

控制力矩陀螺高速转子轴承保持架仿真分析

杨虎^{1,2}, 邱明¹, 孙北奇², 李雪峰³, 王雅梦²

(1. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003; 2. 洛阳轴研科技股份有限公司, 河南 洛阳 471039;

3. 北京控制工程研究所, 北京 100086)

摘要: 建立了控制力矩陀螺高速转子球轴承保持架动力学仿真分析模型, 并以B7005C球轴承为例, 分析了不同引导间隙、兜孔间隙对保持架质心轨迹、保持架摩擦力矩的影响, 据此进行了保持架间隙的优化, 得出了适用于该工况的最优保持架间隙。

关键词: 球轴承 保持架 仿真分析

Simulation on Bearing Cage of Control Moment Gyroscope High-Speed Rotor

Yang Hu^{1,2}, Qiu Ming¹, Sun Beiqi², Li Xuefeng³, Wang Yameng²

(1. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China;

2. Luoyang Bearing Science and Technology Co., Luoyang 471039, China; 3. Beijing Institute of Control Engineering, Beijing 100086, China)

Abstract: A ball bearing cage dynamics simulation model of Control Moment Gyroscope High-Speed Rotor is established. Taking the type of B7005C ball bearing as example, the cage friction torque, the trajectory of cage center are analyzed theoretically at various of cage guiding clearance and pocket clearance. By analyzing the simulation results, the optimal cage clearance applicable to the working condition is obtained.

Key words: Ball Bearing; Cage; Simulation

控制力矩陀螺属于一种动量交换装置, 通过一个高速旋转的转子来获得一定的角动量, 并通过改变角动量的方向来对外输出力矩, 因为它具有输出力矩光滑、控制精度高和输出力矩大、动态响应快的特点, 因此空间站和大型卫星广泛采用控制力矩陀螺来进行姿态控制。作为姿态控制系统的

执行机构, 安装在其内部的轴承精度、寿命和可靠性将直接影响到航天飞行器的控制精度以及寿命, 作用非常关键。有研究表明, 轴承的运转稳定性技术已成为制约该类轴承使用寿命的关键技术。

作为轴承稳定性衡量标准的“标尺”或者“替罪羊”,

不管轴承运转失稳是不是由保持架引起的, 轴承运转失稳的特征首先会反映到保持架上, 鉴于此, 国内外学者纷纷研究重心放在保持架的运转稳定性上进行研究。其中, 在轴承运转稳定性方面研究较深入的国家有美国、英国。

上世纪九十年代, 美国学者 P.K.GUPTA 开发了滚动轴承动力学分析软件 ADORE^[1], 并研究了高速固体润滑条件下, 球轴承保持架间隙对轴承稳定性的影响。研究表明, 在规定的工作条件下, 保持架不稳定性与兜孔间隙、引导间隙有明确的相关性, 在引导间隙不变的前提下, 当兜孔间隙持续增长到临界值时, 就会使保持架失去稳定; 存在一个合理的保持架间隙比 (兜孔间隙 / 引导间隙) 使保持架运转最稳定。

2012 年美国学者 K.SATHYAN^[2] 通过试验研究了空间用轴承保持架的设计和不稳定失效, 研究表明: 轴承摩擦力矩的严重变化和可听到的噪声是保持架不稳定的外在表现, 保持架相互作用表面的过度磨损、润滑不足是造成保持架不稳定性诱因; 边界润滑条件和极限温度下, 方形兜孔保持架运行比较稳定, 过度润滑条件下, 圆形兜孔保持架比方孔保持架摩擦力矩更低, 但易出现低温啸叫的现象; 方形兜孔保持架对润滑剂量更为敏感, 不易稳定。

2007 年, 英国学者 G.J.Munro^[3] 研究了保持架设计对球轴承力矩的影响, 得出两个主要结论: 保持架设计仅在低载荷条件下具有重要作用, 高载荷下采用标准保持架设计就可以满足要求, 低载荷下应根据应用需求修订保持架设计; 保持架设计对力矩噪声的影响随着速度的增加而增大, 改变兜孔间距的方法可以减小力矩噪声, 而增大兜孔间隙却对减小力矩噪声没有太大影响。

