

文章编号: 1000-8055(2023)03-0752-17

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210424

控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩异常波动机理

邓凯文¹, 谢鹏飞², 廖 辉³, 周 刚⁴, 邓四二¹

- (1. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003;
2. 中国机械工业集团有限公司 洛阳轴承研究所有限公司 动量轮技术部, 河南 洛阳 471039;
3. 西北工业大学 机电学院, 西安 710072;
4. 中国航天科技集团有限公司 中国空间技术研究院 北京控制工程研究所, 北京 100190)

摘 要: 在角接触球轴承动力学分析基础上, 建立了公-自转耦合的控制力矩陀螺轴承组件非线性动力学微分方程组和摩擦力矩理论计算式, 开展了轴承保持架结构、滚道加工精度和轴承预紧力等参数对控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩特性的影响研究, 分析了某型号控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩异常波动的机理。分析结果表明: 保持架外径表面与套圈引导挡边之间碰摩以及钢球与保持架兜孔间碰摩是引起该型号控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩异常变化的主要因素。合理的轴承原始径向游隙可有效消除轴承保持架外径表面与套圈引导挡边之间的碰摩现象, 且避免控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩明显异常波动。

关 键 词: 控制力矩陀螺; 轴承组件; 摩擦力矩; 保持架; 碰摩

中图分类号: V448.25⁺3

文献标志码: A

Mechanism of abnormal fluctuation of friction torque of control moment gyro bearing assembly

DENG Kaiwen¹, XIE Pengfei², LIAO Hui³, ZHOU Gang⁴, DENG Sier¹

- (1. School of Mechatronics Engineering,
Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471003, China;
2. Momentum Wheel Technology Department, Luoyang Bearing Research Institute Company Limited,
China National Machinery Industry Corporation, Luoyang Henan 471039, China;
3. School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;
4. Beijing Institute of Control Engineering, China Academy of Space Technology,
China Aerospace Science and Technology Corporation, Beijing 100190, China)

Abstract: Based on dynamics analysis of angular contact ball bearing, the nonlinear differential dynamic equations and the theoretical formula of friction torque for the bearing assembly of control moment gyro with revolution-rotation coupling were established. The influences of cage structure, raceway processing accuracy and preload on friction torque characteristics of the bearing assembly of control moment gyro were studied. The mechanism of abnormal fluctuation in friction torque of a certain bearing assembly of control moment gyro was also analyzed. The analysis results showed that the rub-impact between the outer diameter surface of cage and the guide rib of ring, and that between ball and cage pocket were main factors that triggered the abnormal fluctuation in friction torque of the bearing assembly of

收稿日期: 2021-08-09

基金项目: 国家科技攻关项目(TDGC-JD-19-126-1); 国家自然科学基金(52005158); 山东省重大科技创新工程(2020CXGC011003)

作者简介: 邓凯文(1994—), 男, 硕士生, 主要从事滚动轴承动力学研究。E-mail: 369048051@qq.com

通信作者: 邓四二(1963—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事滚动轴承设计及理论。E-mail: sedeng@haust.edu.cn

引用格式: 邓凯文, 谢鹏飞, 廖辉, 等. 控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩异常波动机理[J]. 航空动力学报, 2023, 38(3): 752-768. DENG Kaiwen, XIE Pengfei, LIAO Hui, et al. Mechanism of abnormal fluctuation of friction torque of control moment gyro bearing assembly[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(3): 752-768.

control moment gyro. A reasonable original radial clearance of bearing can effectively eliminate the rubbing phenomenon between the outer diameter surface of bearing cage and the guide edge of the ring, and avoid obvious abnormal fluctuation in friction torque of the bearing assembly of control moment gyro.

Keywords: control moment gyroscope; bearing assembly; friction torque; cage; rub-impact

符号表

J_y 、 J_z	外圈轮体转动惯量分量 ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	m_c	保持架质量 (kg)
J_{qcx} 、 J_{qcy} 、 J_{qcz}	第 q 列保持架转动惯量分量 ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	D_{cm}	保持架中径 (mm)
ω_{qcx}	第 q 列保持架绕 x 轴旋转角速度 (rad/s)	$\dot{\omega}_{qbxj}$ 、 $\dot{\omega}_{qbyj}$ 、 $\dot{\omega}_{qbzj}$	第 q 列第 j 个钢球角加速度分量 ($1/\text{s}^2$)
θ_z	外圈轮体倾斜角 ($^\circ$)	$\ddot{x}_{qc}$ 、 $\ddot{y}_{qc}$ 、 $\ddot{z}_{qc}$	第 q 列保持架质心位移加速度分量 (mm/s^2)
θ_{qcz}	第 q 列保持架倾斜角 ($^\circ$)	$\ddot{\theta}_{qcx}$ 、 $\ddot{\theta}_{qcy}$ 、 $\ddot{\theta}_{qcz}$	第 q 列保持架角加速度分量 ($1/\text{s}^2$)
d_x 、 d_y 、 d_z	外圈轮体中心位移量 (mm)	G_{cage}	保持架重力 (N)
L	轴承组件两侧轴承中心距 (mm)	D_{ck}	方兜孔长度 (mm)
B_e	轴承外圈宽度 (mm)	$\ddot{x}$ 、 $\ddot{y}$ 、 $\ddot{z}$	外圈轮体中心位移加速度分量 (mm/s^2)
D_{ce}	保持架外径 (mm)	$\ddot{\theta}_y$ 、 $\ddot{\theta}_z$	分别为外圈轮体角加速度分量 ($1/\text{s}^2$)
B_c	保持架宽度 (mm)	α_o	轴承原始接触角 ($^\circ$)
d_{qcx} 、 d_{qcy} 、 d_{qcz}	第 q 列保持架中心位移量 (mm)	α'_o	轴承预紧后的接触角 ($^\circ$)
φ_{qc}	第 q 列保持架与外圈引导挡边碰摩处的位置角 ($^\circ$)	r_i	内沟半径 (mm)
f_{cl}	保持架与外圈引导挡边之间的摩擦因数	r_e	外沟半径 (mm)
η	两物体综合弹性常数	F_a	轴承预紧力 (N)
N_{qc} 、 F_{qc}	分别为第 q 列保持架外表面与外圈引导挡边间的法向作用力和摩擦阻力 (N)	δ_{ao}	轴承内圈相对外圈的预紧轴向位移量 (mm)
Q_{qi} 、 Q_{qe}	分别为第 q 列第 j 个钢球与内、外圈接触力 (N)	β	材料弹性滞后系数
$T_{q\eta ij}$ 、 $T_{q\eta ej}$	分别为第 q 列第 j 个钢球与内、外沟道接触面 η 轴上的拖动力 (N)	ε_1 、 ε_2	分别为钢球和套圈的泊松比
$T_{q\xi ij}$ 、 $T_{q\xi ej}$	分别为第 q 列第 j 个钢球与内、外沟道接触面 ξ 轴上的拖动力 (N)	E_1 、 E_2	分别为钢球和套圈的弹性模量
$F_{q\eta ij}$ 、 $F_{q\eta ej}$	分别为第 q 列第 j 个钢球与内、外沟道接触面 η 轴上的滚动摩擦阻力 (N)	$a_{qi(e)j}$ 、 $b_{qi(e)j}$	分别为第 q 列第 j 个钢球与滚道的接触椭圆长半轴和短半轴 (mm)
$F_{q\xi ij}$ 、 $F_{q\xi ej}$	分别为第 q 列第 j 个钢球与内、外沟道接触面 ω_o 轴上的滚动摩擦阻力 (N)	$\sum \rho_{i(e)j}$	第 j 个钢球的接触面曲率和
Q_{qccj} 、 Q_{qcaj}	分别为第 q 列第 j 个钢球与保持架兜孔周向和轴向的碰撞力 (N)	μ_d	滚动体与滚道之间接触摩擦因数
m	轮体质量 (kg)	$R_{qi(e)j}$	第 q 列第 j 个钢球与滚道接触处轴承旋转轴的距离 (mm)
α_{qi} 、 α_{qe}	分别为第 q 列第 j 个钢球与内、外圈接触角 ($^\circ$)	$\Gamma_{i(e)}$ 、 $\xi_{i(e)}$	分别为第 1 类和第 2 类完全椭圆积分
m_b	钢球质量 (kg)	$v_{\eta\xi}$	滚动体与滚道在接触面差动滑动方向上的相对速度差 (m/s)
$\ddot{x}_{qbj}$ 、 $\ddot{y}_{qbj}$ 、 $\ddot{z}_{qbj}$	第 q 列第 j 个钢球质心位移加速度分量 (mm/s^2)	Ω	受载后滚动体与滚道之间弹性接触变形产生的椭圆接触面区域
F_{qnj} 、 $F_{q\tau j}$	第 q 列第 j 个钢球惯性力 (N)	$\omega_{qsi(e)j}$	钢球自旋角速度 (rad/s)

$P_{q\eta cxj}$ 、 $P_{q\eta cyj}$	分别为第 q 列第 j 个钢球与保持架兜孔周向接触面 η 和 ω_0 轴上的滑动摩擦力 (N)
$P_{q\eta czj}$ 、 $P_{q\eta cyj}$	分别为第 q 列第 j 个钢球与保持架兜孔轴向接触面 η 和 ω_0 轴上的滚动摩擦力 (N)
$P_{q\eta czj}$ 、 $P_{q\eta ayj}$	分别为第 q 列第 j 个钢球与保持架兜孔轴向接触面 η 和 ω_0 轴上的滚动摩擦力 (N)
$P_{q\eta czj}$ 、 $P_{q\eta ayj}$	分别为第 q 列第 j 个钢球与保持架兜孔轴向接触面 η 和 ω_0 轴上的滑动摩擦力 (N)
J_{bx} 、 J_{by} 、 J_{bz}	钢球转动惯量分量 ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)
G_{qbyj} 、 G_{qbzj}	第 q 列第 j 个钢球惯性力矩 ($\text{N}\cdot\text{mm}$)
D_w	钢球直径 (mm)
N_b	钢球数目

μ_s	钢球与滚道之间自旋摩擦因数
ω_x	外圈轮体自转角速度 (rad/s)
ω_g	轴承组件机动角速度 (rad/s)
K_n	衡量钢球与套圈间负荷的变形常数
下标	
i	内圈
e	外圈
q	轴承列数, 取 1 或 2

