

文章编号: 1673-5196(2020)01-0037-07

运动副间隙对涡旋压缩机切向泄漏间隙的影响

赵 嫚, 闫鹏举, 张 强

(兰州理工大学 石油化工学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 针对曲柄销防自转机构涡旋压缩机运动副间隙引起的切向泄漏问题, 基于机构学原理简化的平行四杆机构模型, 利用连续接触模型, 将含间隙的机构转化为多构件多自由度无间隙的机构进行分析, 并借助 Matlab 数值分析软件得出防自转曲柄销处间隙值对动涡旋自转角及切向泄漏间隙的影响。结果表明: 动涡盘自转使得泄漏间隙变化量随主轴转角周期性变化, 且随着间隙值的增大而增大; 反向自转形成的负值间隙变化量使动静涡旋齿磨损增大。因此, 在压缩机设计时应严格选用配合公差, 减少配合间隙带来的不利影响。

关键词: 涡旋压缩机; 运动副; 间隙; 平行四连杆机构

中图分类号: TH45 文献标志码: A

Effect of kinematic pair clearance in scroll compressor on its tangential leakage gap

ZHAO Man, YAN Peng-ju, ZHANG Qiang

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

Abstract: Aimed at the problem of tangential leakage caused by kinematic pair clearance in scroll compressor with autorotation prevention mechanism of crankshaft pin and based on the parallel four-bar linkage model simplified with principle of mechanism, a mechanism with clearance in itself is converted into one with multiple components, multiple degrees of freedom and no gap, and analyzed there after, so that the influence of the clearance magnitude at anti-rotation crank pin on the autorotation angle and tangential leakage gap is determined with the help of Matlab numerical analysis software. The results show that the autorotation of the movable scroll disk will make the magnitude of leakage gap to change periodically with the rotation angle of the spindle and increase with the increase of the gap magnitude. The amount of change of the negative gap caused by the reverse rotation will make the wear of the movable and static scroll teeth increased. Therefore in the design stage of the compressor, the fitting tolerances should be strictly selected to reduce the adverse effect of the fitting clearance.

Key words: scroll compressor; kinematic pair; clearance; parallel four-bar linkage

涡旋式压缩机是一种新型的容积式压缩机, 具有体积小、重量轻、振动小、噪声低、结构简单、可靠性好等特点, 是小排量压缩机的理想机型。但涡旋压缩机自身的结构特点, 决定了转子系运动副间隙对涡旋压缩机动静涡旋盘齿间径向泄漏的间隙影响较大, 形成介质的切向泄漏, 影响了压缩机的工作效率。

科研人员一直都在对涡旋压缩机径向间隙引起

的切向泄漏的问题进行研究。樊灵等^[1-2]从平面连杆机构原理出发, 揭示了通用型线涡旋压缩机的柔性机构和动盘运动平稳性及啮合精度的内在关系; 还通过型线自转误差灵敏度和径向啮合间隙的几何关系, 提出了型线类型、型线法向角和动盘自转角对径向啮合间隙的影响, 并指出在灵敏区应严格控制型线加工误差的精度。刘振全、李超等^[3-4]分析了考虑机构尺寸误差时动涡盘产生自转误差模型, 建立了动涡旋自转对动静涡盘啮合间隙影响的计算式。吴焕芹、郭惠昕等^[5-6]利用连续接触模型, 把含间隙机构转化为多构件多自由度的无间隙机构进行分析,

收稿日期: 2018-01-12

基金项目: 国家自然科学基金(51265026, 51265027)

作者简介: 赵 嫚(1979-), 女, 吉林双阳人, 副教授。

结合拉格朗日方程推导出机构的动力学方程,建立了形式简单的矩阵形式的机构学输出表达式模型.李超等^[7]在运动副连续接触理论和各随机因素符合正态分布的假设下,建立了考虑机构尺寸误差和运动副磨损涡旋机构的运动可靠性模型,并分析了机构尺寸误差和运动副磨损对机构输出运动精度可靠性的影响.黄华军、Horie、Flores 等^[8-11]研究了运动副间隙对涡旋压缩机动平衡的影响,根据涡旋压缩机机构运动副间隙特点,采用三维实体建模和虚拟样机软件 ADAMS 对其运动机构进行了三维实体建模.针对小轴防自转机构、间隙大小和间隙数目三种情况,进行了动力学仿真.上述文献都在一定程度上分析和讨论了运动副间隙对涡旋压缩机某些性能的影响,但都未详细给出在含有运动副间隙的情况下,主轴一个回转周期内的动、静涡旋泄漏间隙变化量与曲柄转角的函数关系式以及运动副间隙大小对泄漏间隙变化量的影响程度.

