

高速轴承保持架磨损特性分析*

庞晓旭^{1,2}, 杨明皓¹, 赵伟桦³, 朱定康^{4,5}, 左旭¹

(1. 河南科技大学机电工程学院 洛阳, 471003)

(2. 高端轴承河南省协同创新中心 洛阳, 471003)

(3. 洛阳轴承研究所有限公司 洛阳, 471000)

(4. 清华大学高端装备界面科学与技术全国重点实验室 北京, 100084)

(5. 清华大学机械工程系 北京, 100084)

摘要 针对新能源汽车驱动电机用深沟球轴承在复杂工况下, 钢球与保持架兜孔频繁冲击碰撞导致的磨损加剧、过早失效问题, 提出一种融合保持架六自由度动力学模型与 Archard 磨损模型的磨损性能分析方法, 系统分析转速、径向载荷和摩擦因数等关键工况参数对保持架动态特性及磨损性能的影响规律。首先, 建立保持架六自由度动力学模型; 其次, 以基于 Archard 磨损模型的时间平均磨损率作为磨损性能评价标准; 最后, 系统分析不同工况下保持架质心轨迹、时间平均磨损率及钢球-保持架碰撞力的演变特征。结果表明: 转速提升会显著加剧保持架磨损, 缩短磨损初始诱导期且增大磨损率的波动幅度; 径向载荷对磨损行为影响显著, 中等载荷工况下保持架磨损状态最为稳定, 低载荷时磨损率波动幅度增大, 高载荷易诱发保持架运动失稳; 摩擦因数增大会显著加剧磨损, 高摩擦因数不仅大幅提高平均磨损率、加剧磨损率波动, 还会增强保持架运动的非规则性。

关键词 深沟球轴承; 保持架稳定性; 磨损性能; 质心速度偏差比; 时间平均磨损率
中图分类号 TH133.33

0 引言

新能源汽车产业的快速发展对驱动电机关键部件的服役性能与可靠性提出了更高要求, 深沟球轴承所面临的高 dn 值 (轴承内径 d 与转速 n 的乘积) 运行工况已成为制约电机稳定服役的关键问题。脂润滑球轴承在复杂工况下, 钢球与保持架兜孔频繁冲击和碰撞, 加剧接触副的磨损; 高速运行时离心力引发保持架动态偏斜, 导致其与引导面产生非均匀磨损, 造成配合间隙持续扩大, 引发漏脂和局部温升, 进而诱发保持架塑性变形乃至兜孔熔融断裂。保持架过量磨损与失稳还会引发轴承产生振动和噪声, 甚至断裂、卡死, 造成驱动系统停机等灾难性后果^[1]。

自 20 世纪 70 年代起, 高速滚动轴承保持架的稳定性与磨损问题成为研究热点。Gupta 等^[2]开展了球轴承保持架失衡状态下的运动特性研究, 并观测到磨损现象, 但试验分析存在不足。文献[3-4]对比了内圈引导与外圈引导两种工作模式的差异, 发现静止外圈引导有助于降低功率损失和磨损。随着数值仿真技术的发展, Dahiwal 等^[5]结合 Adams 多体动

力学仿真与弗莱舍磨损理论, 明确了兜孔间隙对磨损程度的重要作用。Li 等^[6]建立柔性保持架模型, 发现兜孔磨损会增大其波动幅度。文献[7-8]从载荷参数、兜孔形状等角度分析磨损特性, 指出圆形兜孔的磨损率较高。高恒强等^[9]基于有限元与 Archard 磨损模型建立球与内圈磨损模型, 研究径向载荷与接触角对轴承磨损的影响。冯珂等^[10]基于循环平稳分析, 实现早期磨损的有效识别与监测。卢昊等^[11]基于 Holm-Archard 方程建立振动磨损耦合模型, 揭示了振动会加速磨损退化。宫保贵等^[12]提出改进的自适应邻域局部线性嵌入方法, 用于轴箱轴承性能退化评估。陈世金等^[13]发现球形兜孔保持架的运动稳定性更佳、磨损率更低。张涛等^[14]建立角接触球轴承磨损仿真模型, 研究了保持架失稳机制。综合现有研究可知, 目前国内外针对保持架兜孔磨损的直接研究较少, 多集中于兜孔形状或结构参数对轴承动态性能的影响。

笔者以新能源汽车驱动电机专用深沟球轴承为研究对象, 基于 Archard 磨损模型, 以时间平均磨损率作为关键评价指标, 分析工况参数对保持架稳定

* 河南省重点研发专项基金资助项目(241111220800); 河南省科技研发计划联合基金重大资助项目(225101610001)

收稿日期: 2025-08-19; 修回日期: 2026-03-17

性及其兜孔磨损的影响规律,揭示工况参数与保持架磨损性能的关联机制,为提升新能源驱动电机轴承的综合性能提供理论依据。

1 六自由度保持架建模

1.1 轴承坐标系定义

轴承坐标系示意图如图 1 所示。为描述轴承零件的质心运动,建立轴承动力学模型时采用以下 7 类坐标系,具体描述如下。

1) 惯性固定坐标系($\{O|X, Y, Z\}$):原点 O 位于外圈中心平面的圆心, Z 轴与外圈回转中心线重合,用以表征轴向, Y 轴沿径向方向延伸, X 轴由 Y 轴与 Z 轴按右手定则确定。

2) 内(外)圈固定坐标系($\{O_{i(e)}|x_{i(e)}, y_{i(e)}, z_{i(e)}\}$):原点与内(外)圈质心重合, $x_{i(e)}$ 轴与内(外)圈旋转轴线重合, $y_{i(e)}$ $O_{i(e)}$ $z_{i(e)}$ 平面经过内(外)圈质心并与内(外)圈径向平面重合。

3) 保持架固定坐标系($\{O_c|x_c, y_c, z_c\}$):原点位于保持架平面的中心, x_c 轴与保持架旋转轴线重合, y_c O_c z_c 平面与保持架的径向平面共面。

4) 保持架兜孔局部坐标系($\{O_{pj}|x_{pj}, y_{pj}, z_{pj}\}$):原点 O_{pj} 位于兜孔中心,并随保持架运动, y_{pj} 沿保持架的径向方向, z_{pj} 沿保持架的圆周方向, x_{pj} 由 y_{pj} 与 z_{pj} 根据右手定则确定。

5) 钢球方位坐标系($\{O_{bj}|x_{bj}, y_{bj}, z_{bj}\}$):每个钢球均建立一个局部坐标系,其原点 O_{bj} 固定于球心并随钢球运动。坐标系的 y_{bj} 轴与 z_{bj} 轴分别沿轴承的径向方向与圆周方向, x_{bj} 轴由 y_{bj} 轴与 z_{bj} 轴依右手定则确定。

6) 接触坐标系($\{O_l|x_l, y_l, z_l\}$):原点 O_l 位于钢球与滚道/兜孔的接触点,该坐标系固定于接触位置并随其运动。 y_l 轴与 z_l 轴分别沿轴承的径向方向与

圆周方向, x_l 轴由 y_l 轴与 z_l 轴依右手定则确定。

7) 切片局部坐标系($\{O_{cl}|x_{cl}, y_{cl}, z_{cl}\}$):原点 O_{cl} 位于第 l 切片中心, y_{cl} 轴与 z_{cl} 轴分别沿轴承的径向方向与圆周方向, x_{cl} 轴由 y_{cl} 轴与 z_{cl} 轴依右手定则确定。

1.2 钢球和滚道的相互作用关系

轴承在力的作用下形成承载区与非承载区。承载区内多个钢球分担载荷,载荷作用线下方的钢球受力最大,非承载区的钢球处于未受载的松弛状态。轴承旋转时,承载区空间固定,钢球随保持架公转循环进出承载区,实现载荷的动态传递。