近年来,随着世界各国对卫星组网的迫切需求,飞行器微小化越来越受到各国的关注。相比传统的角动量轮和反作用飞轮,控制力矩陀螺 (CMG) 因其输出力矩大且能显著降低姿控分系统的体积而受到国内外众多学者的兴趣^[1-2]。轴承作为卫星姿控系统执行的关键件,其摩擦力矩特性直接影响控制力矩陀螺持续稳定输出力矩的能力和驱动电流的稳定性^[3]。轴承摩擦力矩特性一直以来都是人们高度关注的研究热点, Palmgren^[4] 对不同类型轴承摩擦力矩特性进行了大量试验研究,建立了工况条件下的轴承摩擦力矩经验公式。Blan 等^[5] 建立了混合和全油膜润滑下的球轴承摩擦力矩解析模型,分析了轴承油膜状态变化对球轴承摩擦力矩的影响。Popescu 等^[6-7] 在忽视润滑剂黏度作用基础上,对球轴承接触界面摩擦力矩分量进行了分析,利用套圈的摩擦力矩平衡方程建立了角接触球轴承摩擦力矩计算式。邓四二等^[8] 利用能量守恒定律,建立了高速角接触球轴承摩擦力矩理论计算公式,对轴承结构参数与轴承摩擦力矩的关系进行了研究,为高速角接触球轴承摩擦力矩特性研究奠定了理论基础。Kwak 等^[9] 研究了不同润滑状态下的球轴承摩擦特性,建立了相应的球轴承摩擦特性数学模型并加以试验验证。崔宇飞等^[10] 建立了六自由度控制力矩陀螺轴承组件非线性动力学微分方程组,对控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩特性进行了研究,但缺乏考虑控制力矩陀螺外框架机动公转引起的保持架陀螺效应。张涛等^[11] 对高速角接触球轴承保持架稳定性研究进展进行了分析,指出保持架稳定性对高速角接触球轴承摩擦力矩波动性有重要影响。Gupta^[12] 研究了球轴承摩擦力矩对保持架稳

定性的影响,提出随着钢球与滚道、钢球与保持架间摩擦力矩增大,保持架质心轨迹将由圆形向多边形变化,导致保持架稳定性降低。Kannel 等^[13] 开展了角接触球轴承保持架运动稳定性的研究,提出球与保持架碰撞消耗的能量是决定保持架稳定性的重要因素,球与保持架回弹系数越大保持架运动越不稳定。Han 等^[14] 建立了带有保持架不平衡量的角接触球轴承动力学模型,研究了保持架不平衡量对保持架质心轨迹和保持架磨损的关系,提出随着保持架不平衡量的增加,保持架质心轨迹旋转半径增大且引导表面磨损增大。温保岗等^[15] 研究了保持架间隙对角接触球轴承保持架磨损的影响,提出引导间隙和兜孔间隙的变化均影响保持架和钢球的磨损。徐俊等^[16] 研究了保持架方兜孔和圆兜孔的兜孔形状对高速球轴承动态摩擦力矩的影响,得出相对于圆兜孔保持架,方兜孔保持架动态摩擦力矩特性更好。邓四二等^[17] 建立了陀螺角接触球轴承的动力学微分方程,研究了轴向预紧力和保持架兜孔间隙、引导间隙对轴承总摩擦力矩波动性的影响。

上述角接触球轴承摩擦力矩特性研究基本上都是基于轴承保持架与滚动体、保持架与套圈引导挡边之间形成流体动力润滑基础上进行的。但对控制力矩陀螺轴承而言,因使用环境的特殊性,轴承保持架采用多孔含油保持架,利用保持架运行过程中的离心力,采用保持架中的润滑油微量甩出精确控制技术,使微量润滑油向轴承滚道工作面转移油膜,形成轴承贫油润滑,从而实现控制力矩陀螺轴承终身免维护运行^[18]。控制力矩陀螺轴承独特的微循环润滑方式造成保持架与套圈引导挡边、保持架与滚动体之间很难形成流

体动力润滑, 另外控制力矩陀螺外框架机动公转对高速自转保持架产生陀螺效应, 使得保持架发生倾斜, 严重时将会引起保持架与套圈引导挡边碰摩。鉴于此, 本文在角接触球轴承动力学分析基础上, 计入控制力矩陀螺外框架机动公转产生的轴承组件陀螺效应, 对控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩特性进行研究, 并就某型号轴承组件摩擦力矩异常波动机理进行分析, 为航天卫星控制力矩陀螺轴承组件设计提供一定的理论依据。

1 控制力矩陀螺轴承组件动力学模型

1.1 轴承组件坐标系

图1所示的控制力矩陀螺轴承组件由1对相同的角接触球轴承背对背安装而成, 控制力矩陀螺轴承组件内圈静止, 外圈旋转, 保持架采用外引导方式, 保持架为方兜孔实体保持架, 轴承仅受轴向预紧力作用。为了准确描述轴承组件动态特性, 建立如图1所示坐标系统。坐标系包括:

轴承组件坐标系 $\{O; X, Y, Z\}$, 原点 O 与轴承组件中心重合, 固定在轴承组件中心, X 轴与轴承组件中心轴线重合, YOZ 平面与轴承内圈径向平面平行。

轴承坐标系 $\{O_1; X_1, Y_1, Z_1\}$ 、 $\{O_2; X_2, Y_2, Z_2\}$ 分别为第1列和第2列轴承内圈固定坐标系, 原点 O_1 和 O_2 分别与第1列和第2列轴承中心重合, 固定在轴承内圈上, X_1 轴和 X_2 轴均与轴承组件内圈中心轴线重合, $Y_1O_1Z_1$ 和 $Y_2O_2Z_2$ 平面与轴承内圈径向平面平行。

保持架坐标系 $\{O_{1c}; X_{1c}, Y_{1c}, Z_{1c}\}$ 、 $\{O_{2c}; X_{2c}, Y_{2c}, Z_{2c}\}$ 分别为第1列和第2列轴承保持架坐标系, 原点 O_{1c} 、 O_{2c} 分别与各自保持架中心重合, X_{1c} 轴和 X_{2c} 轴分别与轴承坐标系 X_1 和 X_2 轴平行且方向一致, Y_{1c} 轴和 Y_{2c} 轴分别与轴承坐标系 Y_1 和 Y_2 轴平行且方向一致, $Y_{1c}O_{1c}Z_{1c}$ 平面和 $Y_{2c}O_{2c}Z_{2c}$ 平面分别与内圈径向平面平行。

保持架兜孔坐标系 $\{O_{1pj}; X_{1pj}, Y_{1pj}, Z_{1pj}\}$ 、 $\{O_{2pj}; X_{2pj}, Y_{2pj}, Z_{2pj}\}$ 分别为第1列和第2列第 j 个保持架兜孔坐标系, 原点 O_{1pj} 、 O_{2pj} 分别与各自保持架兜孔中心重合, 其中 X_{1pj} 轴、 X_{2pj} 轴分别与保持架坐标系 X_{1c} 、 X_{2c} 轴平行, Y_{1pj} 、 Y_{2pj} 分别沿各自保持架中心与兜孔中心的连线且指向保持架外部, Z_{1pj} 、 Z_{2pj} 分别沿各自保持架节圆切向方向, 保持架兜孔坐标系随各自保持架移动和转动。

钢球坐标系 $\{O_{1bj}; X_{1bj}, Y_{1bj}, Z_{1bj}\}$ 、 $\{O_{2bj}; X_{2bj}, Y_{2bj}, Z_{2bj}\}$, 原点 O_{1bj} 、 O_{2bj} 分别与各自钢球质心重合, X_{1bj} 、 X_{2bj} 均与轴承组件坐标系 X 轴平行, Y_{1bj} 、 Y_{2bj} 分别由钢球球心引出过轴承中心并指向轴承的外部, Z_{1bj} 、 Z_{2bj} 分别沿轴承周向方向, 且钢球质心坐标系随各自钢球质心移动和转动。

1.2 保持架与轴承外圈引导挡边作用力

图2为控制力矩陀螺轴承组件结构图, 轴承组件两侧外圈和轮体通过上压盖和锁紧螺母连接(简称外圈轮体)组成1个整体以 ω_x 角速度绕着轴承组件中心轴线 X 轴旋转, 同时控制力矩陀螺随着外框架以 ω_g 角速度绕着轴承组件坐标 Y 轴作机动旋转。

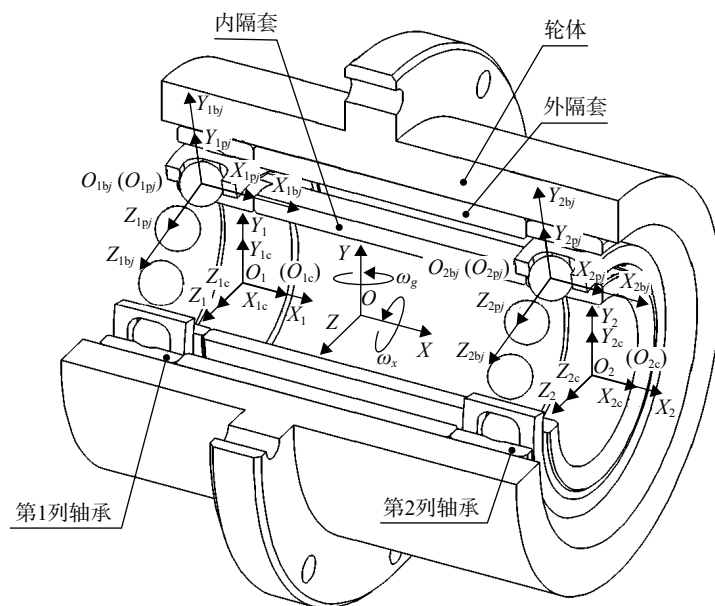


图1 控制力矩陀螺轴承组件系统坐标系

Fig. 1 Coordinate system of control moment gyro bearing assembly

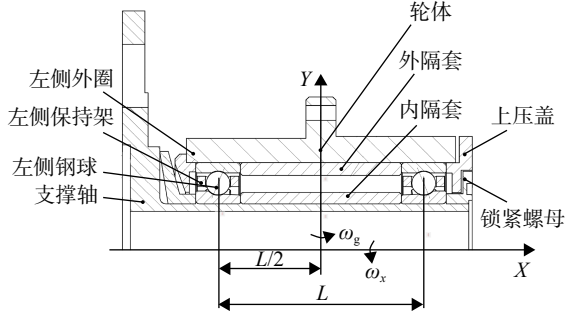


图 2 控制力矩陀螺轴承组件结构图

Fig. 2 Structure of control torque gyro bearing assembly

由于轴承组件在高速自转的同时又作机动公转运动,因此轴承组件将受到 1 个陀螺力矩的作用,轴承组件陀螺力矩为

$$\mathbf{M}_{cg} = J_z \boldsymbol{\omega}_x \times \boldsymbol{\omega}_g \quad (1)$$

另外,轴承保持架在高速自转同时也随轴承组件一起作机动公转,因此第 1 列轴承和第 2 列轴承的保持架陀螺力矩分别为

$$\mathbf{M}_{1cg} = J_{1cx} \boldsymbol{\omega}_{1cx} \times \boldsymbol{\omega}_g \quad (2)$$

$$\mathbf{M}_{2cg} = J_{2cx} \boldsymbol{\omega}_{2cx} \times \boldsymbol{\omega}_g \quad (3)$$

轴承组件和保持架所受的陀螺力矩分别引起轴承外圈轮体和保持架倾斜,如图 3 所示。轴承外圈轮体和保持架的倾斜严重时将会引起保持架外径表面与外圈引导挡边之间的碰摩,从而影响控制力矩陀螺的动态性能。设外圈轮体倾斜角为 θ_z ,对于第 1 列轴承,设保持架倾斜角为 θ_{1cz} 。