本文基于机构学原理简化的平行四杆机构模型,利用连续接触模型,在对多构件多自由度无间隙机构理论分析的基础上,采用 Matlab 数值分析软件分析运动副间隙对动静涡旋型线径向间隙的影响.将所得出的结果进行分析,以期得出转子系曲柄销处间隙对动涡盘自转及切向泄漏的影响,为曲柄销防自转机构涡旋压缩机的优化设计提供理论依据.

1 机构模型的建立

曲柄销防自转机构涡旋压缩机的机构如图 1 所示,根据其工作原理,在理想工作状态下可简化为平行四连杆机构^[4],如图 2 所示.在简化的机构中,用

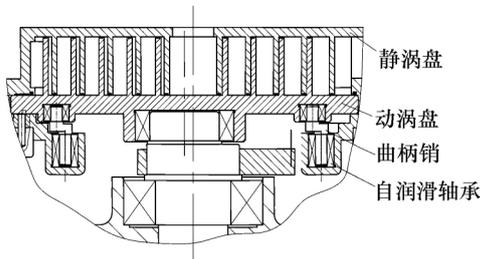


图 1 涡旋压缩机机构简图

Fig. 1 Schematic diagram of scroll compressor configuration

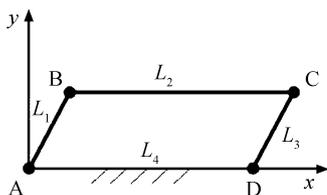


图 2 理想的平行四连杆机构

Fig. 2 Ideal parallel four-bar linkage

曲柄 L_1 代表曲轴,连杆 L_2 代表动涡旋盘且在理想工作条件下保持水平状态,防自转曲柄销代表摇杆 L_3 ,则在不考虑误差的前提下,曲柄 L_1 与摇杆 L_3 平行且相等,连杆 L_4 代表机架.

在涡旋压缩机的实际工况下,由于杆长误差与运动副间隙等因素的存在,致使涡旋压缩机理想工作条件被破坏.如图 3 所示,由于曲柄销防自转机构涡旋压缩机的平行四杆机构的模型发生变化,使得连杆不再保持水平状态即动涡旋将发生自转现象,从而引起动、静涡旋盘之间的啮合间隙发生变化,进而导致涡旋压缩机压缩腔中被压缩介质的泄漏量发生改变.本文只讨论由于动涡旋 L_2 与防自转曲柄销 L_3 铰接处的运动副间隙的存在对涡旋压缩机切向泄漏的影响,暂时不考虑尺寸误差等因素的影响.

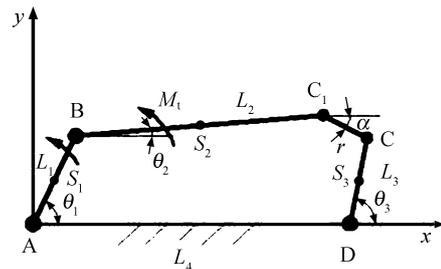


图 3 含间隙四连杆机构

Fig. 3 Parallel four-bar linkage with clearance

如图 3 所示,根据连杆机构的机构学原理列出其复数矢量方程:

$$L_1 e^{j\theta_1} + L_2 e^{j\theta_2} + r e^{j\alpha} = L_3 e^{j\theta_3} + L_4 \quad (1)$$

利用欧拉公式并对比实部和虚部可得角位移方程:

$$\begin{cases} L_1 \cos \theta_1 + L_2 \cos \theta_2 + r \cos \alpha = L_3 \cos \theta_3 + L_4 \\ L_1 \sin \theta_1 + L_2 \sin \theta_2 + r \sin \alpha = L_3 \sin \theta_3 \end{cases} \quad (2)$$

假设曲柄作匀速转动,对方程组(2)等式的两端分别求出其关于时间 t 的一阶和二阶导数,列出该机构的角速度和角加速度方程:

$$\begin{bmatrix} -L_2 \sin \theta_2 & L_3 \sin \theta_3 \\ L_2 \cos \theta_2 & -L_3 \cos \theta_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_2 \\ \omega_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_1 L_1 \sin \theta_1 & -\omega_1 L_1 \cos \theta_1 \\ -\omega_1 L_1 \cos \theta_1 & -r \dot{\alpha} \cos \alpha \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{bmatrix} -L_2 \sin \theta_2 & L_3 \sin \theta_3 \\ L_2 \cos \theta_2 & -L_3 \cos \theta_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A \\ B \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中:

$$A = \omega_1^2 L_1 \cos \theta_1 + \omega_2^2 L_2 \cos \theta_2 - \omega_3^2 L_3 \cos \theta_3 + r \ddot{\alpha} \sin \alpha + r \dot{\alpha}^2 \cos \alpha$$

$$B = \omega_1^2 L_1 \sin \theta_1 + \omega_2^2 L_2 \sin \theta_2 - \omega_3^2 L_3 \sin \theta_3 - r \ddot{\alpha} \cos \alpha + r \dot{\alpha}^2 \sin \alpha$$

