause the speed fluctuation of the outer rotor.

Keywords: internal-meshing; rotary compressor; cycloid; kinetic relationship

内啮合摆线转子压缩机由内外两个绕各自中心转动的转子组成, 不存在旋转惯性力, 可承受高的压力和压差, 特别适用于诸如二氧化碳跨临界制冷循环、小型 CNG 加气站等领域中^[1-3]. 文献[2]中对该压缩机的受力和运动进行了分析, 但分析的基础是基于转子之间不存在间隙. 由于制造、装配等原因,

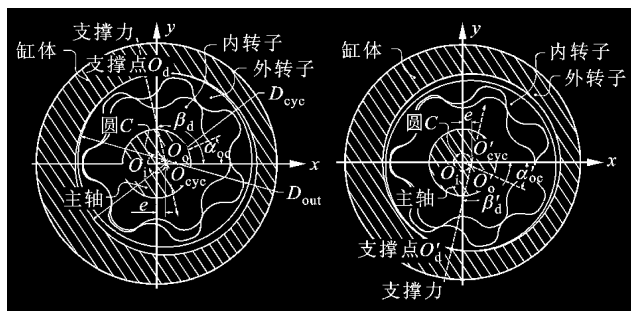
各个部件间存在而且必须存在一定的公差, 这些公差必然导致一些间隙的存在, 这些间隙主要分为加工间隙和装配间隙两类. 内啮合转子结构的一个重要特点就是间隙对其运动和受力有重要影响, 这和其他压缩机有很大区别. 内啮合摆线转子压缩机的间隙主要存在于缸体镜面和外转子、内外转子型线、

主轴和内转子轴孔、轴和轴承之间。

内啮合转子压缩机工作时,内外转子齿间必须相互啮合,且外转子外圆柱面必须和缸体镜面贴合,内转子的定位轴孔也必须和主轴贴合,这样才能保证机构在任意时刻处于稳定状态。当存在间隙后,将对转子的运动产生很大影响,而且由于间隙的存在,转子的运动分析也变得更加困难。通常,外转子与缸体镜面之间和内转子与主轴之间的间隙对运动影响的基本原理类似,如果能够正确理解外转子与缸体镜面间间隙以及齿间间隙对运动的影响,则其他间隙可用类似的方法加以分析,而且不论是加工误差导致的间隙还是装配过程造成的间隙都会对运动产生相同的影响,本文将不区分这两类间隙。如果同时考虑所有间隙,分析将变得极为复杂,故首先忽略其他间隙,仅讨论缸体镜面和外转子之间存在间隙的情况,然后再讨论齿间存在间隙对运行的影响。

1 外转子与缸体间的间隙对运动的影响

外转子和缸体之间是两个同轴柱面,如果不存在间隙,外转子中心 O_o 和气缸中心 O_{cyc} 应重合,但在实际情况中,外转子和缸体镜面总存在间隙,且该间隙通常较大,如图 1 所示,故为了保持正常的运动,外转子外圆面必须和缸体镜面某点接触,产生支撑力,该接触点称为支撑点 O_d 。支撑力法向通过支撑点,其和 x 轴的夹角称为支撑力方向角 β_d 。从图 1 可见,这时点 O_o 和点 O_{cyc} 不再重合,如果认为间隙均匀,该间隙 $\Delta r_{cyc} = |O_o O_{cyc}|$ 。考虑到内外转子齿间不存在间隙,内外转子的偏心距保持恒定为 e ,在任意一个时刻,外转子的中心 O_o 只能位于以原点(即内转子中心 O_i)为圆心、半径为 e 的圆 C 上。

