

DOI: 10.3901/JME.2021.01.168

频繁摆动工况下球轴承打滑特性研究*

李 峰¹ 邓四二^{1,2,3} 张文虎¹

- (1. 河南科技大学机电工程学院 洛阳 471003;
2. 高端轴承摩擦学技术与应用国家地方联合工程实验室 洛阳 471023;
3. 辽宁重大装备制造协同创新中心 大连 116024)

摘要: 滚动轴承是旋转机械系统中最重要的零部件之一。频繁摆动工况下滚动轴承的打滑严重影响轴承的动力学特性, 导致摆动轴承发生早期失效。基于滚动轴承动力学理论, 建立了摆动深沟球轴承的动力学微分方程组, 通过预估-校正(Gear stiff, GSTIFF)变步长积分算法对动力学微分方程组进行求解, 研究了承载区、不断进出承载区和非承载区内钢球的打滑特性。结果表明: 摆动工况下钢球的打滑明显大于平稳运行条件下钢球的打滑; 始终位于非承载区钢球的最大打滑速度大于始终位于承载区内钢球, 不断进出承载区钢球位于两者之间; 随着游隙的增加, 钢球的打滑先急剧增加后缓慢增加; 增加轴承的变速时间、径向载荷和润滑剂拖曳系数以及降低套圈稳定速度均有利于减小摆动过程中钢球的打滑。

关键词: 摆动工况; 深沟球轴承; 动力学; 打滑

中图分类号: TG156

Skidding Characteristics of Ball Bearings Withstanding a Frequent Oscillating Condition

LI Feng¹ DENG Sier^{1,2,3} ZHANG Wenhui¹

- (1. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003;
2. National United Engineering Laboratory for Advanced Bearing Tribology, Luoyang 471023;
3. Collaborative Innovation Center of Major Machine Manufacturing in Liaoning, Dalian 116024)

Abstract: Rolling bearings are one of the most important components in rotating machinery systems. The skidding of bearings withstanding frequent oscillating conditions seriously affects the dynamic characteristics of the bearings, resulting in early failure. Based on the theory of rolling bearing dynamics, the dynamic differential equations of oscillating deep groove ball bearings are established, and solved by the predictive-correction (Gear stiff, GSTIFF) variable step integration algorithm. Skidding characteristics of the ball which is always in the loading area, continuous access to the loading area and always in the non-loading area are studied. The results show that the skidding of the ball under the oscillating condition is obviously larger than that under the smooth running condition; the maximum skidding of the ball always in the non-loading area is larger than that always in the loading area, and of which the ball continuously enters and exits is in between. As the clearance increases, the skidding of the ball increases sharply and then increases slowly. The increase of the shifting time, radial load and lubricant coefficient, as well as the decrease of stability speed is beneficial to reduce the skidding of the ball during the oscillating motion.

Key words: oscillating; deep groove ball bearing; dynamics; skidding

0 前言

滚动轴承被广泛使用于机械系统中, 其性能对

旋转机械的有效运行和现代生产系统的寿命具有至关重要的作用。随着滚动轴承分析模型越来越成熟, 国内外学者开始拓展研究范围, 不单单局限于轴承稳定运行状态, 轴承摆动过程的性能也成为了研究的重点。文献[1-3]通过对添加润滑剂和不添加润滑剂的摆动深沟球轴承进行试验, 研究了滚动轴承在高负荷摆动运动下的接触应力, 并对轴承寿命进行

* 高端轴承摩擦学技术与应用国家地方联合工程实验室开放基金(201708)、河南省自然科学基金(162300410086)和河南省科技攻关计划(172102210254)资助项目。20200213 收到初稿, 20200820 收到修改稿

了定量的评估,将摆动球轴承的失效分为四个阶段,提出频繁摆动的工况下深沟球轴承的失效起源于次表面的塑性变形。GHEZZI 等^[4]分析了高负荷摆动陶瓷球轴承的损坏过程,并将陶瓷球轴承的磨损过程与钢球轴承进行了对比,发现钢球轴承比陶瓷球轴承更容易发生磨损失效。IVAN 等^[5]试验研究了受力和套圈转速都不断变化的摆动滚子轴承滚道上发生的损坏,并确定了损坏的形成和传播机制。GLAESER^[6]统计分析了高温脂润滑摆动滚子轴承的失效,发现摆动轴承的主要失效形式为塑性变形、磨损和氧化,且失效符合威布尔分布。MATTHIAS 等^[7]试验验证了摆动幅值和频率对轴承失效模式的影响,并计算了动态载荷作用下摆动轴承的寿命,但该寿命计算方法假设轴承内部不发生滑动,且没有考虑摆动轴承磨损的影响。

滚动体打滑不仅会导致轴承磨损加速,而且严重影响轴承运行平稳性,造成轴承的早期失效。因此准确预测滚动轴承打滑行为,提出相应的防滑设计准则是国内外学者广泛关注的重要问题。文献[8-10]分别用拟动力学及动力学方法研究了滚动轴承的打滑现象,为轴承打滑特性的研究奠定了基础。陈渭等^[11]研究了外载荷涡动半径、涡动频率等对挤压油膜阻尼器轴承打滑的影响机理,发现涡动的存在会对轴承打滑产生不利影响。王海同等^[12]基于试验打滑判据得到了球轴承的打滑临界曲线,为不同工况下轴承最高转速的选取提供了依据。文献[13-15]提出了能够预测滚动体打滑行为的空间三维非线性动力学模型,分析了轴向和径向载荷联合作用时,滚动体滑动速度随时间和空间的变化规律。王云龙等^[16]建立角接触球轴承-转子系统的动力学分析模型,研究了润滑油的密度和黏度、引导方式和轴向预紧力对轴承启动停止过程以及打滑的影响。文献[17-19]研究了滚动体进入载荷区所出现的咬入滑动现象,并考虑转子加速等瞬态工况对滚动轴承打滑的影响及不同转速波动幅值、频率下滚动轴承的打滑特性。滚动体的打滑随着时间和空间不断发生变化,对于频繁摆动的轴承,其滚动体并非绕轴承整周转动,而是随着套圈往复摆动,因此,摆动轴承不同空间位置处钢球的打滑状态十分复杂。

鉴于此,本文基于滚动轴承动力学理论,建立摆动深沟球轴承的动力学模型,并以某型号深沟球轴承为例,对轴承摆动过程中不同位置处钢球的打滑特性进行了分析。本研究为摆动球轴承的设计提供了一定的理论基础。

1 轴承动力学模型

1.1 轴承坐标系

为了准确地描述频繁摆动工况下轴承内部各元件的运动特性以及相互作用力,本文建立了如图 1 所示的坐标系。

(1) $OXYZ$ 为惯性坐标系。

(2) 钢球质心坐标系 $o_b x_b y_b z_b$ 位于钢球的质心位置。每个钢球都具有钢球质心坐标系。

(3) 保持架质心坐标系 $o_c x_c y_c z_c$ 由轴承固定坐标系平移得到,原点 o_c 与保持架质心重合,并随保持架一起运动。

(4) 保持架兜孔坐标系 $o_p x_p y_p z_p$ 原点 o_p 位于保持架兜孔中心, x_p 轴与轴承轴线方向相同, y_p 轴指向轴承中心,该坐标系随着保持架一起运动。