上述所有的试验与分析是针对特定轴承展开, 所得结论 / 所建模型通用性不足, 缺乏滚道涂油润滑方式下, 非金属保持架动态性能影响方面的仿真研究。鉴于此, 本文建立了球轴承保持架动力学仿真分析模型, 分析了不同引导间隙、兜孔间隙对保持架动态性能的影响规律, 经过优化得出了最优的保持架间隙。

1 数学模型的建立

1.1 钢球 - 保持架的相互作用模型

在高速精密球轴承中钢球和保持架之间发生弹性变形, 保持架兜孔与钢球法向作用力 Q_{ij} 的计算公式^[4]为:

$$Q_{ij} = \begin{cases} K_c \cdot z_{ij} & (z_{ij} \leq C_p) \\ K_c \cdot C_p + K_n \cdot (z_{ij} - C_p) & (z_{ij} > C_p) \end{cases} \quad (1)$$

式中: K_c —试验数据确定的线性逼近常数, 对于球轴承取 $K_c=11/C_p$ (N/m); C_p —保持架兜孔间隙, $C_p=0.5(D_p-D_w)$ (m); D_p —保持架兜孔名义直径; K_n —钢球和保持架兜孔接触处的负荷 - 变形常数, 其值可取为:

$$K_n = \pi k E' \sqrt{R \varepsilon (4.5 \Gamma^3)} \quad (N/m^{1.5}) \quad (2)$$

$$k = 1.0339 (R_\eta / R_\xi)^{0.6360} \quad (3)$$

$$R = R_\xi R_\eta / (R_\xi + R_\eta) \quad (4)$$

$$R_\xi = \begin{cases} 0.5 D_w \cdot D_p / (D_p - D_w) & (\text{兜孔为圆形}) \\ 0.5 D_w & (\text{兜孔为方形}) \end{cases} \quad (5)$$

$$R_\eta = 0.5 D_w \quad (6)$$

$$\varepsilon = 1.0003 + 0.5968 R_\xi / R_\eta \quad (7)$$

$$\Gamma = 1.5277 + 0.6023 \ln(R_\eta / R_\xi) \quad (8)$$

由于保持架是一个能量耗散的自由体, 其运动能量全部来自于套圈和钢球的能量, 当保持架是稳定状态时, 即保持架与套圈不存在“啸叫”等现象, 钢球作用于保持架的作用力越小, 轴承的摩擦力矩就越小。

1.2 保持架 - 套圈挡边的相互作用模型

由于流体动压效应的存在, 引导套圈与保持架之间会产生相互作用力及力矩, 根据保持架与引导套圈的几何构型, 套圈引导表面与保持架定心表面的相互作用的计算可以采用有限短轴颈轴承模型。

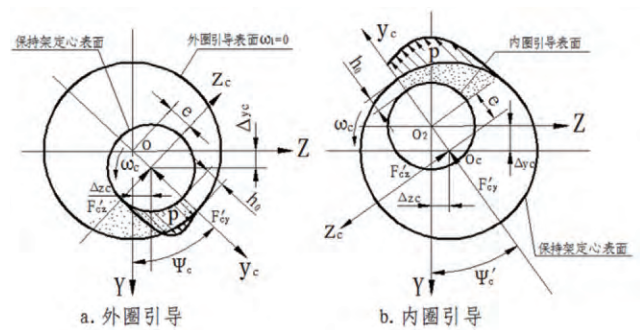


图 1 引导套圈与保持架的接触几何关系

如图 1 所示, 由油膜分布压力产生的合力 F_c , 可用两个正交分量 F'_{cy} , F'_{cx} 来描述, 产生的摩擦力矩用 M'_{cx} 来表示。图 1 中, 局部坐标系 $S_c=\{O_c, y_c, z_c\}$ 为保持架坐标系, y_c 沿保持架中心到最小油膜厚度 h_0 所在的点, l 与全局坐标轴 Y 的夹角为 ψ_c 。在保持架由外圈引导时, $\psi_c=\psi'_c$; 内圈引导时, 。