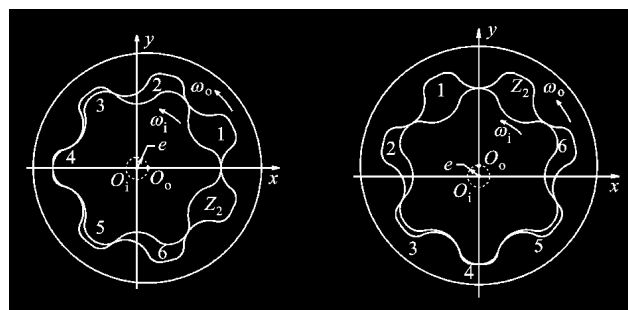


(a)第二象限接触 (b)第三象限接触

图1 外转子和缸体接触后的情况

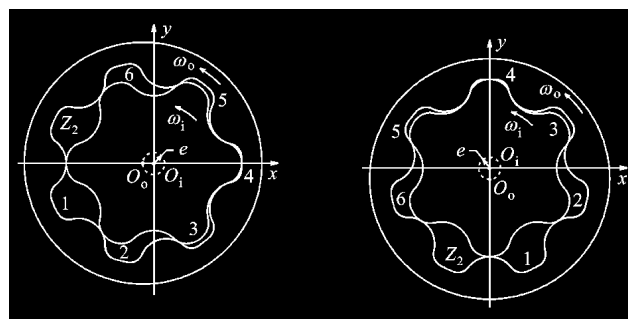
在极限情况下,如果不存在缸体,则间隙无穷大,如图 2 所示。当内转子开始旋转时,各工作腔的

压力相等,除了齿间的轻微接触力和摩擦力外,并不存在气体力和力矩。内转子转动后,由于接触力和摩擦力的作用,外转子也会转动,而且如果这两个力足够大,内转子将带着外转子转动,如图 2 所示。即使力不够大,在某一瞬间,内外转子的公转速度不匹配,产生自转,导致工作腔容积发生变化,这时气体力由于无法被平衡,外转子仍然要向相反方向移动,从而使工作腔容积回到初始大小。即无论如何,在这种情况下,工作腔的压力始终相等。也就是说,如果外转子外圆柱面永远无法和缸体镜面接触,而且外转子没有其他外力的作用,外转子就只能绕内转子中心做公转运动,各个工作腔容积保持不变。此时,该机构无法用来作为压缩机或膨胀机使用。



(a) $\theta_0 = 0$

(b) $\theta_0 = \pi/2$



(c) $\theta_0 = 3\pi/2$

(d) $\theta_0 = 2\pi$

图2 外转子和缸体之间间隙无限大时的运动情况

从图 2 可见,如果外转子的中心 O_o 位于坐标 $(-e, 0)$ 时,外转子都无法和缸体镜面接触,则外转子在任意时刻都无法和缸体接触。因此,如果外转子能和缸体镜面接触,缸体的直径须满足

$$D_{cyc}/2 < D_{out}/2 + 2e \quad (1)$$

即,最大间隙必须满足

$$\Delta r_{cyc} < 2e \quad (2)$$

当间隙满足式(2)时,如图 1 所示,外转子将在坐标系第二或第三象限和缸体镜面接触,这时外转子由于缸体作用,其公转运动被遏制,但其自转运动不会由于缸体的存在而受限,这样内外转子就可产生正确的啮合运动。

那么外转子到底是在第二还是第三象限和缸体镜面贴合呢?首先讨论机器刚启动的瞬间,这时所有工作腔内的压力相等,不存在气体力和力矩。由于摩擦力相对于齿间接触力或者缸体镜面对外转子的支撑力而言很小,故忽略之,这样外转子的转动完全是在啮合点的接触力推动下导致的。假设外转子的转动方向是逆时针,摩擦力矩总有阻止外转子转动的趋势,其方向必定为顺时针,那么接触力给外转子的转矩必须为逆时针才能克服摩擦力矩,从而使外转子按既定的方向旋转。从图1b可见,这样支撑力的方向需要满足 $-\pi < \beta_1 < 0$,显然在这种情况下,外转子必定在第三象限和缸体镜面贴合。

当工作腔内建立压力后,外转子会承受气体力和力矩,故外转子的运动将主要变成气体力矩和接触力矩的共同作用,而摩擦力矩的作用可忽略。从文献[2]的分析可知,气体力总是有将外转子推向第二象限的趋势,因此如果工作腔内有正常压力分布,外转子将和缸体镜面在第二象限接触,如图1a所示。从以上分析可发现,该压缩机启动时,在外转子和缸体镜面间隙的影响下,外转子首先在第三象限和缸体镜面贴合,然后迅速转移到第二象限贴合,如该间隙较大,会造成启动过程中产生冲击碰撞,对机器工作十分不利。