(5) 内圈坐标系 $o_i x_i y_i z_i$ 由轴承固定坐标系平移得到,原点 o_i 位于内圈质心,并随内圈频繁摆动。

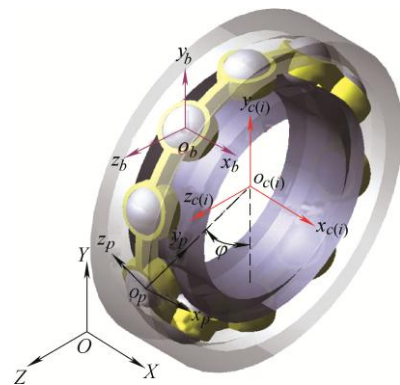


图 1 深沟球轴承坐标系

1.2 摆动深沟球轴承的运动负载特性

如图 2 所示,轴承外圈固定,内圈往复摆动,

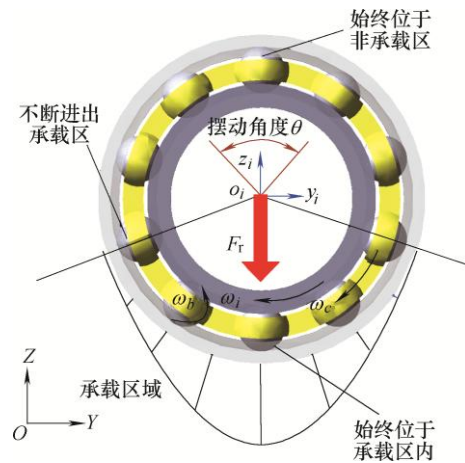


图 2 轴承内部各元件的运动负载状态

且摆动角度为 θ 。在摆动的过程中, 内圈角速度 ω_i 、钢球公转角速度 ω_c 及钢球自转角速度 ω_b 的大小和方向均不断发生变化, 本文取图 2 所示的方向为正方向, 即 ω_i 、 ω_c 顺时针, ω_b 逆时针时取正值, 反之取负值。轴承受到径向载荷 F_r 的作用。钢球在轴承内的位置有三种: 始终位于承载区内、不断进出承载区以及始终位于非承载区内。

周期性摆动内圈速度变化如图 3 所示, 将内圈转速变化的一个周期 T 分为变速时间 t_1 和稳定时间 t_2 。摆动运动的套圈从一个方向的稳定速度变化为另一个方向稳定速度所用的时间即为变速时间。变速时间的长短直接影响着变速阶段套圈的加速度大小。

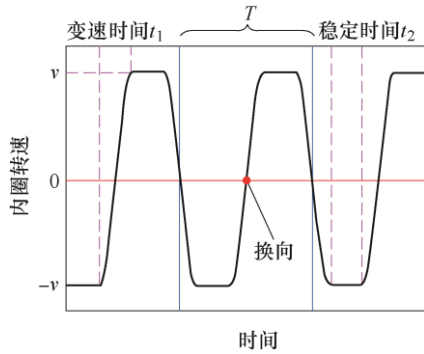


图 3 摆动套圈转速变化规律

若钢球与套圈之间无滑动, 即钢球和沟道表面接触点的线速度相同, 则得到钢球的理论公转角速度 ω_{c0} 和理论自转角速度 ω_{b0} 分别为

$$\omega_{c0} = \frac{1}{2} \omega_i (1 - \gamma) \quad (1)$$

$$\omega_{b0} = \frac{d_m}{2D_w} \omega_i (1 - \gamma^2) \quad (2)$$

式中, γ 为无量纲几何参数; $\gamma = \frac{D_w \cos \alpha}{d_m}$; d_m 为轴承节圆直径; D_w 为钢球直径。

然而, 轴承在运转的过程中, 钢球与套圈之间难免发生打滑。根据第 j 个钢球与内沟道表面接触点线速度的不同, 可以得到钢球与内圈之间的打滑速度 V_{ij} 为

$$V_{ij} = (\omega_i - \omega_c) \frac{d_i}{2} - \omega_{bj} \frac{D_w}{2} \quad (3)$$

式中, d_i 为轴承内沟道直径。

同样, 钢球与外圈之间的打滑速度 V_{oj} 为

$$V_{oj} = \omega_c \frac{d_o}{2} - \omega_{bj} \frac{D_w}{2} \quad (4)$$

式中, d_o 为轴承外沟道直径。

深沟球轴承在摆动运动的过程中, 钢球可能会

因惯性而滑动一段短距离, 钢球与套圈间的拖动力不足, 导致钢球和沟道之间产生相对滑动, 摩擦磨损加剧, 严重影响轴承的寿命。根据失效模式, 该轴承主要是内圈与钢球之间的打滑, 钢球与内圈间的打滑远大于外圈, 因此, 钢球与内圈间的打滑对于评价摆动轴承性能具有重要的理论意义。

1.3 轴承各元件动力学微分方程组

1.3.1 钢球动力学微分方程组

轴承在摆动的过程中, 钢球不但会受到内外圈的作用力, 而且由于打滑等各种因素的影响, 钢球公转速度与保持架转速不会完全相同, 导致钢球受到保持架的作用。图 4 和图 5 分别为钢球与套圈及与保持架间的作用力。

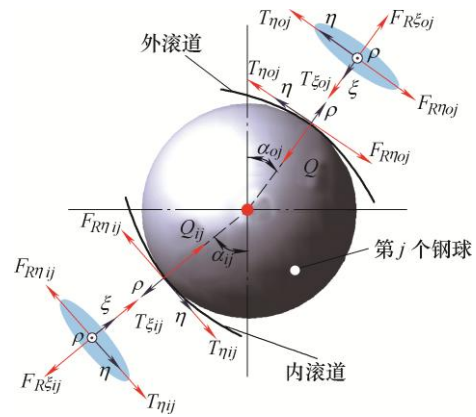


图 4 钢球与套圈间作用力

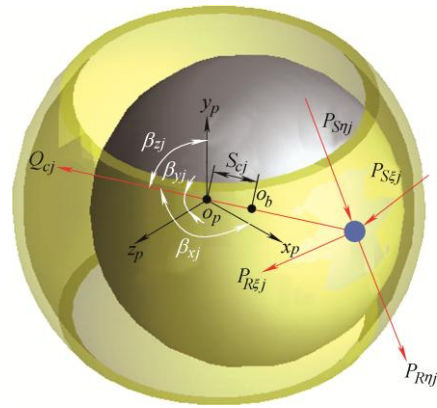


图 5 钢球与保持架间作用力

图 4 中, i 和 o 分别代表内圈和外圈; Q_{ij} 、 Q_{oj} 表示钢球与内外沟道的法向接触力; $T_{\eta ij}$ 、 $T_{\eta oj}$ 、 $T_{\xi ij}$ 、 $T_{\xi oj}$ 为钢球与沟道接触面上的拖动力; $F_{R\eta ij}$ 、 $F_{R\eta oj}$ 、 $F_{R\xi ij}$ 、 $F_{R\xi oj}$ 为钢球与沟道接触入口区的流体动压摩擦力。图 5 中, Q_{cj} 为保持架兜孔对钢球的作用力; β_{xj} 、 β_{yj} 、 β_{zj} 分别为 Q_{cj} 与保持架兜孔坐标系 $o_p x_p y_p z_p$ 三个方向的夹角; $P_{R\eta(\xi)j}$ 、 $P_{S\eta(\xi)j}$ 分别为保持架兜孔与钢球接触面入口区的滚动摩擦