钢球与滚道之间的作用力分为法向接触力和切向牵引力。法向接触力基于赫兹接触理论,由接触点法向弹性变形量决定。切向牵引力由接触压力与接触界面滑动速度场耦合产生。钢球与滚道相互作用关系如图 2 所示。其中: O_{gj}^i 为内滚道曲率中心; O_{bj}^i 为内圈钢球坐标系的第 j 个球心; r_i 为内滚道曲率半径; d_i 为内圈沟底直径; R_i 为变形表面的曲率半径^[15], $R_i = 2f_i D_w (2f_i + 1)$; f_i 为内滚道沟曲率系数; θ_i 为工作接触角; a_i 、 b_i 分别为接触椭圆短半轴和长半轴; p 为接触应力。

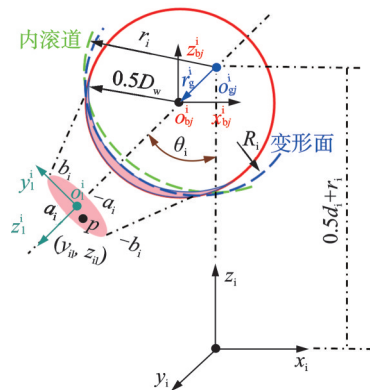


图 2 钢球与滚道相互作用关系

Fig.2 Steel Ball-Raceway Interaction

球心与内圈滚道曲率中心的相对位置可通过 r_g^i 表征,该矢量基于赫兹接触理论^[15]的几何约束关系推导得出,即

$$r_g^i = r_b^i - r_{gj}^i \quad (1)$$

其中: $r_{gj}^i = [0 \quad 0.5(d_i + D_w) \quad 0]^T$; $r_b^i = H_a H_a (r_{bj} - r_i)$; r_{bj} 为第 j 个球心相对惯性固定坐标系的位置矢量; H_a 为惯性固定坐标系至零件固定坐标系的连续旋转变换矩阵,其构建方法详见文献[14]; H_a 为内圈固定坐标系至钢球方位坐标系的变换矩阵。

H_a 的表达式为

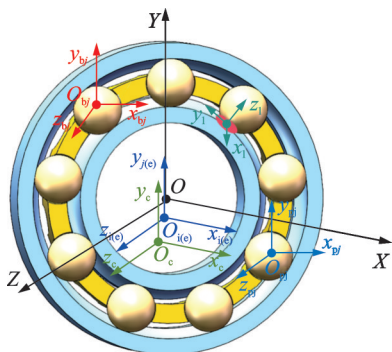


图 1 轴承坐标系示意图

Fig.1 Schematic diagram of bearing coordinate system

$$H_a = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & \sin \phi \\ 0 & -\sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix} \quad (2)$$

其中: ϕ 为钢球的方位角, $\phi = \arctan(z_b/y_b)$ 。

工作接触角作为一个重要结构参数, 计算式为

$$\theta_i = \arctan \frac{-x_{bj}^i}{z_{bj}^i} \quad (3)$$

由相对位置关系可得出钢球与内滚道的变形量, 表达式为

$$\delta_i = |r_g^i| - (f_i - 0.5) D_w \quad (4)$$

其中: f_i 为内滚道沟曲率系数; D_w 为钢球直径。

钢球与内圈滚道均具有规则的几何型面, 二者之间的法向接触力 Q_i 可采用经典的赫兹接触理论进行计算, 接触力与接触变形的对应关系沿用文献[15]的公式。

确定钢球与滚道间的接触力后, 可进一步求解牵引力。钢球与滚道接触界面的速度分布如图3所示。其中: $\mathbf{w}_s$ 为钢球绕自身中心轴线的自转角速度, 即自旋速度; $\mathbf{v}_s$ 为接触界面总相对滑动速度; dS 为接触区域微元面积。由于钢球与滚道接触界面的速度呈离散分布, 该分布特征会直接影响润滑剂的流变特性, 因此采用微元法实现牵引力的精确求解^[16]。

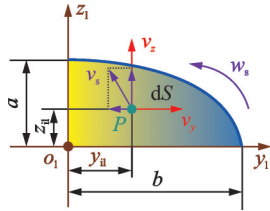


图3 钢球与滚道接触界面的速度分布

Fig.3 Surface velocity distribution of steel ball and raceway

基于文献[17], 采用赫兹理论可准确预测接触应力的分布。为完整表征接触特性, 需定义任意点的滚动速度(卷吸速度)和滑动速度, 为此建立接触坐标系 $\{O_i|x_1, y_1, z_1\}$ 。在钢球/滚道界面上的任意点 P 可进一步明确各类速度的物理机制与耦合关系。

相对滑动速度由钢球与滚道间的非纯滚动产生的速度差形成, 沿接触界面切线方向分布。其表达式分别为

$$v_{iy} = -\mathbf{w}_j(x_{il} + \sqrt{1/4D_w^2 - a_i^2}) \quad (5)$$

$$v_{iz} = (\mathbf{w}_{xi} - \mathbf{w}_{mj}) \left[0.5(d_i + D_w - \sqrt{R_i^2 - y_{il}^2} \cos \theta_i) \right] +$$

$$\mathbf{w}_{yi} \sqrt{R_i^2 - y_{il}^2} \sin \theta_i - \mathbf{w}_j(x_{il} + \sqrt{1/4D_w^2 - a_i^2}) \quad (6)$$

其中: v_{iy} 、 v_{iz} 为钢球与滚道沿 y 、 z 轴相对滑动的速度矢量。

滚动速度由钢球绕轴承中心的公转与绕自身轴线的自转共同产生, 沿滚道切线方向分布, 是纯滚动状态下接触点的速度分量。其表达式为

$$\mathbf{u} = (\mathbf{w}_{xi} - \mathbf{w}_{mj}) \left[0.5(d_i + D_w - \sqrt{R_i^2 - y_{il}^2} \cos \theta_i) \right] + \mathbf{w}_{yi} \sqrt{R_i^2 - y_{il}^2} \sin \theta_i + \mathbf{w}_j(x_{il} + \sqrt{1/4D_w^2 - a_i^2}) \quad (7)$$

其中: $\mathbf{w}_{yi}$ 为钢球坐标系下内圈沿 y 轴的角速度矢量; y_{il} 为钢球坐标系下内圈的位移矢量; x_{il} 为关于 y_{il} 的关联函数, $x_{il} = \sqrt{R_i^2 - y_{il}^2} - \sqrt{R_i^2 - a_i^2}$; $\mathbf{w}_j$ 为钢球在接触坐标系中的角速度矢量。

接触点总滑动速度为界面相对滑动速度与钢球自旋速度在接触界面的耦合结果。钢球自旋速度会在接触界面产生周向线速度分量, 表达式为

$$\mathbf{w}_j = H_c H_a H_\alpha H_{bj}^{-1} \mathbf{w}_{bj} = H_c H_a H_\alpha H_{bj}^{-1} [\mathbf{w}_{xbj} \quad \mathbf{w}_{ybj} \quad \mathbf{w}_{zbj}]^T \quad (8)$$

其中: H_{bj} 为惯性坐标系到第 j 个钢球坐标系的变换矩阵; $\mathbf{w}_{bj}$ 为第 j 个钢球的角速度矢量; H_c 为第 j 个钢球方位坐标系到接触坐标系的变换矩阵。

变换矩阵 H_c 定义为

$$H_c = \begin{bmatrix} \cos(0.5\pi - \theta_i) & \sin(0.5\pi - \theta_i) & 0 \\ -\sin(0.5\pi - \theta_i) & \cos(0.5\pi - \theta_i) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