2 齿间间隙对运动的影响

加工内外转子型线总是存在加工误差,从而导致转子齿间产生间隙,这样转子在啮合时不可能按理想的情况进行多齿同时啮合。本节将忽略其他部位间隙,单独讨论转子齿间存在间隙时压缩机的运动情况。同样,在讨论前做如下假设:

- (1)忽略其他间隙,只考虑齿间存在间隙;
- (2)齿间间隙是均匀的,且间隙是由内转子产生的,外转子无加工误差;
- (3)齿间接触后变形所产生的新间隙被忽略。

图3是内转子型线等距缩小后产生间隙的情况,由几何理论的讨论可知内转子的型线是短幅外摆线的内等距线^[1]。在正常情况下,等距的距离为 a ,就是图中虚线所示的无间隙的内转子,但是如果等距的距离大于 a 后,将产生图中实线所示的有间隙的内转子。从图中可见,如何定义内外转子之间的间隙很困难,因为每个齿在不同的位置,间隙总不相同,故本文将多等距出来的距离 Δa 规定为内外转子之间的当量间隙。这样,有间隙内转子的实际等距距离为

$$a' = a + \Delta a \quad (3)$$

新的内转子型线方程和原方程^[1]相比,只是等距的距离产生了变化,故有间隙内转子方程为

$$\begin{bmatrix} x'_i \\ y'_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R \cos t + e \cos(Z_2 t) - a' \frac{R \cos t + e Z_2 \cos(Z_2 t)}{(R^2 + 2e Z_2 R \cos(Z_1 t) + e^2 Z_2^2)^{\frac{1}{2}}} \\ R \sin t + e \sin(Z_2 t) - a' \frac{R \sin t + e Z_2 \sin(Z_2 t)}{(R^2 + 2e Z_2 R \cos(Z_1 t) + e^2 Z_2^2)^{\frac{1}{2}}} \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中各参数的定义参见文献[1]。

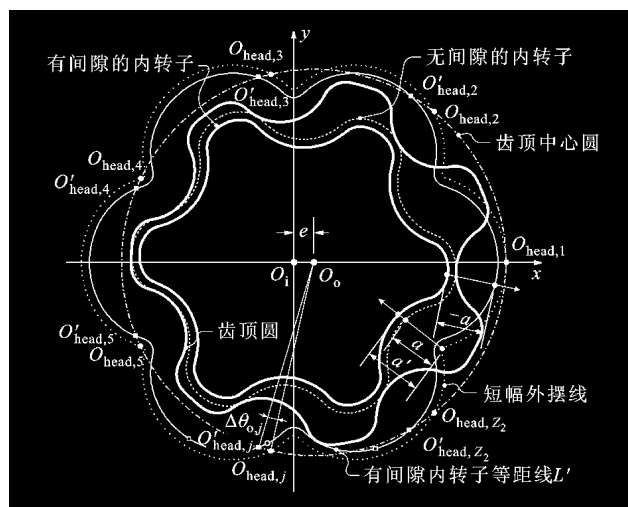


图3 内外转子存在间隙后啮合点的计算示意图

内转子由主轴驱动,而主轴位置是固定的,根据假设,外转子和缸体镜面之间不存在间隙,在气体力的作用下,外转子总是要顺时针或者逆时针方向绕自身的中心转动,直至其一个或多个齿和内转子的齿接触,达到一个暂时的平衡状态。

根据微分几何基本定理^[4],一对互为共轭啮合曲线,它们的同向等距线也互为共轭。无间隙内转子的型线和外转子的齿顶圆相互啮合,互为共轭^[1],那么内转子型线等距线也和齿顶圆的同距离等距线互为共轭。如果等距距离为 $-a$,这时内转子等距线就是短幅外摆线,而每个齿顶圆都蜕化为一个点,也就是 Z_2 个齿顶圆圆心($O_{\text{head},1}, O_{\text{head},2}, \dots, O_{\text{head},j}, \dots, O_{\text{head},Z_2}$)。这些齿顶圆的圆心也就是以外转子中心 O_0 为圆心、 R 为半径的圆(齿顶中心圆)和短幅外摆线的交点。这些交点恰好同时落在该短幅外摆线上。