力和滑动摩擦力。

根据钢球的受力平衡, 将每个钢球受力均表示在钢球质心坐标系中, 得到钢球的动力学微分方程组为

$$\mathbf{A}_i \begin{pmatrix} T_{\eta ij} - F_{R\eta ij} + F_{H\eta ij} \\ -T_{\xi ij} + F_{R\xi ij} + F_{H\xi ij} \\ Q_{ij} \end{pmatrix} - \mathbf{A}_o \begin{pmatrix} T_{\eta oj} + F_{R\eta oj} + F_{H\eta oj} \\ -T_{\xi oj} + F_{R\xi oj} + F_{H\xi oj} \\ Q_{oj} \end{pmatrix} + \mathbf{C}_{pj} \begin{pmatrix} Q_{cix} \\ Q_{cij} \\ Q_{ciz} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} P_{S\xi j} + P_{R\xi j} \\ -F_{Dj} - F_{\tau j} \\ F_{\eta j} - P_{S\eta j} - P_{R\eta j} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_b \ddot{x}_{bj} \\ m_b \ddot{y}_{bj} \\ m_b \ddot{z}_{bj} \end{pmatrix} \quad (5)$$

$$\frac{D_w}{2} \mathbf{A}_i \begin{pmatrix} F_{R\xi ij} - T_{\xi ij} \\ -T_{\eta ij} + F_{R\eta ij} \\ 0 \end{pmatrix} - \frac{D_w}{2} \mathbf{A}_o \begin{pmatrix} F_{R\xi oj} - T_{\xi oj} \\ -T_{\eta oj} + F_{R\eta oj} \\ 0 \end{pmatrix} -$$

$$\frac{D_w}{2} \begin{pmatrix} P_{S\eta j} + P_{R\eta j} \\ 0 \\ P_{S\xi j} + P_{R\xi j} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} J_x \dot{\omega}_{xj} \\ G_{yj} + J_y \dot{\omega}_{yj} \\ G_{zj} + J_z \dot{\omega}_{zj} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} I_b \dot{\omega}_{bij} \\ I_b \dot{\omega}_{bij} \\ I_b \dot{\omega}_{bij} \end{pmatrix} \quad (6)$$

$$\mathbf{A}_{i(o)} = \begin{pmatrix} \cos \alpha_{i(o)} & 0 & -\sin \alpha_{i(o)} \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \alpha_{i(o)} & 0 & \cos \alpha_{i(o)} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{C}_{pj} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi_j & -\sin \varphi_j \\ 0 & \sin \varphi_j & \cos \varphi_j \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} Q_{cix} \\ Q_{cij} \\ Q_{ciz} \end{pmatrix} = Q_{cj} \begin{pmatrix} \cos \beta_{xj} \\ \cos \beta_{yj} \\ \cos \beta_{zj} \end{pmatrix}$$

式中

$\mathbf{A}_{i(o)}$ ——内(外)圈接触面坐标系与钢球质心坐标系之间的旋转矩阵;

\mathbf{C}_{pj} ——第 j 个保持架兜孔坐标系与固定坐标系的旋转矩阵;

$(Q_{cix} \ Q_{cij} \ Q_{ciz})^T$ —— Q_{cj} 在保持架兜孔坐标系三个方向的分量;

$F_{\eta j}$ 、 $F_{\tau j}$ 、 G_{yj} 、 G_{zj} ——钢球运动过程中所产生的惯性力以及惯性力矩;

m_b ——钢球质量;

J_x 、 J_y 、 J_z ——钢球在 $o_b x_b y_b z_b$ 三个方向的转动惯量;

$\dot{\omega}_{xj}$ 、 $\dot{\omega}_{yj}$ 、 $\dot{\omega}_{zj}$ ——钢球在 $o_b x_b y_b z_b$ 三个方向的角加速度;

\ddot{x}_{bj} 、 \ddot{y}_{bj} 、 \ddot{z}_{bj} ——钢球在 $OXYZ$ 三个方向的加速度;

I_b ——钢球在 $OXYZ$ 的转动惯量;

$\dot{\omega}_{bix}$ 、 $\dot{\omega}_{bjy}$ 、 $\dot{\omega}_{bjz}$ ——钢球在 $OXYZ$ 三个方向的角加速度。

1.3.2 保持架动力学微分方程组

轴承在摆动过程中保持架受到钢球的作用力, 如图 5 所示。保持架的动力学微分方程组为

$$\sum_{j=1}^Z \left[\mathbf{C}_{pj} \begin{pmatrix} Q_{cix} \\ Q_{cij} \\ Q_{ciz} \end{pmatrix} + \mathbf{C}_c \begin{pmatrix} P_{S\xi j} + P_{R\xi j} \\ P_{S\eta j} + P_{R\eta j} \\ 0 \end{pmatrix} \right] = \begin{pmatrix} m_c \ddot{x}_c \\ m_c \ddot{y}_c \\ m_c \ddot{z}_c \end{pmatrix} \quad (7)$$

$$\sum_{j=1}^Z \left[\frac{d_m}{2} \cdot \mathbf{C}_c \begin{pmatrix} Q_{cj} \\ 0 \\ P_{S\xi j} + P_{R\xi j} \end{pmatrix} + \sum_{j=1}^Z \left[\frac{D_w}{2} \begin{pmatrix} P_{S\eta j} + P_{R\eta j} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \right] \right] = \begin{pmatrix} J_{cx} \dot{\omega}_{cx} \\ J_{cy} \dot{\omega}_{cy} \\ J_{cz} \dot{\omega}_{cz} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{C}_c = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi_c & -\sin \varphi_c \\ 0 & \sin \varphi_c & \cos \varphi_c \end{pmatrix} \quad (8)$$

式中, \mathbf{C}_c ——保持架质心坐标系与固定坐标系的旋转矩阵;

m_c ——保持架质量;

\ddot{x}_c 、 \ddot{y}_c 、 \ddot{z}_c ——保持架在 $OXYZ$ 三个方向的加速度;

J_{cx} 、 J_{cy} 、 J_{cz} ——保持架在 $OXYZ$ 三个方向的转动惯量;

$\dot{\omega}_{cx}$ 、 $\dot{\omega}_{cy}$ 、 $\dot{\omega}_{cz}$ ——保持架在 $OXYZ$ 三个方向的角加速度。

1.3.3 内圈动力学微分方程组

内圈的动力学微分方程组为

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} + \sum_{j=1}^Z \left[\mathbf{B}_{ij} \begin{pmatrix} T_{\eta ij} - F_{R\eta ij} \\ F_{R\xi ij} - T_{\xi ij} \\ Q_{ij} \end{pmatrix} \right] = m_i \begin{pmatrix} \ddot{x}_i \\ \ddot{y}_i \\ \ddot{z}_i \end{pmatrix} \quad (9)$$

$$\begin{pmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} + \sum_{j=1}^Z \left[r_{ij} \cdot \mathbf{B}_{ij} \begin{pmatrix} Q_{ij} \\ 0 \\ T_{\xi ij} - F_{R\xi ij} \end{pmatrix} \right] +$$

$$\sum_{j=1}^Z \left[\frac{f_i \cdot D_w}{2} \cdot \mathbf{B}_{ij} \begin{pmatrix} F_{R\eta ij} - T_{\eta ij} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \right] = \begin{pmatrix} J_{ix} \dot{\omega}_{ix} \\ J_{iy} \dot{\omega}_{iy} \\ J_{iz} \dot{\omega}_{iz} \end{pmatrix} \quad (10)$$

式中 \mathbf{B}_{ij} ——内接触面坐标系与轴承固定坐标系的旋转矩阵;

$$\mathbf{B}_i = \begin{pmatrix} \cos \alpha_{ij} & 0 & -\sin \alpha_{ij} \\ \sin \alpha_{ij} \sin \varphi_j & \cos \varphi_j & \cos \alpha_{ij} \sin \varphi_j \\ \sin \alpha_{ij} \cos \varphi_j & -\sin \varphi_j & \cos \alpha_{ij} \cos \varphi_j \end{pmatrix};$$

α_{ij} ——轴承的内接触角;

$$r_{ij} = \frac{d_m}{2} - \frac{D_w f_i \cos \alpha_{ij}}{2};$$

f_i ——轴承内沟曲率半径系数;

$(F_x \ F_y \ F_z)^T$ 、 $(M_x \ M_y \ M_z)^T$ ——内圈的力和力矩；

m_i ——内圈质量；

\ddot{x}_i 、 \ddot{y}_i 、 \ddot{z}_i ——内圈在 $OXYZ$ 三个方向的加速度；

J_{ix} 、 J_{iy} 、 J_{iz} ——内圈在 $OXYZ$ 三个方向的转动惯量；

$\dot{\omega}_{ix}$ 、 $\dot{\omega}_{iy}$ 、 $\dot{\omega}_{iz}$ ——内圈在 $OXYZ$ 三个方向的角加速度。