钢球方位坐标系下第 j 个钢球的旋转速度矢量的表达式为

$$\mathbf{w}_{mj} = \frac{\mathbf{v}_{ybj} \cos \phi + \mathbf{v}_{zbj} \sin \phi}{\sqrt{y_{bj}^2 + z_{bj}^2}} \quad (10)$$

其中: $\mathbf{v}_{bj}$ 为钢球在固定坐标系中的平移速度矢量。

如图3所示, 接触点处的滑动速度是相对滑动速度与自旋速度的乘积。自旋速度的表达式为

$$\mathbf{w}_s = (\mathbf{w}_{xi} - \mathbf{w}_{mj}) \sin \theta_i - \mathbf{w}_{xj} \quad (11)$$

由此得到接触区域内任意接触点的总滑动速度。

$$\begin{bmatrix} \Delta v_{iy} \\ \Delta v_{iz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_{iy} \\ v_{iz} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} z_{il} \\ y_{il} \end{bmatrix} \mathbf{w}_s \quad (12)$$

剪切应力是接触应力与速度的函数, 笔者基于微元积分理论^[16], 通过对接触区域内的剪切应力场进行积分, 即可获得滚道与钢球界面的牵引力, 其计算公式为。

$$\begin{bmatrix} G_{ij}^z \\ G_{ij}^y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \int_S \tau^z(y_{il} z_{il}) dS \\ \int_S \tau^y(y_{il} z_{il}) dS \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \int_{-a_i}^{a_i} \int_{-b_i}^{b_i} p(y_{il} z_{il}) \mu^z(y_{il} z_{il}) dz_1 dy_1 \\ \int_{-a_i}^{a_i} \int_{-b_i}^{b_i} p(y_{il} z_{il}) \mu^y(y_{il} z_{il}) dy_1 dz_1 \end{bmatrix} \quad (13)$$

其中: G_{ij}^y 、 G_{ij}^z 分别为滚道与钢球在接触坐标系沿 y 、 z 轴的牵引力矢量; τ 为剪切应力; μ 为牵引系数。

除了接触力和牵引力外, 钢球的旋转运动还受到润滑剂拖动力的影响, 该拖动力与润滑剂密度、旋转速度等因素有关^[18]。在接触坐标系中, 作用在钢球上的力与力矩分别为

$$F_{ij} = [-Q_i \quad G_{ij}^y \quad G_{ij}^z]^T \quad (14)$$

$$M_{ij} = 0.5D_w[0 \quad G_{ij}^z \quad -G_{ij}^y]^T \quad (15)$$

由于钢球的平移与旋转运动未在接触坐标系中描述, 故需将这些矢量转换到适当的参考坐标系中, 转换公式为

$$F_j = H_a^{-1} H_c^{-1} H_{ij}^{-1} F_{ij} \quad (16)$$

$$M_j = H_{bj}(H_a^{-1} H_c^{-1} H_{ij}^{-1} M_{ij} + r_i F_j) \quad (17)$$

内部运动测量坐标系与钢球局部坐标系存在偏差, 施加在内圈上的力矩在内圈固定坐标系中的转换结果为

$$M_i = H_a^{-1} \left(r_{ij} [-Q_i \sin \theta_i - G_{ij}^y \cos \theta_i - Q_i \cos \theta_i + G_{ij}^y \sin \theta_i G_{ij}^z]^T \right) \quad (18)$$

其中: r_{ij} 为接触中心测点 O_{ci} 相对内圈中心的位移矢量。

钢球和外滚道之间的相互作用与内滚道的相互作用相似。此外, 由于假设外圈在空间中固定, 因此外圈施加在钢球上的力和力矩比内圈施加的力和力矩更简单。因此, 笔者省略了钢球与外滚道相互作用的推导。

1.3 钢球和磨损保持架相互作用关系

钢球和保持架的相互作用关系如图4所示。作用于钢球上的力和力矩由保持架兜孔施加, 在兜孔局部坐标系中分析钢球与兜孔之间的几何相互作用更为简便。图中: r_{pj} 为第 j 个兜孔相对于保持架固定坐标系中心的位置矢量; r_c 为内圈相对于轴承固定坐标系中心的位置矢量; r_{bj} 为第 j 个钢球相对于保持架固定坐标系中心的位置矢量; φ_{bj} 为第 j 个钢球相对于保持架的方位角; φ_c 为内圈相对于保持架的方位角; D_p 为保持架兜孔直径; h_p 为磨损缺陷的最大深度; θ_d 为缺陷区域的角度范围; a_p 和 b_p 分别为磨损后椭圆形兜孔的长半轴与短半轴长度。

$$a_p = -D_p/2 + h_p \quad (19)$$

$$b_p = \frac{D_p \sin \theta_d (D_p/2 + h_p)}{\sqrt{4 \left[(D_p/2 + h_p)^2 - (D_p/2 \cos \theta_d)^2 \right]}} \quad (20)$$

兜孔轮廓由初始圆形演化为椭圆形, 该几何特征

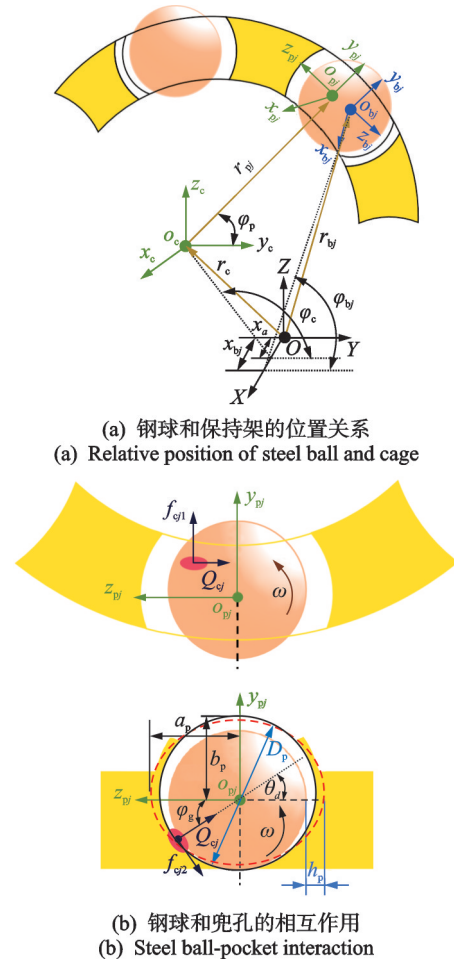


图4 钢球和保持架的相互作用关系

Fig.4 Interaction relationship between steel ball and cage

直接反映了磨损作用的非均匀分布状态, 其关系^[19]为

$$\begin{cases} \frac{y^2}{a_p^2} + \frac{x^2}{b_p^2} = 1 \\ x^2 + y^2 = \left(\frac{D_p}{2} \right)^2 \end{cases} \quad (21)$$

其中: $y = -D_p/2 \cos \theta_d$ 。

类似于钢球与滚道的相互作用, 钢球与兜孔之间的位置矢量可表示为

$$r_p = H_p[r_{pj} - T_c(r_{bj} - r_c)] \quad (22)$$

其中: H_p 为保持架固定坐标系到第 j 个兜孔局部坐标系的变换矩阵; $r_{pj} = [0 \quad r_m \cos \varphi_{pj} \quad r_m \sin \varphi_{pj}]^T$; r_m 为保持架节圆半径; φ_{pj} 为 j 个兜孔的方位角, $\varphi_{pj} = 2\pi(k-1)/Z$ 。

钢球和保持架兜孔之间的几何相互作用根据经典赫兹接触理论进行计算, 接触变形的计算方法取自文献[15]。当保持架兜孔发生磨损时, 其原始几何形状与边界轮廓将发生显著改变, 直接影响钢球与兜孔界面处的接触力学行为。典型的磨损形貌可