同理,有间隙内转子 $-a$ 方向的等距线 L' 如图3所示,但从图中可见,这时齿顶圆圆心不会全部恰好在 L' 曲线上,说明齿顶圆在这种情况下并不能和有间隙的内转子正好啮合。曲线 L' 和齿顶中心圆也

存在交点 $(O'_{head,1}, O'_{head,2}, \dots, O'_{head,j}, \dots, O'_{head,Z_2})$, 由于间隙原因, 外转子必须产生一定角度的转动, 直至外转子的某一个齿顶圆圆心和这些交点中的某一个或多个刚好重合, 此时有间隙内转子和外转子在某一个或多个齿接触啮合. 在有间隙的情况下, 不可能保证内转子型线同时和所有的齿顶圆啮合, 外转子只会有部分齿(大部分情况下只有一个齿)和内转子啮合, 这和无间隙的情况不同.

反之, 对于任意一外转子齿, 求出该齿齿顶圆圆心 $O_{head,j}$ 以及交点 $O'_{head,j}$ 的坐标后, 也可求出外转子需偏转多少角度该齿才能和内转子型线接触. 以第 j 个齿为例, 其偏转前的齿顶圆圆心 $O_{head,j}$ 的坐标为

$$\begin{bmatrix} x_{O_{head,j}} \\ y_{O_{head,j}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_0 + 2\pi \frac{j-1}{Z_2}) & -\sin(\theta_0 + 2\pi \frac{j-1}{Z_2}) \\ \sin(\theta_0 + 2\pi \frac{j-1}{Z_2}) & \cos(\theta_0 + 2\pi \frac{j-1}{Z_2}) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} e \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$j = 1, 2, \dots, Z_2$

偏转后的圆心坐标就是齿顶中心圆和 L' 曲线的某一个交点, 由几何关系可见, L' 曲线的方程为

$$\begin{bmatrix} x'_e \\ y'_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R \cos t + e \cos(Z_2 t) - \Delta a \frac{R \cos t + e Z_2 \cos(Z_2 t)}{(R^2 + 2eZ_2 R \cos(Z_1 t) + e^2 Z_2^2)^{\frac{1}{2}}} \\ R \sin t + e \sin(Z_2 t) - \Delta a \frac{R \sin t + e Z_2 \sin(Z_2 t)}{(R^2 + 2eZ_2 R \cos(Z_1 t) + e^2 Z_2^2)^{\frac{1}{2}}} \end{bmatrix} \quad (6)$$

求圆和一条短幅外摆线的等距线的交点用解析方法十分复杂, 本文采用数值迭代方法中的两分法来计算. 最后迭代收敛时得到的内转子发生角就是实际参与啮合内转子的发生角, 即 $t'_{m,j}$. 得到该发生角后, 则可得到 $O'_{head,j}$ 坐标. 外转子偏转角为

$$\Delta\theta_{0,j} = \arctan\left(\frac{x_{O'_{head,j}} - e}{y_{O'_{head,j}}}\right) - \arctan\left(\frac{x_{O_{head,j}} - e}{y_{O_{head,j}}}\right) \quad (7)$$

若 $\Delta\theta_{0,j}$ 为正, 就表明外转子逆时针方向偏转此角度后, 外转子该齿和内转子接触, 反之需顺时针偏转. 外转子到底往哪个方向偏转由作用在外转子上的力矩决定, 也就是气体力矩决定外转子的偏转方向(忽

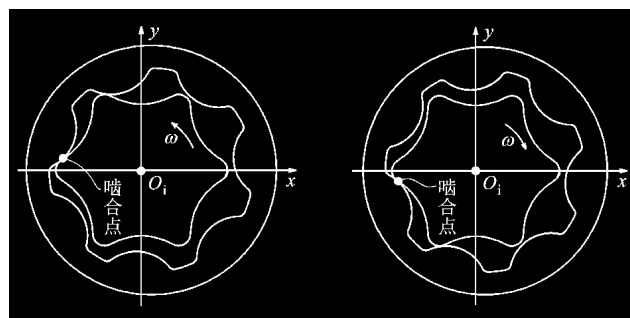
略摩擦力矩). 此外, 由于外转子某个齿首先和内转子接触后, 外转子不可能继续偏转, 因此当外转子逆时针方向偏转时, 选取所有齿中 $\Delta\theta_{0,j}$ 为正值的部分, 并找到最小的一个以及对应的齿数序号, 在这种情况下, 如图4a所示, 外转子的偏转角为