1.3.4 轴承动力学微分方程组求解流程

深沟球轴承在摆动运动的过程中，轴承各元件受力的大小和方向不断发生变化。如图 6 所示为摆动深沟球轴承动力学微分方程组的求解流程。

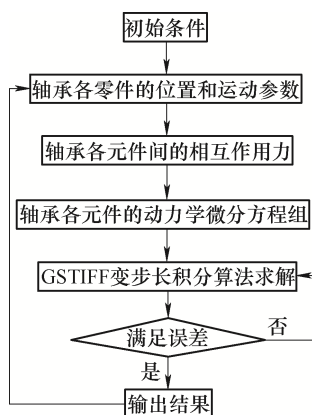


图 6 求解流程

首先输入轴承的初始条件(轴承材料、结构、润滑参数、工况)，根据轴承各零件的运动约束条件进行拟静力学分析，由式(1)、(2)计算得到各零件位置和运动参数的初始值，然后根据轴承动力学理论，利用 GSTIFF 变步长积分算法对式(5)~(10)进行求解，若动力学微分方程组的误差在收敛误差(10^{-3})以内，则输出轴承各零件的位置和运动参数，并将其作为下一步长的初始值进行求解。对各个时刻的动力学微分方程进行求解，就可以得到摆动深沟球轴承的钢球打滑等动力学特性。

2 数值仿真

2.1 不同位置处钢球的运动状态

本文以某型号深沟球轴承为例，分析始终处于承载区、不断进出承载区以及始终处于非承载区三种位置处钢球打滑的变化规律，轴承的主参数如表 1 所示。

表 1 轴承主参数

参数	数值
轴承内径/m	0.095
轴承外径/m	0.12
轴承宽度/m	0.013
钢球个数	26
钢球直径/m	0.007 144
内沟曲率半径/m	0.003 67
外沟曲率半径/m	0.003 74
钢球材料	GCr15

2.1.1 恒速工况下钢球打滑的变化规律

图 7 所示为内圈以 100 r/min 恒速运转条件下钢球打滑的变化规律。从中可以看出，当钢球位于非承载区时，由于不受内圈拖动力的作用，钢球的打滑增加，打滑最大值为 0.000 055 63 m/s。

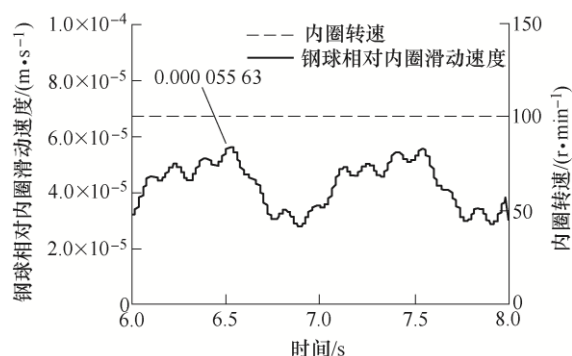


图 7 恒速工况下钢球打滑的变化规律

2.1.2 始终处于承载区钢球打滑的变化规律

图 8 所示为内圈在摆动周期为 0.2 s，变速时间

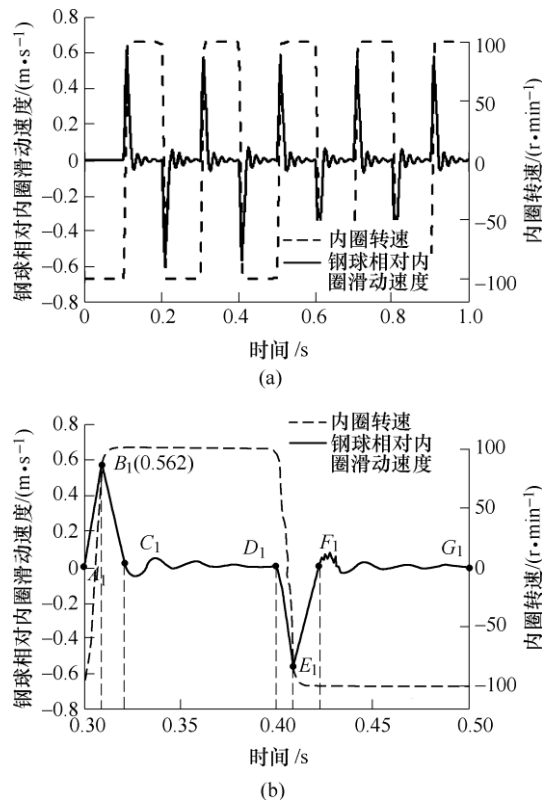


图 8 始终处于承载区钢球打滑的变化规律

为 0.01 s 且稳定阶段套圈转速为 100 r/min 的摆动条件下, 始终处于承载区钢球打滑的变化规律。将套圈一个摆动周期内始终处于承载区钢球的打滑分为 A_1 - G_1 几个阶段, 如图 8b 所示。

A_1 点套圈转速由正向变为反向, 而钢球由于惯性作用仍正向转动, 因此 A_1 - B_1 阶段钢球打滑急剧增加。 B_1 点套圈速度达到反方向稳定, 此时钢球在套圈的拖动作用下开始逐渐由正向到反向转动, 因此 B_1 点钢球打滑达到最大(0.562 m/s), 随后减小。 C_1 点钢球打滑减小到 0, 并在 0 附近小范围波动, 逐渐趋于稳定。 D_1 点套圈速度由反向到正向变化, 钢球相对套圈滑动速度反向增加, 在 E_1 点套圈速度达到稳定时反向减小。

2.1.3 不断进出承载区钢球打滑的变化规律

图 9 为套圈摆动过程中, 不断进出承载区钢球打滑的变化规律, 如图 9b 所示, 将套圈一个摆动周期内不断进出承载区钢球的打滑分为 A_2 - J_2 几个阶段。

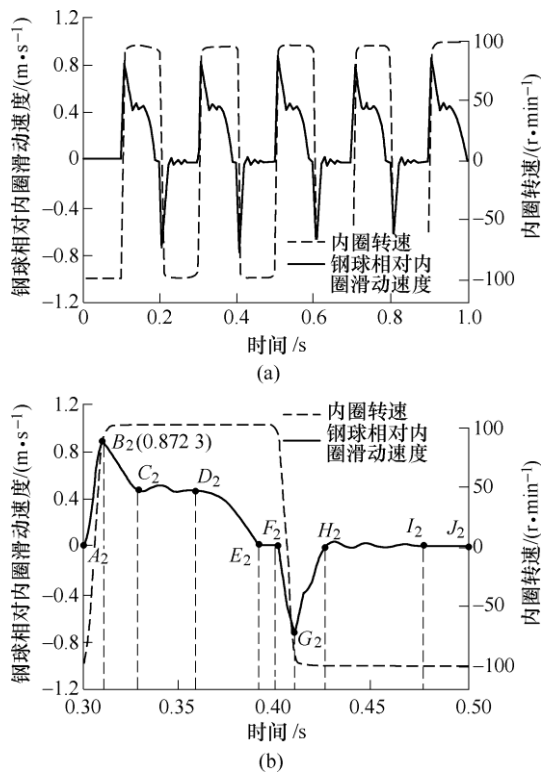


图 9 不断进出承载区钢球打滑的变化规律

A_2 点钢球处于非承载区, 套圈转速由正向变为反向, 钢球打滑急剧增加, B_2 点套圈速度达到反向稳定, 钢球打滑达到最大值 0.872 3 m/s, 随后开始减小, 直到 C_2 点钢球公转速度达到反向稳定, 此时由于钢球处于非承载区, 钢球打滑基本保持 C_2 点的值不变。 D_2 点钢球进入承载区, 在内圈的拖动作用下, 钢球打滑减小, E_2 点打滑速度降为 0。 F_2 点套