表征为兜孔向椭圆形演化,其特征为中心区域磨损深度相对较浅,而沿椭圆长轴方向的两侧磨损加剧、深度增大(如图4b所示)。相较于标准的圆形兜孔,这种椭圆形磨损形貌导致钢球与兜孔之间的接触状态更为复杂,接触力分布也随之改变。因此,为精确表征椭圆化磨损兜孔下的接触力学特性,需建立相应的数学模型,接触力的计算方法取自文献[15]。

此外,钢球与保持架之间还存在摩擦力,该摩擦力是速度的函数。相对滑动速度可进一步推导确定为

$$\Delta \mathbf{v}_{cj1} = \mathbf{v}_{yj}^p - 1/2D_w(\mathbf{w}_{xj}^p \cos \varphi_g + \mathbf{w}_{yj}^p \sin \varphi_g) \quad (23)$$

$$\Delta \mathbf{v}_{cj2} = (\mathbf{v}_{xj}^p \cos \varphi_g + \mathbf{v}_{yj}^p \sin \varphi_g) \mathbf{v}_{yj}^p - 1/2D_w \mathbf{w}_{yj}^p \quad (24)$$

其中: φ_g 为钢球和兜孔之间的碰撞方位角; $\mathbf{v}_j^p$ 和 $\mathbf{w}_j^p$ 为钢球心相对于兜孔的平移速度和角速度。

接触点在两个方向上的摩擦力可表示为

$$f_{cj1} = \mu_{cj1} Q_{cj} \text{sign}(\Delta \mathbf{v}_{cj1}) \quad (25)$$

$$f_{cj2} = \mu_{cj2} Q_{cj} \text{sign}(\Delta \mathbf{v}_{cj2}) \quad (26)$$

其中: μ_{cj} 为钢球和兜孔间的摩擦因数,其计算方法见文献[20]。

惯性坐标系下钢球受力矢量、钢球固定坐标系下力矩矢量的计算方法见文献[15]。

施加到保持架固定坐标系中保持架的力矩为

$$\mathbf{M}_{cj} = \mathbf{r}_{pg} (H_p^{-1} [-Q_{cj} \sin \varphi_g + f_{cj2} \cos \varphi_g - f_{cj1} Q_{cj} \cos \varphi_g + f_{cj2} \sin \varphi_g]^\top) \quad (27)$$

其中: $\mathbf{r}_{pg}$ 为保持架中心与钢球与兜孔接触点之间的位置矢量。

1.4 引导套圈与保持架的相互作用关系

高速工况下,保持架因不平衡力激励发生角度偏移,与引导套圈的相互作用力沿母线分布不均。采用切片法将保持架沿轴向均匀划分为 n 个薄片,其中, k 为第 k 个切片的序号^[21]。保持架与引导套圈的相互作用关系如图5所示。除定义的全局坐标系外,还针对切片建立局部坐标系 $\{O_c|x_c, y_c, z_c\}$ 和 $\{O_{cl}|x_{cl}, y_{cl}, z_{cl}\}$ 。

在保持架第 k 个切片对应的局部坐标系中,保持架中心点 O_{cl} 相对于该切片外圈中心点 O_c 的位置矢量可表示为

$$\mathbf{r}_{cl}^k = H_k^{-1} [H_c \mathbf{r}_{cl} - \mathbf{r}_c - \mathbf{r}_k] \quad (28)$$

其中: H_k 为从惯性坐标系到外圈第 k 个切片局部坐标系的变换矩阵; $\mathbf{r}_{cl}$ 为在保持架固定坐标系中保持架第 k 个切片中心的位置矢量。

$\mathbf{r}_{cl}$ 的表达式为

$$\mathbf{r}_{cl} = \left[\left(-\frac{1}{2} + \frac{L-0.5}{n} \right) L_c \quad 0 \quad 0 \right]^\top \quad (29)$$

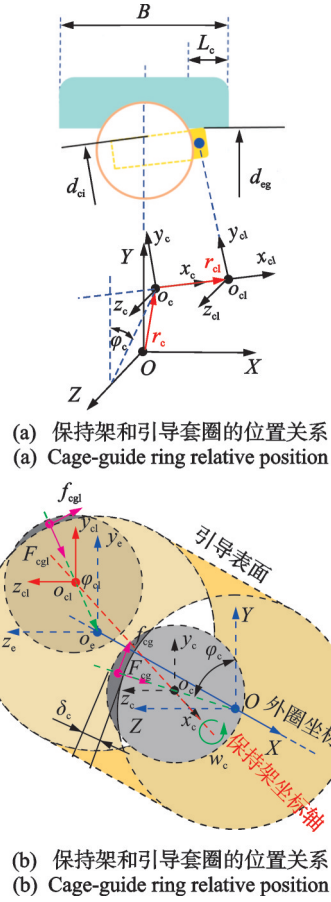


图5 保持架与引导套圈的相互作用关系

Fig.5 Interaction relationship between cage and guide ring

其中: n 为切片总数; L_c 为保持架的有效工作宽度; $\mathbf{r}_c$ 为惯性参考系中外圈第 k 个切片中心的位置矢量。

根据图5(a)所示的单侧引导套圈结构分析,当保持架第 k 个切片的轴向位置满足 $\frac{B}{2} - L_c < x_{cl} < \frac{B}{2}$ 时(其中 B 为引导套圈宽度),该切片与引导套圈之间将产生接触力矢量;否则不存在相互作用力。

对于存在接触力的切片,其接触变形量 δ_{cl} 的计算方法参考文献[15]。在高速运行条件下,润滑剂显著影响保持架与引导套圈之间的接触行为,呈现显著的动态复杂性。相关流体动压力、摩擦力及平均摩擦力矩的计算依据文献[16]确定。

对于存在干涉的切片,相互作用力表示为

$$F_{cgl} = \frac{EL_c^{8/9}}{4n^{8/9}} \left(\frac{\delta_{cl}}{0.39} \right)^{10/9} \quad (30)$$

$$f_{cgl} = \mu_{cg} F_{cgl} \text{sign}(\nu_{gl}) \quad (31)$$

$$M_{cgl} = \frac{1}{2} f_{cgl} d_i \quad (32)$$

其中: E 为等效弹性模量; ν_{gl} 为保持架和引导套圈的滑动速度。

在确定第 k 个切片的相互作用力后,可通过积分获得保持架与引导套圈的相互作用力为

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{x\text{cg}} = 0 \\ F_{y\text{cg}} = \sum_{k=1}^n (f_{\text{cgl}} \sin \varphi_{\text{cl}} - F_{\text{cgl}} \cos \varphi_{\text{cl}}) \\ F_{z\text{cg}} = \sum_{k=1}^n (-f_{\text{cgl}} \cos \varphi_{\text{cl}} - F_{\text{cgl}} \sin \varphi_{\text{cl}}) \\ M_{x\text{cg}} = \sum_{k=1}^n (-0.5 f_{\text{cgl}} d_{\text{ci}}) \\ M_{y\text{cg}} = \sum_{k=1}^n [(-f_{\text{cgl}} \cos \varphi_{\text{cl}} - F_{\text{cgl}} \sin \varphi_{\text{cl}}) \cdot \\ (-0.5 + (L - 0.5)/n) L_c] \\ M_{z\text{cg}} = \sum_{k=1}^n [(-f_{\text{cgl}} \sin \varphi_{\text{cl}} + F_{\text{cgl}} \cos \varphi_{\text{cl}}) \cdot \\ (-0.5 + (L - 0.5)/n) L_c] \end{array} \right. \quad (33)$$