1.2.1 保持架外表面与外圈引导挡边之间间隙计算

$$\Delta C_{1chv} = \begin{cases} -C_{e1} \cos \psi_v + d_y \cos \psi_v - d_z \sin \psi_v & (U_{e1} \leq |x_h| \leq U_{e2}) \\ 0 & (U_{e1} > |x_h| \text{ 或 } |x_h| > U_{e2}) \end{cases} \quad (4)$$

式中

$$C_{e1} = \left(|x_h| + d_x - \frac{D_g}{2} \sin \theta_z \right) \tan \theta_z + \frac{D_g}{2} (1 - \cos \theta_z)$$

$$U_{e1} = \frac{L}{2} \cos \theta_z + \frac{D_g}{2} \sin \theta_z - \frac{B_e}{2} \cos \theta_z - d_x$$

$$\Delta C_{1chv} = \begin{cases} (C_{c1} + C_{c2} + C_{c3}) \cos \psi_v - d_{1cy} \cos \psi_v + d_{1cz} \sin \psi_v & (0.5L \leq |x_h| \leq U_{e2}) \\ -(C_{c1} + C_{c2} + C_{c3}) \cos \psi_v - d_{1cy} \cos \psi_v + d_{1cz} \sin \psi_v & (U_{c1} \leq |x_h| \leq 0.5L) \\ 0 & (U_{c1} > |x_h| \text{ 或 } |x_h| > U_{e2}) \end{cases} \quad (5)$$

式中

$$C_{c1} = \left(|x_h| - \frac{L}{2} - d_{1cx} \right) \tan \theta_{1cz};$$

$$C_{c2} = \frac{-D_{ce}}{2} \sin \theta_{1cz} \tan \theta_{1cz};$$

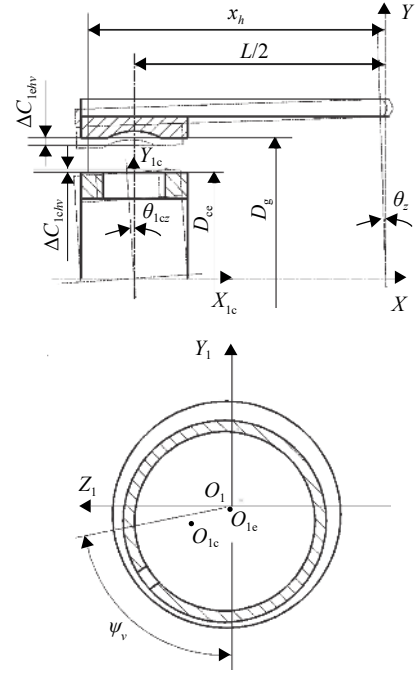


图 3 保持架与外圈引导挡边之间间隙

Fig. 3 Gap between cage and outer ring guide rib

图 3 中,设保持架原始引导游隙为 C_{10} ,外圈引导挡边直径为 D_g ,当控制力矩陀螺轴承组件工作时,保持架中心 O_{1c} 和外圈中心 O_{1e} 相对轴承坐标系 $(O_1; X_1, Y_1, Z_1)$ 圆心发生位置变化,这些变化将引起保持架与外圈引导挡边之间的间隙变化。对于 x_h 处的外圈切片,在圆周方向的任意方位角 ψ_v 处,由外圈挡边引起的保持架引导间隙变化量 ΔC_{1chv} 为

$$U_{e2} = \frac{L}{2} \cos \theta_z + \frac{D_g}{2} \sin \theta_z + \frac{B_e}{2} \cos \theta_z - d_x$$

对于图 3 中 x_h 处的保持架切片,在 ψ_v 位置处,由保持架引起的保持架引导间隙变化量 ΔC_{1chv} 为

$$C_{c3} = \frac{D_{ce}(1 - \cos \theta_{1cz})}{2};$$

$$U_{c1} = \frac{L}{2} + \frac{D_{ce}}{2} \sin \theta_{1cz} - \frac{B_c}{2} \cos \theta_{1cz} - d_{1cx};$$

$$U_{e2} = \frac{L}{2} + \frac{D_{ce}}{2} \sin \theta_{1cz} + \frac{B_c}{2} \cos \theta_{1cz} - d_{1cx}。$$

因此在 x_h 和 ψ_v 位置处的保持架与外圈引导挡边之间的间隙 C_{1hv} 为

$$C_{1hv} = C_{10} - \Delta C_{1chv} - \Delta C_{1ehv} \quad (6)$$

当 $C_{1hv} \geq 0$ 时, 保持架外表面与外圈引导挡边在此处不发生碰摩; 当 $C_{1hv} < 0$, 保持架外表面将与外圈引导挡边在此处发生碰摩, 此时 C_{1hv} 绝对值最大对应的圆周方位角设为 φ_{1c} 。

对于第2列轴承, 只要将式(4)中 C_{e1} 替换为 $-C_{e1}$; 式(5)中用 $-C_{c2}$ 替代 C_{c2} , $-C_{c3}$ 替代 C_{c3} , 再代入第2列保持架有关参数, 就可得到 C_{2hv} 和 φ_{2c} 值。

1.2.2 保持架外表面与外圈引导挡边之间的碰摩力计算

保持架与外圈引导挡边作用力计算可采用“切片法”^[19]进行计算, 即将保持架沿轴向方向等分切成 N_p 段切片(见图4), 每段切片长度 $W = B_c/N_p$, 利用赫兹接触理论可求出各段切片接触力, 所有切片接触力之和就是保持架与外圈引导挡边的作用力。

第 x_h 位置处的保持架切片与外圈引导挡边之间接触法向作用力 N_{1ch} 、摩擦力 F_{1ch} 分别为

$$N_{1ch} = \begin{cases} \sum_{v=0}^{2\pi} \frac{W}{A^{1.11} B_c^{0.11}} C_{1hv}^{1.11} & (C_{1hv} < 0) \\ 0 & (C_{1hv} \geq 0) \end{cases} \quad (7)$$

$$F_{1ch} = f_{c1} N_{1ch} \quad (8)$$

保持架与外圈引导挡边之间接触法向作用力 N_{1c} 、摩擦力 F_{1c} 分别为

$$N_{1c} = \sum_{h=1}^{N_p} N_{1ch} \quad (9)$$

$$F_{1c} = \sum_{h=1}^{N_p} F_{1ch} \quad (10)$$

式中 A 为常数, 其值为 $1.36\eta^{0.9}$ ^[19]; f_{c1} 取值为 0.06 ^[20]。

保持架外表面与外圈引导挡边发生碰摩时, 作用力 N_c 对保持架形成1个倾覆力矩, 其值为

$$M_{1cy} = \left(\sum_{h=1}^{N_p} N_{1ch} L_{1ch} \right) \sin \varphi_{1c} \quad (11)$$

$$M_{1cz} = \left(\sum_{h=1}^{N_p} N_{1ch} L_{1ch} \right) \cos \varphi_{1c} \quad (12)$$

式中 $L_{1ch} = |x_h| - \frac{L}{2} - \frac{D_{ce}}{2} \sin \theta_{1cz} - d_{1cx}$ 。

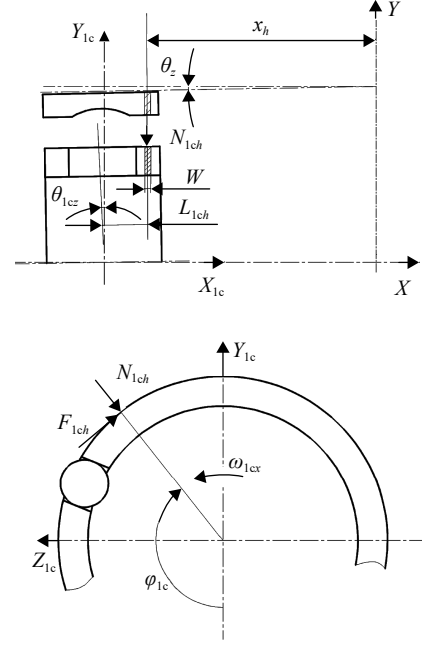


图4 切片位置与接触力

Fig. 4 slice position and contact force

同理可得第2列保持架外表面与外圈引导挡边之间的碰摩力, 其值为

$$N_{2ch} = \begin{cases} \sum_{v=0}^{2\pi} \frac{W}{A^{1.11} B_c^{0.11}} C_{2hv}^{1.11} & (C_{2hv} < 0) \\ 0 & (C_{2hv} \geq 0) \end{cases} \quad (13)$$

$$N_{2c} = \sum_{h=1}^{N_p} N_{2ch} \quad (14)$$

$$F_{2c} = \sum_{h=1}^{N_p} (f_{c1} N_{2ch}) \quad (15)$$

$$M_{2cy} = \left(\sum_{h=1}^{N_p} N_{2ch} L_{2ch} \right) \sin \varphi_{2c} \quad (16)$$

$$M_{2cz} = \left(\sum_{h=1}^{N_p} N_{2ch} L_{2ch} \right) \cos \varphi_{2c} \quad (17)$$

1.3 轴承动力学微分方程组

1.3.1 钢球动力学微分方程组

对于第1列轴承, 控制力矩陀螺角接触球轴承工作时, 第 j 个钢球在钢球坐标系下的受力情况如图5所示。

由图5的钢球受力分析, 可得第 j ($j = 1, 2, \dots, N_b$) 个钢球动力学方程为

$$\begin{cases}
m_b \ddot{x}_{1bj} = Q_{1ij} \sin \alpha_{1ij} + (T_{1\eta ij} - F_{1\eta ij}) \cos \alpha_{1ij} - Q_{1ej} \sin \alpha_{1ej} - (T_{1\eta ej} - F_{1\eta ej}) \cos \alpha_{1ej} + Q_{1caj} - P_{1s\eta cxj} - P_{1\eta cxj} \\
m_b \ddot{y}_{1bj} = Q_{1ij} \cos \alpha_{1ij} - (T_{1\eta ij} - F_{1\eta ij}) \sin \alpha_{1ij} - Q_{1ej} \cos \alpha_{1ej} + (T_{1\eta ej} - F_{1\eta ej}) \sin \alpha_{1ej} - \\
P_{1s\zeta cyj} - P_{1r\zeta cyj} + P_{1s\zeta ayj} + P_{1r\zeta ayj} + F_{1nj} \\
m_b \ddot{z}_{1bj} = -T_{1\zeta ij} + F_{1r\zeta ij} + T_{1\zeta ej} - F_{1r\zeta ej} + Q_{1ccj} + P_{1s\eta azj} + P_{1\eta azj} - F_{1\tau j} \\
J_{bx} \dot{\omega}_{1bxj} = \frac{D_w}{2} (T_{1\zeta ij} - F_{1r\zeta ij}) \cos \alpha_{1ij} + \frac{D_w}{2} (T_{1\zeta ej} - F_{1r\zeta ej}) \cos \alpha_{1ej} - \frac{D_w}{2} (P_{1s\zeta cyj} + P_{1r\zeta cyj}) \\
J_{by} \dot{\omega}_{1byj} = -\frac{D_w}{2} [(T_{1\zeta ij} - F_{1r\zeta ij}) \sin \alpha_{1ij} + (T_{1\zeta ej} - F_{1r\zeta ej}) \sin \alpha_{1ej} - P_{1s\eta cxj} - P_{1\eta cxj} - P_{1s\eta azj} - P_{1\eta azj}] + G_{1byj} \\
J_{bz} \dot{\omega}_{1bzj} = \frac{D_w}{2} (T_{1\eta ij} - F_{1\eta ij}) + \frac{D_w}{2} (T_{1\eta ej} - F_{1\eta ej}) - G_{1bzj} - \frac{D_w}{2} (P_{1s\zeta ayj} + P_{1r\zeta ayj})
\end{cases} \quad (18)$$