圈开始由反向到正向旋转, 钢球打滑增加。 G_2 点套圈速度达到正向稳定, 钢球打滑开始减小, 并在 H_2 点降为 0, 在 I_2 点钢球出承载区。

2.1.4 始终处于非承载区钢球打滑的变化规律

图 10 为套圈摆动过程中, 始终处于非承载区钢球打滑的变化规律, 将一个周期内始终处于非承载区钢球的打滑随时间的变化分为 A_3 - G_3 几个阶段, 如图 10b 所示。

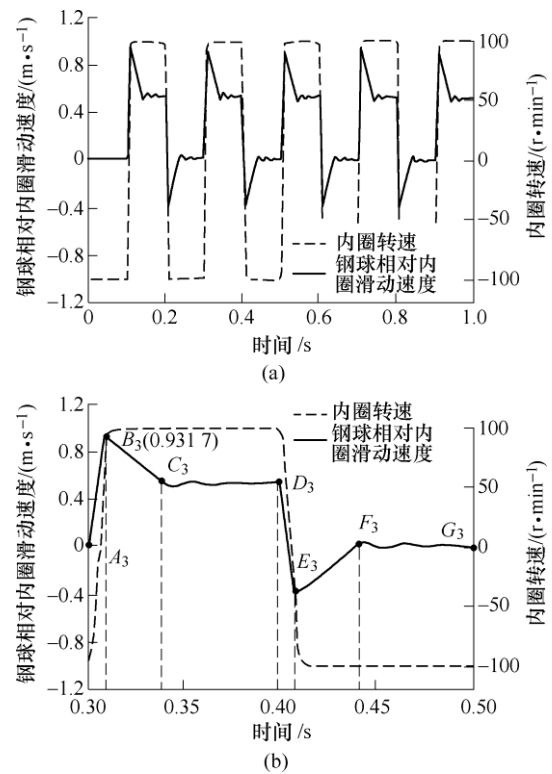


图 10 始终处于非承载区钢球打滑的变化规律

A_3 点套圈转速由正向变为反向, 钢球打滑增加。在 B_3 点套圈速度达到反向稳定, 钢球打滑取得最大值 0.931 7 m/s, 随后逐渐减小。直到 C_3 点钢球公转速度稳定, 此时钢球由于没有受到套圈的拖动作用, 自转速度不发生变化, 因此钢球的打滑不变。 D_3 点套圈开始由反向转动到正向转动, 钢球打滑速度先减小, 减小到 0 后反向增加, 在 E_3 点套圈速度达到正向稳定, 钢球打滑减小, 在 F_3 点钢球公转速度达到稳定, 打滑不变。

图 8~10 中, 始终处于非承载区的钢球由于不受到内圈拖动力的作用, 因此钢球的打滑 B_3 值大于 B_1 值。对于不断进出承载区的钢球, 由于进出承载区的时间不确定, 因此 A_2 - J_2 也不确定, 但 B_2 值始终位于 B_1 值及 B_3 值之间。

2.2 轴承结构参数对摆动轴承打滑特性的影响

研究了摆动周期为 0.2 s, 变速时间为 0.01 s

且稳定阶段套圈转速为 100 r/min 的条件下径向游隙对不同位置处钢球打滑的影响,如图 11 所示。图 12 所示为钢球打滑最大值随径向游隙的变化规律。

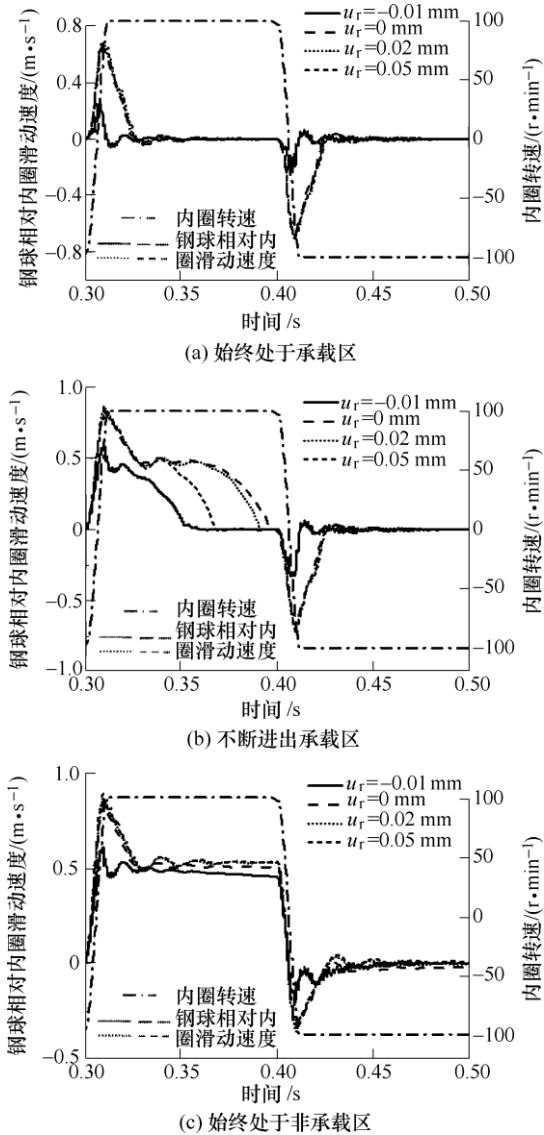


图 11 径向游隙对不同位置处钢球打滑的影响

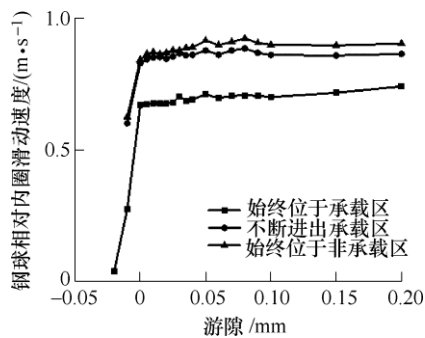


图 12 不同径向游隙下钢球打滑的变化规律

由图 11 与图 12 可以看出,当轴承游隙小于 -0.014 mm 时,所有钢球均始终处于承载区,钢球

的打滑较小(0.0336 m/s)。随着径向游隙的增加,非承载区的大小逐渐增大,不同位置处钢球的打滑均急剧增加。当游隙增加到 0 mm 时,钢球的打滑增加缓慢,当游隙从 0 mm 增加到 0.2 mm 时,始终处于承载区钢球的打滑由 0.6709 m/s 增加到 0.7394 m/s,不断进出承载区的打滑由 0.8362 m/s 增加到 0.8647 m/s,始终处于非承载区的打滑由 0.8594 m/s 增加到 0.8997 m/s。

2.3 工况参数对摆动轴承打滑特性的影响

2.3.1 拖动系数对打滑的影响

在不同的拖动系数下,研究了摆动周期为 0.2 s,变速时间为 0.01 s 且稳定阶段套圈转速为 100 r/min 的条件下不同位置处钢球打滑的变化规律,如图 13 所示。图 14 为不同位置处钢球打滑最大值随拖动系数的变化规律。