1.5 动力学求解数值仿真流程

基于建立的动力学模型,开发了用于高速球轴承磨损分析的数值仿真程序,其可模拟轴承在复杂工况下的动力学行为与磨损演化过程。图6为高速球轴承动力学磨损数值仿真流程图。

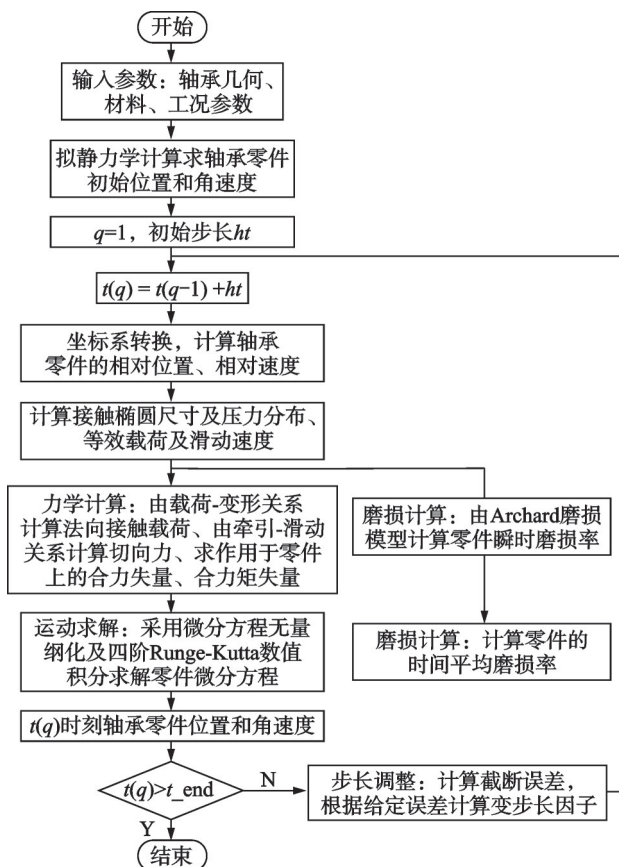


图6 高速球轴承动力学磨损数值仿真流程图

Fig.6 Flowchart of dynamic wear numerical simulation for high-speed ball bearings

2 保持架磨损表征

2.1 时间平均磨损率

在高速工况下,轴承钢球与保持架兜孔接触区会产生相对滑动,且保持架与钢球及套圈挡边之间也存在明显的相对滑移。这些相对运动必然导致接触区域产生摩擦热效应和材料磨损现象。

钢球与保持架兜孔接触时,因相对滑动速度大且接触区域小,可视为点接触或线接触。根据 Archard 方程计算瞬时磨损率^[22],进而得到时间平均磨损率,该值随时间趋于稳定,能综合反映作用力大小与频率,是评估保持架稳定性的有效指标,可用于预测轴承在规定工作循环内的整体磨损。

$$W(T) = \int_0^T w(t) dt / T \quad (34)$$

2.2 保持架质心速度偏差比

为直观清晰地反映保持架的稳定程度,笔者引入 Ghaisas 等的方法进行判定,采用速度偏差比值 σ_v (保持架质心移动速度的标准差与平均速度的比值)作为保持架不稳定性判定指标,该比值越小,保持架越稳定。计算方法见文献[23]。

2.3 模型可信度验证

为验证所建立模型的有效性与可靠性,设计并搭建了保持架运动轨迹光学测量试验平台。该试验平台可实现对轴承运行过程中保持架质心空间运动轨迹的非接触式、高精度动态捕捉。试验平台主体结构如图7所示。



图7 试验平台主体结构

Fig.7 Main structure of the test platform

试验轴承采用6207轴承,基于图7,在轴承内圈转速为12 000 r/min、径向载荷为513.4 N(额定动载荷的2%)的工况下,采用高速摄像机(采样帧率 $\geq 10\,000$ fps)实时捕捉保持架表面标记点的运动图像,如图7所示。经图像处理重构,得到保持架质心轨迹如图8所示。试验与仿真轨迹量化结果如表1所示。结果表明,二者在轨迹形态上高度吻合,仿真与试验的平均半径误差仅为1.7%、最大涡动半径误差为3.51%、轨迹厚度误差为7.4%,各项误差均不

超过 10%,验证了所提出方法的可靠性。



图 8 保持架表面标记点的运动图像

Fig.8 Motion images of marked points on the cage surface

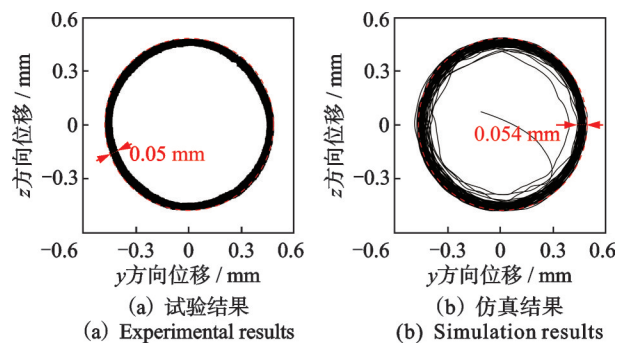


图 9 保持架质心轨迹

Fig.9 Cage centroid trajectory

表 1 试验与仿真轨迹量化结果

Tab.1 Quantitative trajectory results from experiment and simulation

量化指标	仿真数据/mm	实验数据/mm	误差/%
平均半径	0.458	0.450	1.70
最大半径	0.494	0.477	3.51
轨迹厚度	0.054	0.050	7.40

由于 6207 轴承难以开展保持架磨损率试验,故采用文献[2]的研究算例作为基准进行对比,以验证保持架的时间平均磨损率,如图 10 所示。结果表明:二者磨损率演化趋势高度同步;平均磨损率误差为 6.3%,最大磨损率误差为 5.8%,最小磨损率误差为 6.7%,各项误差均在可接受的工程误差范围内,进一步证明了所提出方法的正确性和可靠性。

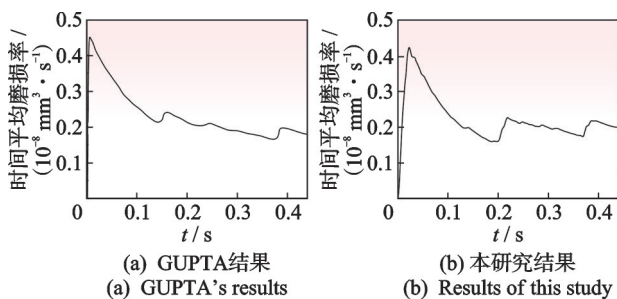


图 10 保持架时间平均磨损率

Fig.10 Time-averaged wear rate of the cage

表 2 GUPTA 与仿真磨损率量化指标对比

Tab.2 Comparison of quantitative wear rate indicators between GUPTA's results and simulations

量化指标	GUPTA	仿真结果	误差/%
平均磨损率/($10^{-8} \text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	0.238	0.253	6.3
最大磨损率/($10^{-8} \text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	0.449	0.423	5.8
最小磨损率/($10^{-8} \text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	0.163	0.174	6.7

3 轴承保持架磨损性能分析

以新能源汽车驱动电机用 6207 深沟球轴承作为分析对象,分析不同工况下保持架的动态特性。轴承主要结构参数如表 3 所示。轴承材料参数如表 4 所示。

表 3 6207 轴承主要结构参数

Tab.3 Main structural parameters of bearing 6207

参数	数值
外径 D/mm	72
内径 d/mm	35
宽度 B/mm	17
钢球个数 Z	9
钢球直径 D_w/mm	11.112 5
保持架外径 D_c/mm	57.6
保持架内径 d_c/mm	48.7
兜孔间隙 C_p/mm	0.223 75
引导间隙 C_g/mm	0.95
额定动载荷/kN	25.67

表 4 6207 轴承材料参数

Tab.4 Bearing material parameters of 6207

零件	材料	$\rho/(10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-3})$	弹性模量/GPa	泊松比
套圈	GCr15	7.85	207	0.30
钢球	GCr15	7.85	207	0.30
保持架	PA46-GF30	1.40	9	0.28