同理可得第 2 列轴承的钢球动力学方程组

$$\begin{cases}
m_b \ddot{x}_{2bj} = -Q_{2ij} \sin \alpha_{2ij} - (T_{2\eta ij} - F_{2\eta ij}) \cos \alpha_{2ij} + Q_{2ej} \sin \alpha_{2ej} + (T_{2\eta ej} - F_{2\eta ej}) \cos \alpha_{2ej} + Q_{2caj} + P_{2s\eta cxj} + P_{2\eta cxj} \\
m_b \ddot{y}_{2bj} = -Q_{2ij} \cos \alpha_{2ij} + (T_{2\eta ij} - F_{2\eta ij}) \sin \alpha_{2ij} - Q_{2ej} \cos \alpha_{2ej} + (T_{2\eta ej} - F_{2\eta ej}) \sin \alpha_{2ej} - \\
P_{2s\zeta cyj} - P_{2r\zeta cyj} - P_{2s\zeta ayj} - P_{2r\zeta ayj} + F_{2nj} \\
m_b \ddot{z}_{2bj} = -T_{2\zeta ij} + F_{2r\zeta ij} + T_{2\zeta ej} - F_{2r\zeta ej} + Q_{2ccj} - P_{2s\eta azj} - P_{2\eta azj} - F_{2\tau j} \\
J_{bx} \dot{\omega}_{2bxj} = \frac{D_w}{2} (T_{2\zeta ij} - F_{2r\zeta ij}) \cos \alpha_{2ij} + \frac{D_w}{2} (T_{2\zeta ej} - F_{2r\zeta ej}) \cos \alpha_{2ej} - \frac{D_w}{2} (P_{2s\zeta cyj} + P_{2r\zeta cyj}) \\
J_{by} \dot{\omega}_{2byj} = -\frac{D_w}{2} [(T_{2\zeta ij} - F_{2r\zeta ij}) \sin \alpha_{2ij} + (T_{2\zeta ej} - F_{2r\zeta ej}) \sin \alpha_{2ej} + P_{2s\eta azj} + P_{2\eta azj} + P_{2s\eta cxj} + P_{2\eta cxj}] - G_{2byj} \\
J_{bz} \dot{\omega}_{2bzj} = -\frac{D_w}{2} (T_{2\eta ij} - F_{2\eta ij}) - \frac{D_w}{2} (T_{2\eta ej} - F_{2\eta ej}) + G_{2bzj} + \frac{D_w}{2} (P_{2s\zeta ayj} + P_{2r\zeta ayj})
\end{cases} \quad (19)$$

1.3.2 保持架动力学微方程组

保持架受力情况如图 6 所示。由图 6 保持架受力分析, 可得保持架动力学方程组为

$$\begin{cases}
m_c \ddot{x}_{1c} = \sum_{j=1}^{N_b} (P_{1s\eta cxj} + P_{1\eta cxj} - Q_{1caj}) \\
m_c \ddot{y}_{1c} = \sum_{j=1}^{N_b} [Q_{1ccj} \sin \varphi_{1k1j} - (P_{1s\zeta cyj} + P_{1r\zeta cyj}) \cos \varphi_{1k1j} + (P_{1s\zeta ayj} + P_{1r\zeta ayj}) \cos \varphi_{bj} + (P_{1s\eta azj} + P_{1\eta azj}) \sin \varphi_{bj}] - \\
G_{cage} + N_{1c} \cos \varphi_{1c} + F_{1c} \sin \varphi_{1c} \\
m_c \ddot{z}_{1c} = \sum_{j=1}^{N_b} [Q_{1ccj} \cos \varphi_{1k1j} + (P_{1s\zeta cyj} + P_{1r\zeta cyj}) \sin \varphi_{1k1j} - (P_{1s\zeta ayj} + P_{1r\zeta ayj}) \sin \varphi_{bj} + (P_{1s\eta azj} + P_{1\eta azj}) \cos \varphi_{bj}] - \\
N_{1c} \sin \varphi_{1c} + F_{1c} \cos \varphi_{1c} \\
J_{cx} \ddot{\theta}_{1cx} = \sum_{j=1}^{N_b} \left[\frac{D_w}{2} (P_{1s\zeta cyj} + P_{1r\zeta cyj}) - \frac{D_{cm}}{2} (Q_{1ccj} + P_{1s\eta azj} + P_{1\eta azj}) \right] - \frac{D_{ce}}{2} F_{1c} \\
J_{cy} \ddot{\theta}_{1cy} = \sum_{j=1}^{N_b} \left[\frac{D_w}{2} (P_{1s\eta azj} + P_{1\eta azj}) \cos \varphi_{bj} - \frac{D_w}{2} (P_{1s\zeta ayj} + P_{1r\zeta ayj}) \sin \varphi_{bj} - \frac{D_{cm}}{2} Q_{1caj} \sin \varphi_{bj} + \right. \\
\left. \frac{D_{cm}}{2} (P_{1s\eta cxj} + P_{1\eta cxj}) \sin \varphi_{1k1j} \right] - M_{1cy} \\
J_{cz} \ddot{\theta}_{1cz} = \sum_{j=1}^{N_b} \left[\frac{D_w}{2} (P_{1s\eta azj} + P_{1\eta azj}) \sin \varphi_{bj} - \frac{D_w}{2} (P_{1s\zeta ayj} + P_{1r\zeta ayj}) \cos \varphi_{bj} - \frac{D_{cm}}{2} Q_{1caj} \cos \varphi_{bj} + \right. \\
\left. \frac{D_{cm}}{2} (P_{1s\eta cxj} + P_{1\eta cxj}) \cos \varphi_{1k1j} \right] + M_{1cg} - M_{1cz}
\end{cases} \quad (20)$$

式中 φ_{bj} 为钢球方位角; $\varphi_{1k1j} = \varphi_{bj} \pm \theta_k/2$ (保持架推钢球时取正号, 钢球推保持架取负号), $\theta_k =$

$$2 \arcsin (D_{ck}/D_{ce})。$$

同理可得第2列轴承的保持架动力学方程组。

$$\left\{ \begin{aligned} m_c \ddot{x}_{2c} &= \sum_{j=1}^{N_b} (P_{2s\eta c x j} + P_{2r\eta c x j} - Q_{2ca j}) \\ m_c \ddot{y}_{2c} &= \sum_{j=1}^{N_b} [-(P_{2s\xi c y j} + P_{2r\xi c y j}) \cos \varphi_{2k1j} + Q_{2ccj} \sin \varphi_{2k1j} + (P_{2s\xi a y j} + P_{2r\xi a y j}) \cos \varphi_{bj} + (P_{2s\eta a z j} + P_{2r\eta a z j}) \sin \varphi_{bj}] - \\ &\quad G_{cage} + N_{2c} \cos \varphi_{2c} + F_{2c} \sin \varphi_{2c} \\ m_c \ddot{z}_{2c} &= \sum_{j=1}^{N_b} [(P_{2s\xi c y j} + P_{2r\xi c y j}) \sin \varphi_{2k1j} + Q_{2ccj} \cos \varphi_{2k1j} - (P_{2s\xi a y j} + P_{2r\xi a y j}) \sin \varphi_{bj} + (P_{2s\eta a z j} + P_{2r\eta a z j}) \cos \varphi_{bj}] - \\ &\quad N_{2c} \sin \varphi_{2c} + F_{2c} \cos \varphi_{2c} \\ J_{cx} \dot{\omega}_{2cx} &= \sum_{j=1}^{N_b} \left[\frac{D_w}{2} (P_{2s\xi c y j} + P_{2r\xi c y j}) - \frac{D_{cm}}{2} (Q_{2ccj} + P_{2s\eta a z j} + P_{2r\eta a z j}) \right] - \frac{D_{ce}}{2} F_{2c} \\ J_{cy} \ddot{\theta}_{2cy} &= \sum_{j=1}^{N_b} \left[\frac{D_w}{2} (P_{2s\eta a z j} + P_{2r\eta a z j}) \cos \varphi_{bj} - \frac{D_w}{2} (P_{2s\xi a y j} + P_{2r\xi a y j}) \sin \varphi_{bj} - \frac{D_{cm}}{2} Q_{2caj} \sin \varphi_{bj} + \right. \\ &\quad \left. \frac{D_{cm}}{2} (P_{2s\eta c x j} + P_{2r\eta c x j}) \sin \varphi_{2k1j} \right] - M_{2cy} \\ J_{cz} \ddot{\theta}_{2cz} &= \sum_{j=1}^{N_b} \left[\frac{D_w}{2} (P_{2s\eta a z j} + P_{2r\eta a z j}) \sin \varphi_{bj} - \frac{D_w}{2} (P_{2s\xi a y j} + P_{2r\xi a y j}) \cos \varphi_{bj} - \frac{D_{cm}}{2} Q_{2caj} \cos \varphi_{bj} + \right. \\ &\quad \left. \frac{D_{cm}}{2} (P_{2s\eta c x j} + P_{2r\eta c x j}) \cos \varphi_{2k1j} \right] + M_{2cg} - M_{2cz} \end{aligned} \right. \quad (21)$$