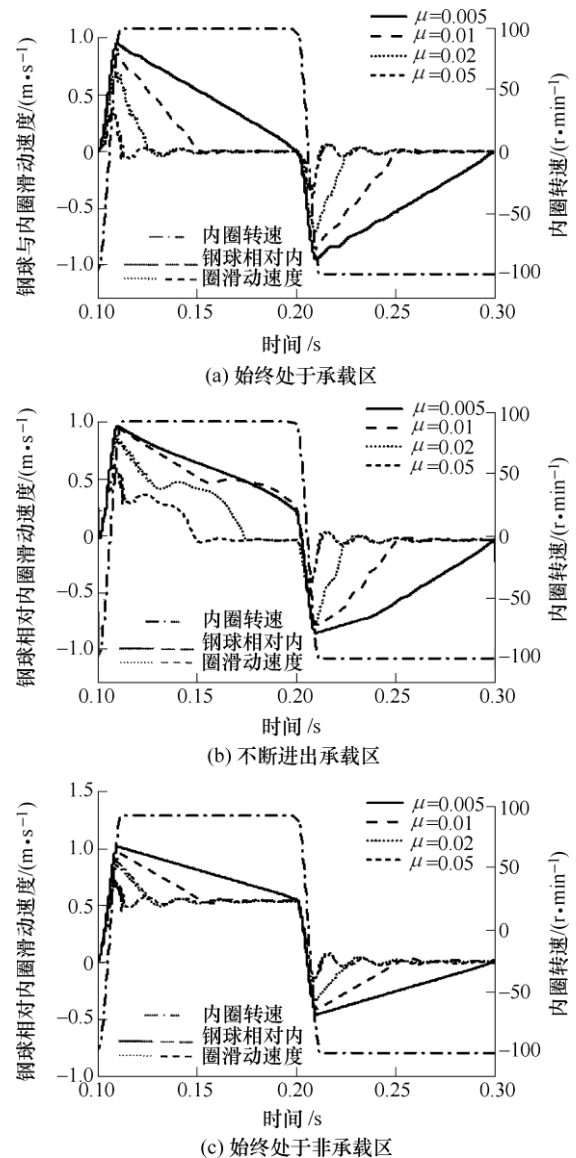


图 13 拖动系数对不同位置处钢球打滑的影响

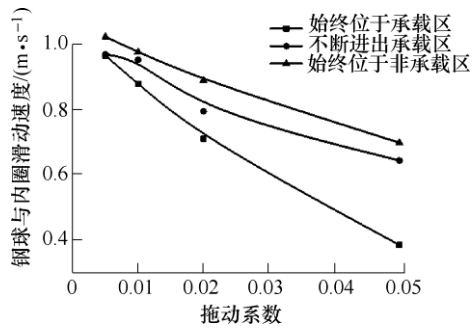


图 14 不同拖动系数下钢球打滑的变化规律

对于始终处于承载区的钢球，拖动系数越大，则钢球受到的拖动力就越大，当套圈换向时，钢球公转角速度和自转角速度的变化越大，因此 $A_1-B_1(D_1-E_1)$ 阶段的变化越慢。当套圈换向后速度达到稳定时，即内圈转速 ω_i 不变时， $B_1-C_1(E_1-F_1)$ 阶段的下降越快。

对于不断进出承载区的钢球，拖动系数越大， A_2-B_2 阶段钢球打滑越小， B_2-C_2 阶段钢球打滑减小越快。钢球进入承载区(D_2 点)时的打滑速度越小，且进入承载区后钢球自转速度 ω_b 减小越快，因此 D_2-E_2 阶段下降越快。当拖动系数为 0.005 时，内圈对钢球的拖动力不足，导致套圈由反向到正向旋转时钢球打滑没有降为 0。

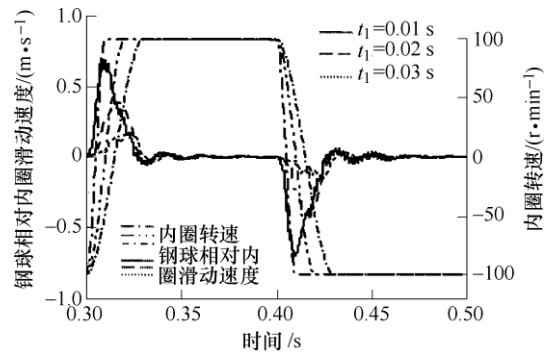
对于始终处于非承载区的钢球，拖动系数越大，钢球公转速度变化越快，因此 A_3-B_3 与 D_3-E_3 阶段钢球打滑增加越慢， B_3-C_3 、 E_3-F_3 阶段钢球打滑下降越快。拖动系数对钢球公转速度稳定后(C_3-D_3 阶段)的打滑影响不大。

随着拖动系数的增加，不同位置处钢球的打滑均不断减小。当拖动系数从 0.005 增加到 0.05 时，始终处于承载区钢球的打滑由 0.962 1 m/s 减小到 0.386 5 m/s，不断进出承载区的打滑由 0.965 9 m/s 减小到 0.643 3 m/s，始终处于非承载区的打滑由 1.019 2 m/s 减小到 0.697 3 m/s。由于拖动系数随润滑剂黏度的增加而增大，因此在摆动轴承中应当选用黏度较大的润滑剂。

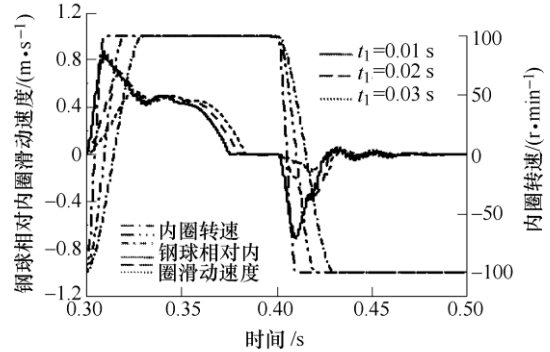
2.3.2 变速时间对钢球打滑的影响

在摆动周期为 0.2 s，且套圈稳定阶段转速为 100 r/min 条件下，钢球打滑在不同变速时间下的变化规律如图 15 所示。图 16 为不同变速时间下钢球打滑的变化规律。

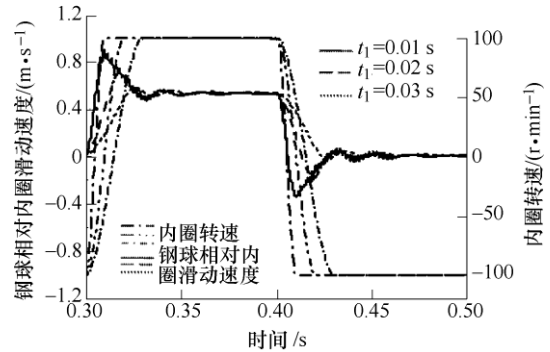
对于始终处于承载区的钢球，变速时间主要影响 $A_1-B_1(D_1-E_1)$ 阶段。变速时间越大，在其他条件不变的情况下，套圈速度即 ω_i 变化越慢，因此 $A_1-B_1(D_1-E_1)$ 阶段所用时间越长，变化越慢，钢球打滑的最大值(B_1 点)越小。



(a) 始终处于承载区



(b) 不断进出承载区



(c) 始终处于非承载区

图 15 变速时间对不同位置处钢球打滑的影响

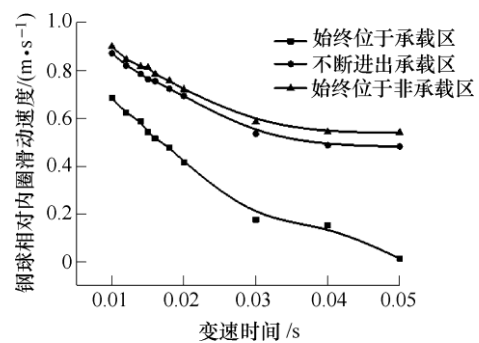


图 16 不同变速时间下钢球打滑的变化规律

对于不断进出承载区的钢球，变速时间不仅影响套圈速度变化时的打滑，还会影响钢球进入承载区的时间，即 D_2 点。变速时间越大， A_2-B_2 阶段变化越慢， B_2 点越小，钢球公转的角度越大，因此进入承载区越慢。