3.1 转速对保持架磨损性能的影响

设定径向载荷为额定动载荷的 8%(2 053.6 N),转速分别为 6 000、9 000、12 000、15 000 和 18 000 r/min,分析得到不同转速下保持架质心轨迹、时间平均磨损率。

轴承内圈不同转速下保持架质心轨迹如图 11 所示。可以看出,转速偏低时,轨迹杂乱无序,明显偏离理想边界。其原因在于低转速下受力分布不匀,同时离心力较小,难以有效约束运动状态。随着转速逐渐提升,离心力增强,载荷分布变得均衡,轨

迹逐步收敛并贴近边界,仅出现小幅波动。轨迹形态由低转速下的局部、无序扰动,演变为高转速下围绕轴承中心的清晰环形区域。

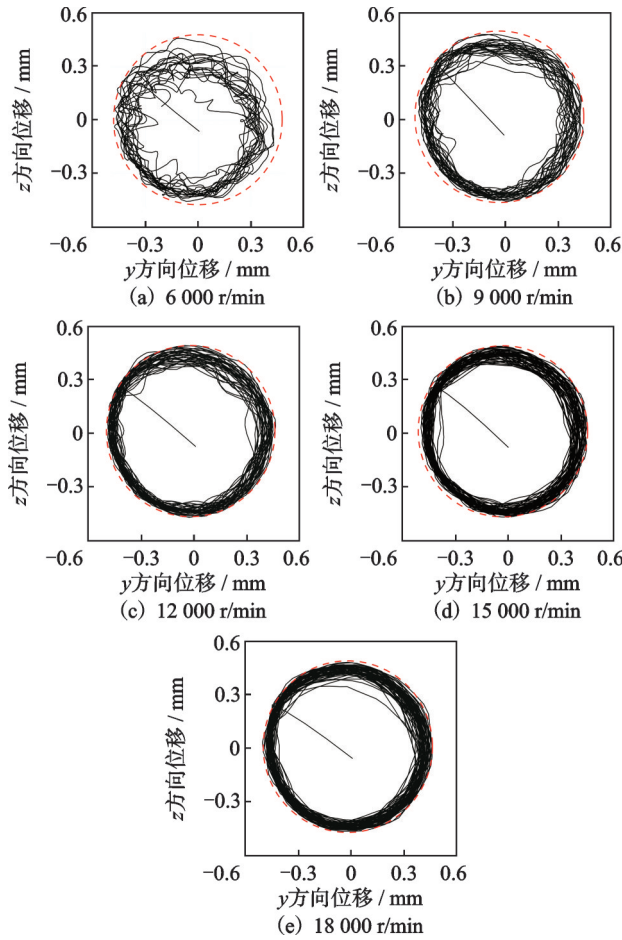


图 11 轴承内圈不同转速下保持架质心轨迹

Fig.11 Cage centroid trajectories under varying inner ring speeds

轴承内圈转速对保持架动态特性的影响如图 12 所示。全文中,质心速度偏差比为量纲一的量。可以看出:在 6 000 r/min 低转速时,质心速度偏差比为 0.177,平均碰撞力仅为 2.15 N,此时轨迹杂乱、无序晃动,导致随机碰撞和局部点状磨损;当转速升至

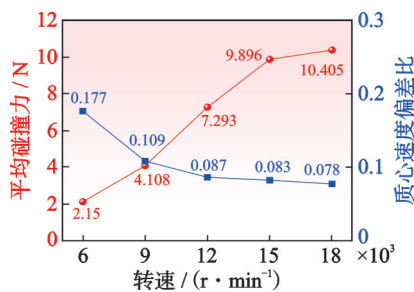


图 12 轴承内圈转速对保持架动态特性的影响

Fig.12 Effect of inner ring rotational speed on cage dynamic characteristics

18 000 r/min 后,偏差比降至 0.078(降幅为 55.9%),碰撞力增至 10.405 N(增幅为 384%)。原因在于无序的晃动导致碰撞具有随机、短暂且带有冲击性的特点,导致应力集中出现在随机位置,易造成局部点状的不均匀磨损。随着转速升高,碰撞力剧增与强离心力共同作用,使钢球与保持架兜孔之间形成高频碰撞、同时接触区域承受较高的法向压力,接触区域相对固定并持续受力、滑动,磨损速率加快,磨损形态从局部点蚀转为整体均匀但深度更大的磨损。

轴承内圈转速对保持架时间平均磨损率的影响如图 13 所示。可以看出:在 6 000 r/min 低转速时,磨损率稳定在 1.0×10^{-9} ,碰撞力波动平缓;在 18 000 r/min 高转速下,磨损率明显增大且波动频繁,碰撞力波动幅值也显著上升。原因在于高转速加剧了动态载荷波动与保持架不平衡力,钢球与保持架的相对速度和接触频率大幅提高,使接触状态由平稳周期性转为剧烈冲击,进而加剧碰撞与滑动摩擦,最终导致平均磨损率显著升高。

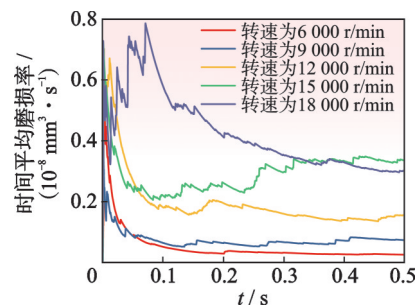


图 13 轴承内圈转速对保持架时间平均磨损率的影响

Fig.13 Effect of inner ring speed on cage time-averaged wear rate

3.2 载荷对保持架磨损性能的影响

在轴承转速为 12 000 r/min 的工况下,径向载荷分别取额定动载荷的 2%、4%、6%、8% 和 10%,即 513.4、1 026.8、1 540.2、2 053.6 和 2 567 N,分析其对保持架质心轨迹、时间平均磨损率及钢球-保持架碰撞力的影响。

轴承径向载荷对保持架质心轨迹演化的影响如图 14 所示。可以看出:低径向载荷下,质心轨迹呈强周期性,紧贴边界形成近似圆形,保持架处于稳态涡动;随着载荷增大,轨迹出现非对称偏斜,中心沿加载方向偏移,逐渐由圆形演变为椭圆形,反映出保持架逐渐失稳。原因在于载荷的提升导致钢球对兜孔的接触压力显著增大,使保持架受力失衡,削弱了保持架的运动约束,使轨迹从规则圆形逐渐向椭圆形演化,揭示了保持架的逐渐失稳过程。