1.3.3 轴承组件外圈轮体动力学微分方程组

轴承组件外圈轮体动力学方程为

$$\left\{ \begin{aligned} m \ddot{x} &= \sum_{j=1}^{N_b} [Q_{1ej} \sin \alpha_{1ej} + (T_{1\eta ej} - F_{1r\eta ej}) \cos \alpha_{1ej}] - \sum_{j=1}^{N_b} [Q_{2ej} \sin \alpha_{2ej} + (T_{2\eta ej} - F_{2r\eta ej}) \cos \alpha_{2ej}] \\ m \ddot{y} &= \sum_{j=1}^{N_b} [-Q_{1ej} \cos \alpha_{1ej} + (T_{1\eta ej} - F_{1r\eta ej}) \sin \alpha_{1ej}] \cos \varphi_{1bj} + \\ &\quad \sum_{j=1}^{N_b} [-Q_{2ej} \cos \alpha_{2ej} + (T_{2\eta ej} - F_{2r\eta ej}) \sin \alpha_{2ej}] \cos \varphi_{2bj} - mg \\ m \ddot{z} &= \sum_{j=1}^{N_b} [Q_{1ej} \cos \alpha_{1ej} - (T_{1\eta ej} - F_{1r\eta ej}) \sin \alpha_{1ej}] \sin \varphi_{1bj} + \\ &\quad \sum_{j=1}^{N_b} [Q_{2ej} \cos \alpha_{2ej} - (T_{2\eta ej} - F_{2r\eta ej}) \sin \alpha_{2ej}] \sin \varphi_{2bj} \\ J_y \ddot{\theta}_y &= - \sum_{j=1}^{N_b} \left(\frac{L}{2} - \frac{D_w}{2} \sin \alpha_{1ej} \right) [Q_{1ej} \cos \alpha_{1ej} + (T_{1\eta ej} - F_{1r\eta ej}) \sin \alpha_{1ej}] \sin \varphi_{1bj} + \\ &\quad \sum_{j=1}^{N_b} \left(\frac{L}{2} - \frac{D_w}{2} \sin \alpha_{2ej} \right) [Q_{2ej} \cos \alpha_{2ej} + (T_{2\eta ej} - F_{2r\eta ej}) \sin \alpha_{2ej}] \sin \varphi_{2bj} \\ J_z \ddot{\theta}_z &= \sum_{j=1}^{N_b} \left(\frac{L}{2} - \frac{D_w}{2} \sin \alpha_{2ej} \right) [Q_{2ej} \cos \alpha_{2ej} + (T_{2\eta ej} - F_{2r\eta ej}) \sin \alpha_{2ej}] \cos \varphi_{2bj} - \\ &\quad \sum_{j=1}^{N_b} \left(\frac{L}{2} - \frac{D_w}{2} \sin \alpha_{1ej} \right) [Q_{1ej} \cos \alpha_{1ej} + (T_{1\eta ej} - F_{1r\eta ej}) \sin \alpha_{1ej}] \cos \varphi_{1bj} + M_{eg} \end{aligned} \right. \quad (22)$$

1) 钢球与滚道间的弹性滞后引起的摩擦力矩

$$M_{qr} = \frac{1}{\omega_x} \left(\sum_{j=1}^{N_b} E_{ij} + \sum_{j=1}^{N_b} E_{ej} \right) \quad (25)$$

式中 $E_{i(e)j} = \frac{1.5\beta\Gamma_{i(e)}}{2\pi} |\omega_x - \omega_{qc}| R_{qi(e)j} \times \left(\frac{\pi \sum \rho_j}{2\xi_{i(e)}} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{1.5}{k_{i(e)j}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{1-\varepsilon_1^2}{E_1} + \frac{1-\varepsilon_2^2}{E_2} \right)^{\frac{1}{3}} Q_{qi(e)j}^{\frac{4}{3}}$, 其中 $k_{i(e)j} = a_{qi(e)j}/b_{qi(e)j}$; 对钢 β 值取 0.01。

2) 钢球与滚道间的差动滑动引起的摩擦力矩

$$M_{qd} = \frac{1}{\omega_x} \left(\sum_{j=1}^{N_b} E_{dj} + \sum_{j=1}^{N_b} E_{dej} \right) \quad (26)$$

式中 $E_{di(e)j} = \iint_Q \frac{1.5\nu\eta\xi\mu_d Q_{qi(e)j}}{\pi a_{qi(e)j} b_{qi(e)j}} \left[1 - \left(\frac{\eta}{a_{qi(e)j}} \right)^2 - \left(\frac{\xi}{b_{qi(e)j}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} d\eta d\xi$, 对于轴承贫油润滑, μ_d 值可取 0.06。

3) 钢球在滚道上自旋滑动引起的摩擦力矩

$$M_{qs} = \frac{1}{\omega_x} \left(\sum_{j=1}^{N_b} E_{sj} + \sum_{j=1}^{N_b} E_{sej} \right) \quad (27)$$

式中 $E_{si(e)j} = \frac{3Q_{qi(e)j}\omega_{qi(e)j}a_{qi(e)j}}{8} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \mu_s \left\{ 1 - \left[1 - (a_{qi(e)j}/b_{qi(e)j})^2 \sin^2 \theta \right] \right\}^{\frac{1}{2}} d\theta$, 式中 μ_s 值取 0.06。

4) 钢球与保持架间摩擦引起的摩擦力矩

$$M_{qc} = \frac{1}{\omega_x} \left(\sum_{j=1}^{N_b} E_{sj} + \sum_{j=1}^{N_b} E_{rj} \right) \quad (28)$$

6) 轴承摩擦力矩

$$M_q = M_{qr} + M_{qd} + M_{qs} + M_{qc} + M_{qo} \quad (q=1, 2) \quad (30)$$

7) 轴承组件摩擦力矩

$$M = M_1 + M_2 \quad (31)$$

式中

$$E_{sj} = 0.5D_w (P_{qs\xi\eta\gamma j} \omega_{qbxj} + P_{qs\xi\eta\gamma j} \omega_{qbxj}) +$$

$$0.5D_w \omega_{qbyj} (P_{qs\eta\gamma xj} + P_{qs\eta\gamma xj})$$

$$E_{rj} = 0.5\beta D_w (P_{qr\xi\eta\gamma j} \omega_{qbxj} + P_{qr\xi\eta\gamma j} \omega_{qbxj}) +$$

$$0.5\beta D_w \omega_{qbyj} (P_{qr\eta\gamma xj} + P_{qr\eta\gamma xj})$$

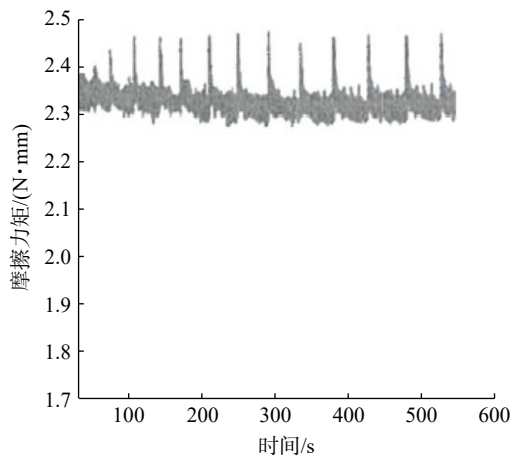
5) 保持架与外圈挡边摩擦引起的摩擦力矩

$$M_{qo} = \frac{1}{\omega_x} \left[\omega_{qxc} \left(F_{qc} \frac{D_c}{2} \right) \right] \quad (29)$$

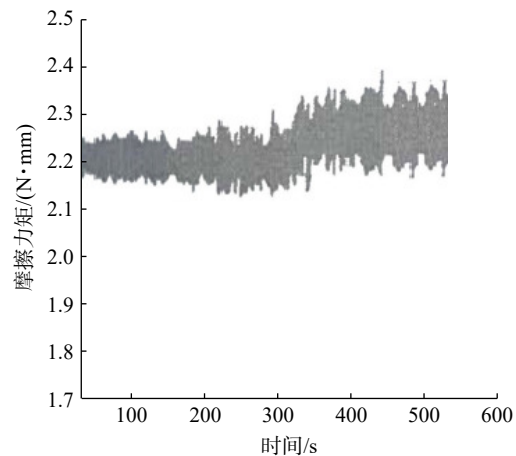
3 机理分析与改进方案

某控制力矩陀螺在地面台架试验过程中, 有部分轴承组件摩擦力矩常出现如图 7(a) 所示的毛刺式、趋势式、鱼骨式异常波动现象^[21], 经拆解轴承组件, 发现这些轴承保持架外径表面一端出现明显的划痕, 如图 7(b) 所示。

该控制力矩陀螺角接触球轴承主要参数见表 1。



(a) 毛刺式



(b) 趋势式

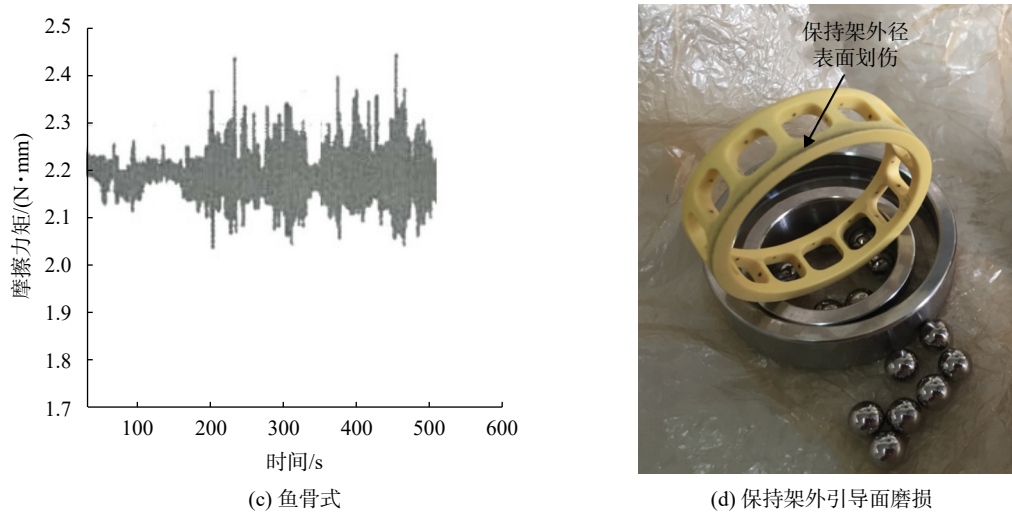


图 7 某控制力矩陀螺失效模式
Fig. 7 Failure mode of control moment gyro

表 1 某控制力矩陀螺角接触球轴承主要参数
Table 1 Main parameters of control moment gyro angular contact ball bearing

参数	数值
轴承内径/mm	24
轴承外径/mm	49
轴承宽度/mm	15
钢球个数	14
钢球直径/mm	6.35
外圈挡边直径/mm	40.15
内沟曲率半径/mm	3.40
外沟曲率半径/mm	3.52
保持架外径/mm	39.65
保持架兜孔直径/mm	6.68
外沟底直径/mm	43.471
内沟底直径/mm	30.726
接触角/(°)	17
外圈转速/(r/min)	6 000
外框架机动速度/((°)/s)	60
预紧力/N	120

3.1 轴承组件摩擦力矩异常波动分析

图 8 为控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩仿真结果,其中图 8(a)为控制力矩陀螺轴承组件地面台架试验(考虑重力)情况下轴承摩擦力矩理论分析值,图 8(b)为考虑控制力矩陀螺轴承组件在太