对于始终处于非承载区的钢球，变速时间主要

影响套圈变速时钢球的打滑, 对钢球公转速度稳定以后(C_3 - D_3)的打滑几乎没有影响。

随着变速时间的增加, 不同位置处钢球的打滑最大值均逐渐降低。当变速时间从 0.01 s 增加到 0.05 s 时, 始终处于承载区钢球的打滑由 0.685 6 m/s 减小到 0.014 9 m/s, 不断进出承载区的打滑由 0.872 3 m/s 减小到 0.482 8 m/s, 始终处于非承载区的打滑由 0.899 8 m/s 减小到 0.541 m/s。因此摆动轴承套圈在换向时, 应增加变速时间, 即套圈缓慢换向。

2.3.3 套圈稳定阶段转速对钢球打滑的影响

在摆动周期为 0.2 s, 变速时间为 0.01 s 的条件下, 钢球打滑随套圈稳定阶段的转速大小的变化规律如图 17 所示。图 18 为不同稳定转速 v 下钢球打滑最大值的变化规律。

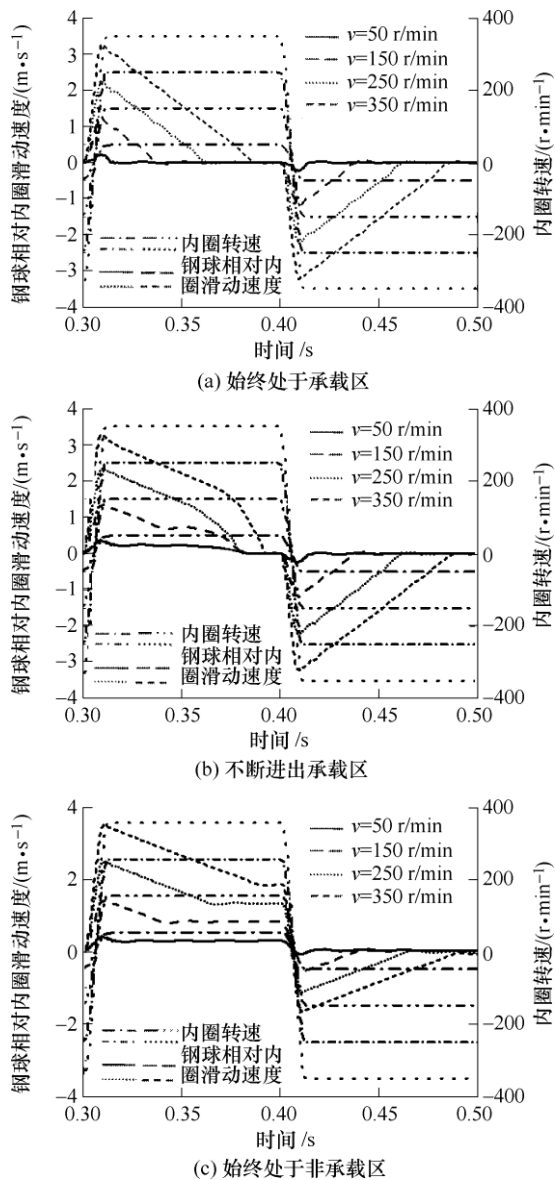


图 17 稳定转速对不同位置处钢球打滑的影响

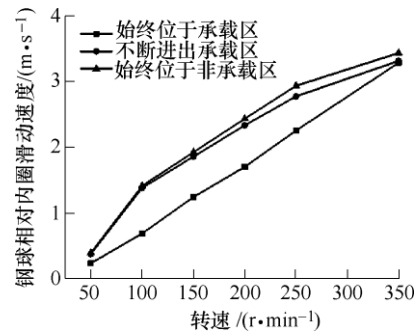


图 18 不同稳定转速下钢球打滑的变化规律

对于始终处于承载区的钢球, 套圈稳定转速越大, 在相同的变速时间下, 套圈速度变化越快, 因此 A_1 - B_1 (D_1 - E_1)阶段钢球打滑越大。当套圈速度稳定后(B_1 、 D_1), 钢球的公转和自转角速度变化到稳定值, 套圈稳定阶段转速对 B_1 - C_1 和 E_1 - F_1 阶段的影响不大。

对于不断进出承载区的钢球, 稳定转速越大, A_2 - B_2 与 F_2 - G_2 阶段变化越快, 钢球打滑的最大值(B_2 点)越大。当套圈稳定转速较大时, 钢球公转速度 ω_c 不易达到反向稳定, 使钢球打滑由 B_2 点直接进入 D_2 点。

对于始终处于非承载区的钢球, 稳定转速越大, A_3 - B_3 与 D_3 - E_3 阶段变化越大, 钢球打滑的最大值(B_3 点)越大, 且钢球公转速度达到稳定后(C_3 - D_3)钢球的打滑速度越大。

随着套圈稳定阶段速度的增加, 不同位置处钢球的打滑最大值均增加。当套圈稳定阶段转速从 50 r/min 增加到 350 r/min 时, 始终处于承载区钢球的打滑由 0.233 7 m/s 增加到 3.284 m/s, 不断进出承载区的打滑由 0.372 5 m/s 增加到 3.311 4 m/s, 始终处于非承载区的打滑由 0.393 6 m/s 增加到 3.433 2 m/s。因此轴承在摆动过程中, 转速不宜太快。

2.3.4 径向载荷对钢球打滑的影响

研究了摆动周期为 0.2 s, 变速时间为 0.01 s 且稳定阶段套圈转速为 100 r/min 的条件下, 不同位置处钢球的打滑随径向载荷的变化规律, 如图 19 所示。图 20 为不同径向载荷下钢球打滑的变化规律。

对于始终处于承载区的钢球, 径向载荷主要影响 B_1 - C_1 (E_1 - F_1)阶段变化的快慢。径向载荷越大, 则钢球受到套圈的作用力越大, 因此在套圈变速(A_1 - B_1 、 D_1 - E_1)阶段钢球打滑增加越慢, 钢球打滑的最大值(B_1 点)越小。套圈的转速达到稳定后(B_1 - C_1 、 E_1 - F_1 阶段), 钢球的公转和自转角速度变化越快, 因此钢球打滑下降越快。

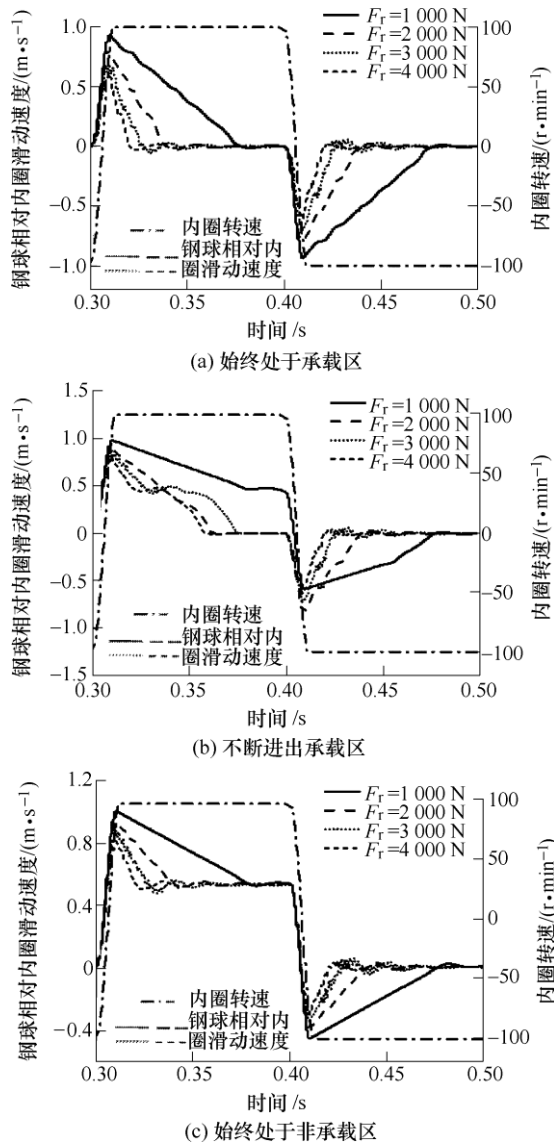


图 19 径向载荷对不同位置处钢球打滑的影响

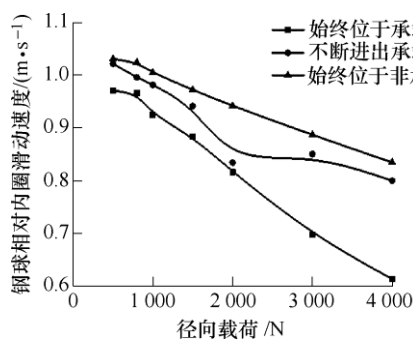


图 20 不同径向载荷下钢球打滑的变化规律

对于不断进出承载区的钢球, 径向载荷越大, 钢球受力越大, 因此 B_2-C_2 阶段下降越快。且轴承的承载区域随着径向载荷的增大而增大, 因此钢球越早进入承载区(D_2 点)。当径向载荷为 1 000 N 时, 轴承的承载区域较小, 钢球在套圈反向旋转时进入承载区。