$$\Delta\theta_0 = \min(\Delta\theta_{0,1}, \Delta\theta_{0,2}, \dots, \Delta\theta_{0,j}, \dots, \Delta\theta_{0,Z_2}) \quad (8)$$

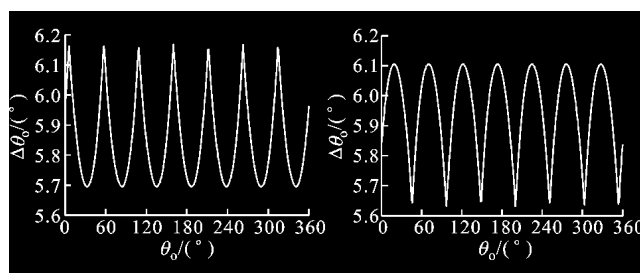
反之, 则如图4b所示, 外转子的偏转角为

$$\Delta\theta_0 = \max(\Delta\theta_{0,1}, \Delta\theta_{0,2}, \dots, \Delta\theta_{0,j}, \dots, \Delta\theta_{0,Z_2}) \quad (9)$$

式(8)和(9)中, $\min$ 和 $\max$ 分别为最小和最大取值函数, 图5分别是在一定的间隙下, 逆时针偏转和顺时针偏转时外转子需要偏转的角度(取 $\Delta a = 1$), 图中横坐标表示的是名义外转子转角, 并不是实际外转子的转角, 即外转子偏转 $\Delta\theta_0$ 前的转角 θ_0 .



(a)逆时针 (b)顺时针
图4 内外转子存在间隙后偏转接触



(a)逆时针 (b)顺时针
图5 偏转角度和外转子转角之间的关系

如果内转子的转角保持恒定, 并且没有间隙, 内外转子的转角应该满足如下关系

$$\theta_0 = \theta_i Z_1 / Z_2 \quad (10)$$

但由于间隙的存在, 外转子要偏转一定的角度才能和内转子接触, 这样外转子实际的转角应当为

$$\theta'_0 = \theta_0 + \Delta\theta_0 \quad (11)$$

在无间隙情况下, 内外转子都是匀速转动的, 即

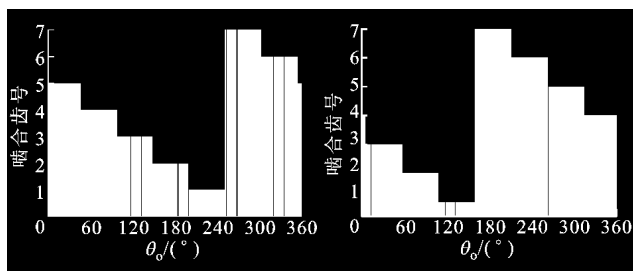
$$\omega_0 = \omega_i Z_1 / Z_2 \quad (12)$$

但是间隙存在后, 外转子的转速将变为

$$\omega'_o = \omega_o + d\Delta\theta_o/dt \quad (13)$$

从图5可见, $d\theta_o/dt$ 总不可能是一个恒值, 故即使内转子转速均匀, 外转子也不可能再匀速转动。

图6显示了在不同的转角下, 外转子实际啮合的齿号(即第几个齿参与啮合), 在该计算实例下, 外转子只有一个齿参与啮合, 因此外转子上受到的气体力矩总是由该齿惟一承受。



(a) 逆时针

(b) 顺时针

图6 啮合齿号和外转子转角之间的关系

从图6还可发现, 外转子每个齿总是参与 $2\pi/Z_2$ 角度的啮合, 然后过渡到下一个相邻的齿, 在这个过程中不存在齿号突变。同样, 内转子参与啮合的位置在有间隙和无间隙情况下也有很大差别, 图7是有间隙情况下, 内转子参与啮合的啮合点所对应的内转子发生角 t'_m 与 θ_o 之间的关系, 它和文献[1]中所描述的有很大区别。