式中: r 和 α 、 $\dot{\alpha}$ 、 $\ddot{\alpha}$ 分别代表运动副径向间隙和方向角及其一阶、二阶导数。

理想的机构模型只要使运动副间隙 r 和间隙杆位置角 α 都等于零代入到式(1~4)中,便可建立平行四杆机构的方程。

如图 3 所示,分析可知该系统的自由度为 2,取曲柄转角 θ_1 和间隙杆方向角 α 为独立的广义坐标。若曲柄转角 θ_1 已知,则只要求得 α 就可以用这两个独立的广义坐标表示其他未知量,从而求得动涡旋自转角 θ_2 的函数表达式。若直接采用拉格朗日方程法和龙格库塔法来求解 α ,所求得方程过于繁琐难于整理。因此,本文在机构受力分析时采用文献[12]的方法对整个机构作受力分析,并在满足要求的条件下作了近似处理,从而得到间隙杆方向角 α 的相应结果。

2 机构的受力分析

依据机构学原理将涡旋压缩机简化为平行四杆机构,假设在连杆与摇杆处存在运动副间隙,依据连续接触模型,该径向间隙可用一无质量杆称为间隙杆所代替。假设运动副接触表面是刚性的并且没有摩擦阻力,则间隙杆的方向和运动副元素之间接触力方向是一致的。该四连杆机构的矢量代替如图 3 所示, L_1 、 L_2 、 L_3 、 L_4 分别表示曲柄、连杆、摇杆和机架。 S_i 表示 i 个杆件的质心, r 和 α 表示运动副间隙的大小(间隙杆的长度)和间隙杆的方向。 M_1 表示动涡旋所受的自转力矩(M_1 视为恒定值),其方向与曲柄的转动方向一致^[13]。

如图 4 所示,曲柄匀速转动时,依据连杆机构的连续接触模型与机构学原理列出其复数矢量方程:

$$L_1 e^{j\theta_1} + L_2 e^{j\theta_2} + r e^{j\alpha} + L_3 e^{j\theta_3} + L_4 e^{j\theta_4} = 0 \quad (5)$$

对该方程的两端关于时间 t 进行求导,整理后,分别将连杆和摇杆的位置角 θ_2 和 θ_3 以及它们的角

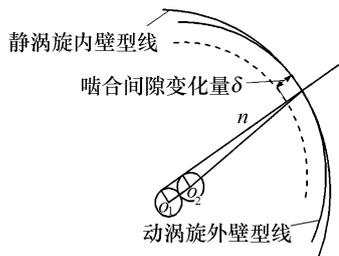


图 4 径向泄漏间隙变化示意图

Fig. 4 Sketch map of change of radial linkage clearance

速度 $\dot{\theta}_2$ 和 $\dot{\theta}_3$,角加速度 $\ddot{\theta}_2$ 和 $\ddot{\theta}_3$ 表示成 θ_1 和 α 及其导数的函数,即

$$\begin{cases} \theta_i = \theta_i(\theta_1, \alpha) \\ \dot{\theta}_i = \dot{\theta}_i(\theta_1, \dot{\theta}_1, \alpha, \dot{\alpha}) \\ \ddot{\theta}_i = \ddot{\theta}_i(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1, \alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}) \end{cases} \quad (i = 2, 3) \quad (6)$$

将在连续接触模型下间隙运动副中的反作用力用 F 表示,因为不考虑运动副中很小的库仑摩擦力,所以 F 就是副元素间的法向接触力。此时,连杆和摇杆关于 B 点和 D 点的力矩平衡方程为

$$J_{B_2} \ddot{\theta}_2 = FL_2 \sin(\alpha - \theta_2) + m_2 L_1 L_{S_2} \dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) + M_1 \theta_2 - m_2 g L_{S_2} \cos \theta_2 \quad (7)$$

$$J_{D_3} \ddot{\theta}_3 = FL_3 \sin(\alpha - \theta_3) + m_3 g L_{S_3} \cos \theta_3 \quad (8)$$