F'_{cy} , F'_{cz} , M'_{cx} 的计算方法如下:

$$\psi_c=\psi_c'+\pi$$
$$F'_{cy}=\pi\eta_0u_1L^3\varepsilon/[4C_1^2(1-\varepsilon^2)^{3/2}]$$

(内圈引导为-;外圈引导为+)

$$F'_{cz}=\pm\eta_0u_1L^3\varepsilon^2/[C_1^2(1-\varepsilon^2)^2]$$

(内圈引导为+;外圈引导为-)

$$M'_{cx}=2\pi\eta_0V_1R_1^2L/(C_1\sqrt{1-\varepsilon^2})$$

式中: R_1 —保持架定心表面半径, m; L —保持架定心表面宽度, m; C_1 —保持架引导间隙, m; ε —保持架中心的相对轴承中心偏心量, $\varepsilon=e/C_1$, m; μ_1 —润滑油拖动速度, $\mu_1=R_1(\omega_{1(2)}-\omega_c)$, m/s; V_1 —两表面相对滑动速度, $V_1=R_1(\omega_{1(2)}-\omega_c)$, m/s; F'_{cy} 、 F'_{cz} 以及力矩 M'_{cx} 是在保持架坐标系 S_c 中度量的, 在建立保持架平衡方程时, 需将这些力以及力矩投影到轴承静止坐标系中:

$$\begin{Bmatrix} M'_{cx} \\ F'_{cy} \\ F'_{cz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\psi_c & -\sin\psi_c \\ 0 & \sin\psi_c & \cos\psi_c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M'_{cx} \\ F'_{cy} \\ F'_{cz} \end{Bmatrix}$$

式中: $\psi_c=\arctan(\Delta_{zc}/\Delta_{yc})$ 。

由式 (5) 可知, 保持架兜孔间隙 直接影响到钢球与保持架兜孔之间的作用力, 由式 (9-11) 可知, 引导间隙 直接影响到保持架与引导挡边之间的作用力, 因此, 设计保持架时, 兜孔间隙、引导间隙的取值非常关键。