当间隙足够大时, 内外转子将无法接触, 这时内转子 $-a$ 方向的等距曲线 L' 将不会和齿顶中心圆产生交点。图8为保持内外转子能够接触的最大间隙情况, 可见此时曲线 L' 和齿顶中心圆最多只存在一个切点, 而不可能有两个以上的交点。根据几何理论可知, 曲线 L' 的最大外接圆半径为 $R+e-\Delta a$, 其圆心在坐标原点, 齿顶中心圆的半径为 R , 其圆心在 x 轴上并距 y 轴的距离为 e 。最大间隙时, 曲线 L' 的最大外接圆和齿顶圆相切, 因为

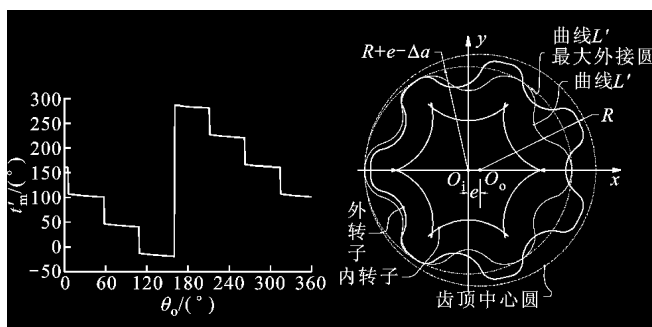


图7 内转子发生角和外转子转角之间的关系

图8 内外转子能够接触的最大间隙

$$R+e+\Delta a_{\max} = R-e$$

故

$$|\Delta a_{\max}| = 2e \quad (14)$$

这样, 当齿间的间隙大于最大间隙时, 内外转子将不可能接触。不过一般来讲, 在间隙远未达到该最大间隙之前, 内转子的型线已经产生奇点, 而且在实际的机器中, 为了减少泄漏, 间隙总需控制在很小的范围内, 即远远小于最大间隙。

3 结 论

本文通过一些简化方法, 在忽略其他间隙的情况下, 重点研究了外转子和缸体镜面间隙以及齿间间隙对内啮合摆线转子压缩机的影响。研究表明: 前者会造成机器在启动时, 外转子外圆面和缸体内圆面之间产生冲击, 降级了机器的可靠性, 因此在该间隙比较大的情况下, 必须采取一定的措施来降低该冲击; 后者会导致齿间多点啮合关系被破坏。本文的计算实例中, 在任意时刻只有一个齿参与啮合, 而且齿号是顺序变化的, 每个齿参与啮合的周期为 $2\pi/Z_2$ 。由于啮合齿的减少, 该齿必须承担所有的接触力和力矩, 对齿的强度提出了更高的要求。

然而, 本文没有对受力进行分析, 也没有同时考虑两种间隙都存在的情况下内啮合摆线转子压缩机的运动关系。显然, 如果同时考虑所有间隙, 虽然研究将变得极为复杂, 但却可揭示该类型机械更多的运动特点, 这将在后续工作中进一步完善。

参考文献:

- [1] 郁永章, 张旭东. 一种新型全平衡高强度转子式压缩机的几何关系[J]. 西安交通大学学报, 2001, 35(11): 1193-1197.
Yu Yongzhang, Zhang Xudong. Geometry relations of a new rotary compressor[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2001, 35(11): 1193-1197.
- [2] 张旭东, 郁永章. 一种新型全平衡高强度转子式压缩机的受力分析[J]. 西安交通大学学报, 2001, 35(12): 1305-1309.
Zhang Xudong, Yu Yongzhang. Mechanical analysis of a new rotary compressor[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2001, 35(12): 1305-1309.
- [3] 顾兆林, 郁永章, 高秀峰, 等. 一种制冷系统用转子压缩-膨胀机: 中国, ZL02145524. 4. [P]. 2003-05-14.
- [4] 小林昭七. 曲线与曲面的微分几何[M]. 北京: 机械工业出版社, 1984.

(编辑 荆树蓉)