可由式(7)和式(8)推出 α 随 θ_1 变化的微分方程:

$$J_{B_2} \ddot{\theta}_2 = \frac{(J_{D_3} \ddot{\theta}_3 - m_3 g L_{S_3} \cos \theta_3) L_2 \sin(\alpha - \theta_2)}{L_3 \sin(\alpha - \theta_3)} + m_2 L_1 L_{S_2} \dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) + M_1 \theta_2 - m_2 g L_{S_2} \cos \theta_2 \quad (9)$$

式中: J_{B_2} 和 J_{D_3} 分别为连杆 2 对 B 点和摇杆 3 对 D 点的转动惯量; m_i 为第 i 杆的质量; θ_i 、 $\dot{\theta}_i$ 、 $\ddot{\theta}_i$ 分别为第 i 杆的位置角及其对时间的一阶及二阶导数; α 为间隙杆位置角; g 为重力加速度。

由于式(9)为非线性常微分方程,无法得到其解析解,因此也就无法求出运动副反力 F 的精确解。所以要寻找 F 的近似解,令式中的 $r=0$,可得无间隙机构的机构方程,利用它可将无间隙机构的连杆和摇杆的角度变量表示成曲柄角变量的函数:

$$\begin{cases} \theta_i = \theta_i(\theta_1) \\ \dot{\theta}_i = \dot{\theta}_i(\theta_1, \dot{\theta}_1) \\ \ddot{\theta}_i = \ddot{\theta}_i(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1) \end{cases} \quad (10)$$

式中: θ 表示该参数属于无间隙机构, $\theta_1 = \theta_1$ 。

同样列出无间隙机构中连杆和摇杆对 B 点和 D 点的力矩平衡方程为

$$J_{B_2} \ddot{\theta}_2 = L_2 R_y \cos \theta_2 - L_2 R_x \sin \theta_2 + M_1 \theta_2 + m_2 L_1 L_{S_2} \dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) - m_2 g L_{S_2} \cos \theta_2 \quad (11)$$

$$J_{D_3} \ddot{\theta}_3 = L_3 R_y \cos \theta_3 - L_3 R_x \sin \theta_3 + m_3 g L_{S_3} \cos \theta_3 \quad (12)$$

式中: R_x 和 R_y 分别为无间隙机构在运动副中反力沿 x 和 y 方向的分量。

通过对无间隙机构的运动分析,无间隙机构运动副反力的方向角 A 及其导数可由下式确定:

$$\begin{cases} A = \arctan\left(\frac{R_y}{R_x}\right) \\ \dot{A} = \frac{R_x \dot{R}_y - R_y \dot{R}_x}{R^2} \\ \ddot{A} = \frac{R_x \ddot{R}_y - R_y \ddot{R}_x}{R^2} - \frac{2(R_x \dot{R}_x + R_y \dot{R}_y)(R_x \dot{R}_y - R_y \dot{R}_x)}{R^4} \\ R^2 = R_x^2 + R_y^2 \end{cases} \quad (13)$$

由文献[12]可知,在运动副元素脱离之前,考虑到机构间隙的运动副反力方向角 α 与无间隙机构运动副反力方向角 A 近似相同. 在运动副元素连续接触状态下, \dot{A} 与 \ddot{A} 动态响应是以 $\dot{\alpha}$ 与 $\ddot{\alpha}$ 为均值上下波动的,间隙越小波动的幅度越小;因为实际机构中的运动副间隙通常都很小,作为一种近似,在连续接触状态下,假设 $\alpha=A, \dot{\alpha}=\dot{A}, \ddot{\alpha}=\ddot{A}$, 且在该假设中方程等式中的导数阶数越高误差就越大. 基于该假设,可用式(10)中的 A, \dot{A}, \ddot{A} 替代式(6)中的 $\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$, 则动涡旋自转角 θ_2 及其导数就是关于曲柄转角 θ_1 及其导数的函数:

$$\begin{cases} \cos \Theta_3 = \frac{C + D \sqrt{(1 - C^2 + D^2)}}{1 + D^2} \\ C = \frac{(c^2 + d^2 + L_3^2 - L_2^2)}{2aL_3} \\ D = \frac{d}{c} \\ c = L_4 - L_1 \cos \theta_1 \\ d = L_1 \sin \theta_1 \end{cases} \quad (14)$$

$$\cos \Theta_2 = \frac{(-L_3 \cos \theta_3 + c)}{L_2} \quad (15)$$

$$\dot{\Theta}_2 = \frac{L_1 \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 - \Theta_3)}{L_2 \sin(\Theta_3 - \Theta_2)} \quad (16)$$