空环境工作时(失重状态下,即不考虑保持架重力影响)轴承组件摩擦力矩理论分析值。由图 8(a)分析可知:控制力矩陀螺轴承组件在地面试验时,保持架外端面与外圈引导挡边之间不时发生碰摩导致轴承组件摩擦力矩呈现毛刺式,并引发了钢球与保持架摩擦力矩呈趋势式上升,轴承总摩擦力矩异常增大。从图 8(b)可知:当控制力矩陀螺在太空中工作时,因轴承处于失重状态,保持架与外圈引导挡边之间碰摩现象明显减小,但总摩擦力矩波动仍由钢球和保持架兜孔碰摩以及保持架外端面与引导挡边碰摩引起,且保持架外端面与引导挡边碰摩引起的摩擦力矩波动远大于钢球与保持架兜孔间的摩擦力矩波动。由此可知:保持架外端面与外圈引导挡边之间的碰摩是导致轴承组件摩擦力矩异常波动的主因。

3.2 改进方案

针对部分控制力矩陀螺轴承组件失效现象,推测轴承组件摩擦力矩异常波动可能与轴承外圈和保持架的倾斜以及轴承加工误差有关。为彻底解决轴承失效问题,本文在计入轴承外圈和保持架的倾斜基础上,对轴承零件加工误差与轴承组件摩擦力矩的关系进行分析,分析引起轴承组件保持架外径表面与轴承外圈引导挡边间碰摩的诱因,并在现有的控制力矩陀螺轴承组件的轴承零件结构设计和加工工艺条件下寻找合理的解决措施,从而消除本控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩异常波动现象,并节省本型号控制力矩轴承组件的轴承研发成本。

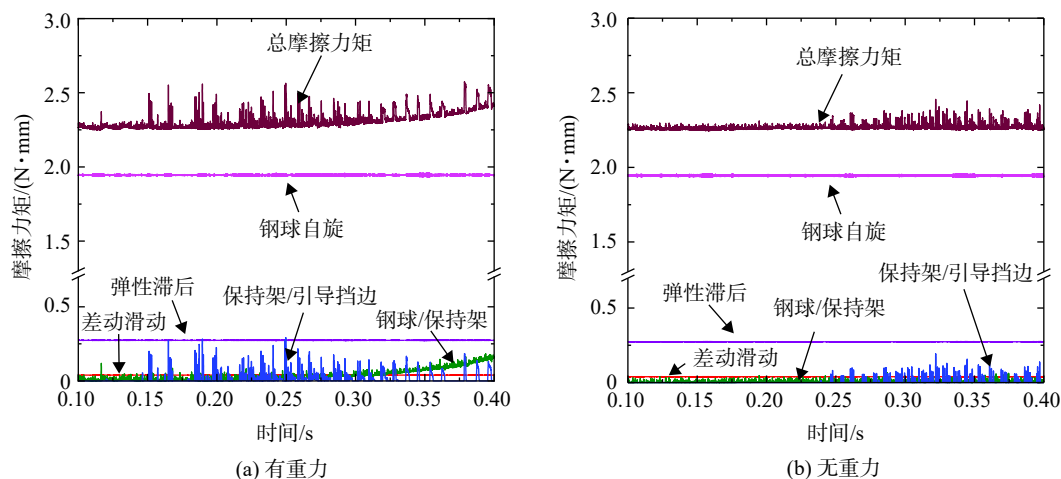


图8 轴承组件摩擦力矩波动特性

Fig. 8 Characteristics of friction torque fluctuations of bearing assembly

3.2.1 保持架加工误差参数对控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩影响分析

在保持架外径和外圈引导挡边的加工范围内,适当增大引导间隙,以消除保持架与套圈引导挡边碰摩。对于本轴承,轴承外圈引导挡边存在 $+0.05\text{ mm}$ 的上偏差以及保持架外径存在 -0.05 mm 的下偏差。图9为保持架引导间隙分别为 0.275 mm 和 0.30 mm 的轴承组件摩擦力矩图。在保持架引导间隙调整范围内,由保持架引导间隙大小对轴承组件摩擦力矩影响分析可知:随着保持架引导间隙的增大,保持架与套圈引导挡边间的摩擦力矩虽有减小但仍存在碰摩行为,轴承组件摩擦力矩呈现毛刺式和趋势式异常波动,因此通过增大保持架引导间隙,无法消除控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩异常波动现象。

在适当调整保持架引导间隙无法解决的情况

下,对保持架兜孔间隙进行分析。本文分析的轴承保持架兜孔直径存在 $+0.04\text{ mm}$ 的加工上偏差。图10为保持架兜孔间隙分别为 0.175 mm 和 0.185 mm 的轴承组件摩擦力矩图。在保持架兜孔间隙调整范围内,由兜孔间隙大小对轴承组件摩擦力矩影响分析可知:随着保持架兜孔间隙的增大,钢球与保持架之间的摩擦力矩下降,但都存在保持架与外圈引导挡边之间碰摩行为,轴承组件摩擦力矩呈现毛刺式异常波动。因此适当调整保持架兜孔间隙也无法消除轴承组件摩擦力矩异常波动现象。

3.2.2 预紧力加载误差对控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩影响分析

轴承预紧力大小直接影响控制力矩陀螺轴承组件的动态性能,鉴于控制力矩陀螺装配过程中轴承组件预紧力精确加载技术的欠缺,目前控制

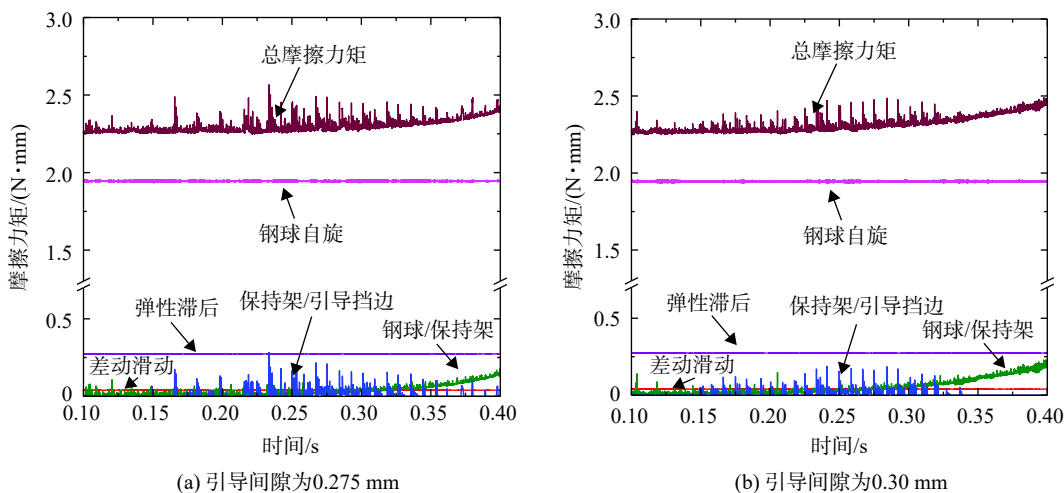
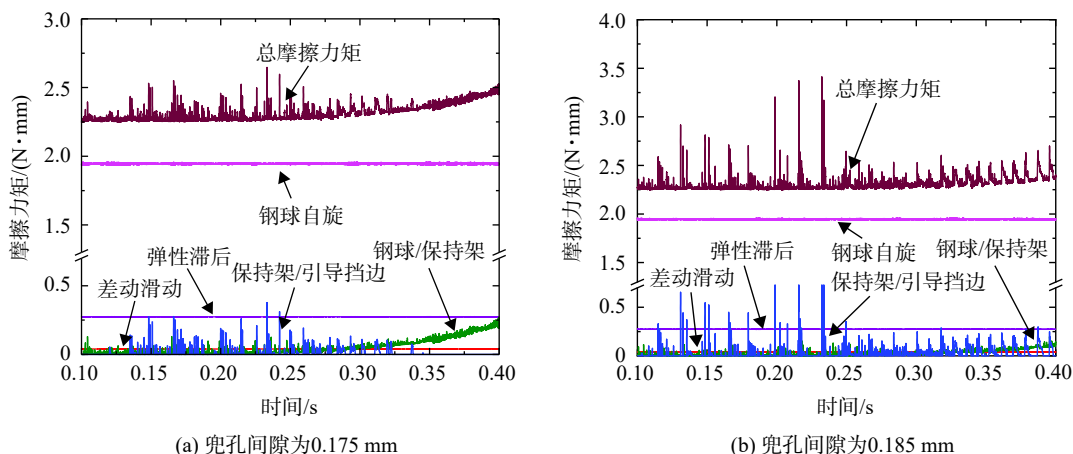


图9 保持架引导间隙参数对轴承组件摩擦力矩的影响

Fig. 9 Influence of the guide gap parameters of the cage on the friction moment of the bearing assembly



(a) 兜孔间隙为0.175 mm

(b) 兜孔间隙为0.185 mm

图 10 保持架兜孔间隙对轴承组件摩擦力矩的影响

Fig. 10 Influence of the pocket gap of the cage on the friction moment of the bearing assembly

力矩陀螺轴承组件预紧力一般都是采用一个合理的加载范围。对于本文分析的控制力矩陀螺轴承组件,轴承预紧力加载精度要求在 (120 ± 10) N 范围内,图 11 为轴承预紧力 110 N 和 130 N 的轴承组件摩擦力矩图。根据轴承预紧力对轴承组件摩擦力矩影响分析可知:随着轴承预紧力增大,钢球与保持架间的摩擦力矩波动减小并趋于平稳,但保持架与外圈引导挡边间仍存在碰摩行为。另外随着预紧力的增大平均总摩擦力矩也随之增大,轴承组件摩擦力矩呈现毛刺式异常波动。因此提高轴承预紧力加载精度也无法消除控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩异常波动现象。

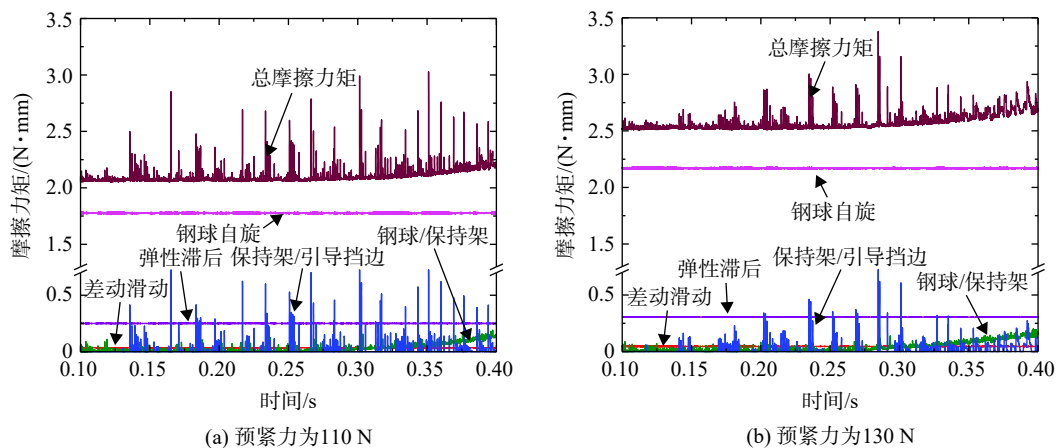
3.2.3 内外沟曲率半径加工误差参数对控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩影响分析