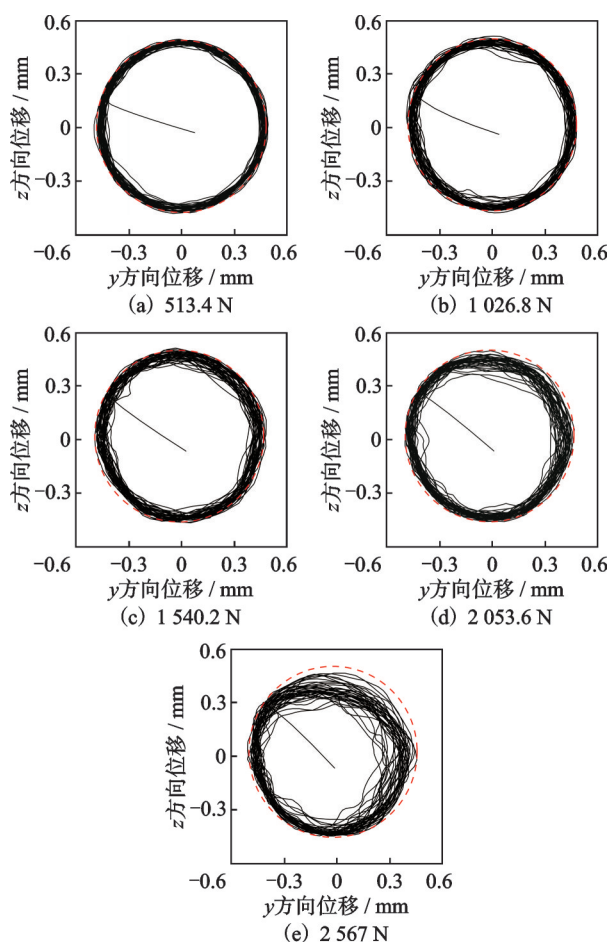


图14 轴承径向载荷对保持架质心轨迹演化的影响

Fig.14 Effect of radial load on cage centroid trajectory evolution

轴承径向载荷对保持架动态特性的影响如图15所示。可以看出:径向载荷从513.4 N增至2 567 N时,保持架质心速度偏差比由0.05升至0.142(增幅为184%),而钢球/保持架平均碰撞力由11.204 N降至5.48 N(降幅为51.1%)。低载荷下,接触载荷均匀,保持架运动平稳,钢球与兜孔持续均匀滑动;载荷增大后,钢球在载荷区更加紧凑,相对打滑减少,碰撞频率降低,但保持架质心偏离轴承中心,运动约束减弱,冲击随机性增强,导致单侧持续高压接触,加剧兜孔局部损伤与不均匀磨损。

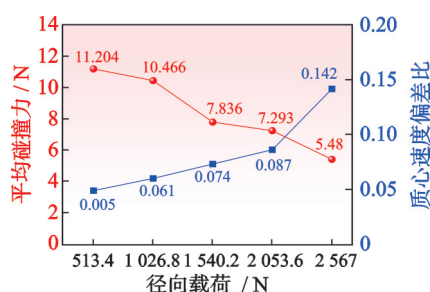


图15 轴承径向载荷对保持架动态特性的影响

Fig.15 Effect of radial load on cage dynamic characteristics

轴承径向载荷对保持架时间平均磨损率的影响如图16所示。可以看出:在513.4 N低载荷时,磨损率波动频繁并出现瞬时尖峰,碰撞力波动幅值较大;当载荷增至2 567 N后,磨损率明显降低且波动平缓,碰撞力幅值显著下降。原因在于载荷不足时运动约束较弱,钢球随机摆动及不平衡力变化引发剧烈无序碰撞,加剧磨损不稳定性,表现为磨损曲线频繁波动并出现瞬时尖峰。

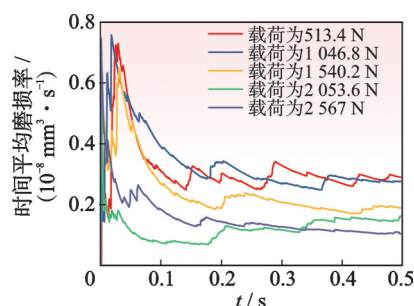


图16 轴承径向载荷对保持架时间平均磨损率的影响

Fig.16 Effect of radial load on cage time-averaged wear rate

3.3 摩擦因数对保持架磨损性能的影响

在轴承转速为12 000 r/min、径向载荷为额定动载荷的8%(2 053.6 N)的工况下,研究钢球与保持架间摩擦因数分别为0.1、0.15、0.2、0.25和0.3时对保持架质心轨迹、时间平均磨损率及钢球-保持架碰撞力的影响。

轴承摩擦因数对保持架质心轨迹演化的影响如图17所示。结果表明,在所研究的摩擦因数范围内,保持架始终绕轴承中心稳定涡动。随着摩擦因数增大,其动态特性呈非线性演化:低摩擦时轨迹周期规整、有序;高摩擦时涡动幅值波动加剧、轨迹趋于杂乱。其原因在于摩擦力增大且分布不均,导致运动失序。

轴承摩擦因数对保持架动态特性的影响如图18所示。结果表明:摩擦因数从0.1增至0.3时,质心速度偏差比由0.087升至0.11(增幅为26.4%),平均碰撞力由7.293 N增至13.631 N(增幅为86.9%)。原因在于摩擦因数较低时,接触面的摩擦力小且均匀,运动呈平稳有序的涡动状态,保持架兜孔表现为均匀的滑动磨损。随着摩擦因数显著增加,摩擦力矩同步提升,使保持架出现显著的黏滑效应,并诱发钢球-兜孔高频非对称碰撞,导致法向载荷局部集中并产生高压冲击,进而激发轴承剧烈振动,加剧钢球与保持架兜孔的磨损进程。

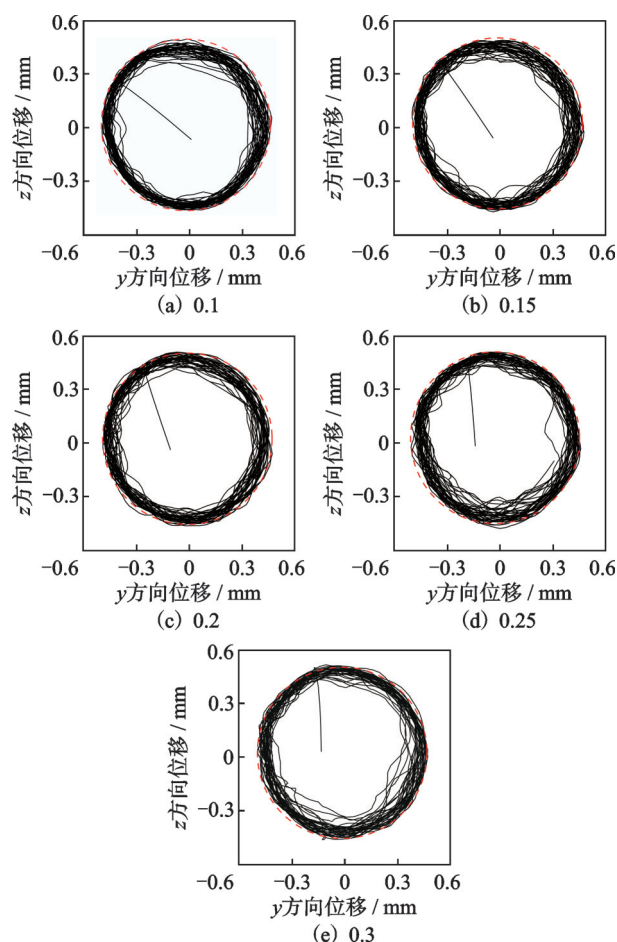


图17 轴承摩擦因数对保持架质心轨迹演化的影响

Fig.17 Effect of friction coefficient on cage centroid trajectory evolution

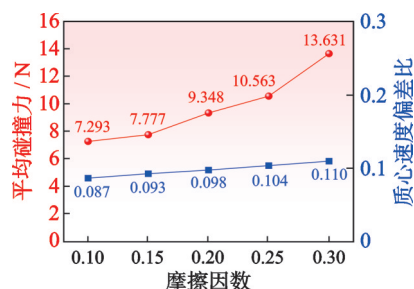


图18 轴承摩擦因数对保持架动力学特性的影响

Fig.18 Effect of bearing friction coefficient on cage dynamic characteristics

轴承摩擦因数对保持架时间平均磨损率的影响如图19所示。结果表明:摩擦因数为0.1时,磨损率稳定在 2.0×10^{-9} ,碰撞力波动平缓;当摩擦因数升至0.3时,磨损率升高至 $3.0 \times 10^{-9} \sim 5.0 \times 10^{-9}$ 且波动频繁,碰撞力幅值显著提高。原因在于高摩擦因数使接触界面摩擦热积累,导致材料热软化、润滑膜破裂失效,引发金属黏着接触从而加剧磨损;同时,高摩擦因数加剧了切向摩擦力与接触力的波动,使