$$\dot{\Theta}_3 = \frac{L_1 \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 - \Theta_2)}{L_3 \sin(\Theta_2 - \Theta_3)} \quad (17)$$

$$\ddot{\Theta}_2 = \frac{-L_1 \dot{\theta}_1^2 \cos(\theta_1 - \Theta_3) - L_2 \dot{\Theta}_2^2 \cos(\Theta_2 - \Theta_3) + L_3 \dot{\Theta}_3^2}{L_2 \sin(\Theta_2 - \Theta_3)} \quad (18)$$

$$\ddot{\Theta}_3 = \frac{L_1 \dot{\theta}_1^2 \cos(\theta_1 - \Theta_2) + L_2 \dot{\Theta}_2^2 \cos(\Theta_2 - \Theta_3) + L_3 \dot{\Theta}_3^2}{-L_3 \sin(\Theta_3 - \Theta_2)} - \frac{L_3 \dot{\Theta}_3^2 \cos(\Theta_3 - \Theta_2)}{L_2 \sin(\Theta_3 - \Theta_2)} \quad (19)$$

将上述结果式(14~19)代入到式(11)和式(12)中可得到 R_x 和 R_y , 再将 R_x 和 R_y 及其一、二阶导数代入式(13)中求得 A, \dot{A}, \ddot{A} . 用式(13)中的 A, \dot{A}, \ddot{A} 替代式(2~4)中的 $\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$, 就可以得到在考虑运动副间隙的机构的角位移、角速度以及角加速度方程. 运用 Matlab 数值分析软件对所得到的方程进行编程和数值分析,并利用 Matlab 软件自带的系统工具箱进行函数拟合得到含有运动副间隙的动涡旋自转角 θ_2 关于曲柄转角 θ_1 的拟合函数,并给出拟合函数的类型和函数各个参数以及拟合效果相关信息.

3 动、静涡旋径向泄漏间隙

假设主轴以角速度 ω_1 匀速转动,在理想情况下,动涡旋盘作无自转的公转平动,则 $\theta_2=0$,防自转曲柄销的运动与驱动曲轴的运动同步. 当存在运动副间隙时,动涡旋会发生自转,自转角与运动副间隙值的大小和间隙位置角有关,即

$$\theta_2 = f(r, \alpha) \quad (20)$$

依据机构学理论和连续接触模型,可以得到由于运动副间隙的存在而引起的动涡旋自转角与曲柄转角的关系. 设动涡旋某时刻的运动状态如图 4 所示,动涡旋自转方向为逆时针转动,动、静涡旋型线最近点的法向距离即为动、静涡旋的泄漏间隙(啮合间隙)的变化量,记为 δ . 由文献[2,4]中提到的动涡旋外侧、静涡旋内侧型线方程可知,动、静涡旋泄漏间隙的变化量与型线方程、法线角和动涡旋自转角有关,根据不同的有关参数便可以计算出泄漏间隙的变化量. 对于工程中常见的基圆渐开线型线的泄漏间隙的变化量 δ 有如下关系:

$$\delta = a\theta_2 \quad (21)$$

首先,在运动副间隙值 r 一定时,由式(21)可知,基圆渐开线型线的径向泄漏间隙的变化量只与基圆半径和自转角有关,所以只要求出动涡旋自转角与曲柄转角的关系式就可得到泄漏间隙的变化量与曲柄转角的关系式,从而明确径向泄漏间隙的变化量在主轴回转一个周期内的变化情况. 显然,利用上面机构分析中的 Matlab 软件得到的拟合函数可以很容易地得到泄漏间隙变化量关于基圆半径 a 和曲柄转角 θ_1 的函数关系式. 然后,通过改变运动副间

隙 r 的数值,对比多组仿真曲线数据的变化趋势,以期得到运动副间隙值的大小对涡旋压缩机切向泄漏的影响。

4 算例

如图 3 所示含间隙的四连杆机构,设所有零件材料为钢材.考虑摩擦力和重力,其中主要部件的结构参数和仿真计算参数见表 1.