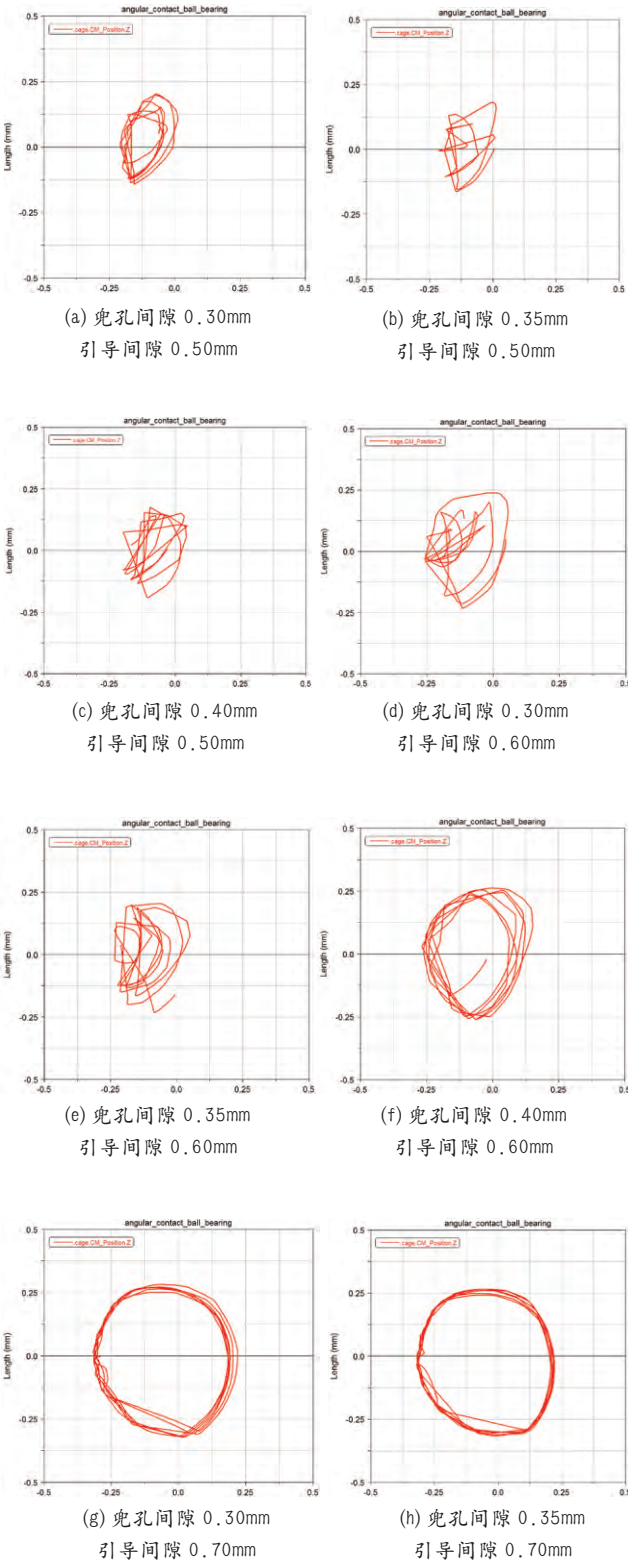
2 仿真分析结果

本文以 B7005C 型角接触球轴承 (轴承结构参数见表 1) 为例, 分析了不同引导间隙、兜孔间隙对保持架摩擦力矩、保持架质心轨迹的影响, 并据此进行了保持架间隙的优化, 得出了最优的保持架间隙。

表 1 轴承结构参数

参 数	数 值
轴承外径、内径 (mm)	47, 25
轴承宽度 (mm)	12
保持架内径 (mm)	34.24
保持架宽度 (mm)	11.1
钢球个数	14
钢球直径 (mm)	6.35
保持架引导方式	外圈引导