考虑到内、外沟曲率半径在加工中均存在 $+0.03$ 的上偏差,内、外沟曲率半径变化直接影响着轴承动态特性。图 12 为轴承内沟曲率半径 3.41 mm 和 3.43 mm、外沟曲率半径 3.53 mm 和

3.55 mm 的轴承组件摩擦力矩图。根据内沟曲率半径对轴承组件摩擦力矩影响分析可知:在内沟曲率半径加工精度范围内,内沟曲率半径变化对降低轴承组件摩擦力矩波动性并无显著影响,也无法消除保持架与外圈引导挡边间的碰摩行为。另外,由外沟曲率半径对轴承组件摩擦力矩的影响分析可知:在外沟曲率半径加工精度范围内,随着外沟曲率半径的增大,轴承组件摩擦力矩波动性逐步降低,但同时轴承组件的平均摩擦力矩也逐步上升,且仍无法消除保持架与外圈引导挡边间的碰摩行为。

3.2.4 轴承原始径向游隙对控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩影响分析

本控制力矩陀螺轴承组件使用的轴承内、外套圈滚道沟底直径存在 ± 0.015 mm 的加工极限偏差,因此在内外圈合套装配时,轴承径向游隙存在 0.06 mm 的调整范围。根据轴承内外套圈滚道沟底直径加工精度,在钢球规格不变的情况下,



(a) 预紧力为110 N

(b) 预紧力为130 N

图 11 预紧力对轴承组件摩擦力矩的影响

Fig. 11 Influence of preload on friction torque of bearing assembly

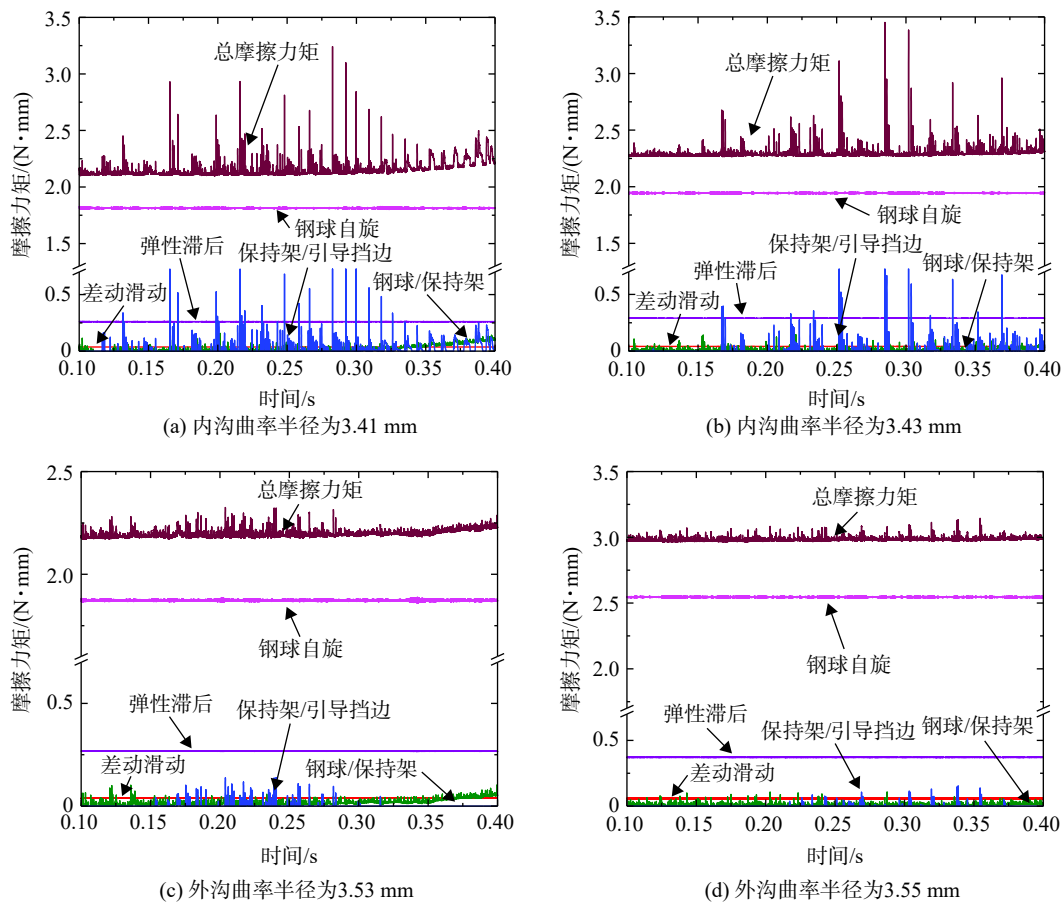
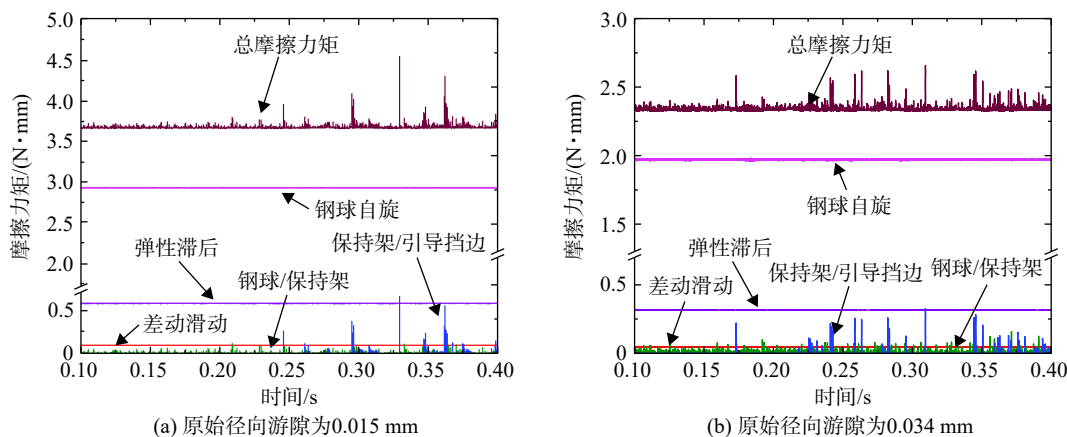


图 12 滚道沟曲率半径对轴承组件摩擦力矩的影响

Fig. 12 Influence of raceway curvature radius on friction torque of bearing assembly

轴承原始径向游隙可在 0.015~0.075 mm 范围内选取, 对应的轴承原始接触角为 $10^{\circ}\sim 22^{\circ}$, 图 13 为轴承原始径向游隙与轴承组件摩擦力矩的关系图。由轴承原始径向游隙为 0.015~0.034 mm 的轴承组件摩擦力矩特性分析可知: 轴承组件摩擦力矩呈现毛刺式波动, 且保持架与套圈引导挡边间均存在碰摩行为。由轴承原始径向游隙为 0.035~0.039 mm 的轴承组件摩擦力矩特性分析可知: 保持架与外圈引导挡边之间不再发生碰摩现象, 控

制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩也无异常波动, 这时轴承组件摩擦力矩波动值范围为 5.129%~8.157%, 忽视保持架重力影响的控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩波动值范围为 2.757%~4.792%。由轴承原始径向游隙为 0.040~0.075 mm 的轴承组件摩擦力矩特性分析可知: 随着原始径向游隙增大, 轴承组件摩擦力矩由毛刺式波动向鱼骨式波动转变, 保持架与外圈引导挡边之间再次发生碰摩行为。



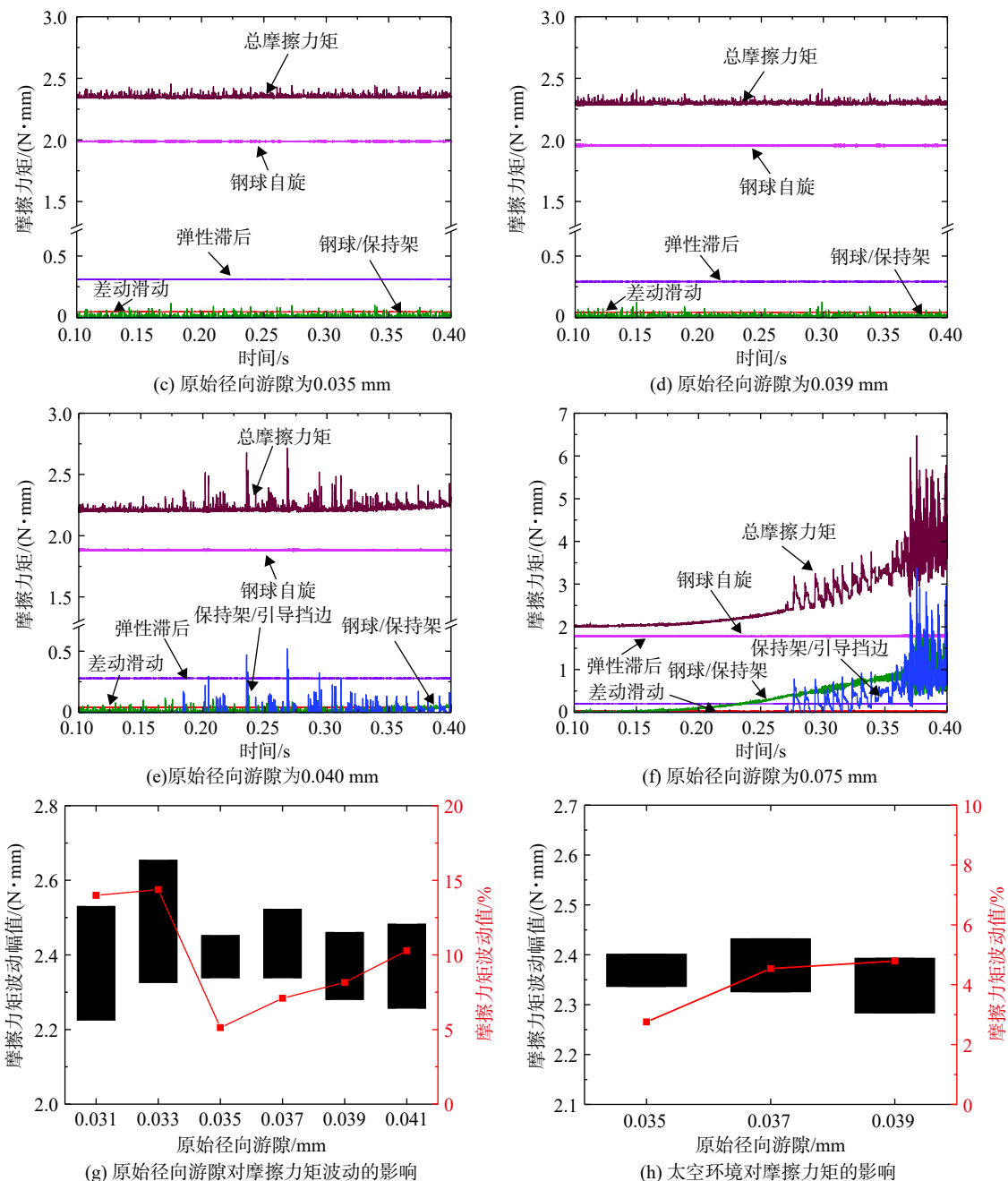


图 13 轴承原始径向游隙对轴承组件摩擦力矩的影响

Fig. 13 Influence of the original radial clearance of the bearing on the friction moment of the bearing assembly