表 1 主要部件的结构参数

Tab. 1 Structural parameters of main components

部件	(长×宽×高)/m	质量/kg	密度/(kg·m ⁻³)
曲柄	5.5×4×4	8.373 6×10 ⁻²	7.801×10 ⁻⁶
连杆	100×4×4	1.590 72	7.801×10 ⁻⁶
摇杆	5.5×4×4	8.373 6×10 ⁻²	7.801×10 ⁻⁶

在 Matlab 环境下建立严谨的数学模型并进行运动学仿真分析是具有较高准确度的方法.利用上述所得方程(2~4)以矩阵形式代入到 Matlab 程序中,根据所给的已知条件设置合理的输入与输出,并且建立相应的函数文件求解方程组.绘制动涡旋自转角 θ_2 的角位移、角速度、角加速度与曲柄转角 θ_1 的关系曲线图,将含有间隙的 5 组 θ_2 角位移数据取平均值与曲柄转角 θ_1 代入到 Matlab 系统自带曲线拟合工具箱 cftool 中,选取适当的函数类型进行函数拟合.在工具箱中的拟合工具中观察拟合效果,依据拟合的评定标准,待拟合效果达到最佳确定即可^[14].

以下为求解的部分程序和拟合函数类型的相关设置以及拟合结果.

拟合函数的类型为 General model Fourier8,表达式为

$$f(x) = a_0 + a_1 \cos(xw) + b_1 \sin(xw) + a_2 \cos(2xw) + b_2 \sin(2xw) + a_3 \cos(3xw) + b_3 \sin(3xw) + a_4 \cos(4xw) + b_4 \sin(4xw) + a_5 \cos(5xw) + b_5 \sin(5xw) + a_6 \cos(6xw) + b_6 \sin(6xw) + a_7 \cos(7xw) + b_7 \sin(7xw) + a_8 \cos(8xw) + b_8 \sin(8xw) \quad (22)$$

拟合函数的系数 Coefficients (with 95% confidence bounds):

$$\begin{aligned} a_0 &= 0.034 94 && (0.034 67, 0.035 21) \\ a_1 &= -0.001 376 && (-0.002 113, -0.000 639) \\ b_1 &= -0.054 99 && (-0.055 37, -0.054 61) \\ a_2 &= -0.023 00 && (-0.023 38, -0.022 62) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} b_2 &= -0.001 684 && (-0.002 347, -0.001 021) \\ a_3 &= -0.001 930 && (-0.002 306, -0.001 553) \\ b_3 &= 0.000 021 9 && (-0.000 378 7, 0.000 422 5) \\ a_4 &= -0.004 900 && (-0.005 277, -0.004 523) \\ b_4 &= 0.000 345 1 && (-0.000 099 7, 0.000 789 9) \\ a_5 &= -0.000 789 8 && (-0.001 167 0, -0.000 412 5) \\ b_5 &= 0.000 059 58 && (-0.000 328 20, 0.000 447 30) \\ a_6 &= -0.001 584 && (-0.001 962, -0.001 207) \\ b_6 &= 0.000 090 14 && (-0.000 308 00, 0.000 488 30) \\ a_7 &= -0.000 469 8 && (-0.000 847 1, -0.000 092 5) \\ b_7 &= 0.000 035 49 && (-0.000 349 50, 0.000 420 50) \\ a_8 &= -0.000 644 1 && (-0.001 021 0, -0.000 266 8) \\ b_8 &= 0.000 040 12 && (-0.000 346 90, 0.000 427 10) \\ w &= 0.017 43 && (0.017 41, 0.017 46) \end{aligned}$$

Goodness of fit:

SSE: 2.608×10⁻⁵

R-square: 0.999 7

Adjusted R-square: 0.999 5

RMSE: 0.000 917 2

对上面反映的拟合结果的参数进行解释说明:

1) 函数拟合参数的选取:拟合函数的类型为傅里叶函数 Fourier,函数的形式为 General model Fourier8;

2) 拟合效果:SSE 为误差平方和,其值越小拟合效果越好;R-square 为复相关系数,其值越接近 1 拟合效果越好;RMSE 为均方根误差,其数值越小拟合效果越好;

3) 拟合过程中:自转角 θ_2 的单位为 rad,曲柄转角 θ_1 的单位为(°).

综上所述,拟合效果符合要求;将上述求得的参数代入到 General model Fourier8 的模型中可求出拟合函数:

$$\begin{aligned} \theta_2 &= 0.034 94 - 0.001 376 \cos(0.017 43 \theta_1) - \\ & 0.054 99 \sin(0.017 43 \theta_1) - \\ & 0.023 00 \cos(0.064 86 \theta_1) - \\ & 0.001 684 \sin(0.064 86 \theta_1) - \\ & 0.001 930 \cos(0.052 29 \theta_1) + \\ & 0.000 021 9 \sin(0.052 29 \theta_1) - \\ & 0.004 900 \cos(0.006 72 \theta_1) - \\ & 0.023 00 \cos(0.064 86 \theta_1) - \\ & 0.001 684 \sin(0.064 86 \theta_1) - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 0.001\ 930\cos(0.052\ 29\theta_1) + \\
& 0.000\ 021\ 9\sin(0.052\ 29\theta_1) - \\
& 0.004\ 900\cos(0.006\ 72\theta_1) + \\
& 0.000\ 345\ 1\sin(0.006\ 72\theta_1) - \\
& 0.000\ 789\ 8\cos(0.087\ 15\theta_1) + \\
& 0.000\ 059\ 58\sin(0.087\ 15\theta_1) - \\
& 0.001\ 584\cos(0.104\ 58\theta_1) + \\
& 0.000\ 090\ 14\sin(0.104\ 58\theta_1) - \\
& 0.000\ 469\ 8\cos(0.122\ 01\theta_1) + \\
& 0.000\ 035\ 49\sin(0.122\ 01\theta_1) - \\
& 0.000\ 644\ 1\cos(0.139\ 44\theta_1) + \\
& 0.000\ 040\ 12\sin(0.139\ 44\theta_1) \quad (23)
\end{aligned}$$

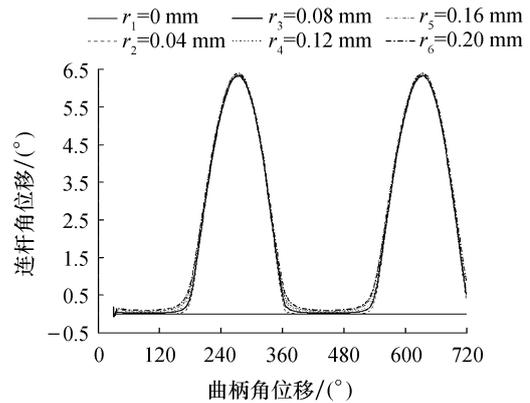
则泄漏间隙变化量 $\delta = a\theta_2$, a 为动涡旋基圆半径, 将上述结果代入即可得到径向泄漏间隙的变化量的数学表达式。

在 Matlab 数值分析软件环境下, 绘制出运动副间隙的值分别取 0、0.04、0.08、0.12、0.16、0.20 mm 时相应的动涡旋自转角 θ_2 的角位移、角速度、角加速度的仿真曲线, 观察仿真结果进行分析。本文中的仿真内容主要针对涡旋压缩机的机构中动涡旋与防自转曲柄销的铰接处存在间隙的情形, 其他情况暂不予以考虑。

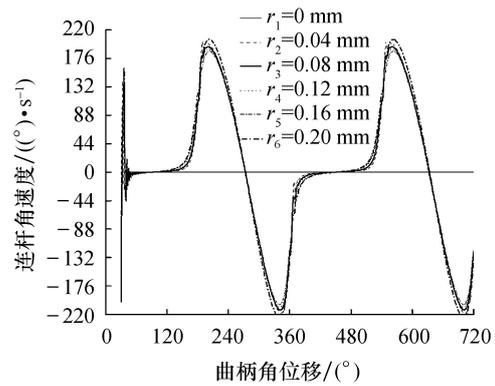
在数值仿真软件 Matlab 环境下连杆角位移、角速度、角加速度与曲柄转角的关系曲线如图 5 所示。由图可知, 在曲柄转角回转至 270° 左右动涡旋自转角的角位移达到峰值, 此时泄漏间隙变化量 δ 也同样达到峰值, 使得气体介质的泄漏量达到一个周期的峰值且随着运动副间隙的增大而增大, 此变化的周期为 2π 。

曲柄转角回转至 180° 左右时, 动涡旋自转角的角加速度发生突变, 且运动副间隙越大振荡越剧烈。显然, 泄漏间隙变化量 δ 也会在此时突然大幅度增加, 使得被压缩气体介质泄漏加剧, 导致压缩机压缩效率降低, 且变化周期为 π 。