磨损过程极不稳定,表现为磨损率剧烈波动、尖峰频发。

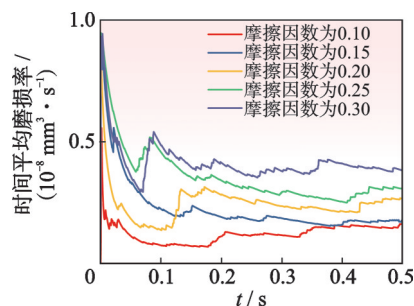


图19 轴承摩擦因数对保持架时间平均磨损率的影响

Fig.19 Effect of friction coefficient on cage time-averaged wear rate

4 结 论

1) 转速升高显著增大保持架的时间平均磨损率。低转速时,磨损起始延迟且量级较低;高转速下磨损率迅速攀升至峰值,并伴有频繁尖峰。原因在于高转速强化了离心力主导的涡动,加剧钢球-兜孔碰撞与滑动摩擦,同时质心轨迹由随机振荡转为稳定环形涡动,磨损不稳定性增强。

2) 载荷对磨损行为影响显著。过低载荷下磨损率剧烈波动,保持架不稳定;中等载荷下磨损变化相对平稳;过高载荷虽使磨损曲线表观平滑,但质心轨迹从规则圆形退化为破碎椭圆,磨损不稳定性加剧,且磨损绝对水平仍高,存在动力学失稳风险。

3) 摩擦因数增大会直接提高平均磨损率。高摩擦因数不仅提升整体磨损水平,还诱发幅值更大、频率更高的瞬态尖峰,磨损过程高度不稳定,同时放大了保持架位移的非规则波动。

4) 高速轻载工况下,碰撞频繁且润滑恶化,磨损率达到 5.0×10^{-9} ;中高载荷(2 053.6 N)下磨损曲线平稳。合理匹配转速与载荷、优化脂润滑特性(降低摩擦因数)及严格控制轴承偏载,可有效提升保持架的服役寿命。

参 考 文 献

- [1] 刘鲁, 霍帅, 郑凯, 等. 高DN值滚子轴承保持架断裂分析[J]. 航空动力学报, 2020, 35(10): 2115-2122.
LIU Lu, HUO Shuai, ZHENG Kai, et al. Analysis of roller bearing cage broken under high DN value[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(10): 2115-2122. (in Chinese)
- [2] GUPTA P K, DILL J, ARTUSO J, et al. Ball bearing response to cage unbalance[J]. Journal of Tribology, 1986, 108(3): 462-466.

- [3] GUPTA P K. Cage unbalance and wear in ball bearings [J]. *Wear*, 1991, 147(1): 93-104.
- [4] GUPTA P K. Cage unbalance and wear in roller bearings[J]. *Wear*, 1991, 147(1): 105-118.
- [5] DAHIWAL R, THIELEN S, SAUER B. Modeling and simulation of cage wear in solid-lubricated rolling bearings[J]. *Tribology Online*, 2020, 15(1): 25-35.
- [6] LI H, LI H, LIU Y, et al. Dynamic characteristics of ball bearing with flexible cage lintel and wear[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2020, 117: 104956.
- [7] YU G W, XIA W, SONG Z Y, et al. Wear-life analysis of deep groove ball bearings based on Archard wear theory[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018, 32(7): 3329-3336.
- [8] GAO S, HAN Q K, ZHOU N, et al. Dynamic and wear characteristics of self-lubricating bearing cage: effects of cage pocket shape[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2022, 110: 177-200.
- [9] 高恒强, 蔡红娟, 蔡苗. 基于 Archard 修正模型的角接触球轴承磨损有限元分析[J]. *机床与液压*, 2018, 46(15): 166-171.
GAO Hengqiang, CAI Hongjuan, CAI Miao. Finite element analysis on wear of angular contact ball bearing based on archard revision model[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2018, 46(15): 166-171. (in Chinese)
- [10] 冯珂, 钱庭钰, 张紫琳, 等. 基于循环平稳分析的齿轮磨损退化状态监测[J]. *振动、测试与诊断*, 2026, 46(2): 229-238.
FENG Ke, QIAN Tingyu, ZHANG Zilin, et al. Condition monitoring of gear wear and degradation based on cyclostationarity[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2026, 46(2): 229-238. (in Chinese)
- [11] 卢昊, 朱真才, 曹爽, 等. 矿井提升机主轴承的振动磨损可靠性分析[J]. *振动、测试与诊断*, 2022, 42(4): 657-663.
LU Hao, ZHU Zhencai, CAO Shuang, et al. Reliability analysis on vibration wear for main bearing of a mine hoist[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2022, 42(4): 657-663. (in Chinese)
- [12] 宫保贵, 张兴武, 陈雪峰. 基于 IAN-LLE 的轴箱轴承性能退化评估[J]. *振动、测试与诊断*, 2026, 46(1): 197-202.
GONG Baogui, ZHANG Xingwu, CHEN Xuefeng. Performance degradation assessment of axle box bearing based on IAN-LLE[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2026, 46(1): 197-202. (in Chinese)
- [13] 陈世金, 邹冬良, 王亚坤, 等. 保持架兜孔形状对高速角接触球轴承保持架动态性能的影响分析[J]. *振动与冲击*, 2024, 43(7): 102-114.
- CHEN Shijin, ZOU Dongliang, WANG Yakun, et al. Effects of cage pocket shape on dynamic performance of high-speed angular contact ball bearing cage[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2024, 43(7): 102-114. (in Chinese)
- [14] 张涛, 陈晓阳, 顾家铭, 等. 高速角接触球轴承保持架不稳定运动机理分析[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(10): 233-241.
ZHANG Tao, CHEN Xiaoyang, GU Jiaming, et al. Analysis on the unstable movement mechanism of high-speed angular contact ball bearing cages[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(10): 233-241. (in Chinese)
- [15] HARRIS T A, KOTZALAS M N. *Essential concepts of bearing technology* [M]. Boca Raton: CRC Press, 2006: 183-228.
- [16] 温诗铸, 杨沛然. *弹性流体动力润滑* [M]. 北京: 清华大学出版社, 1992: 7-12, 196.
- [17] FANG B, ZHANG J H, HONG J, et al. Research on the nonlinear stiffness characteristics of double-row angular contact ball bearings under different working conditions[J]. *Lubricants*, 2023, 11: 44.
- [18] WANG Z, LIANG X H, WANG Z N, et al. Effect of cage pocket wear on the nonlinear dynamics of a full-ceramic bearing-rotor system under starved conditions [J]. *International Journal of Nonlinear Mechanics*, 2025, 170: 104973.
- [19] 温诗铸, 黄平. *摩擦学原理* [M]. 3版. 北京: 清华大学出版社, 2008: 203-218.
- [17] GUPTA P K, GIBSON H G. Real-time dynamics modeling of cryogenic ball bearings with thermal coupling[J]. *Journal of Tribology*, 2021, 143: 1-13.
- [21] HAN Q K, CHU F L. Nonlinear dynamic model for skidding behavior of angular contact ball bearings[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 354: 219-235.
- [22] ARCHARD J F. Contact and rubbing of flat surfaces [J]. *Journal of Applied Physics*, 1953, 24(8): 981-988.
- [23] GHASIAS N, WASSGREN C R, SADEGHI F. Cage instabilities in cylindrical roller bearings[J]. *Journal of Tribology, Transaction of the ASME*, 2004, 126(4): 681-689.



第一作者简介: 庞晓旭, 男, 1983年8月生, 博士、副教授。主要研究方向为高性能轴承设计与性能分析。曾发表《Dynamic study of vertical suspension rotor falling on active clearance elimination protective bearing》(《Journal of Vibration Engineering & Technologies》, 2024, Vol.12)等论文。

E-mail: pxx8308@163.com