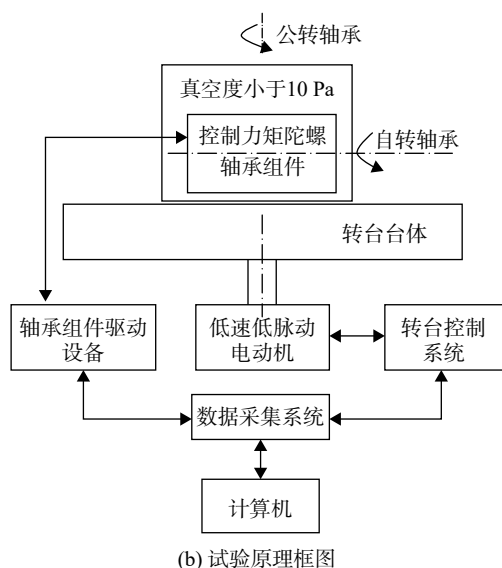
4 试验验证

轴承原始径向游隙合理选取后的控制力矩陀螺轴承组件在如图 14(a) 中所示的公-自转试验台上进行台架试验。图 14(b) 为试验原理框图, 轴承组件安装在环境真空度小于 10 Pa 的密封罩中, 通过电动机驱动设备和转台控制系统, 使轴承组件在自转轴线与公转轴线垂直的工况下运转, 数据采集系统对轴承组件运转电流、转速、温度等参数进行实时监测, 输入计算机系统数据进行数据处

理, 可求得轴承组件的摩擦力矩值。试验结果表明: 经过改进后的控制力矩陀螺轴承组件进行跑合测试时, 轴承组件摩擦力矩再无明显的波动现象, 且多个试验件试验后分解检查, 未发现保持架外表面有划痕。图 15 为某套原始径向游隙为 0.037 mm 的轴承组件摩擦力矩试验值。图 16 为对应的试验后拆解保持架外观图, 保持架外观表面并无划痕, 从而验证了本控制力矩陀螺轴承组件轴承改进方案的可行性。



(a) 试验现场图



(b) 试验原理框图

图 14 公-自转轴承组件摩擦力矩试验台

Fig. 14 Friction torque test bench for revolution-rotation bearing assembly

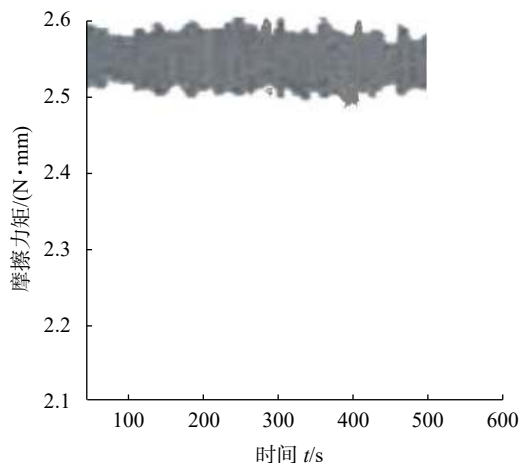


图 15 轴承组件摩擦力矩

Fig. 15 Friction torque of bearing assembly



图 16 保持架表面外观

Fig. 16 Surface appearance of cage

5 结 论

1) 对于本文研究的控制力矩陀螺轴承组件, 保持架外径表面与套圈引导挡边间的碰摩以及钢球与保持架兜孔间的碰摩是引起轴承组件摩擦力矩异常波动的主要因素。当轴承原始径向游隙在 $0.015 \sim 0.034 \text{ mm}$ 之内, 轴承组件摩擦力矩呈现较大的毛刺式异常波动; 当轴承原始径向游隙大于 0.040 mm 以后, 随着原始径向游隙的增大, 轴承组件摩擦力矩由毛刺式波动向鱼骨式波动转变。

2) 针对本控制力矩陀螺轴承组件, 在不改变轴承套圈和保持架的结构参数和加工工艺条件下, 通过优选内、外套圈之间的合套参数来选取合理的轴承原始径向游隙, 使得轴承原始径向游隙范围控制在 $0.035 \sim 0.039 \text{ mm}$ 之内(对应的角接触球轴承原始接触角范围为 $15^\circ \sim 16^\circ$), 就可以消除保持架外径表面与轴承外圈引导挡边之间的碰摩行为。

3) 改进后的控制力矩陀螺轴承组件的摩擦力矩波动值范围为 $5.129\% \sim 8.157\%$ 。在忽视保持架重力的太空环境下, 轴承组件的摩擦力矩波动值范围为 $2.757\% \sim 4.792\%$, 满足该控制力矩陀螺轴承组件的摩擦力矩波动值不超过 10% 的技术要求。

参考文献:

- [1] 苏抗, 周建江. 微小卫星低可观测外形飞行姿态规划[J]. 航空学报, 2011, 32(4): 720-728.
SU Kang, ZHOU Jianjiang. Flight attitude planning for low observable micro satellite shields[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2011, 32(4): 720-728. (in Chinese)
- [2] AGHALARI A, SHAHRAVI M. Nonlinear electromechanical

- modelling and dynamical behavior analysis of a satellite reaction wheel[J]. *Acta Astronautica*, 2017, 141(12): 143-157.
- [3] 郭延宁, 李传江, 张永合, 等. 采用框架角受限控制力矩陀螺的航天器姿态机动控制[J]. *航空学报*, 2011, 32(7): 1231-1239. GUO Yanning, LI Chuanjiang, ZHANG Yonghe, et al. Attitude maneuver control of spacecraft using gimbal angle limited control moment gyroscope[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2011, 32(7): 1231-1239. (in Chinese)
- [4] PALMGREN A. Ball and roller bearing engineering[M]. 3rd ed. Philadelphia, US: Svenska Kullaerabriken (SKF) Industries Incorporation, 1946.
- [5] BLAN M R D, STAMATE V C, HOUPERT L, et al. The influence of the lubricant viscosity on the rolling friction torque[J]. *Tribology International*, 2014, 72(4): 1-12.
- [6] POPESCU A, NAZARE M, OLARU D. Friction torque in a modified angular contact ball bearing operating at low axial loads[C]// 8th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering. Iasi, Romania: Iop Publishing Limited, 2018: 1-7.
- [7] POPESCU A, HOUPERT L, OLARU D N. Four approaches for calculating power losses in an angular contact ball bearing[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2020, 144(2): 1-20.
- [8] 邓四二, 李兴林, 汪久根, 等. 角接触球轴承摩擦力矩特性研究[J]. *机械工程学报*, 2011, 47(5): 114-120. DENG Sier, LI Xinglin, WANG Jiugen, et al. Frictional torque characteristic of angular contact ball bearings[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(5): 114-120. (in Chinese)
- [9] KWAK W, LEE J, LEE Y. Theoretical and experimental approach to ball bearing frictional characteristics compared with cryogenic friction model and dry friction model[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 124(10): 424-438.
- [10] 崔宇飞, 邓四二, 邓凯文, 等. 控制力矩陀螺轴承组件摩擦力矩特性研究[J]. *空间控制技术与应用*, 2020, 46(5): 73-80. CUI Yufei, DENG Sier, DENG Kaiwen, et al. Friction torque characteristics of control moment gyros bearing unit[J]. *Aerospace Control and Application*, 2020, 46(5): 73-80. (in Chinese)
- [11] 张涛, 陈晓阳, 顾家铭, 等. 高速角接触球轴承保持架稳定性研究进展[J]. *航空学报*, 2018, 39(7): 32-44. ZHANG Tao, CHEN Xiaoyang, GU Jiaming, et al. Progress of research on cage stability of high-speed angular contact ball bearing[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2018, 39(7): 32-44. (in Chinese)
- [12] GUPTA P K. Frictional instabilities in ball bearings[J]. *Tribology Transactions*, 1988, 31(2): 258-268.
- [13] KANNEL J W, BUPARA S S. A simplified model of cage motion in angular contact bearings operating in the EHD lubrication regime[J]. *Journal of Comparative Physiology*, 1978, 100(3): 395-403.
- [14] HAN Q, WEN B, WANG M, et al. Investigation of cage motions affected by its unbalance in a ball bearing[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 2018, 232(2): 169-182.
- [15] 温保岗, 韩清凯, 乔留春, 等. 保持架间隙对角接触球轴承保持架磨损的影响研究[J]. *振动与冲击*, 2018, 37(23): 9-14. WEN Baogang, HAN Qingkai, QIAO Liuchun, et al. Effects of cage clearance on its wear in an angular contact ball bearing[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2018, 37(23): 9-14. (in Chinese)
- [16] 徐俊, 杨雷, 李娟, 等. 保持架兜孔形状对高速球轴承动态摩擦力矩的影响[J]. *轴承*, 2015(7): 34-36. XU Jun, YANG Lei, LI Juan, et al. Effect of cage pocket geometry on dynamic friction torque of high speed ball bearings[J]. *Bearing*, 2015(7): 34-36. (in Chinese)
- [17] 邓四二, 华显伟, 张文虎. 陀螺角接触球轴承摩擦力矩波动性分析[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(7): 186-197. DENG Sier, HUA Xianwei, ZHANG Wenhui. Analysis on friction torque fluctuation of angular contact ball bearing in gyro motor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2018, 33(7): 186-197. (in Chinese)
- [18] 张迪, 王超, 卿涛, 等. 空间用多孔聚合物轴承保持架材料研究进展[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(9): 17-26. ZHANG Di, WANG Chao, QING Tao, et al. Research progress of porous polymer bearing retainer materials used in aerospace[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(9): 17-26. (in Chinese)
- [19] 邓四二. 角接触球轴承摩擦力矩特性研究[D]. 辽宁 大连: 大连理工大学, 2008. DENG Sier. Study on friction torque characteristic of angular contact ball bearings[D]. Dalian Liaoning: Dalian University of Technology, 2008. (in Chinese)
- [20] 闫普选, 朱鹏, 黄丽坚, 等. 聚酰亚胺多孔含油材料的摩擦磨损性能研究[J]. *摩擦学报*, 2008, 28(3): 272-276. YAN Puxuan, ZHU Peng, HUANG Lijian, et al. Study on tribological properties of porous polyimide containing lubricants[J]. *Tribology*, 2008, 28(3): 272-276. (in Chinese)
- [21] SATHYAN K, GOPINATH K, LEE S H, et al. Bearing retainer designs and retainer instability failures in spacecraft moving mechanical systems[J]. *Tribology Transactions*, 2012, 55(4): 503-511.

(编辑: 陈 越)