对于始终处于非承载区的钢球, 径向载荷越大, 钢球公转速度变化越快, 因此 A_3-B_3 与 D_3-E_3 阶段钢球打滑增加越慢, B_3-C_3 、 E_3-F_3 阶段钢球打滑下降越快。径向载荷对钢球公转速度稳定后(C_3-D_3 阶段)的打滑影响不大。

随着径向载荷的增加, 不同位置处钢球的打滑最大值均呈逐渐降低的趋势。当径向载荷从 500 N 增加到 4 000 N 时, 始终处于承载区钢球的打滑由 0.970 2 m/s 减小到 0.613 4 m/s, 不断进出承载区的打滑由 1.021 6 m/s 减小到 0.799 6 m/s, 始终处于非承载区的打滑由 1.030 8 m/s 减小到 0.834 6 m/s。径向载荷为 2 000 N 时不断进出承载区钢球的打滑值较低, 这是由于承载区域大小的变化使钢球在套圈换向时即进入承载区, 此时 B_2 值接近于 B_1 值。相对于轻载的条件, 摆动的轴承更适合在重载条件下运行。

3 结论

(1) 频繁摆动运动的球轴承, 始终处于非承载区钢球的打滑最大值远远大于始终处于承载区的钢球, 不断进出承载区钢球的打滑最大值位于两者之间。且频繁摆动工况下不同位置处钢球的打滑均远远大于恒速运动工况下的打滑。

(2) 轴承的结构参数(径向游隙)以及工况参数, 包括润滑剂拖动系数、变速时间、套圈稳定阶段转速以及径向载荷, 均对频繁摆动工况下轴承的打滑有影响。当轴承游隙小于 -0.014 mm 时, 所有钢球均始终处于承载区, 钢球的打滑较小, 随着游隙的增加, 不同位置处钢球的打滑均急剧增加, 当游隙增加到 0 mm 时, 钢球的打滑增加缓慢。增加套圈的变速时间、径向载荷, 使用粘度较大的润滑剂, 以及降低套圈稳定速度均有利于减小摆动过程中钢球的打滑。

参 考 文 献

- [1] MASSI F, BOUSCHARAIN N, MILANA S, et al. Degradation of high loaded oscillating bearings: Numerical analysis and comparison with experimental observations[J]. Wear, 2014, 317: 141-152.
- [2] KOMBA E H, MASSI F, BOUSCHARAIN N, et al. Experimental damage analysis in high loaded oscillating bearings[J]. Tribology International, 2016, 102: 507-515.
- [3] TONAZZI D, KOMBA E H, MASSI F, et al. Numerical analysis of contact stress and strain distributions for

- greased and ungreased high loaded oscillating bearings[J]. Wear, 2017, 376-377: 1164-1175.
- [4] GHEZZI I, EYMARD W, KOMBA E H, et al. Damage evolution and contact surfaces analysis of high-loaded oscillating hybrid bearings[J]. Wear, 2018, 406-407: 1-12.
- [5] IVAN O, MARKO N. Analysis on damage to rolling bearings at small turning angels[J]. Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering, 2018, 64(4): 209-215.
- [6] GLAESER W A. The performance of heavily loaded oscillating roller bearings from 300F to 600F[J]. ASLE Transactions, 1960, 3(2): 203-207.
- [7] MATTHIAS S, ANDREAS R, GERHARD P. Cycle counting of roller bearing oscillations - case study of wind turbine individual pitching system[J]. Renewable Energy Focus, 2018, 25: 40-47.
- [8] HARRIS T A. An analytical model to predict skidding in high speed roller bearings[J]. ASLE Transactions, 1966, 9(3): 229-241.
- [9] HARRIS T A. An analytical model to predict skidding in thrust-loaded angular-contact ball bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1971, 93(1): 17-24.
- [10] GPUTA P K. Transient ball motion and skid in ball bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1975, 97(2): 261-269.
- [11] 陈渭, 李军宁, 张立波, 等. 考虑涡动工况的高速滚动轴承打滑失效分析[J]. 机械工程学报, 2013, 49(6): 38-43.
- CHEN Wei, LI Junning, ZHANG Libo, et al. Skidding analysis of high speed rolling bearing considering whirling of bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(6): 38-43.
- [12] 王海同, 李铁民, 王立平, 等. 大尺寸球轴承打滑分析及其应用[J]. 机械工程学报, 2015, 51(11): 41-47.
- WANG Haitong, LI Tiemin, WANG Liping, et al. Analysis of large-size ball bearing slip and its application[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(11): 41-47.
- [13] 韩勤锴, 李兴林, 闫国斌, 等. 变载偏斜圆柱滚子轴承打滑动力学分析[J]. 机械工程学报, 2017, 53(9): 58-65.
- HAN Qinkai, LI Xinglin, YAN Guobin, et al. Dynamic skidding behavior of skew cylindrical roller bearings under time-variable loads[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(9): 58-65.
- [14] 韩勤锴, 褚福磊. 角接触滚动轴承打滑预测模型[J]. 振动工程学报, 2017, 30(3): 357-366.
- HAN Qinkai, CHU Fulei. Angular contact rolling bearing slip prediction model[J]. Journal of Vibration Engineering, 2017, 30(3): 357-366.
- [15] HAN Qinkai, LI Xinglin, CHU Fulei. Skidding behavior of cylindrical roller bearings under time-variable load conditions[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018, 135: 203-214.
- [16] 王云龙, 王文中, 卿涛, 等. 角接触球轴承-转子加减速过程动力学分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(9): 9-16.
- WANG Yunlong, WANG Wenzhong, QING Tao, et al. Dynamic analysis of angular contact ball bearing-rotor system during start up and shut down[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(9): 9-16.
- [17] 涂文兵, 杨锦雯, 罗丫, 等. 转速波动工况滚动轴承打滑动力学特性分析[J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(6): 1193-1198.
- TU Wenbing, YANG Jinwen, LUO Ya, et al. Analysis of dynamic characteristics of rolling bearing sliding in rotating speed[J]. Vibration, Testing and Diagnosis, 2018, 38(6): 1193-1198.
- [18] SHAO Yimin, TU Wenbing. Investigation on skidding of rolling element bearing in loaded zone[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2013, 20(1): 34-41.
- [19] TU Wenbing, SHAO Yimin, MECHEFSE C K. An analytical model to investigate skidding in rolling element bearings during acceleration[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(8): 2451-2458.
-
- 作者简介: 李峰, 女, 1997 年出生。主要研究方向为滚动轴承设计及理论。
E-mail: 2418227282@qq.com
- 邓四二(通信作者), 男, 1963 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。
主要研究方向为滚动轴承设计及理论。
E-mail: dse@haust.edu.cn
- 张文虎, 男, 1987 年出生, 博士。主要研究方向为滚动轴承设计及理论。
E-mail: 526916105@qq.com