2.1 不同间隙对保持架质心轨迹的影响



(a) 兜孔间隙 0.30mm
引导间隙 0.50mm

(b) 兜孔间隙 0.35mm
引导间隙 0.50mm

(c) 兜孔间隙 0.40mm
引导间隙 0.50mm

(d) 兜孔间隙 0.30mm
引导间隙 0.60mm

(e) 兜孔间隙 0.35mm
引导间隙 0.60mm

(f) 兜孔间隙 0.40mm
引导间隙 0.60mm

(g) 兜孔间隙 0.30mm
引导间隙 0.70mm

(h) 兜孔间隙 0.35mm
引导间隙 0.70mm

智能制造 2016.5
www.idnovo.com.cn

· 55 ·

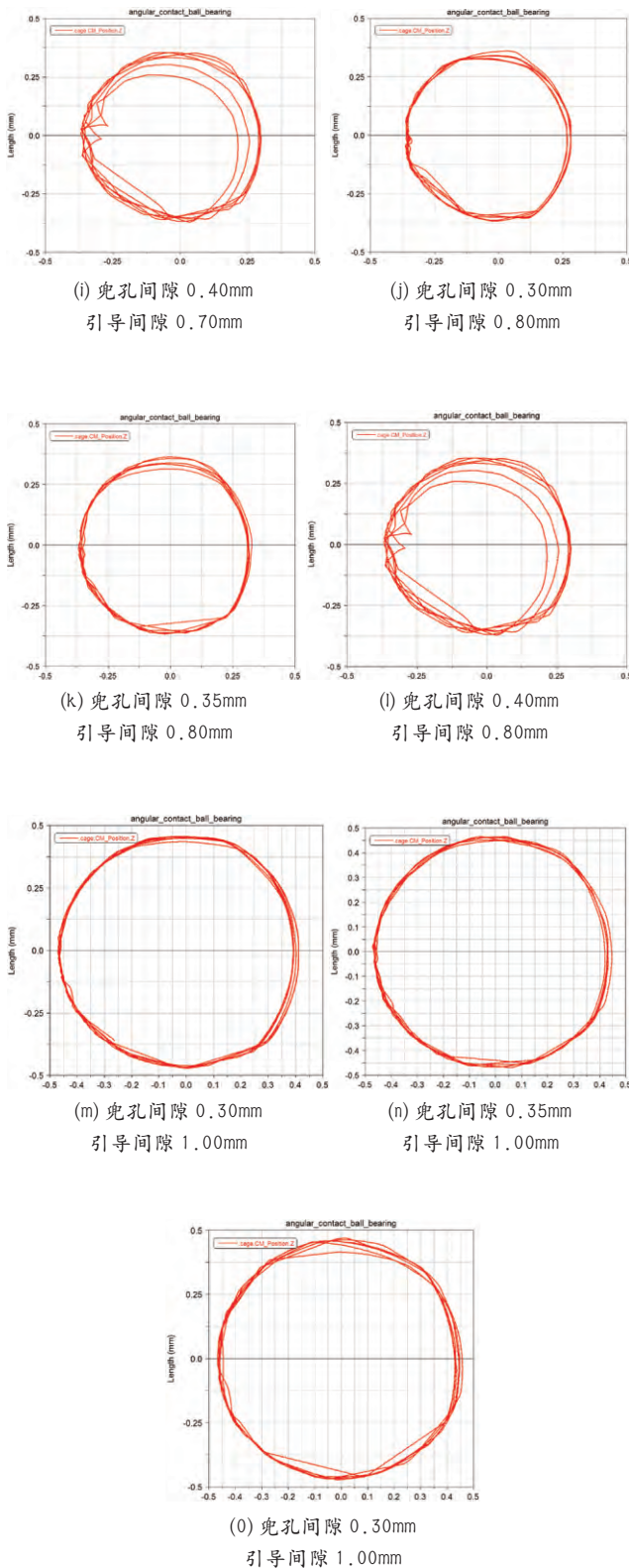


图2 保持架间隙对保持架径向质心轨迹的影响

2.2 不同间隙对摩擦力矩的影响

表2 间隙比对保持架摩擦力矩值的影响

间隙比	平均值	标准差	间隙比	平均值	标准差	间隙比	平均值	标准差
D0.3Y0.5	2.9259	41.1272	D0.35Y0.5	2.0333	39.8155	D0.4Y0.5	2.1263	47.6244
D0.3Y0.6	3.6995	52.1325	D0.35Y0.6	4.7582	42.1209	D0.4Y0.6	6.7572	52.008
D0.3Y0.7	9.9218	56.9312	D0.35Y0.7	9.1852	52.0383	D0.4Y0.7	7.0111	57.0531
D0.3Y0.8	12.1707	57.8203	D0.35Y0.8	11.0561	54.234	D0.4Y0.8	10.3651	59.549
D0.3Y1.0	15.5826	61.4762	D0.35Y1.0	15.2301	60.6892	D0.4Y1.0	14.5331	60.6031

3 结论

本文建立了角接触球轴承保持架动力学仿真分析模型，并分析了不同引导间隙、兜孔间隙对保持架摩擦力矩、保持架质心轨迹的影响，并据此进行了保持架间隙的优化。得出如下结论：

- (1) 由表2可知，相同的兜孔间隙下，引导间隙越大，保持架引导面的摩擦力矩平均值越大，磨损越严重。
- (2) 保持架摩擦力矩标准差越大，说明保持架运转越不稳定。以保持架摩擦力矩标准差为指标来评判保持架运转稳定，兜孔间隙取0.3~0.35mm、引导间隙取0.5~0.6mm较利于保持架运转稳定。

参考文献：

- [1] P.K.GUPTA. 球轴承保持架间隙造成的不稳定性模型研究[J]. 国外轴承技术,1991,6: 47~53. 梁波,译自《TRIBOLOGY TRANSACTION》,1991-34(1): 93~99.
- [2] K. SATHYAN. Bearing Retainer Designs and Retainer Instability Failures in Spacecraft Moving Mechanical Systems[J]. Tribology Transaction, No. 55(2012): 503-511.
- [3] G.J. Munro. 保持架设计对球轴承力矩的影响[J]. 国外轴承技术, 2013, 4: 1~8. 孙晓波,译自《Space Mechanisms & Tribology Symp》, 2007.
- [4] 邓四二, 贾群义. 滚动轴承设计原理[M]. 北京: 中国标准出版社, 2008