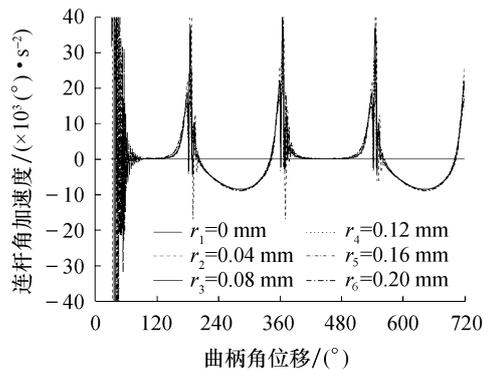
由图 5 可知, 曲柄转角在 $0 \sim 90^\circ$, 动静涡旋型线之间的啮合间隙(此时泄漏间隙变化量 δ 为负值)会造成动、静涡旋型线在啮合处发生硬接触; 在 $90^\circ \sim 180^\circ$, 泄漏间隙变化量的数值缓慢增大; 而当曲柄转角在 $180^\circ \sim 270^\circ$, 动静涡旋盘之间的啮合间隙不断增大且增长的幅度较大, 而在 $270^\circ \sim 360^\circ$, 泄漏间隙会不断减小(此时泄漏间隙变化量 δ 皆为正值), 会造成泄漏的气体先增加后减少, 降低压缩机的气密性和压缩效率。



(a) 动涡旋自转角角位移



(b) 动涡旋自转角角速度



(c) 动涡旋自转角角加速度

图 5 Matlab 下的动涡旋自转角仿真曲线

Fig. 5 Simulation curve of dynamic scroll self-rotation angle with Matlab

5 结论

- 1) 当考虑运动副间隙时, 在 $0^\circ \sim 360^\circ$ 泄漏间隙随运动副间隙的增大而增大且泄漏间隙随着主轴转角呈周期性变化。
- 2) 曲柄转角回转至 180° 时, 动涡旋自转角的角加速度发生突变, 且运动副间隙越大振荡越剧烈, 该突变呈周期性变化, 这对压缩机的稳定性影响较大。
- 3) 根据曲柄销防自转涡旋压缩机的结构, 其曲柄的偏心距为定值, 动涡旋的自转运动会影响动、静

涡旋盘之间的啮合间隙;当动涡旋逆时针自转时,动静涡旋盘之间的啮合间隙会增大,造成泄漏增加,降低压缩机的气密性和压缩效率;而当动涡旋盘顺时针自转时,泄漏间隙减小,自转角过大会造成动静涡旋齿面的硬接触,使得摩擦损失增加,长时间在此工况下运转涡旋齿面易产生疲劳断裂.因此,间隙值对涡旋压缩机切向泄漏间隙影响很大,压缩机设计时应严格选用配合公差,减少配合间隙带来的不利影响.

参考文献:

- [1] 樊 灵,靳春梅,屈宗长,等.通用型线涡旋压缩机的误差和运动分析[J].机械工程学报,2002,38(6):139-143.
- [2] 樊 灵,靳春梅,屈宗长,等.涡旋压缩机型线的误差灵敏度与径向啮合间隙的相关分析[J].机械工程学报,2003,39(4):151-154.
- [3] 刘振全,赵 嫚,李 超.涡旋压缩机曲柄销防自转机构分析[J].兰州理工大学学报,2006,32(4):53-55.
- [4] 李 超,赵荣珍,刘振全.涡旋压缩机机构误差对密封间隙的影响分析[J].润滑与密封,2007,32(7):66-68.
- [5] 吴焕芹,程 强,钟诗清.含间隙的平面四杆机构运动特性分析[J].武汉理工大学学报(信息与管理工程版),2010,32(3):419-422.
- [6] 郭惠昕,岳文辉.含间隙平面连杆机构运动精度的稳健优化设计[J].机械工程学报,2012,48(3):75-81.
- [7] 李 超,刘小菲,李国永,等.考虑机构误差和运动副磨损的涡旋压缩机可靠性分析[J].兰州理工大学学报,2016,42(3):46-50.
- [8] 黄华军,张 春,金 鑫,等.含运动副间隙的涡旋压缩机动平衡仿真研究[J].振动与冲击,2016,35(5):125-130.
- [9] HORIE M, FUNABASHI H, OGAWA K. Dynamic characteristics of planar link mechanisms with clearances during accelerated and decelerated motions [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 1986, 52: 3309-3316.
- [10] FLORES P, AMBRÓSIO J, CLARO J C P, *et al.* A study on dynamics of mechanical systems including joints with clearance and lubrication [J]. Mechanism & Machine Theory, 2006, 41(3): 247-261.
- [11] FLORES P, AMBRÓSIO J, CLARO J P. Dynamic analysis for planar multibody mechanical systems with lubricated joints [J]. Multibody System Dynamics, 2004, 12(1): 47-74.
- [12] EDWARD B M. MATLAB原理与工程应用[M].北京:电子工业出版社,2006.
- [13] 李小燕.考虑运动副间隙的平面四杆机构动力学建模与仿真[D].西安:西安电子科技大学,2008.
- [14] 郭仁生.机械工程设计分析和MATLAB应用[M].北京:机械工业出版社,2014.